

ДЕТАЛИ МАШИН. ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ



УЧЕБНОЕ
ПОСОБИЕ

Л.В. Лукиенко, В.А. Банников,
И.В. Лазарев, А.И. Чернышев



Министерство просвещения Российской Федерации
ФГБОУ ВО «Тульский государственный педагогический университет
им. Л.Н. Толстого»
Факультет Технологий и бизнеса
Кафедра агроинженерии и техносферной безопасности

ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторные работы

Учебное пособие

Л.В. Лукиенко, В.А. Банников,
И.В. Лазарев, А.И. Чернышев

Нижний Новгород
2025

УДК 621.81
ББК 34.44
Д38

Главный редактор: Краснова Наталья Александровна – кандидат экономических наук,
доцент, руководитель НОО «Профессиональная наука»

Технический редактор: Гусева Ю.О.

Авторы-составители:

Л.В. Лукиенко, В.А. Банников, И.В. Лазарев, А.И. Чернышев

Рецензенты:

Е.В. Мищенко - канд. техн. наук, доцент.

ФГБОУ ВО «Орловский государственный аграрный университет имени Н.В. Парахина»

А.М. Козлов - канд. техн. наук, доцент. Новомосковский институт

ФГБОУ ВО РХТУ им. Д.И. Менделеева

Детали машин. Лабораторный практикум [Электронный ресурс]: учебное пособие
Эл. изд. - Электрон. текстовые дан. (1 файл pdf: 95 с.). - Л.В. Лукиенко, В.А. Банников, И.В.
Лазарев, А.И. Чернышев. 2025. – Режим доступа: http://scipro.ru/conf/machine_parts10_25.pdf.
Сист. требования: Adobe Reader; экран 10".

ISBN 978-5-908003-15-5

В данном учебном пособии представлен теоретико-методический материал
необходимый для выполнения лабораторных работ по дисциплине «Детали машин»,
преподаваемой для студентов направления подготовки 35.03.06 – Агроинженерия и 20.03.01
– Техносферная безопасность.

Материал может быть полезен студентам других направлений подготовки,
изучающим курс «Детали машин».

ISBN 978-5-908003-15-5



© Л.В. Лукиенко, В.А. Банников, И.В. Лазарев, А.И. Чернышев
© Оформление: Издательство НОО Профессиональная наука. 2025

Содержание

Введение.....	5
Техника безопасности при выполнении лабораторных работ	7
<i>Лабораторная работа №1. Ознакомление с механическими передачами</i>	<i>8</i>
<i>Лабораторная работа №2. Изучение зубчатых редукторов...</i>	<i>17</i>
<i>Лабораторная работа №3. Исследование коэффициента полезного действия червячного редуктора.....</i>	<i>36</i>
<i>Лабораторная работа №4. Изучение вариаторов</i>	<i>43</i>
<i>Лабораторная работа №5. Изучение конструкций подшипников качения</i>	<i>48</i>
<i>Лабораторная работа №6. Определение коэффициента полезного действия винтовой пары</i>	<i>77</i>
<i>Лабораторная работа №7. Определение критической частоты вращения вала</i>	<i>85</i>
<i>Лабораторная работа №8. Изучение лебедок с ручным приводом.....</i>	<i>90</i>

Введение

1. Целью освоения дисциплины является формирование у студентов теоретических и практических знаний по основам расчета и конструирования деталей и узлов общего назначения.

2. Место дисциплины в структуре ООП бакалавриата

Дисциплина «Детали машин» относится к базовой части профессионального цикла. Изучение данной дисциплины базируется на освоении студентами дисциплин базовой части профессионального цикла: «Физика», «Математика», «Теоретическая механика», «Компьютерная графика», «Сопротивление материалов», «Материаловедение», «Теория механизмов и машин».

К началу изучения дисциплины студенты должны **знать:**

- методы расчета на прочность при статическом нагружении;
- материалы и область их применения;
- кинематику сложного движения, основные вопросы динамики механизмов;
- дифференцирование и интегрирование простых функций;

уметь:

- применять информационные технологии;
- анализировать сборочные чертежи и схемы механизмов, узлов машин;
- проводить исследование и проектирование рычажных и кулачковых механизмов;
- разрабатывать технологические процессы механической обработки заготовок деталей.

Освоение данной дисциплины необходимо для выполнения курсовых проектов и качественного выполнения выпускной квалификационной работы.

3. Компетенции обучающегося, формируемые в результате освоения дисциплины «Детали машин»

- Способность принимать участие в инженерных разработках среднего уровня сложности в составе коллектива;
- Способность использовать методы расчётов элементов технологического оборудования по критериям работоспособности и надёжности;
- Способность использовать законы и методы математики, естественных, гуманитарных и экономических наук при решении профессиональных задач;
- Способность принимать на практике навыки проведения и описания исследований, в том числе экспериментальных

В результате освоения дисциплины обучающийся должен:

знать:

- основные критерии работоспособности деталей машин;
- типовые конструкции узлов (муфты, подшипники, редукторы);
- основные методы проектных и проверочных расчетов.

уметь:

- выбирать соответствующий критерий расчета;
- выбирать материал и определять допускаемые напряжения;
- выполнять необходимые проектные и проверочные расчеты;
- выполнять геометрические и кинематические расчеты механических передач;
- правильно выбирать значения основных параметров и соответствующие

расчетные коэффициенты.

владеть:

- практическими навыками применения стандартных элементов, узлов и деталей машин;
- проектными расчетами валов, зубчатых, цепных и ременных передач;
- кинематическим расчетом и подбором передач для приводов машин.

Техника безопасности при выполнении лабораторных работ

- ✓ Перед выполнением лабораторной работы студенты должны пройти инструктаж по технике безопасности и противопожарной безопасности, Результаты инструктажа необходимо закрепить, расписавшись в журнале по технике безопасности
- ✓ Все лабораторные работы проводит преподаватель. Ему помогают учебный мастер или лаборант
- ✓ Включать любое оборудование без разрешения преподавателя, учебного мастера или лаборанта ЗАПРЕЩЕНО.
- ✓ Прежде чем включать лабораторное оборудование студент должен изучить порядок проведения лабораторной работы.
- ✓ Если обнаружены неисправности лабораторного оборудования их должен устранять учебный мастер или лаборант.
- ✓ Все вопросы, возникающие при выполнении лабораторных работ решать с преподавателем или лаборантом
- ✓ При проведении экспериментов во время выполнения лабораторной работы ЗАПРЕЩЕНО прикасаться к движущимся частям лабораторной установки.

Лабораторная работа №1. Ознакомление с механическими передачами

Цель работы. Изучение общего устройства широко используемых в машинах механических передач (зубчатых, червячных, ременных, цепных) и определение их кинематических и силовых характеристик.

Общие сведения. Механическими передачами, или просто передачами называют механизмы, передающие энергию движения от двигателя к исполнительным органам рабочей машины при одновременном изменении скоростей, сил и вращающих моментов, а в некоторых случаях и вида движения.

Передачи применяют в следующих случаях:

- а) при несовпадении угловых скоростей исполнительного органа машины и вала двигателя;
- б) при необходимости изменить (регулировать) угловую скорость исполнительного органа машины, тогда как скорость двигателя постоянна;
- в) при необходимости преобразования вращательного движения вала двигателя в возвратно-поступательное или другое движение исполнительного органа машины;
- г) если в отдельный период работы машины вращающийся момент, передаваемый исполнительному органу, должен иметь большую величину, чем вращающийся момент на валу двигателя.

Передачи классифицируют по следующим основным признакам:

- 1) По принципу передачи движения:
 - а) передачи трением – фрикционные, ременные;
 - б) передачи зацеплением – зубчатые, червячные, цепные, винтовые;
- 2) По способу соединения ведущего и ведомого звеньев:
 - а) передачи непосредственным контактом – зубчатые, червячные, фрикционные, винтовые;
 - б) передачи гибкой связью – ременные, цепные;
- 3) По характеру изменения передаточного отношения:
 - а) передачи с постоянным передаточным отношением (редукторы);
 - б) передачи с переменным передаточным отношением (коробки передач, вариаторы);
- 4) По числу отдельных передач, одновременно участвующих в передаче энергии: передачи одно- и многоступенчатые.

Основными характеристиками механических передач являются:

- 1. Геометрические – габаритные размеры, межосевое расстояние, мм.
- 2. Кинематические – угловая скорость ω , рад/с; частота вращения n , мин⁻¹; передаточное отношение i .

$$\omega = \pi n / 30. \quad (1.1)$$

Отношение между угловыми скоростями или частотами вращения звеньев передачи называют передаточным отношением.

Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности,

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (1.2)$$

Часто встречающиеся значения передаточных отношений для зубчатых передач равны 2...6, для червячных передач 10...60, ременных 2...4, цепных 3...6.

Передаточное отношение привода, состоящего из нескольких последовательно расположенных передач, равно произведению передаточных отношений всех его передач:

$$i = i_1 i_2 \dots i_k \quad (1.3)$$

3. Силловые - мощность P , Вт; вращающий момент T , Н·м.

Вращающий момент и мощность связаны зависимостью

$$T = P/\omega \quad (1.4)$$

Отношение мощности P_2 на ведомом валу к мощности P_1 на ведущем валу называется коэффициентом полезного действия (КПД) и обозначается η :

$$\eta = P_2/P_1 \quad (1.5)$$

Таблица 1.1.

Значение КПД механических передач (без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	КПД
Зубчатая в закрытом корпусе (редуктор)	
цилиндрическими колесами	0,97...0,98
коническими колесами	0,96...0,97
Зубчатая открытая	0,94...0,96
Червячная в закрытом корпусе при числе витков (заходов червяка):	
$Z_1 = 1$	0,70...0,75
$Z_2 = 2$	0,75...0,82
$Z_4 = 4$	0,87...0,92
Цепная закрытая	0,95...0,97
Цепная открытая	0,90...0,93
Ременная плоским ремнем	0,96...0,98
Ременная клиновым ремнем	0,95...0,97

Примечание. Потери в подшипниках на трение оцениваются следующими коэффициентами: для одной пары подшипников качения $\eta_{пк} = 0,99...0,995$; для одной пары подшипников скольжения $\eta_{пс} = 0,98...0,99$.

Для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких последовательно соединенных передач, общий КПД

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_k \quad (1.6)$$

где $\eta_1 \eta_2 \dots \eta_k$ – КПД каждой кинематической пары (зубчатой, червячной и других передач, подшипников).

В соответствии с формулой (1.4)

$$\omega_1 = P_1/T_1 \text{ и } \omega_2 = P_2/T_2$$

Разделив первое уравнение на второе получим: $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{T_2 P_1}{T_1 P_2} = \frac{\frac{T_2}{T_1 P_2}}{\frac{P_1}{T_1 \eta}} = \frac{T_2}{T_1 \eta}$

Откуда:
$$i = \frac{T_2}{T_1 \eta} \quad (1.7)$$

Объединяя формулы (1.2) и (1.7), находим:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_2}{T_1 \eta} \quad (1.8)$$

Формула (1.7) позволяет определить вращающие моменты на валах передачи. Так, вращающий момент на ведомом валу при известных значениях момента на ведущем и передаточного отношения:

$$T_2 = T_1 i \eta \quad (1.9)$$

Силу, вызывающую вращение ведомого звена или сопротивление вращению ведущего, называют окружной и обозначают F_t , Н:

$$F_t = \frac{2T}{d} = P/v \quad (1.10)$$

где $v = \pi d n / 60$ – окружная скорость, м/с; d – диаметр зубчатого колеса, шкива, катка и др., м.

4. Экономические – стоимость, долговечность.

Ниже даны краткие сведения о зубчатых, червячных, ременных и цепных передачах, необходимые для выполнения настоящей работы. Более полно эти передачи будут рассмотрены в соответствующих разделах курса на лекциях и лабораторно-практических занятиях.

Зубчатые передачи

Зубчатые передачи являются наиболее распространенным видом механических передач в современном машиностроении и приборостроении. Их применяют в большинстве машин и во многих приборах для передачи движения и вращающего момента в широком диапазоне мощностей (от долей ватта до нескольких десятков тысяч кВт) и скоростей (до 200 м/с).

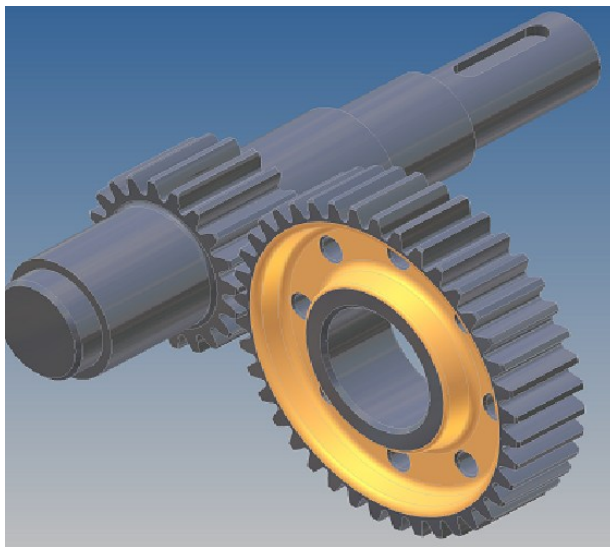


Рис. 1.1. Одноступенчатая цилиндрическая зубчатая передача

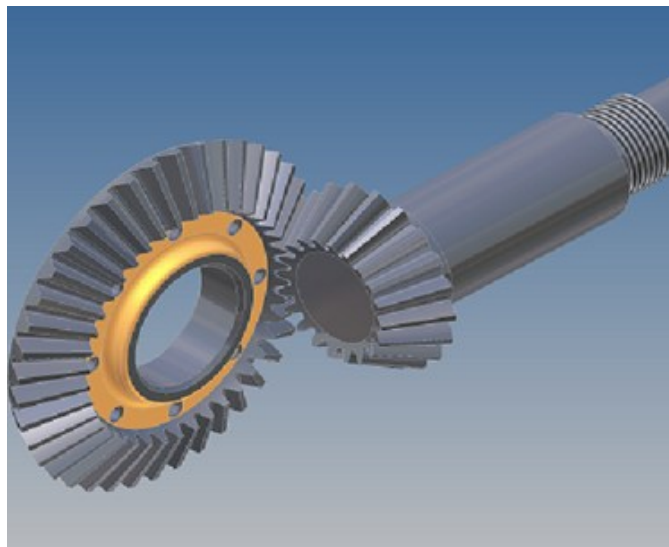


Рис.1.2. Одноступенчатая коническая зубчатая передача

Одноступенчатая зубчатая передача (рис. 1.1 и 1.2) состоит из двух колес, работающих в зацеплении. Меньшее зубчатое колесо принято называть шестерней, а большее - колесом. Термин «зубчатое колесо» относится как к шестерне, так и к колесу.

Разновидностью зубчатой передачи является реечная передача, преобразующая вращательное движение шестерни в поступательное движение рейки или наоборот.

При параллельных осях ведущего и ведомого валов применяют передачи с цилиндрическими колесами, при пересекающихся валах – передачи с коническими колёсами.

Червячные передачи являются основным типом механических передач при необходимости передачи движения и вращающего момента между перекрещивающимися валами. Они нашли широкое применение в металлорежущих станках, подъемно-транспортных машинах, автомобилях, приборах. Эти передачи из-за относительно низкого КПД (0,70...0,92) используются для мощностей до 200 кВт (чаще всего до 50...60 кВт).

Червячная передача состоит из вращающегося винта, называемого червяком, и червячного колеса, зубья которого сцепляются с витками червяка. Угол скрещивания валов червяка и червячного колеса составляет 90° . Также при скрещивающихся валах применяют винтовые и гипоидные передачи.



Рис. 1.3. Червяк

Зубчатые колеса могут иметь прямые, косые, шевронные и криволинейные зубья.

По конструктивному исполнению зубчатые передачи подразделяются на закрытые и открытые. Первые заключены в чугунные или стальные корпуса (редукторы, коробки передач). Открытые зубчатые передачи не имеют корпуса (зубчатые механизмы ручных лебедок, талей).

Передаточное отношение зубчатой передачи определяется по формуле (1.8). Отношение числа зубьев большего колеса Z_2 сцепляющейся пары к числу зубьев меньшего колеса Z_1 , независимо от того, какое колесо является ведущим, называется передаточным числом и обозначается U :

$$U = Z_2 / Z_1 \quad (1.11)$$

Если в передаче ведущим звеном является шестерня, то в этом случае передаточное отношение i и передаточное число имеют одинаковое значение. Параметр u входит в состав формул для расчета зубчатых передач на прочность.

Червячные передачи

Ведущим звеном в подавляющем большинстве случаев является червяк.

Передаточное отношение червячной передачи: $i = \frac{n_1}{n_2} = Z_2/Z_1$ (1.12)

где n_1 и n_2 – частоты вращения червяка и колеса, мин⁻¹, T_1 и T_2 – вращающие моменты на валах червяка и колеса, Н·м; Z_1 и Z_2 – число витков (заходов) червяка и число зубьев колеса; в силовых передачах $Z_1 = 1, 2, 4$.

Отношение Z_2/Z_1 называют также передаточным числом червячной передачи и обозначается u .

Ременные передачи

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условию конструкции валы расположены на значительном расстоянии друг от друга, а передаточное отношение может быть не строго постоянным. Передаваемая мощность в большинстве случаев не превышает 50 кВт, но встречаются передачи до 1500 кВт и более. Скорость ремня $v = 5 \dots 30$ м/с, а в сверхскоростных передачах – до 100 м/с. Межосевое расстояние a до 15 м и более.



Рис. 1.4. Ременная передача

Ременные передачи широко используются в приводах вентиляторов, станков, конвейеров, в комбайнах и других сельскохозяйственных машинах, в автомобилях и тракторах.

Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов, закрепленных на валах, и ремня, надетого на шкивы с натяжением. Передача нагрузки осуществляется за счет сил трения между ремнем и шкивами. В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают передачи: плоскоременные, клиноременные, поликлиноременные и круглоременные.

Разновидностью ременных передач является зубчатоременная, работающая по принципу зацепления. В современном машиностроении наибольшее применение имеют клиноременные передачи.

Передаточное отношение ременной передачи:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = d_2/[d_1(1 - \varepsilon)] \quad (1.13)$$

где n_1 и n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, мин^{-1} ; d_1 и d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм; ε – коэффициент упругого скольжения; $\varepsilon = 0,01$ – для плоскоремennых передач и $\varepsilon = 0,02$ – для клиноремennых.

В связи с небольшой величиной ε можно приближенно принимать

$$i = d_2/d_1 \quad (1.14)$$

Цепные передачи

Цепные передачи относятся к передачам зацепления при помощи гибкого органа – цепи, охватывающей зубчатые колеса, называемые звездочками.

Их широко применяют в транспортирующих устройствах (велосипеды, мотоциклы, конвейеры), станках, в приводах сельскохозяйственных машин (зерновые и картофелеуборочные комбайны) при относительно больших межосевых расстояниях (до 8 м и более). Передаваемая мощность обычно не превышает 100 кВт, скорость цепи v до 15 м/с.



Рис. 1.5. Цепная передача

Передаточное отношение цепной передачи: $i = \frac{n_1}{n_2} = Z_2/Z_1 \quad (1.15)$

где n_1 и n_2 – частоты вращения ведущей и ведомой звездочек, мин^{-1} ; Z_1 и Z_2 – числа зубьев этих звездочек.

Оборудование и инструменты. Натурные образцы открытых зубчатых, червячных, ременных и цепных передач или их модели. Штангенциркуль, измерительная линейка.

Порядок выполнения работы.

Задание 1.

1.1. Изучить устройство натурных образцов рассматриваемых передач или их моделей. Измерить межосевые расстояния передач: a_1 (зубчатой и червячной) и a

(ременной и цепной); сосчитать числа зубьев зубчатых колес Z_1 и Z_2 , червячного колеса Z_2 , звездочек Z_1 и Z_2 ; определить число витков (заходов) червяка Z_1 ; измерить диаметры шкивов d_1 и d_2 . Определить передаточные отношения передач.

1.2 Вычертить кинематические схемы изучения передач, на которых указать значения параметров, установленных в результате проведенных измерений и подсчетов.

Задание 2. Определить кинематические и силовые характеристики привода ленточного конвейера, показанного на рис 1.6. Данные для расчета приведены в табл. 1.2.

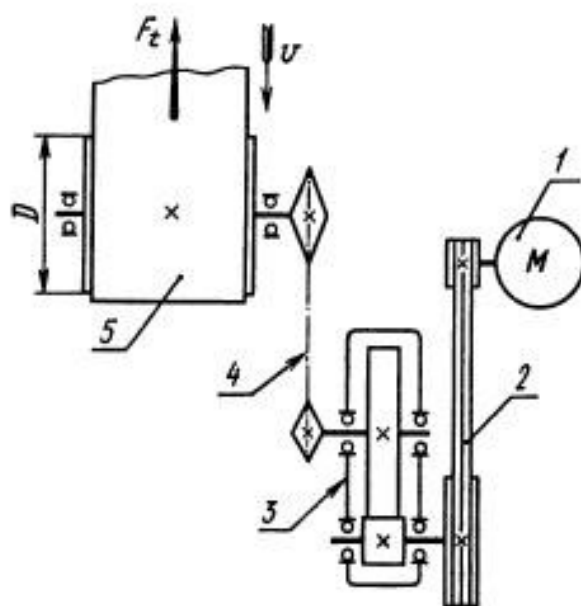


Рис. 1.6. Схема привода ленточного конвейера:

1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор зубчатый цилиндрический одноступенчатый; 4 – цепная передача; 5 – ленточный конвейер.

Требуется:

2.1. Определить передаточные отношения отдельных передач привода и его общее передаточное отношение.

2.2. Определить значения частот вращения и угловых скоростей валов привода.

2.3. Определить значения мощностей и вращающих моментов на валах привода.

2.4. Вычисленные значения передаточных отношений ременной, зубчатой и цепной передач, частот вращения валов, мощностей и вращающих моментов на валах занести в табл. 1.3.

2.5. Вычертить кинематическую схему привода, на которой указать диаметры шкивов ременной передачи, числа зубьев зубчатых колес редуктора и звездочек цепной передачи, требуемую мощность электродвигателя и частоту вращения его вала, мощность и вращающий момент на валу приводного барабана конвейера, частоту вращения последнего вала.

Отчет о работе. Указать цель работы. По заданию 1: привести кинематические схемы изученных передач и проставить на них значения параметров, отмеченных в п. 1.1. По заданию 2: привести расчеты кинематических и силовых характеристик привода и табл. 1.3 с результатами этих расчетов, кинематическую схему привода с нанесенными на ней параметрами, указанными в п. 2.5.

Таблица 1.2

Данные к заданию 2

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Требуемая мощность электродвигателя $P_{дв}$, кВт	1.4	2.1	3.8	5.2	7.3	2.8	3.7	5.3	7.2	10.4
Частота вращения вала электродвигателя $n_{дв}$, мин	700	705	710	970	970	953	949	1450	1455	1450
Диаметр ведущего шкива d_1 , мм.	140	180	224	140	180	100	160	140	180	224
Диаметр ведомого шкива d_2 , мм.	280	450	630	560	500	250	560	400	630	710
Число зубьев шестерни Z_1	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Число зубьев колеса Z_2	43	45	65	77	90	95	102	105	110	115
Число зубьев ведущей звездочки Z_3	19	21	23	25	19	23	25	19	21	23
Число зубьев ведомой звездочки Z_4	97	85	87	76	93	95	75	97	101	95
Диаметр приводного барабана конвейера D , мм.	200	225	250	275	300	360	225	250	300	360

Таблица 1.3.

Значения кинематических и силовых характеристик привода

Передача	Передаточное отношение i	Частота вращения		Вращающий момент		Мощность	
		n_1 , мин ⁻¹	n_2 , мин ⁻¹	T_1 , Н·м	T_2 , Н·м	P_1 , кВт	P_2 , кВт
Ременная Зубчатая Цепная							

Контрольные вопросы.

1. Назовите области применения рассмотренных в настоящей работе типов передач.
2. Чем вызвана необходимость использования передач?
3. Какие функции могут выполнять передачи вращательного движения?
4. Перечислите основные характеристики механических передач.
5. Что такое передаточное отношение?

6. Как определяются передаточное отношение и КПД многоступенчатой передачи?

7. Приведите зависимость между вращающим моментом на валу, мощностью и угловой скоростью.

8. Как изменяются мощность и вращающий момент на валах привода по мере удаления от двигателя?

Список использованной литературы

- 1) Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - М.: Высшая шк., 2002.- 408 с.
- 2) Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1975.- 656 с.
- 3) Гузенков П.Г. Детали машин: Учебник для вузов.- М.: Высшая шк., 1986.- 395 с.
- 4) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. – 5-е издание перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.

Список рекомендованной литературы

1. Шафиков, В. В. Основы деталей машин и механизмов : учебное пособие : [16+] / В. В. Шафиков. – Липецк : Липецкий государственный педагогический университет им. П.П. Семенова-Тян-Шанского, 2021. – 101 с. : ил., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=693879> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-907461-29-1. – Текст : электронный.
2. Детали машин : учебно-методическое пособие : [16+] / сост. Е. А. Пшенов. – Новосибирск : Новосибирский государственный аграрный университет, 2010. – 91 с. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=230481> (дата обращения: 26.06.2025). – Текст : электронный.
3. Никитин, Д. В. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие / Д. В. Никитин, Ю. В. Родионов, И. В. Иванова ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский государственный технический университет (ТГТУ), 2015. – Часть 1. Механические передачи. – 113 с. : ил.,табл., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=444963> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-8265-1391-0 (общ.). – ISBN 978-5-8265-1398-9 (Ч. 1). – Текст : электронный.
4. Родионов, Ю. В. Детали машин и основы конструирования : краткий курс : учебное пособие / Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин, В. Г. Однолько ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский государственный технический университет (ТГТУ), 2017. – Часть 2. – 89 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=499042> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр.: с. 77. – ISBN 978-5-8265-1728-4. – Текст : электронный.

Лабораторная работа №2. Изучение зубчатых редукторов

1. Цель работы

- Познакомиться с классификацией, кинематическими схемами, конструкцией, узлами и деталями цилиндрических и конических редукторов.
- Выяснить назначение всех деталей редуктора.
- Определение основных параметров редуктора.
- Определить параметры зацепления, размеров зубчатых колес и передач.

2. Теоретические положения

2.1. Общие сведения

Все зубчатые механизмы можно разделить на зубчатые редукторы, зубчатые мультипликаторы и коробки передач.

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых передач, выполненных в виде отдельной сборочной единицы и предназначенный для передачи мощности от двигателя к приводному валу машины с понижением угловой скорости и увеличением вращающего момента.

Зубчатый мультипликатор имеет обратное назначение: повышение оборотов и понижение крутящего момента.

Коробка передач в зависимости от переключения различных пар зацепления выполняет функции как редуктора, так и мультипликатора.

Классификация зубчатых редукторов производится по следующим основным признакам:

- по числу ступеней (одно- двух- и многоступенчатые);
- по типу колёс (цилиндрические, конические, червячные, комбинированные...);
- по расположению валов (горизонтальные, вертикальные);
- по кинематической схеме (развёрнутые, соосные и др.).

Редукторы состоят из ряда последовательно соединенных зубчатых и червячных передач, располагаемых в отдельном корпусе. Расположение передач в корпусе позволяет выдержать строгую соосность опор валов, защитить передачи от попадания грязи и создать условия для хорошей смазки зацепляющихся колес и подшипников валов.

Шестерни изготавливают обычно заодно с валом, из проката или поковок; колеса в небольших редукторах кованые, в крупных – литые.

Корпус выполняют разъемным по плоскости, в которой находятся оси всех валов. Это обеспечивает удобную сборку редуктора, когда каждый вал заранее собирается с установленными на нем деталями. Нижняя часть корпуса (основание) соединяется с верхней (крышкой) болтами и двумя штифтами, фиксирующими относительное положение частей корпуса. Для повышения жесткости корпус и крышка снабжены ребрами.

Подшипники на валах обычно имеют одинаковые размеры, что позволяет получать различные варианты сборки. Для равномерного распределения нагрузки между подшипниками одного вала шестерню на входном и колесо на выходном валах целесообразно располагать дальше от опоры консольного конца вала, так как на концах валов редуктора устанавливают полумуфты или детали передач (шкивы, цепные звездочки, колеса), создающие дополнительную нагрузку на валы и опоры. Зубчатые колеса на валы устанавливают с натягом, поэтому сборка производится под прессом.

Редукторы, состоящие из цилиндрических зубчатых колес, называют цилиндрическими. Такие редукторы обеспечивают передачу движения между параллельными валами.

Редукторы, состоящие из конических зубчатых колес, называют коническими. Такие редукторы обеспечивают движение между валами, оси которых пересекаются.

Редукторы ставят между двигателем, вал которого вращается с большой угловой скоростью, и исполнительным механизмом, вал которого должен делать меньшее число оборотов при значительных преодолеваемых усилиях и крутящих моментах на нем. Следовательно, при помощи редукторов обеспечивается согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительного механизма.

Двухступенчатые цилиндрические редукторы имеют основное распространение.

Входной вал редуктора (меньшего диаметра) соединяют при помощи муфты с валом двигателя, делающим большое число оборотов. Поэтому первая ступень называется быстроходной.

Угловые скорости вращения колес второй ступени редуктора меньше, поэтому она называется тихоходной.

Меньшее (ведущее) колесо каждой ступени редуктора принято называть «шестерней», а второе «колесом».

Для уменьшения износа зубьев и повышения КПД в зоне зацепления должно находиться масло. В редукторах чаще всего применяется картерная система смазки, при которой одно из колес каждой ступени погружается в масляную ванну, и при вращении колес масло переносится в зону зацепления зубьями.

Нормальным уровнем масла в редукторе считается тот, при котором колесо погружается на полную высоту зуба, но не менее 10 мм. Для контроля за уровнем масла в редукторе применяются различные маслоуказатели, наиболее распространенными из которых являются жезловые маслоуказатели и маслоуказатели глазкового типа.

Для слива отработанного масла редукторы имеют отверстие, закрываемое пробкой с резьбой.

Сверху редуктора для возможности залива масла и внутреннего осмотра редуктора имеется люк-отверстие, закрываемое крышкой. Обычно на крышке люка размещается отдушина—деталь с отверстием и фильтром. Благодаря отверстию

отдушины давление внутри редуктора не превышает наружного при нагреве редуктора во время работы. В противном случае это привело бы к выдавливанию масла через уплотнения у валов.

Для транспортировки крышки редуктора служат или рым-болты, ввертываемые в крышку, или проушины с отверстиями.

Для удобства закрепления троса при транспортировке собранного редуктора часто на корпусе делают приливы в виде крюков - по два с каждой стороны.

В лапах редуктора предусмотрены отверстия под фундаментные болты.

Цилиндрические зубчатые колеса могут быть прямозубыми, косозубыми, шевронными. Передачи косозубыми колесами обеспечивают большую плавность работы и их рекомендуется применять при окружных скоростях колес больше 5 м/сек.

Шевронные колеса можно рассматривать как сдвоенные косозубые с противоположным (правым и левым) направлением зубьев. В передачах косозубыми колесами возникают осевые составляющие от сил зацепления дополнительно нагружающие опоры валов, поэтому угол наклона зубьев обычно не назначают больше 20 градусов.

Шевронные колеса разгружены от осевых составляющих, поэтому угол наклона может достигать 30 и более градусов.

Зубчатые колеса размещают на валах. Подшипники, в которых вращаются валы, должны соответствовать величине и направлению нагрузок, действующих на опоры.

Наиболее часто применяют подшипники качения. При окружной скорости колес более 3 м/с внутри редуктора образуется много брызг и возникает так называемый «масляный туман». Попадая в подшипники качения, эти мельчайшие капли масла обеспечивают хорошую смазку подшипников.

При меньшей окружной скорости колес рекомендуется применять для смазки подшипников отдельную, консистентную смазку. Для того чтобы густая смазка не вымывалась жидким маслом, предназначенным для смазки колес, на валах устанавливают мазеудерживающие кольца. Свободное пространство подшипникового узла на 1/3 объема заполняют густой смазкой. Через 3 месяца полагается добавлять свежую смазку, а через год работы следует промывать узел и наполнять его новой смазкой.

На рисунке 2.1 показаны кинематические схемы наиболее распространенных зубчатых редукторов. На схемах быстроходный вал обозначен Б, промежуточные – П, тихоходный – Т.

В зависимости от числа ступеней, в которых происходит понижение угловых скоростей, различают редукторы одноступенчатые (рисунок 1, а, е), двухступенчатые (рисунок 2.1, б, в, г, д, ж) и трехступенчатые (рисунок 2.11, и, к).

Число ступеней редуктора выбирают в зависимости от общего передаточного числа u_p . Цилиндрические редукторы имеют следующее число ступеней в зависимости от величины u_p :

- одноступенчатые - $u_p = 1,6 \dots 6,3$;
- двухступенчатые - $u_p = 8 \dots 40$;
- трехступенчатые - $u_p = 25 \dots 60$.

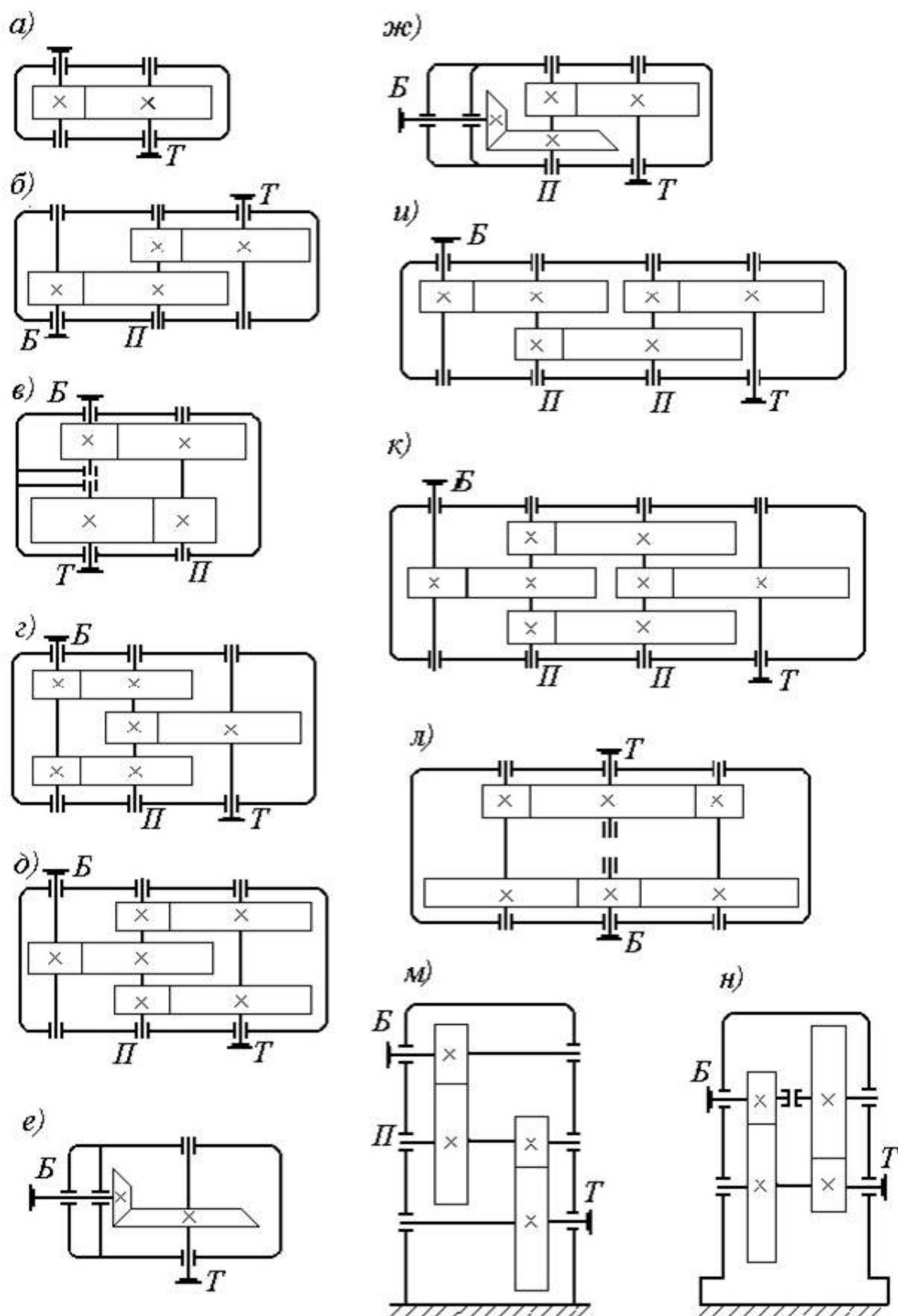


Рис. 2.1. Кинематические схемы

Конструкция редукторов по развернутой схеме (рисунок 2.1, б, и) является наиболее простой и имеет наименьшую ширину. Однако несимметричное расположение зубчатых колес на валах повышает концентрацию нагрузки по длине зуба, вызывает неравномерность распределения нагрузки между подшипниками. С целью снижения концентрации нагрузки, двухступенчатые цилиндрические редукторы выполняют с раздвоенной ступенью (рисунок 2.1, г, д). Такое конструктивное решение обеспечивает благоприятное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца и почти на 20% снижает массу редуктора в сравнении с конструкцией, выполненной по развернутой схеме. Аналогичные преимущества достигаются и в конструкции трехступенчатого редуктора с раздвоенной промежуточной ступенью (рисунок 2.1, к). Здесь обеспечиваются благоприятные условия работы быстроходной и тихоходной ступеней.

В соосном редукторе (рисунок 2.1, в) обеспечивается соосность быстроходного (входного) и тихоходного (выходного) валов, что уменьшает длину редуктора в сравнении с развернутой схемой и обеспечивает наиболее рациональную компоновку привода. К недостаткам можно отнести большие габариты по ширине, затрудненную смазку подшипников, расположенных в средней части корпуса. Раздвоение потока мощности (рисунок 2.1, л) и расположение валов в горизонтальной плоскости обеспечивают минимальные высоту редуктора и неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатых венцов, а также практически полную разгрузку подшипников быстроходного и тихоходного валов.

По относительному расположению валов в пространстве различают горизонтальные цилиндрические редукторы (рисунок 2.1, а... л) и вертикальные (рисунок 2.1, м, н).

Направление зуба цилиндрических косозубых колес может быть как левое (рисунок 2.2, а), так и правое (рисунок 2.2, б)

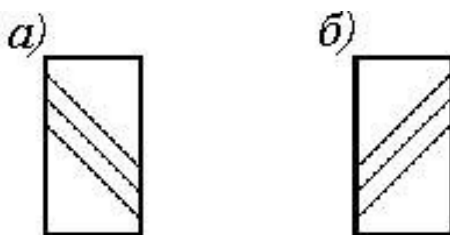


Рис.2.2. Направление зуба косозубых колес

2.2. Цилиндрический двухступенчатый редуктор

Редукторы цилиндрические двухступенчатые зубчатые выпускаются с номинальными передаточными числами от 8 до 40. Нагрузка может быть постоянная и переменная, одного направления и реверсивная.

Конструкция редуктора приведена на рисунке 3.

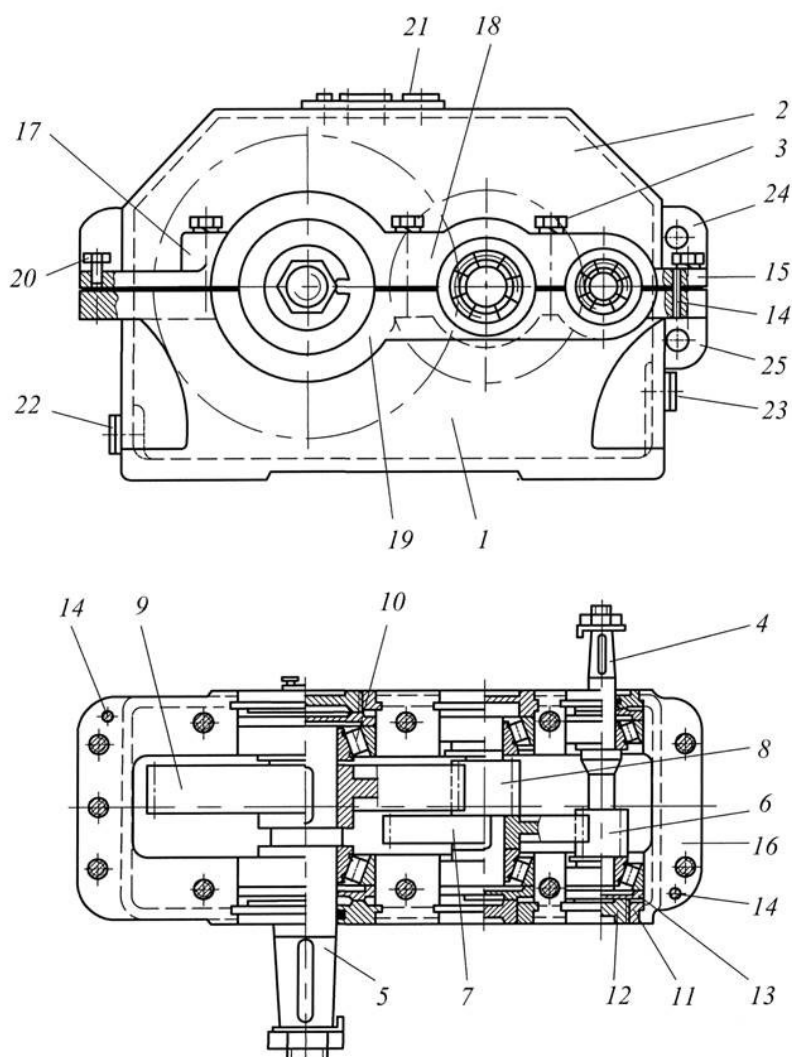


Рис.2.3. Двухступенчатый цилиндрический редуктор

Редуктор состоит из корпуса 1 и крышки 2, которые соединены в горизонтальной плоскости болтами 3, поставленными с зазором. Корпус и крышку выполняют литыми из чугуна (или алюминиевых сплавов). Вращательное движение от быстроходного вала 4 к тихоходному валу 5 осуществляется двумя парами косозубых цилиндрических зубчатых колес: шестерни 6 и колеса 7 быстроходной ступени и шестерни 8 и колеса 9 тихоходной ступени. Шестерни 6 и 8 изготовлены заодно с валами. Такое конструктивное исполнение называется вал-шестерня. Колеса 7 и 9 установлены на валы на шпонках (возможно использование также и соединения с гарантированным натягом). Валы установлены в корпусе редуктора на конических роликоподшипниках 10.

Наружные кольца подшипников устанавливаются в корпусе по посадке, обеспечивающей незначительный зазор, что позволяет кольцу во время работы проворачиваться, благодаря чему в контакт с телами качения вступают новые участки беговой дорожки. Кроме того, при наличии зазора облегчается перемещение колец, необходимое для регулировки натяга подшипников. Крышки, закрывающие

подшипники, выполняют привертными или закладными. Первые удобнее в эксплуатации, так как обеспечивают доступ к отдельным подшипникам для осмотра без разборки всего редуктора, вторые – упрощают конструкцию и снижают массу редуктора.

Уплотнения в сквозных закладных крышках предотвращают попадание механических частиц в подшипники и внутреннюю полость редуктора, а также не допускают вытекания масла. Уплотнения выполнены в виде колец из войлока, пропитанного машинным маслом. Войлочные уплотнения забиваются в кольцевые пазы крышек, имеющих трапецеидальную форму. Такая форма пазов обеспечивает лучшее обжатие вала войлочными кольцами. Более надежными и долговечными являются манжетные уплотнения.

Обязательным для подшипников редуктора является регулирование в них зазора. Это связано с тем, что при большом зазоре нарушается правильность зубчатого зацепления, возникают шум и вибрации. При отсутствии зазора увеличивается сопротивление вращению, но повышается жесткость опор и точность вращения вала. Поэтому весьма важным является создание в подшипниках зазоров оптимальной величины.

Регулировка конических роликоподшипников, используемых в редукторе, производится осевым перемещением наружных колец подшипника. С этой целью в закладных крышках 11 редуктора предусмотрены регулировочные винты 12 и нажимные шайбы 13, при перемещении которых сдвигаются наружные кольца подшипников, в результате чего и выбирается зазор между кольцами и роликами.

Для точной фиксации крышки относительно корпуса при сборке и в процессе обработки (при расточке отверстий под подшипники) установлены два координирующих штифта 14 на возможно большем расстоянии друг от друга. Для удобства обработки плоскость разъема расположена параллельно плоскости основания и проходит через оси валов. Разъемная конструкция корпуса редуктора обеспечивает хорошие условия сборки, так как каждый вал редуктора с расположенными на нем подшипниками, зубчатыми колесами и другими деталями представляет собой самостоятельную сборочную единицу. Это позволяет проводить сборку валов и их контроль независимо друг от друга и затем устанавливать в корпус редуктора.

Для соединения крышки и корпуса редуктора по всему контуру плоскости разъема выполняют специальные фланцы 15 и 16, бобышки 17 и приливы 18, 19.

Бобышки 17 располагают таким образом, чтобы болты 3 были максимально приближены к отверстию под подшипник, что значительно увеличивает жесткость соединения. Однако минимальное расстояние между стенками близко расположенных отверстий (под болт и подшипник или отверстием для закладной крышки) должно составлять не менее 3...5 мм. Болты, расположенные между отверстиями под подшипники, располагают симметрично между этими отверстиями.

Опорные поверхности болтов 3 обычно располагают на одном уровне, что упрощает обработку этих поверхностей, а болты имеют одинаковую длину.

Поверхности стыка корпуса редуктора с крышкой с целью их плотного прилегания шлифуют или шабруют. При сборке эти поверхности для лучшего уплотнения смазывают специальным герметиком. Для того чтобы обеспечить разъединение крышки и корпуса при разборке редуктора, во фланце крышки предусматривают отверстие для отжимного болта 20.

Для удобства обработки наружные торцы приливов 18 и 19 всех подшипниковых гнезд, расположенных на одной стороне крышки или корпуса, должны лежать в одной плоскости. При этом обрабатываемые поверхности должны выступать над черновыми (необрабатываемыми) поверхностями на 3... 5 мм.

В верхней части крышки 2 предусмотрено отверстие для залива масла, закрытое пробкой 21. Для слива масла в нижней части корпуса 1 редуктора предусмотрено сливное отверстие, закрываемое пробкой 22. Для контроля уровня масла служит контрольная пробка 23.

Вытекание масла по разъему предотвращается покрытием плоскостей разъема спиртовым лаком или жидким стеклом с последующей затяжкой болтов. Применение прокладок не допускается, поскольку при затяжке болтов возможны деформации колец подшипников и нарушения посадок. Для подъема крышки корпуса и всего редуктора служат проушины 11.

Масло, заливаемое в редуктор, уменьшает износ деталей, отводит тепло и продукты износа от трущихся поверхностей, демпфирует динамические нагрузки, что в свою очередь снижает шум и вибрации. Масляная ванна является общей для всего редуктора. При этом смазка зубчатых колес осуществляется окунанием, подшипников – разбрызгиванием.

Ориентировочный объем масла, обычно принимают 0,5... 0,8 л на 1 кВт передаваемой мощности.

Для подъема и транспортировки собранного редуктора крышка 2 снабжена двумя проушинами 24, выполненными в виде ребер с отверстиями. Для транспортировки корпуса 1 редуктора предусмотрена проушина 25 с отверстием, отлитая заодно с корпусом.

2.3. Конический редуктор

Конические передачи применяют, когда это необходимо, по условиям компоновки машины. Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Из-за пересечения осей валов, одно из колес (шестерня) располагается консольно, что отрицательно сказывается на распределении нагрузки по длине зуба.

При передаточном числе u до 6,3 применяют одноступенчатые конические редукторы, из которых наиболее распространены редукторы с валами, расположенными в горизонтальной плоскости (рисунок 2.1, е).

При необходимости получения больших передаточных чисел применяют коническо-цилиндрические редукторы (рисунок 2.1, ж). Наиболее употребимый диапазон передаточного числа двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов $u = 8 \dots 15$.

Конструкция одноступенчатого конического редуктора приведена на рисунке 2.4.

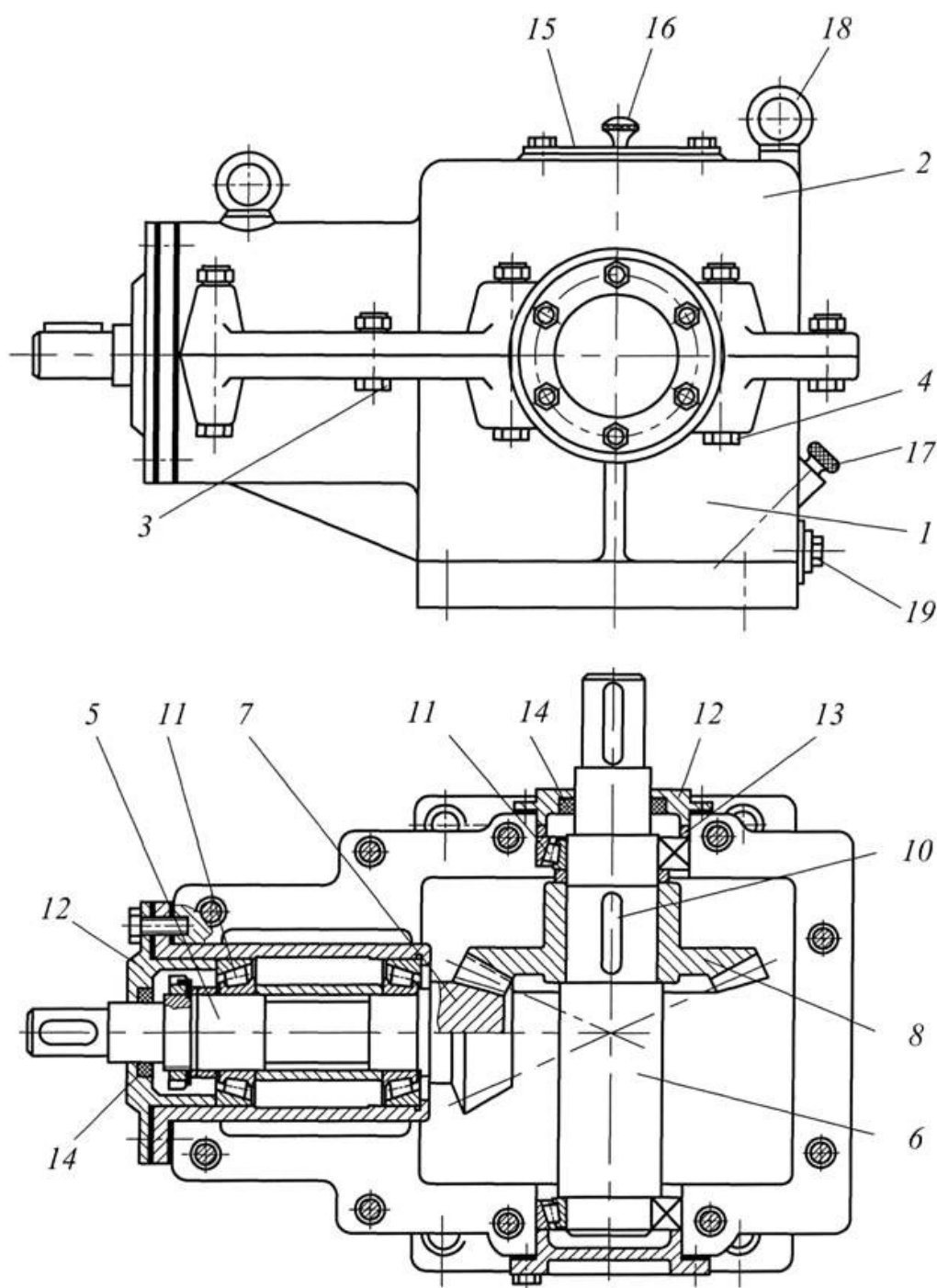


Рис.2.4. Одноступенчатый конический редуктор

Корпус редуктора выполнен с горизонтальным разъемом, состоит из основания 1 и крышки 2, соединенных между собой стяжными болтами 3 и 4. Вращательное движение от быстроходного вала 5 к тихоходному валу 6 осуществляется парой конических колес: шестерней 7 и колесом 8. Шестерня 7 изготовлена заодно с валом (вал-шестерня). Колесо 8 установлено на валу на шпонке 10. Валы опираются на подшипники качения 11. Подшипники закрываются крышками 12. Для регулировки зазоров между крышками и подшипниками предусматриваются стальные кольца 13.

В крышках подшипников, через которые выходят валы, имеются манжетные уплотнения 14. Для осмотра передач и заливки масла в крышке корпуса предусматривают смотровое отверстие, закрываемое крышкой 15, в которой для редукторов с большим тепловыделением закрепляется отдушина 16. Для контроля уровня масла в редукторе предусмотрен маслоуказатель 17. Для подъема редуктора предусматривают рым – болты 18 (крюки, или отверстия, отлитые вместе с основанием корпуса). В основании корпуса находится маслоспускное отверстие, закрываемое пробкой 19.

Смазка колес производится окунанием в масляную ванну.

3. Описание объекта исследования, приборов и инструментов

Объектами исследования являются двухступенчатый цилиндрический и одноступенчатый конический редукторы.

Для выполнения разборки и сборки редукторов необходимо иметь следующие инструменты: отвертку ручную, штангенциркуль, кронциркуль, ключ торцовый изогнутый, мел.

4. Методика выполнения исследований, и обработка результатов

4.1. Работа с двухступенчатым цилиндрическим редуктором

4.1.1. Разобрать редуктор:

- а) отвернуть пробку и слить масло;
- б) отвернуть гайки, вынуть болты, снять крышку редуктора, предварительно отжав ее винтом;
- в) вынуть закладные крышки и регулировочные кольца;
- г) вынуть валы с насаженными на них деталями. По мере изучения конструкции деталей и замеров валы укладывать на подставки;
- д) снять закладные сквозные крышки;
- е) ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей редуктора;
- ж) Определить ведущий, промежуточный и ведомый валы. Показать, как, от чего к чему передаётся редукторами механическая мощность.

В бланке отчета отмечают особенности сборки, разборки и регулировки редуктора. Указывают, как осуществляется смазка зубчатых колес и подшипников, как производится контроль уровня масла в редукторе.

4.1.2. Произвести измерения:

- Определить основные, габаритные и присоединительные размеры редуктора (рис. 2.5).

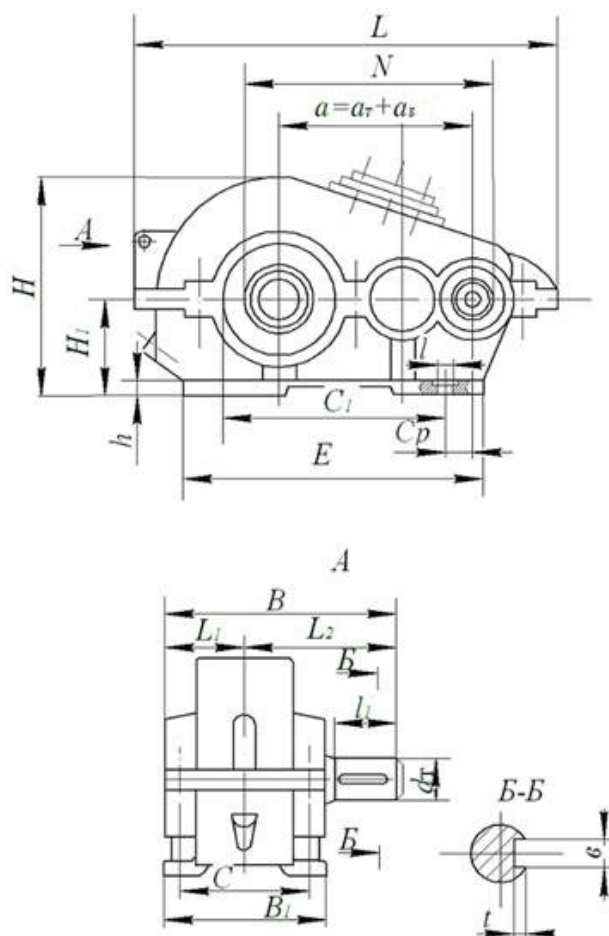


Рис. 2.5. Основные размеры редуктора

Под габаритными понимают три наибольших размера редуктора по длине, высоте и ширине. Эти размеры принимаются во внимание при размещении редуктора в приводном устройстве.

Присоединительные размеры определяют расстояния и взаимное расположение поверхностей присоединения редуктора по отношению к другим деталям. К ним относятся: размеры установочной плоскости, которой редуктор устанавливается на плиту или раму; размеры отверстий под болты для крепления редуктора и размеры, определяющие расположение этих отверстий; размеры выходных концов быстроходного и тихоходного валов и размеры, определяющие их расположение относительно друг друга и относительно установочной плоскости.

– отметив мелом по одному зубу на колесах, вращая их, подсчитать число зубьев шестерней Z_1 , Z_3 и колес Z_2 , Z_4 для быстроходной и тихоходной ступеней;

– определить направление линии зубьев цилиндрических зубчатых колес (правое или левое) быстроходной и тихоходной ступеней на основании рисунка 2.2.

– измерить межосевое расстояние быстроходной α_{w2} и тихоходной α_{w2} ступеней, мм.

– измерить ширину шестерни b_1 и колеса b_2 быстроходной ступени и шестерни b_3 и колеса b_4 тихоходной ступени (рисунок 6), мм.

– измерить длину зуба шестерни b_{w1} и колеса b_{w2} быстроходной ступени, длину зуба шестерни b_{w3} и колеса b_{w4} тихоходной ступени, мм.

– измерить диаметры шестерни и колеса быстроходной и тихоходной ступеней (рисунок 6), мм:

окружностей вершин: $d_{a1}, d_{a2}, d_{a3}, d_{a4},$

окружностей впадин: $d_{f1}, d_{f2}, d_{f3}, d_{f4},$

4.1.3. Произвести расчеты:

– определить передаточное число каждой ступени и общее передаточное число редуктора

$$u_B = \frac{z_2}{z_1}, \quad u_T = \frac{z_4}{z_3}, \quad (2.1)$$

– ориентировочно определить угол наклона зубьев быстроходной и тихоходной ступеней β_1, β_2 , град

$$u_p = u_B \cdot u_T. \quad (2.2)$$

$$\cos \beta_i = \frac{b_i}{b_{wi}}; \quad \beta_i = \arccos \left(\frac{b_i}{b_{wi}} \right). \quad (2.3)$$

– определить расчетную величину модуля быстроходной и тихоходной ступеней m_1, m_2 , мм

$$m_i = \frac{2a_{wi} \cdot \cos \beta_i}{z_{Si}}, \quad (2.4)$$

где Z_{Si} – суммарное число зубьев шестерни и колеса быстроходной (тихоходной) ступени.

Полученную величину m_i согласуют со стандартным значением по ГОСТ 9563-80

1-й ряд (предпочтительный): 1; 1,25; 1,5; 2; 3; 5; 6; 8

2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 3,5; 4,5...5,5; 7; 9

– уточнить угол наклона зубьев

$$\beta_i = \arccos \left(\frac{0,5z_{Si}m_i}{a_{wi}} \right). \quad (2.5)$$

– рассчитать геометрические параметры шестерни и колеса быстроходной и тихоходной ступеней (рисунок 6), мм:

делительный диаметр

$$d_i = \frac{m_i \cdot z_i}{\cos \beta_i} \quad (2.6)$$

диаметр окружностей вершин

$$d_{ai} = d_i + 2m_i, \quad (2.7)$$

диаметр окружностей впадин

$$d_{fi} = d_i - 2,5m_i, \quad (2.8)$$

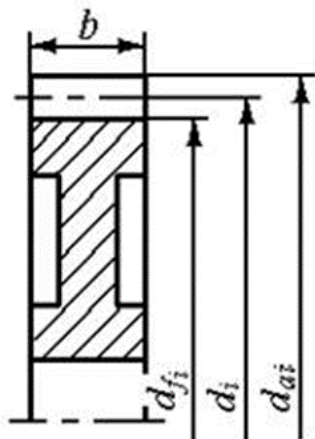


Рис. 2.6. Цилиндрическое колесо

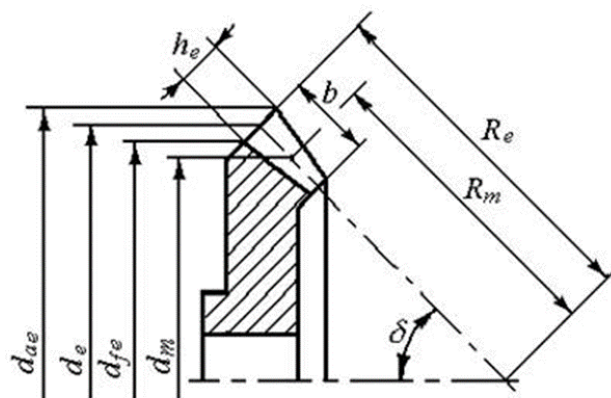


Рис.2.7. Коническое колесо

– подсчитать коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния для быстроходной и тихоходной ступеней ψ_{ba1} , ψ_{ba2}

$$\psi_{ba_i} = \frac{b_i}{a_{w_i}}, \quad (2.9)$$

4.1.4. Собрать редуктор.

4.1.5. Предполагая, что редуктор приводится в движение электродвигателем (параметры двигателя задаёт преподаватель), рассчитать обороты, мощности и крутящие моменты на всех валах редуктора.

4.2. Работа с коническим редуктором

4.2.1. Гаечным ключом открутить болты, крепящие крышки подшипников. Снять крышки.

4.2.2. Открутить и снять болты крепления крышки корпуса с основанием, снять крышку корпуса. Осмотреть редуктор при снятой крышке.

4.2.3. Вынуть тихоходный вал с колесом из редуктора, и вал-шестерню со стаканом.

4.2.4. Произвести измерения:

– отметив мелом по одному зубу на колесах, вращая их, подсчитать число зубьев шестерни Z_1 , и колеса Z_2 .

– измерить внешние диаметры выступов шестерни d_{ae_1} и колеса d_{ae_2} (рисунок 7), мм.

– измерить внешние диаметры впадин шестерни d_{fe_1} и колеса d_{fe_2} (рисунок 7), мм.

– измерить ширину зубчатого венца колеса b_2 (рисунок 6), мм.

– на внешнем торце колеса измерить высоту зуба h_e , мм.

4.2.5. Произвести расчеты:

– определить передаточное число редуктора $u = \frac{z_2}{z_1}$. (2.10)

– вычислить углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 , град $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$; $\delta_2 = \arctg u$. (2.11)

– определить внешнее конусное расстояние R_e , мм из формулы

$$b = 0,285 \cdot R_e, \quad (2.12)$$

Отсюда

$$R_e = \frac{b}{0,285}. \quad (2.13)$$

– определить внешний торцовый модуль передачи m_e , мм из формулы

$$R_e = \frac{m_e}{2} \cdot \sqrt{(z_1)^2 + (z_2)^2}, \quad (2.14)$$

Отсюда

$$m_e = \frac{2 \cdot R_e}{\sqrt{(z_1)^2 + (z_2)^2}}. \quad (2.15)$$

Полученную величину m_e согласовывают с ближайшим стандартным значением по ГОСТ 9563-80:

$m_e = 1,0 \quad 1,25 \quad 1,5 \quad 2,0 \quad 2,5 \quad 3,0 \quad 4,0$

– определить основные геометрические параметры шестерни и колеса, мм (рисунок 2.7):

внешние делительные диаметры: $d_{e1} = m_e \cdot z_1$; $d_{e2} = m_e \cdot z_2$, (2.16)

внешние диаметры окружностей

вершин: $d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1$; $d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2$, (2.17)

среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b, \quad (2.18)$$

средние делительные диаметры:

$$d_{m1} = \left(1 - 0,5 \cdot \psi_{bR_e}\right) d_{e1}; \quad d_{m2} = \left(1 - 0,5 \cdot \psi_{bR_e}\right) d_{e2}, \quad (2.19)$$

высота зуба на внешнем торце

$$h_e = 2,2 \cdot m_e. \quad (2.20)$$

4.2.6. Собрать редуктор.

5. Основные правила по технике безопасности

- При отвинчивании гаек редуктор не следует перемещать по столу.
- Перед измерением параметров зубчатых колес сборочная единица (вал с зубчатыми колесами и подшипниками) должна укладываться на специальные подставки.

6. Содержание отчета

6.1. Титульный лист.

6.2. Цель работы.

6.3. Кинематическая схема двухступенчатого цилиндрического и конического редукторов.

6.4. Результаты измерений и вычислений: таблицы А1, А2, А3 (приложение А), таблицы В1, В2 (приложение В).

7. Вопросы для самоконтроля

1. Какие различают виды зубчатых передач и где они применяются?
2. Каково назначение цилиндрического и конического редуктора?
3. Какой механизм называется зубчатым редуктором?
4. Каково назначение мультипликатора?
5. Каковы функции коробки передач?
6. Дать определение редуктора.
7. Для чего предназначен редуктор?
8. Назначение, устройство и классификация редукторов.
9. От чего зависит число ступеней редуктора?
10. Какие преимущества и недостатки имеют редукторы, выполненные по развернутой схеме; с раздвоенной ступенью; соосные и другие?
11. Перечислите детали и узлы, из которых состоит редуктор. Каково их назначение?
12. Для чего необходимо наличие зазора в подшипниках?
13. Чем вызвана необходимость регулирования зазора в подшипниках?
14. Опишите порядок разборки и сборки цилиндрического и конического редукторов.
15. Дайте определение понятия «передаточное число зубчатой передачи».
16. Дайте определение понятия «передаточное число редуктора».
17. Как определяется передаточное число в отдельных передачах редуктора и редуктора в целом?
18. Как определяется делительный диаметр зубчатого колеса?
19. Как определяется диаметр выступов зубчатого колеса?
20. Как определяется диаметр впадин зубчатого колеса?
21. Дайте определение понятия «угол делительного конуса».
22. Как определяется угол делительного конуса?
23. Как изменяются в редукторе обороты?
24. Как изменяется в редукторе крутящий момент?
25. Как по внешнему виду редуктора различить входной, промежуточный и ведомый валы?
26. Может ли какой либо механизм увеличивать механическую мощность и быть источником энергии?
27. Как и за счёт чего изменяется мощность в редукторе?
28. Чем учитываются потери на трение в механизме?
29. Как классифицируются редукторы?

30. Какие формы зубьев известны у зубчатых колёс?
31. Что является основной характеристикой любого редуктора?
32. Как определить передаточное отношение каждой ступени?
33. Что является основным геометрическим параметром зубчатой передачи?
34. Какие модули должны иметь два колеса для работы в зацеплении?
35. От чего зависит величина передаваемой редуктором мощности?
36. Для какой цели применяются редукторы?
37. Как отличить быстроходную ступень редуктора от тихоходной?
38. На какой вид смазки подшипников рассчитана конструкция редуктора?
39. Можно ли при сборке редуктора ставить упругую прокладку между крышкой и корпусом редуктора?
40. Определить передаточное число зубчатой пары.
41. Определить передаточное число редуктора.
42. Дать зависимость моментов на входном и выходном валах редуктора.
43. Как изменяется в редукторе мощность.
44. Дать понятие модуля. В каких единицах измеряется модуль?
45. Привести зависимость между нормальным и торцовым модулями.
46. Какой модуль стандартизован?
47. Дать понятие шага зубьев.
48. Определить делительное межосевое расстояние.
49. Определить диаметр делительной окружности, диаметр вершин зубьев, диаметр впадин зубьев.
50. Определить угол наклона линии зуба, ее направление.
51. Назвать тип подшипников редуктора.
52. Какую нагрузку воспринимают подшипники редуктора?
53. По какой схеме выполнена установка подшипников?
54. Назвать недостатки присущие редуктору, выполненному по развернутой схеме.
55. Из каких материалов изготовлены детали редуктора?
56. Как осуществляется смазка зацепления, подшипников?
57. Каково назначение смотрового люка, маслосбрасывающих колец?
58. Для чего предусмотрена отдушина?
59. Для чего нужны штифты?
60. Конструкции уплотнительных устройств.
61. Способы смазывания передач и подшипников редуктора.
62. С какой целью ширина венца шестерни принимается на 3...5 мм больше ширины венца колеса?

Приложение А (обязательное)

Таблица А1

Основные габаритные и присоединительные размеры редуктора

Обозначение размера	H	L	B	H_1	h	C_0	C_1	C	E	B_1	L_1	L_2	$a_{wб}$	$a_{wт}$	d_6	D_T	N
Значение размера, мм																	

Таблица А2

Замеренные параметры 2-х ступенчатого цилиндрического редуктора

Параметры	Ед. Изм.	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
		обозначение	значение	обозначение	значение
Число зубьев: шестерни колеса	шт.	Z_1 Z_2		Z_3 Z_4	
Направление линии зубьев: шестерни колеса					
Межосевое расстояние	мм	a_{w1}		a_{w2}	
Ширина зубчатого венца: шестерни колеса	мм	b_1 b_2		b_3 b_4	
Длина зуба: шестерни колеса	мм	b_{w1} b_{w2}		b_{w3} b_{w4}	
Диаметр выступов: Шестерни колеса	мм	d_{a1} d_{a2}		d_{a3} d_{a4}	
Диаметр впадин: шестерни колеса	мм	d_{f1} d_{f2}		d_{f3} d_{f4}	

Таблица А3

Рассчитанные параметры 2-х ступенчатого цилиндрического редуктора

Параметры	Ед. изм.	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
		обозначение	значение	обозначение	значение
Межосевое расстояние	мм	a_{w1}		a_{w2}	
Передаточное число		$i_Б$		$i_Т$	
Угол наклона зубьев	град	β_1		β_2	
Модуль	мм	m_1		m_2	
Делительный диаметр: шестерни колеса	мм	d_1 d_2		d_3 d_4	
Диаметр выступов: шестерни колеса		d_{a1} d_{a2}		d_{a3} d_{a4}	
Диаметр впадин: шестерни колеса		d_{f1} d_{f2}		d_{f3} d_{f4}	
Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию		ψ_{ba1}		ψ_{ba2}	

Приложение В (обязательное)

Таблица В1

Замеренные параметры конического редуктора

Параметр	Ед. Изм.	Обозначение	Значение
Число зубьев: шестерни колеса	шт.	Z_1 Z_2	
Внешние диаметры выступов: шестерни колеса	мм	$d_{a\epsilon_1}$ $d_{a\epsilon_2}$	
Внешние диаметры впадин: шестерни колеса	мм	$d_{f\epsilon_1}$ $d_{f\epsilon_2}$	
Ширина зубчатого венца колеса	мм	b_2	
Высота зуба на внешнем торце колеса	мм	h_e	

Таблица В2

Рассчитанные параметры конического редуктора

Параметр	Ед. Изм.	Обозначение	Значение
Передаточное число		u	
Углы делительных конусов: шестерни колеса	град.	δ_1 δ_2	
Конусное расстояние: внешнее среднее	мм	R_ϵ R_m	
Внешний торцовый модуль	мм	m_ϵ	
Внешний делительный диаметр: шестерни колеса	мм	d_{ϵ_1} d_{ϵ_2}	
Внешний диаметр вершин: шестерни колеса	мм	$d_{a\epsilon_1}$ $d_{a\epsilon_2}$	
Средний делительный диаметр: шестерни колеса	мм	d_{m_1} d_{m_2}	
Высота зуба на внешнем торце колеса	мм	h_ϵ	

Список использованной литературы

- 1) Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - М.: Высшая шк., 2002.- 408 с.
- 2) Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1975.- 656 с.
- 3) Гузенков П.Г. Детали машин: Учебник для вузов.- М.: Высшая шк., 1986.- 395 с.
- 4) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. – 5-е издание перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.

Список рекомендованной литературы

1. Шафиков, В. В. Основы деталей машин и механизмов : учебное пособие : [16+] / В. В. Шафиков. – Липецк : Липецкий государственный педагогический университет им. П.П. Семенова-Тян-Шанского, 2021. – 101 с. : ил., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=693879> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-907461-29-1. – Текст : электронный.
2. Детали машин : учебно-методическое пособие : [16+] / сост. Е. А. Пшенов. – Новосибирск : Новосибирский государственный аграрный университет, 2010. – 91 с. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=230481> (дата обращения: 26.06.2025). – Текст : электронный.
3. Никитин, Д. В. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие / Д. В. Никитин, Ю. В. Родионов, И. В. Иванова ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский государственный технический университет (ТГТУ), 2015. – Часть 1. Механические передачи. – 113 с. : ил., табл., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=444963> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-8265-1391-0 (общ.). – ISBN 978-5-8265-1398-9 (Ч. 1). – Текст : электронный.
4. Родионов, Ю. В. Детали машин и основы конструирования : краткий курс : учебное пособие / Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин, В. Г. Однолько ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский государственный технический университет (ТГТУ), 2017. – Часть 2. – 89 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=499042> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр.: с. 77. – ISBN 978-5-8265-1728-4. – Текст : электронный.

Лабораторная работа №3. Исследование коэффициента полезного действия червячного редуктора

1. Цель работы

- Аналитическое определение коэффициента полезного действия (КПД) червячного редуктора.
- Экспериментальное определение КПД червячного редуктора.
- Сравнение и анализ полученных результатов.

2. Теоретические положения

2.1. Общие сведения

Червячные передачи относятся к числу зубчато-винтовых, имеют характерные черты зубчатых и винтовых передач. Такие передачи являются зацеплениями с перекрещивающимися (обычно под углом 90°) осями валов.

Основными деталями червячной передачи являются *червяк* - винт с трапецеидальной или близкой к ней резьбой, и *червячное колесо* - колесо с зубьями особой вогнутой формы. Такая форма зубьев обеспечивает облегание червяка и увеличение длины контактных линий.

Червячные передачи получили широкое применение в подъёмно-транспортных устройствах, в станках, в автомобилях, точных приборах и других машинах.

Основные достоинства червячных передач:

- большое передаточное отношение (до 80);
- плавность и бесшумность работы.

Основные недостатки червячных передач обусловлены скольжением витков червяка по зубьям колеса и, как следствие, трением и износом:

- большие потери на трение и низкий К.П.Д.;
- необходимость применения для венца колеса дорогого антифрикционного материала (бронзовые сплавы).

Важным свойством червячной передачи является *односторонняя передача движения*. Вращающий момент передаётся только от червяка к колесу, но не наоборот. Невозможно заставить вращаться червяк, прикладывая вращающий момент к червячному колесу.

2.2. К.П.Д. червячной передачи

При скольжении червяка по колесу вследствие трения К.П.Д. червячных передач ниже, чем у других зубчатых передач. К.П.Д. всего редуктора ниже, чем К.П.Д. зацепления, поскольку добавляются потери на трение в подшипниках, в муфте и т.д.

КПД червячного редуктора определяют по формуле:

$$\eta_T = (0,96 \dots 0,99) \cdot (1 - 0,2 \cdot f) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma + \varphi}, \quad (3.1)$$

где γ – угол подъема витка по делительному цилиндру червяка,

$\gamma = 11^{\circ}19'$ (из технической характеристики);

$(0,96 \dots 0,99)$ – меньшее значение коэффициента принимается для передачи на подшипниках скольжения, большее значение – для передачи в подшипниках качения;

f – коэффициент трения в червячной передаче (в зависимости сочетания материалов, сталь – бронза $f = 0,02 \dots 0,15$);

$\varphi = \operatorname{arctg} f$ – угол трения.

$(1 - 0,2f)$ – коэффициент, учитывающий потери при скольжении зубьев червячного колеса по виткам червяка.

3. Описание объекта исследования, приборов и инструментов

Данная лабораторная работа выполняется на установке ТММ-39К, служащей для экспериментального определения КПД червячного редуктора. Техническая характеристика установки приведена в таблице 1.

Таблица 3.1.

Технические параметры установки ТММ-39К

Наименование параметра	Буквенное обозначение величины	Значение
Передаточное число редуктора	i	28
Число заходов червяка	Z_1	3
Число зубьев червячного колеса	Z_2	84
Модуль передачи, мм	m	2
Угол подъема винтовой линии	γ	$11^{\circ}19'$
Коэффициент диаметра червяка	q	16
Число оборотов вала электродвигателя, об/мин	n_1	1360
Номинальный момент на ведущем валу, Н мм	T_1	200
Тормозной момент на выходе редуктора, Н мм	T_2	до 3000

Все узлы установки ТММ-39К (рисунок 3.1) смонтированы на литом основании 1, а элементы электросхемы внутри основания. Электродвигатель 2, имеет статор, установленный на шарикоподшипниковых опорах в кронштейнах 3, 4 таким образом, что может вращаться вокруг общей оси с ротором (балансирный электродвигатель). На статоре закреплена призма 5, которая при вращении электродвигателя упирается в плоскую пружину 6, укрепленную на основании установки и ограничивающую вращение статора. Червячный редуктор 7 включает в себя трехзаходный червяк и червячное колесо, которые смонтированы на шарикоподшипниковых опорах в чугунном корпусе.

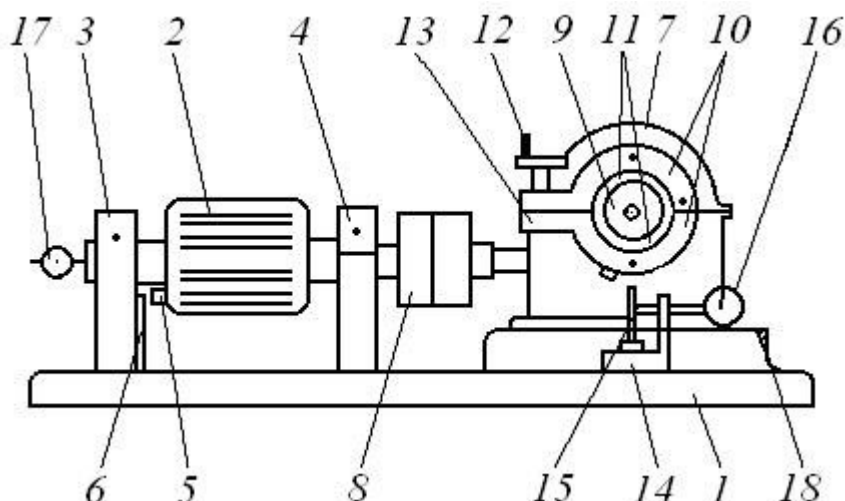


Рис.3.1. Принципиальная схема установки ТММ-39К

Выходной конец вала червяка соединен через муфту 8 с валом электродвигателя.

На валу червячного колеса закреплен шкив 9 тормозного устройства, которое служит для создания момента на выходном валу редуктора и имитирует рабочую нагрузку. Устройство состоит из тормозного шкива 9 и двух скоб 10 с тормозными колодками 11, охватывающими шкив.

Изменение усилия колодок осуществляется вращением рукоятки 12 при этом цилиндрическая пружина, размещенная в стакане 13, меняет свою длину и этим самым изменяет усилие прижима тормозных колодок к шкиву.

Нижняя скоба нагрузочного устройства при вращении червячного колеса упирается в плоскую пружину 15, укрепленную на кронштейне 14 и ограничивающую вращение скоб.

Внимание: При максимальной нагрузке прибор не включать!

Нагрузочный момент рекомендуется создавать плавно. При нагруженном тормозе рекомендуется работать не более 10 минут.

Измерительные устройства состоят из плоских пружин 6, 15, закрепленных на кронштейнах 3, 14 и индикаторов часового типа 16, 17, упирающихся своими стержнями в пружины. Прогибы пружин этих индикаторов соответствуют величинам моментов на валу червяка и червячного колеса, т.е. величинам момента сил движущих и момента сил сопротивления (тормозного).

Число оборотов двигателя может быть измерено по тахометру, подключаемому к свободному концу вала червяка.

Пуск электродвигателя производится поворотом ручки выключателя 18.

Остановка электродвигателя производится поворотом ручки выключателя в обратную сторону.

При первичном запуске установки требуется: снять полностью тормозной момент для предупреждения вращения тормоза в обратную сторону. Ручку тормоза

рекомендуется придерживать рукой. Во избежание удара по плоской пружине 6, нужно установить подкладку под корпус электродвигателя (после пуска ее убирают).

При пуске электродвигателя 2, вращение ротора передается через редуктор 7 шкиву 9. Между шкивом и тормозными колодами 11 возникают силы трения, создающие момент сил сопротивления или тормозной момент.

Этот момент поворачивает тормозное устройство, которое действует на пружину 15 и изгибает ее. Тормозной момент определяется по показаниям индикатора 16.

В то же время реактивный момент, возникающий при пуске электродвигателя 2, стремится повернуть статор в направлении обратном направлению вращения ротора. Призма 5, закрепленная на статоре действует на пружину 6 и изгибает ее. Реактивный момент двигателя, равный моменту движущих сил, определяют по показаниям индикатора 17.

Кинематическая схема установки ТММ – 39К представлена на рисунке 3.2.

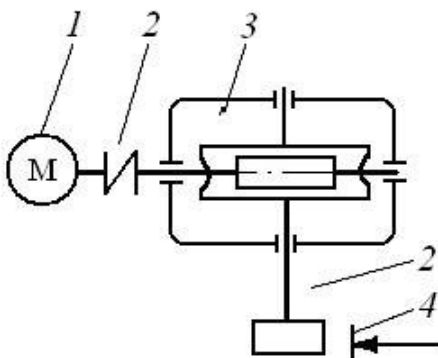


Рис.3.2. Кинематическая схема установки ТММ-39К:
1- электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – тормоз

4. Методика выполнения исследований и обработки результатов

4.1. КПД червячного редуктора определяется как отношение момента на валу нагрузочного устройства к моменту на валу электродвигателя, при условии, что передаточное число редуктора величина постоянная.

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 \cdot u \cdot \eta_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{м}}}, \quad (3.2)$$

где T_2 – момент сил сопротивления (вращающий момент на валу тормоза), Н мм; T_1 – момент сил движущих (вращающий момент на валу электродвигателя), Н мм; u – передаточное число червячного редуктора; $\eta_{\text{ш}}$ – КПД подшипниковых опор, на которых установлен электродвигатель ($\eta_{\text{ш}} = 0,99$); $\eta_{\text{м}}$ – КПД упругой муфты ($\eta_{\text{м}} = 0,99$).

Испытания для определения моментов сил движущих и сил сопротивления выполняют в следующей последовательности. Результаты испытаний вносят в таблицу 2.

Таблица 3.2.

Результаты испытаний

Показания индикатора 17 Π_1	Вращающий момент на валу электродвигателя, $T_1 = \Pi_1 \cdot K_1$ Нмм	Показания индикатора 16 Π_2	Вращающий момент на валу тормоза, $T_2 = \Pi_2 \cdot K_2$ Нмм	КПД экспериментальный формула (3.2)	КПД расчетный, формула (3.1)

4.2. Установку пакетным выключателем подключают к сети и без нагрузки прогревают.

4.3. После каждого измерения индикаторы устанавливают на нуль.

4.4. Вращением маховика 12 сближают скобы 10 и создают тормозной момент на валу червячного колеса. Показания индикатора 15 не должно быть более 90×10^{-2} мм. Снимают отсчеты по индикаторам 17 (Π_1) и 16 (Π_2).

4.5. Увеличивая прижим тормозных колодок 11 к шкиву 9, последовательно создают ряд тормозных моментов, для каждого из которых снимают отсчеты обоих индикаторов (Π_1 и Π_2)

4.6. Определить вращающие моменты на валах электродвигателя и тормоза:

$$T_1 = K_1 \cdot \Pi_1 \quad T_2 = K_2 \cdot \Pi_2,$$

где K_1 и K_2 – коэффициенты пропорциональности (тарировочные):

$$K_1 = 175,2 \text{ Нмм/дел}, \quad K_2 = 270,8 \text{ Нмм/дел}.$$

4.7. Определить по формуле (3.2) экспериментальный коэффициент полезного действия червячного редуктора.

4.8. Определить по формуле (3.1) расчетный коэффициент полезного действия червячного редуктора.

4.9. Построить график зависимости $\eta = f(T_2)$.

5. Содержание и оформление отчета

5.1 Титульный лист.

5.2 Цель работы.

5.3 Кинематическая схема установки.

5.4 Результаты испытаний: таблица 3.3; графики зависимости $\eta = f(T_2)$.

5.5 Выводы по лабораторной работе.

Выводы должны показать, какие новые знания получены Вами при выполнении лабораторной работы, например: объяснить расхождение расчётных и экспериментальных значений К.П.Д., выявить зависимость К.П.Д. от нагрузки на выходном валу и т.д.

6. Вопросы для самоконтроля

1. Какова цель работы.

2. Опишите устройство лабораторной установки ТММ-39К.

3. Принцип работы установки ТММ-39К.

4. Как производится нагружение червячного редуктора?
5. Каков принцип измерения вращающих моментов на установке?
6. Как определяется КПД в червячной передаче расчетным путем?
7. Как определяется КПД редуктора опытным путем?
8. Нарисуйте кинематическую схему установки.
9. Порядок проведения испытаний на установке ТММ-39К.
10. От чего зависит КПД редуктора?
11. Методы повышения КПД.
12. Как определить передаточное отношение редуктора?
13. Из каких деталей состоит червячная передача?
14. В чём заключаются достоинства червячных передач?
15. Каковы недостатки червячных передач?
16. В каком направлении передаётся крутящий момент?
17. Какой параметр передачи применяется вместо числа зубьев шестерни?
18. Что даёт применение одно- или многозаходных червяков?
19. Что такое К.П.Д. любой машины вообще?
20. Чем отличаются К.П.Д. червячного зацепления и К.П.Д. червячного редуктора?
21. Как и почему угол трения (зависящий от числа заходов), влияет на К.П.Д. червячной передачи?
26. Через какие физические величины, измеряемые в эксперименте, вычисляется К.П.Д. редуктора?
27. Зачем вместо одного измерения проводят серии опытов?
28. Что принимается за 100% при вычислении погрешности: экспериментальный или расчётный К.П.Д.? Почему?

Список использованной литературы

- 1) Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - М.: Высшая шк., 2002.- 408 с.
- 2) Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1975.- 656 с.
- 3) Гузенков П.Г. Детали машин: Учебник для вузов.- М.: Высшая шк., 1986.- 395 с.
- 4) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. – 5-е издание перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.

Список рекомендованной литературы

1. Шафигов, В. В. Основы деталей машин и механизмов : учебное пособие : [16+] / В. В. Шафигов. – Липецк : Липецкий государственный педагогический университет им. П.П. Семенова-Тян-Шанского, 2021. – 101 с. : ил., схем. – Режим

доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=693879> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-907461-29-1. – Текст : электронный.

2. Детали машин : учебно-методическое пособие : [16+] / сост. Е. А. Пшенов. – Новосибирск : Новосибирский государственный аграрный университет, 2010. – 91 с. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=230481> (дата обращения: 26.06.2025). – Текст : электронный.

3. Никитин, Д. В. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие / Д. В. Никитин, Ю. В. Родионов, И. В. Иванова ; Тамбовский гос-ударственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский госу-дарственный технический университет (ТГТУ), 2015. – Часть 1. Механические передачи. – 113 с. : ил.,табл., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=444963> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-8265-1391-0 (общ.). – ISBN 978-5-8265-1398-9 (Ч. 1). – Текст : электронный.

4. Родионов, Ю. В. Детали машин и основы конструирования : краткий курс : учебное пособие / Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин, В. Г. Однолько ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Там-бовский государственный технический университет (ТГТУ), 2017. – Часть 2. – 89 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=499042> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр.: с. 77. – ISBN 978-5-8265-1728-4. – Текст : электронный.

Лабораторная работа №4. Изучение вариаторов

Цель работы. Изучение общего устройства и принципа действия некоторых из наиболее распространенных вариантов. Определение их кинематических и силовых параметров.

Общие сведения. *Вариаторами* называются механизмы, предназначенные для плавного (бесступенчатого) изменения на ходу угловой скорости ведомого вала при постоянной скорости ведущего. Их применяют в станках, винтовых прессах, приводах конвейеров, в намоточных устройствах волочильных и бумагоделательных машин и т.д.

Вариаторы весьма разнообразны по конструкции. Они выполняются в виде отдельных механизмов с непосредственным контактом ведущего и ведомого тел качения или с промежуточным элементом. В зависимости от формы тел качения вариаторы бывают лобовые, конусные, торовые и др. Существуют комбинированные приводы, состоящие из вариатора и зубчатых передач.

Основными характеристиками, которые необходимо учитывать при выборе вариаторов, являются диапазон регулирования D , передаваемая мощность P , КПД и габаритные размеры.

Диапазоном регулирования вариатора называют отношение максимальной угловой скорости ведомого вала ω_{2max} к его минимальной угловой скорости ω_{2min} :

$$D = \omega_{2max} / \omega_{2min} \quad (4.1)$$

Передаточное отношение вариатора изменяется от минимального i_{min} до максимального i_{max} значения:

$$i_{min} = \omega_1 / \omega_{2max} \quad \text{и} \quad i_{max} = \omega_1 / \omega_{2min} \quad (4.2)$$

где ω_1 – угловая скорость ведущего вала.

Из формул (1.32) и (1.33) следует:

$$D = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{i_{max}}{i_{min}} \quad (4.3)$$

Диапазон регулирования вариаторов $D \leq 10$, передаваемая мощность P обычно не превышает 20 кВт, коэффициент полезного действия

$$\eta = 0,8 \dots 0,9.$$

Лобовой вариатор (рис. 4.1). Регулирование угловой скорости ω_2 ведомого вала осуществляется перемещением катка 1 вдоль оси ведущего вала, вращающегося с постоянной скоростью ω_1 . При передвижении этого катка за ось ведомого вала последний будет вращаться в противоположном направлении.

Радиус ведущего катка неизменен: $R_1 = const$. Радиус R_2 ведомого катка может изменяться в пределах $R_{2min} \dots R_{2max}$.

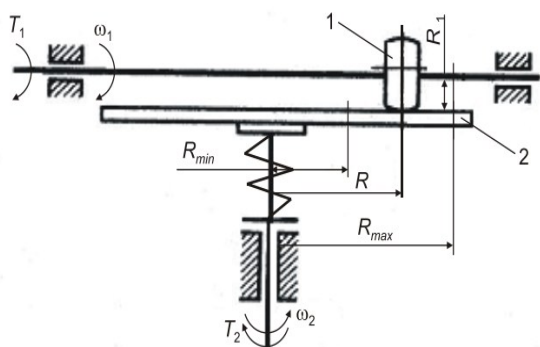


Рис. 4.1. Схема лобового вариатора:
1 – ведущий каток; 2 – ведомый каток.

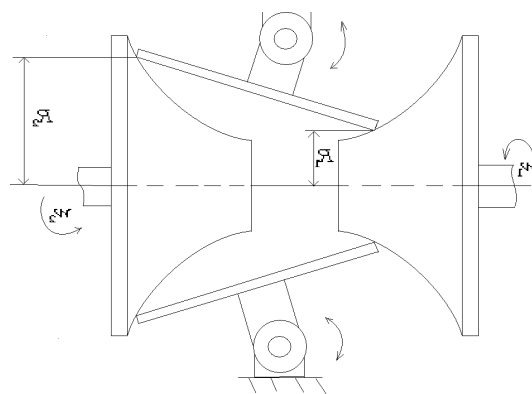


Рис. 4.2. Схема торового вариатора.

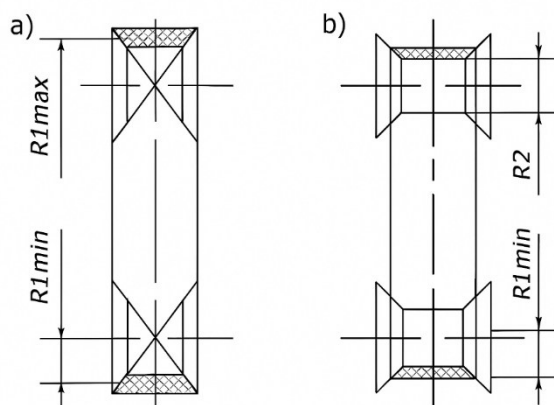


Рис. 4.3. Схема клиноременного вариатора

Положение ремня и раздвижных конусов:

а) при $i = i_{min}$; б) при $i = i_{max}$

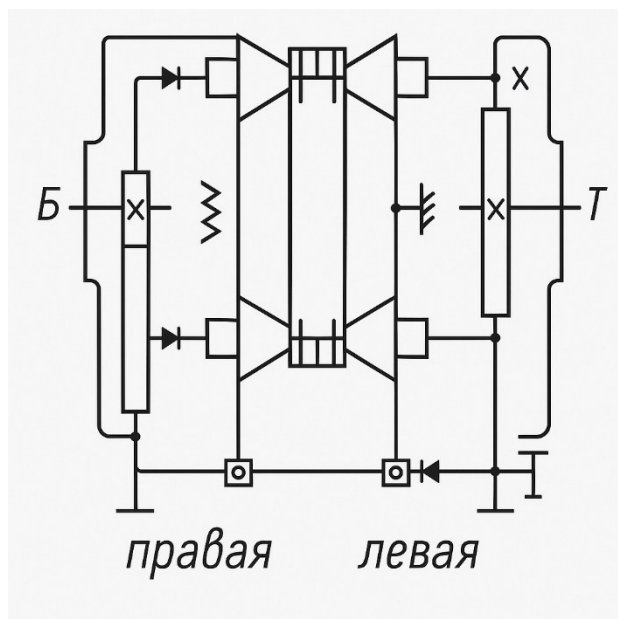


Рис. 4.3. Схема комбинированного привода, состоящего из цепного вариатора и двух зубчатых передач

Максимальное и минимальное значения передаточного отношения:

$$i_{max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2min}} \approx \frac{R_{2max}}{R_1} \quad (4.4) \quad i_{min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2max}} \approx \frac{R_{2min}}{R_1} \quad (4.5)$$

Диапазон регулирования:

$$D = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{R_{2max}}{R_{2min}} \quad (4.6)$$

В этих вариаторах $D \leq 3$.

Торовый вариатор (рис. 4.2.) Вращение от ведущего катка 1 к ведомому 2 передается с помощью промежуточных дисков 3. Катки выполняются в форме кругового тора. Плавное изменение угловой скорости ведомого вала производится поворотом дисков 4 вокруг шарниров 0, в результате чего радиусы катков изменяются от R_{min} до R_{max} . При этом угловая скорость ведомого вала ω_2 может быть как больше, так и меньше угловой скорости ведущего вала ω_1 .

В случае симметричного регулирования, т. е. при $R_{1min} = R_{2min}$ и $R_{1max} = R_{2max}$

$$i_{max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2min}} \approx \frac{R_{max}}{R_{min}} \quad (4.7) \quad i_{min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2max}} \approx \frac{R_{min}}{R_{max}} \quad (4.8)$$

Диапазон регулирования:

$$D = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{R_{max}^2}{R_{min}^2} \quad (4.9)$$

В торовых вариаторах $D \leq 8$,

$$P \leq 15 \text{ кВт.}$$

Клиноременный вариатор (рис. 4.3) состоит из двух пар конусных катков и охватывающего их клинового ремня. Регулирование передаточного отношения достигается сближением одной пары конусов и одновременным раздвижением другой. При этом изменяются радиусы окружностей контакта ремня с раздвижными конусами.

$$i_{max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2min}} \approx \frac{R_{2max}}{R_{1min}} \quad (4.10) \quad i_{min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2max}} \approx \frac{R_{2min}}{R_{1max}} \quad (4.11)$$

Диапазон регулирования:

$$D = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{i_{max}}{i_{min}} = R_{1max}R_{2max}/R_{1min}R_{2min} \quad (4.12)$$

При использовании стандартных приводных клиновых ремней $D \leq 1,5$. В вариаторах с широкими ремнями $D \leq 12$.

Цепной вариатор (зубчатый) имеет две пары зубчатых конусов (звездочек) и специальную цепь с поперечными выдвигными пластинами, входящими в пазы конусов. Вращающий момент передается зацеплением пластин с зубьями на конусах. Бесступенчатое изменение передаточного отношения происходит за счет раздвижения и сближения конусов с помощью винтового механизма. Наибольший диапазон регулирования угловой скорости $D = 7$, передаваемые мощности до 100 кВт.

Схема комбинированного привода, представляющего сочетание цепного вариатора с двумя зубчатыми передачами, показана на рис. 4.3.

Оборудование. Комбинированный привод, состоящий из цепного вариатора и зубчатых передач, модели вариаторов, плакаты.

Порядок выполнения работы.

1. Составить кинематическую схему комбинированного привода и описать его работу.

2. Определить диапазон регулирования цепного вариатора в изучаемом комбинированном приводе. Для этого:

а) с помощью винтового механизма установить зубчатые конуса в положение, соответствующее наименьшей частоте вращения выходного вала, и проворачиванием валов комбинированного привода определить его максимальное передаточное отношение $i_{кп\ max}$, подсчитав число оборотов входного вала привода при одном обороте выходного;

б) затем установить конуса в положение, соответствующее наибольшей частоте вращения выходного вала привода, и определить так же, как и в предыдущем случае, минимальное передаточное отношение комбинированного привода $i_{кп\ min}$;

в) подсчитать диапазон регулирования комбинированного привода:

$$D_{кп} = i_{кп\ max} / i_{кп\ min} \quad (4.13)$$

Диапазоны регулирования комбинированного привода $D_{кп}$ и встроенного в него цепного вариатора D представляют одну и ту же величину, так как зубчатые передачи привода, обладая постоянным передаточным отношением, не участвуют в процессе регулирования угловой скорости:

$$D = D_{кп}$$

3. Определить общее передаточное отношение зубчатых передач привода. При двух зубчатых передачах:

$$i_{зп} = \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3} \quad (4.14)$$

где Z_1 и Z_2 – числа зубьев ведущих колес; Z_3 и Z_4 – числа зубьев ведомых колес.

4. Определить максимальное и минимальные значения передаточного отношения цепного вариатора:

$$i_{max} = i_{кп\ max} / i_{зп}, \quad i_{min} = i_{кп\ min} / i_{зп} \quad (4.15)$$

5. Результаты опытов и подсчетов занести в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Результаты опытов и подсчетов

$i_{кп\ max}$	$i_{кп\ min}$	D	$i_{зп}$	i_{max}	i_{min}

6. Рассмотреть зависимости между мощностью, вращающими моментами и передаточным отношением вариатора для следующих двух случаев:

а) $T_1 = const$, $P_1 = const$, т.е. вращающий момент и мощность на ведущем валу вариатора постоянны. Такие условия характерны для вариаторов, используемых в приводах многих транспортирующих машин, металлорежущих станков и др., у которых потребная мощность P_2 не меняется при всех скоростных режимах работы. С уменьшением силовой нагрузки повышают скорость. Выяснить как меняется вращающий момент T_2 на ведомом валу вариатора при увеличении передаточного отношения.

б) $T_2 = const$, $P_2 \neq const$. Вариатор работает на всех скоростных режимах при постоянном вращающем моменте на ведомом валу и переменной мощности. Данные условия характерны, например, для приводов к цепным конвейерам сушильных, отжигательных и закалочных печей, работающим с малыми скоростями. Нагрузку на цепь принимают не зависящей от скоростного режима работы конвейера. Выяснить, как меняются T_1 и P_1 с изменением передаточного отношения.

Отчет о работе. Указать цель работы. Привести кинематическую схему изученного комбинированного привода, таблицу с результатами опытов и подсчетов. Привести также схемы изменения указанных в п.6,а и п.6,б параметров T_2 , P_1 и T_1 в зависимости от передаточного отношения (без учета КПД*).

Контрольные вопросы.

1. Какие механизмы называют вариаторами?
2. Назовите наиболее распространенные типы вариаторов и расскажите об их устройстве.
3. Что такое диапазон регулирования вариатора и как он определяется?
4. Какими достоинствами обладают вариаторы? Укажите их недостатки.

*Величина КПД вариаторов зависит от нагрузки и передаточного отношения.

Список использованной литературы

- 1) Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - М.: Высшая шк., 2002.- 408 с.
- 2) Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1975.- 656 с.
- 3) Гузенков П.Г. Детали машин: Учебник для вузов.- М.: Высшая шк., 1986.- 395 с.
- 4) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. – 5-е издание перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.

Лабораторная работа №5. Изучение конструкций подшипников качения

1. Цель работы

Изучить основные типы подшипников качения и ознакомиться с их условными обозначениями. Научиться определять типы подшипников по внешнему виду, по маркировке и по отдельным деталям. Ознакомиться с материалами, применяемыми для изготовления подшипников качения, и с основными конструктивными особенностями исполнения различных типов подшипников.

2. Теоретические положения

2.1. Общие сведения

Подшипники качения предназначены поддерживать вращающиеся валы и оси в пространстве, обеспечивая им возможность свободного вращения или качения, и воспринимать действующие на них нагрузки. Кроме осей и валов подшипники качения могут поддерживать детали, вращающиеся вокруг неподвижных осей, например, блоки, шкивы и др.

Подшипники качения стандартизованы и выпускаются промышленностью в массовых количествах в большом диапазоне типоразмеров с наружным диаметром от 1 мм до 5 м и с диаметром шариков от 0,35 мм до 203 мм, и массой от долей грамма до нескольких тонн.

Подшипники качения (см. рисунок 5.1) в большинстве случаев состоят из наружного кольца 1, внутреннего кольца 2, тел качения 3 (шариков или роликов), сепаратора 4. В некоторых подшипниках качения для уменьшения их габаритов одно или оба кольца отсутствуют, а в некоторых отсутствует сепаратор.

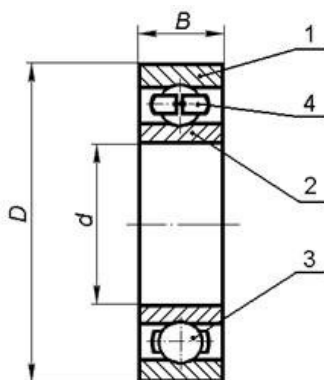


Рис. 5.1. Шариковый радиальный подшипник

По сравнению с подшипниками скольжения, подшипники качения имеют следующие достоинства: меньшие моменты сил трения; малая зависимость моментов сил трения от скорости; небольшой нагрев; незначительный расход смазки; малую ширину; значительно меньший расход цветных металлов; менее высокие требования к материалу и к термической обработке валов; значительно меньшие пусковые моменты.

К недостаткам подшипников качения относятся: чувствительность к ударным нагрузкам; относительно большие радиальные размеры; высокая стоимость при производстве уникальных подшипников; высокие контактные напряжения и поэтому ограниченный срок службы; меньшая способность демпфировать колебания.

2.2. Классификация подшипников качения

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам.

По форме тел качения: шариковые и роликовые, причём последние могут быть цилиндрическими, коническими, игольчатыми, бочкообразными и витыми.

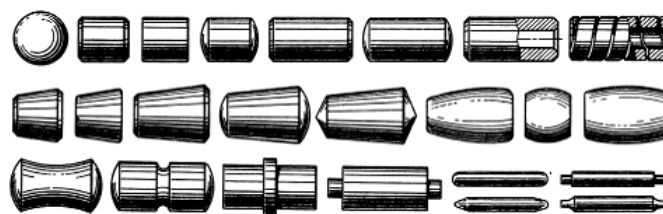


Рис.5.2. Форма тел качения подшипников

По направлению воспринимаемой нагрузки: радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные.

По числу рядов тел качения: однорядные, двухрядные, трёхрядные, четырёхрядные и многорядные.

По способности самоустанавливаться: несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (сферические, допускающие угол перекоса внутреннего и наружного колец до $2-3^\circ$).

По габаритным размерам: на серии (для каждого подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся несущей способностью подшипника, т. е. размерами колец и тел качения). В зависимости от размера наружного диаметра подшипника, серии подразделяются на *сверхлёгкие, лёгкие, средние и тяжёлые*. В зависимости от ширины подшипника серии бывают *особо узкие, узкие, нормальные, широкие и особо широкие*.

Таблица 5.1.

Основные типы радиальных и радиально-упорных подшипников

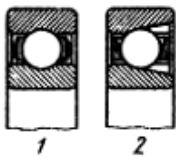
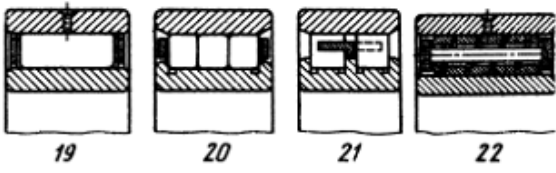
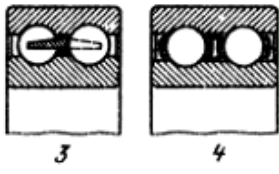
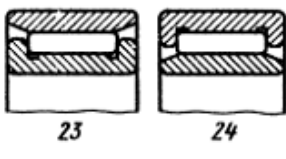
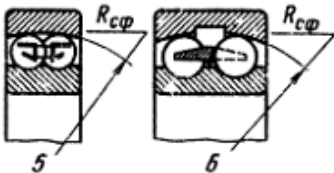
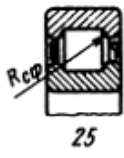
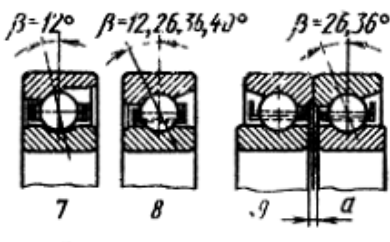
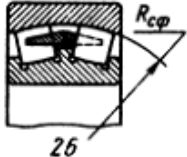
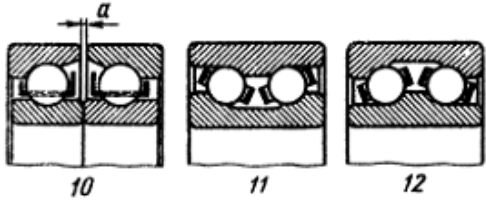
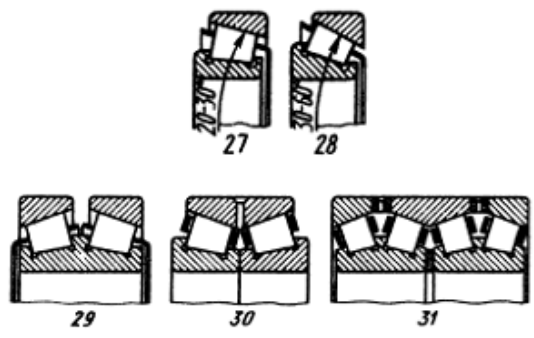
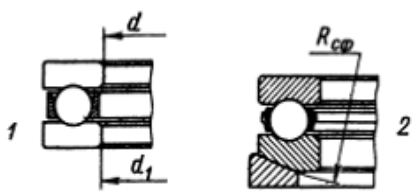
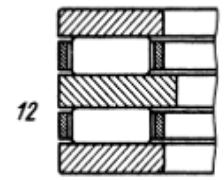
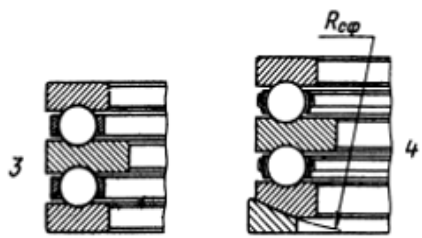
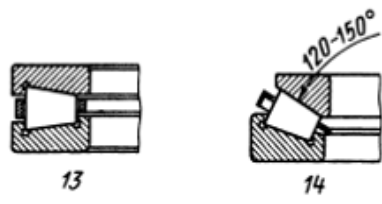
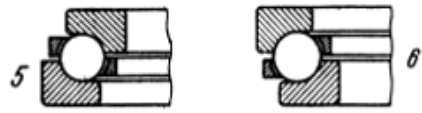
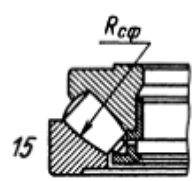
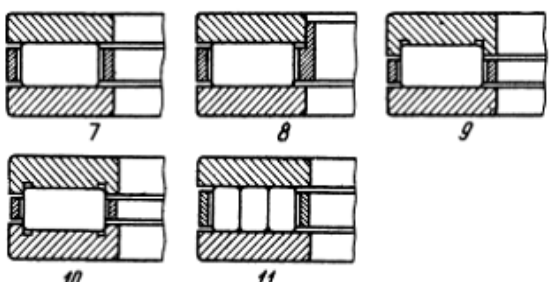
Эскизы подшипников	Эскизы подшипников
 1 2 Однорядные радиальные шариковые	 19 20 21 22 Радиальные роликовые
 3 4 Двухрядные радиальные шариковые	 23 24 Игольчатые
 5 6 Двухрядные шариковые сферические	 25 Цилиндросферические
 7 8 9 Шариковые радиально-упорные	 26 Сферические с бочкообразными роликами
 10 11 12 Радиальные роликовые	 27 28 29 30 31 Конические роликовые

Таблица 5.2

Основные типы упорных и упорно-радиальных подшипников

Эскиз	Эскиз
 1 2 Однорядные шариковые упорные	 12 Двухрядные упорные с цилиндрическими роликами
 3 4 Двухрядные шариковые упорные	 13 14 Упорные с коническими роликами
 5 6 Упорно-радиальные шариковые	 15 Сфероконические упорные
 7 8 9 10 11 Однорядные упорные с цилиндрическими роликами	

2.3. Основные типы подшипников качения

2.3.1. Шариковые подшипники

2.3.1.1. Радиальные, однорядные шариковые подшипники (см. рисунок 5.3, а) в основном предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать и осевую нагрузку в обе стороны до 70% от неиспользованной допустимой радиальной нагрузки, поэтому эти подшипники можно применять для фиксации вала или корпуса в осевом направлении. Допускают перекос осей колец подшипника на угол не более $0,25^\circ$.

2.3.1.2. Радиальные, двухрядные, сферические шариковые подшипники (см. рисунок 5.3, б) предназначены для восприятия радиальных нагрузок в условиях возможных значительных перекосов колец подшипников (до 2 - 3°). Подшипники допускают осевую фиксацию вала в обе стороны с нагрузкой до 20% от

неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Дорожку качения наружного кольца выполняют по сферической поверхности описанной из центра подшипника, что обеспечивает подшипнику самоустанавливаемость, поэтому их можно применять в узлах машин с отдельно стоящими корпусами при несовпадении осей посадочных мест под подшипники или в качестве опор длинных, прогибающихся от действия нагрузок, валов.

2.3.1.3. Радиально-упорные шариковые подшипники (см. рисунок 5.3, в) предназначены для восприятия совместно действующих радиальных и односторонних осевых нагрузок. Могут воспринимать чисто осевую нагрузку.

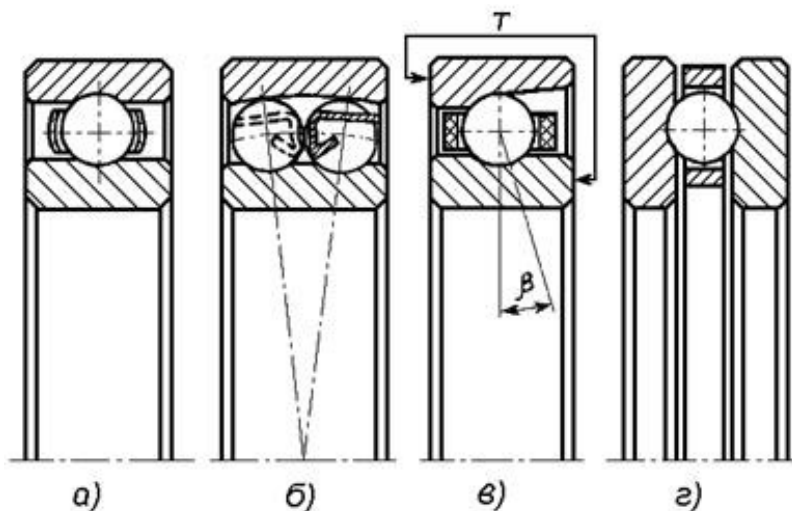


Рис.5.3. Шариковые подшипники

Один из бортов наружного или внутреннего кольца срезан почти полностью, что позволяет закладывать в подшипники на 45% больше шариков того же диаметра, чем в обычные радиальные подшипники, что способствует повышению их грузоподъемности.

Подшипники по конструктивным особенностям выполняют с расчетными углами контакта шариков с кольцами $\beta = 12^\circ$ (тип 36000), $\beta = 26^\circ$ (тип 46000) и $\beta = 36^\circ$ (тип 66000). Радиально-упорные подшипники применяют в опорах жестких коротких валов и в опорах, требующих регулировки внутреннего зазора в подшипниках.

Подшипники, у которых угол контакта $\beta = 45^\circ$ называются упорно-радиальными.

2.3.1.4. Упорные шариковые подшипники (см. рисунок 3, г) предназначены для восприятия односторонних осевых нагрузок. На горизонтальных валах они работают хуже, чем на вертикальных валах и требуют хорошей регулировки или поджатия колец пружинами. Упорные подшипники часто устанавливают в одном корпусе в паре с радиальными подшипниками.

2.3.2. Роликовые подшипники

2.3.2.1. Радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами (см. рисунок 5.4, а) предназначены для восприятия больших радиальных

нагрузок. Их грузоподъемность на 70% выше грузоподъемности однорядовых радиальных шариковых подшипников одинакового типоразмера. Подшипники легко разбираются в осевом направлении, допускают некоторое осевое взаимное смещение колец, что облегчает монтаж и демонтаж подшипниковых узлов и позволяет применять их в плавающих опорах, как правило, жестких коротких валов.

2.3.2.2. Радиальные двухрядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (см. рисунок 5.4, б) применяют для опор быстроходных коротких валов, требующих точного вращения. Ролики расположены в шахматном порядке. Сепаратор – массивный бронзовый.

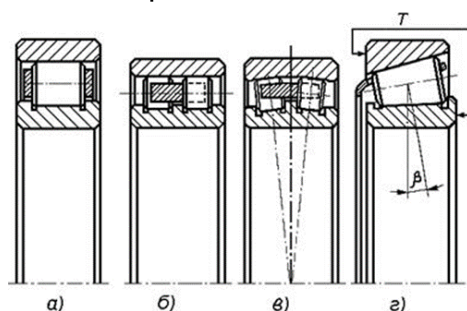


Рис.5.4. Роликовые подшипники

2.3.2.3. Радиальные двухрядные сферические роликовые подшипники (см. рисунок 5.4, в) предназначены для восприятия особо больших радиальных нагрузок при возможности значительных ($2 - 3^\circ$) перекосов колец, а также двухстороннюю осевую нагрузку до 25% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Могут работать и при только осевом усилии. Дорожка качения наружного кольца выполнена по сферической поверхности. Ролики имеют форму бочки. Подшипники этого типа применяют в опорах длинных двух и многоопорных валов, подверженных значительным прогибам под действием внешних нагрузок, а также в узлах машин с отдельно стоящими подшипниковыми корпусами.

2.3.2.4. Конические роликовые подшипники (см. рисунок 5.4, г) являются радиально-упорными и предназначены для восприятия значительных совместно действующих радиальных и односторонних осевых нагрузок.

Радиальная грузоподъемность в среднем на 90% выше, чем у радиальных однорядных подшипников одинакового типоразмера. Эти подшипники имеют широкое применение в машиностроении. Отличаются удобством сборки и разборки, регулировки зазоров и компенсации износов. Угол контакта (половина угла при вершине конуса дорожки качения наружного кольца) $\beta = (9 - 17^\circ)$ (тип 7000), $\beta = (25 - 29^\circ)$ (тип 27000). Конические роликовые подшипники применяют в узлах машин с жесткими, двух опорными, короткими валами.

2.4. Условные обозначения подшипников качения

Условными обозначениями характеризуются внутренний диаметр подшипника (или втулки), его серия, тип, конструктивные особенности. Все перечисленные параметры обозначаются по ГОСТ 3189-75 цифрами, значения которых определяются занимаемыми ими местами в условном обозначении подшипников, согласно данных, приведенных в таблице 5.3.

2.4.1. Обозначение внутреннего диаметра подшипников

Внутренний диаметр подшипника (или диаметр вала, если он $20 \leq d \leq 200$ мм) в условном обозначении подшипника указывается двумя первыми цифрами справа, являющимися частным от деления диаметра отверстия на пять. Для подшипников, у которых $10 \leq d \leq 17$ мм диаметр обозначается в соответствии с таблицей 5.4.

Таблица 5.3.

Значение цифр в условном обозначении подшипников

Места цифр в условном обозначении (считая, справа)	Значение цифр
1-я и 2-я	Диаметр вала (внутренний диаметр подшипника d или втулки)
3-я и 7-я	Серия по наружному диаметру и ширине соответственно
4-я	Тип подшипника
5-я и 6-я	Конструктивные особенности

Таблица 5.4.

Обозначение диаметра отверстия подшипника

Внутренний диаметр, мм	Условные обозначения внутреннего диаметра
10	00
12	01
15	02
17	03
от 20 до 200	Частное от деления d на 5

2.4.2. Обозначение серий подшипников

Третья и седьмая цифры справа указывают серию подшипника всех диаметров (кроме малых подшипников, у которых $d = 9$ мм) согласно данным таблицы 5.

Таблица 5.5.

Обозначение серий подшипников

Серия	Характеристика по ширине	Обозначение серии		Примеры обозначения серии
		3-я цифра справа	7-я цифра справа	
мелкогабаритные	разные	0	0	1000
ненормальные диаметры	неопределенные	9	0	900
неопределенные	неопределенные	8	0	800
		7	0	700
тяжелые	широкая	4	2	2086400
	узкая	4	0	400
средние	особоширокая	3	3	3056300
	широкая	6	0	3600
	нормальная	3	1	
	узкая	3	0	300
легкие	особоширокая	2	3	3056200
	широкая	5	0	3500
	нормальная	2	1	
	узкая	2	0	200
особолегкие	особоширокая	7	3	3003700
		1	4	4854100
	широкая	7	2	
		1	2	2007100
	нормальная	7	1	1007700
		1	0	100
	узкая	7	7	7002700
		1	7	7000100
сверхлегкие	особоширокая	9	4	4032900
		8	3	3007800
	широкая	9	2	
		8	2	
	нормальная	9	1	1000900
		8	1	1000800
	узкая	9	7	7000900
		8	7	7000800

2.4.3. Обозначение типа подшипников

Тип подшипника указывается в условном обозначении четвертой цифрой справа, в соответствии с таблицей 5.6.

Таблица 5.6.

Обозначение типа подшипника в условном обозначении

Четвертая цифра справа	Тип подшипника
0	Радиальный шариковый
1	Радиальный шариковый сферический
2	Радиальный с короткими цилиндрическими роликами
3	Радиальный роликовый сферический
4	Радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый
5	Радиальный роликовый с витыми роликами
6	Радиально-упорный шариковый
7	Роликовый конический
8	Упорный шариковый
9	Упорный роликовый

2.4.4. Обозначение подшипников по конструктивным разновидностям

Пятая и шестая цифры в условном обозначении подшипника определяют его конструктивную разновидность и состоят из двух цифр от 00 до 99. Конструктивных разновидностей подшипников очень много и наиболее распространённые из них приведены в ГОСТ 3395-89.

Внимание! Если в обозначении подшипника должна присутствовать цифра 0 и после неё слева не требуются дополнительные обозначения (дополнительные цифры), то цифра 0 в обозначении не проставляется.

2.4.5. Примеры расшифровки обозначений подшипников

1000094	тип - радиальный шариковый (цифра 0 на четвёртом месте) внутренний диаметр 4мм. (цифра 4), сверхлёгкой серии (цифра 9), конструктивная разновидность 00, серия ширин 1.
25	тип - радиальный шариковый (цифра 0 на четвёртом месте) внутренний диаметр 5 мм. (цифра 5) , лёгкой серии (цифра 2), конструктивная разновидность 00,
2205 12305 42305 32305 92305 292305	тип - радиальные роликовые с короткими цилиндрическими роликами, (2) внутренний диаметр 25мм. (05*5=25), средней серии, (3) конструктивная разновидность: 00 - без бортов на наружном кольце, 01 - с однобортовым наружным кольцом, 03 - с двухбортовым наружным кольцом, 04 - с однобортовым внутренним кольцом и двухбортовым наружным кольцом, 09 - с двухбортовым наружным кольцом и плоской опорной шайбой на внутреннем кольце, 29 - без внутреннего кольца.
74103	тип - радиальный роликовый игольчатый, (4), внутренний диаметр 17мм, (03), особо лёгкой серии, (1), конструктивная особенность (07) - без сепаратора и с отверстием под смазку на наружном кольце.
602/32	тип - шариковый радиальный, (0), внутренний диаметр 32мм, (32), лёгкой серии, (2), конструктивная разновидность (06) - с одной защитной шайбой.

2.4.6. Дополнительные знаки условного обозначения

Слева через черту от основного обозначения подшипников, которое включает в себя не более семи цифр, указываются требования к точности изготовления подшипников.

Справа через черту от основного обозначения подшипников указываются параметры, определяющие специальные требования к материалу деталей подшипников, к термообработке деталей, конструктивные изменения деталей, специальные требования по шероховатости поверхности, температуре отпуска колец подшипников и требования по шуму при работе.

2.4.7. Обозначение класса точности подшипников

Установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности:

0, 6, 5, 4, 2, Т - для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;

0, 6, 5, 4, 2 - для упорных и упорно-радиальных подшипников;

0, 6X, 6, 5, 4, 2 - для роликовых конических подшипников.

Установлены дополнительные классы точности подшипников - 8 и 7 ниже класса точности 0 для применения по заказу потребителей в неответственных узлах.

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы и расположения поверхностей подшипников. В общем машиностроении обычно применяют классы точности 0, 6, и 5. Следует иметь в виду, что стоимость одного и того же подшипника класса точности 0 и класса точности 2 отличается в 10 раз.

В зависимости от наличия требований по уровню вибрации установлены три категории подшипников - А, В, С.

К категории А относятся подшипники классов точности 5, 4, 2, Т с одним из дополнительных требований по повышенным нормам уровня вибрации, волнистости и отклонению от круглости поверхностей качения, моменту трения, углу контакта, радиальному биению, осевому биению и их совместному значению.

К категории В относятся подшипники классов точности 0, 6X, 6, 5 с одним из дополнительных требований, аналогичных категории А.

К категории С относятся подшипники классов точности 7, 8, 0, 6, к которым не предъявляются требования по уровню вибрации, моменту трения и другие требования по категориям А и В.

Полные требования к точности подшипников приведены в ГОСТ 520-89.

Класс точности подшипников указывается цифрой, соответствующей его точности слева от основного условного обозначения через тире. Класс точности "0" в условном обозначении опускается.

Пример: подшипник № 6 - 205.

Расшифровка: шарикоподшипник радиальный (четвёртая цифра слева "0" опущена), диаметром 25 мм (две последние цифры "05"), средней серии (третья цифра слева "2"), класс точности 6.

2.4.8. Обозначение радиального зазора и момента трения подшипников

Обозначения: 1, 2, 3, и т.д. расположенные слева от обозначения класса точности подшипника характеризуют различные величины (ряды) радиальных зазоров. Зазор по нормальному ряду обозначается цифрой 0.

Обозначения: 1, 2, 3, и т.д. расположенные слева от радиального зазора, характеризуют различные величины (ряды) моментов трения.

У радиальных шарико - и роликоподшипников с радиальным зазором по нормальному ряду и у радиально-упорных шарикоподшипников в дополнительном обозначении между классами точности и обозначением момента трения проставляется буква "М".

Обозначения категорий подшипника проставляют:

- слева от обозначения ряда момента, например, А1М5 - 205;
- перед обозначением ряда зазоров при отсутствии требований по моменту трения, например, В25 - 205;
- перед классом точности при отсутствии требований по моменту трения и нормальной группе зазора, например, А5 - 205.

2.4.9. Расшифровка дополнительных знаков справа от основного обозначения

Дополнительные знаки справа от основного обозначения располагаются в следующем порядке:

обозначение материала деталей подшипника (табл. 7);

конструктивные изменения деталей подшипника К, К1, К2,;

специальные требования по шероховатости, покрытиям и т. п., У, У1, У2,....;

температура отпуска колец подшипника Т1, Т2,;

разновидности смазочных материалов для подшипников закрытого типа С1, С2,...;

требования по шуму Ш, Ш1, Ш2,

Цифры 1, 2, 3, и т. д. справа от дополнительного буквенного обозначения Б,Г,Д,Е,К,Р,Л,У,Х,Ш,Э,Ю,Я указывают на каждое последующее исполнение с каким - либо отличием от предыдущего.

Таблица 5.7.

Обозначение материала деталей подшипников

Дополнительные обозначения	Отличительные признаки
Б	Сепаратор из безоловянистой бронзы
Г	Сепаратор из чёрных металлов
Д	Сепаратор из алюминиевых сплавов
Е	Сепаратор из пластических материалов
Л	Сепаратор из латуни
Р	Детали из теплостойкой стали
Х	Детали из цементируемой стали
Ю	Часть деталей или все детали из нержавеющей стали
Я	Кольца и тела качения из редко применяемых материалов (пластмасса, углепластик, стекло, керамика,...)

2.5. Материал деталей подшипников

Кольца и тела качения подшипников изготавливают из шарикоподшипниковой стали марок ШХ25СГ, ШХ15, ШХ20СГ, ШХ20 и др.

Кольца, ролики или шарики при температурах работы до 100⁰С должны быть термически обработаны до твёрдости HRC 58-66 в зависимости от марки стали.

Сепараторы изготавливают из листовой стали, латуни, бронзы, дюралюминия, текстолита, полиамидов с различными уплотнителями. Пластмассовые сепараторы уменьшают величину инерционных нагрузок в подшипниках, дают возможность использовать упругие свойства пластмасс при монтаже тел качения.

Сепараторы, изготовленные из самосмазывающегося материала, служат источником твёрдой смазки. В качестве самосмазывающегося материала часто применяется аман. Его можно использовать для сепараторов обычных и высокоскоростных подшипников, работающих без жидкой смазки при нормальных и повышенных температурах.

Сепараторы из амана должны быть более массивны, чем обычные. Для увеличения ударной прочности у этих сепараторов по наружному диаметру устанавливается тонкий, менее 1мм, металлический обод.

Для сепараторов, работающих в вакууме и в невесомости, пригоден аман и различные композиции, например фторопласт - 4 с бронзой, эпоксидная смола в сочетании с двухсернистым молибденом. Механизм действия самосмазывающихся сепараторов основан на молекулярном переносе их материала на поверхность тел качения.

2.6. Подбор и расчет подшипников качения

2.6.1. Общие положения методики подбора и расчета подшипников качения

Для выбора подшипников качения и определения их рабочего ресурса при проектировании и расчете опорных узлов редукторных валов необходимо учитывать эксплуатационные условия, характер и величину нагрузок, воспринимаемых опорами.

На основе анализа нагрузок конструктор намечает тип подшипника: радиальный, радиально-упорный, упорный (см. таблицу 5.1) и его номер в соответствии с диаметром цапфы. Выбранный подшипник должен обладать необходимой нормативной долговечностью, согласованной с ресурсом работы данной машины или механизма. Например, для зубчатых редукторов установлен срок службы 36000 час, для червячных 20000 час. Для подшипников таких редукторов минимальный ресурс рекомендуется соответственно 10000 и 5000 час, желательно предусматривать его таким же, как и у редукторов.

Таблица 5.8.

Рекомендации по выбору подшипника

Отношение F_a/F_r	Условное обозначение и угол контакта	Осевая составляющая радиальной нагрузки S в долях от F_r	Примечание
0 - 0,35	Радиальные однорядные шариковые подшипники	---	В случае возможности использования легкой серии получают оптимальные результаты по предельной быстроходности
0,36 - 0,70	36000, $\beta=12^\circ$	0,3 F_r	Допустимо использование особо легкой и сверхлегкой серии
0,71 - 1,00	46000, $\beta=26^\circ$	0,6 F_r	При весьма высоких скоростях легкая серия предпочтительней
1,01 - 1,50	66000, $\beta=36^\circ$	0,9 F_r	Для высоких скоростей подшипник с данным углом контакта не пригоден
1,51...	Рекомендуется применять конические радиально-упорные подшипники или спаренные радиально-упорные шариковые		

По ГОСТ 18855-82 расчетный ресурс подшипников качения определяется в миллионах оборотов работы по формулам:

для шариковых подшипников

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3,$$

для роликовых подшипников

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{3,33}$$

Расчетная долговечность в часах

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n},$$

где C – динамическая грузоподъемность, указанная в каталогах на подшипники, H ;

P – эквивалентная динамическая нагрузка, H , рассчитываемая по формуле:

$$P = (XVF_r + YF_a)k_\beta k_T.$$

где F_r – радиальная нагрузка, H ; F_a – осевая нагрузка, H ; V – Коэффициент вращения (если вращается внутреннее кольцо, то $V=1$, если же вращается наружное кольцо, то $V=1,2$); k_β – коэффициент безопасности (см. таблицу 8); k_T – температурный коэффициент (см. таблицу 10); X , Y – коэффициент радиальной и осевой нагрузок (см. таблицы 11, 12).

Однако для определения их конкретных значений необходимо предварительно найти параметр осевого нагружения e , указанный в тех же таблицах. Этот параметр зависит от отношения F_a/C_0 , где C_0 – статическая грузоподъемность, H , указываемая в каталоге на подшипники. Далее определяют величину отношения F_a/VF_r , сопоставляют ее с найденным ранее параметром e и в зависимости от этого находят конкретные значения X и Y .

Таблица 5.9.

Значения коэффициента безопасности k_b

Характер нагрузки	k_b	Примеры
Спокойная без толчков	1,0	Ролики ленточных транспортеров
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125 %, от расчетной нагрузки	1,1 - 1,2	Прецизионные зубчатые передачи, блоки, легкие вентиляторы, воздуходувки
Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150% от расчетной нагрузки	1,3 - 1,5	Редукторы всех конструкций
То же в условиях повышенной надежности	1,6 - 1,8	Центрифуги и сепараторы, энергетическое оборудование
Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200% от расчетной нагрузки	1,9 - 2,4	Валики среднесортных прокатных станов; дробилки, ковочные машины
С сильными ударами и кратковременными перегрузками, достигающими 300 % от расчетной нагрузки	2,5 - 3,0	Тяжелые ковочные машины; валки крупносортовых прокатных станов; лесопильные рамы

Таблица 5.10.

Значения температурного коэффициента k_t

Рабочая температура подшипника, °C	до 100	125	150	175	200	225	250	300	350
k_t	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40	1,60	2,00

Таблица 5.11.

Коэффициенты X и Y для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников (по ГОСТ 18855-82)

Угол контакта β°	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{iF_a}{C_0}$	Однорядные		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	
0	0,014 0,028 0,056 0,110 0,170 0,280 0,120 0,560	-	0,56	2,30 1,99 1,71 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	1	0	0,56	2,30 1,99 1,71 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	0,19 0,22 0,26 0,30 0,34 0,38 0,42 0,44
5	-	0,014 0,028 0,056 0,085 0,110 0,170 0,280 0,420 0,560	0,56	2,30 1,99 1,71 0,55 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	1	2,78 2,40 2,07 1,87 1,75 1,56 1,39 1,26 1,21	0,78	3,74 3,23 2,78 2,52 2,36 2,13 1,78 1,69 1,630	0,23 0,26 0,30 0,34 0,36 0,40 0,45 0,50 0,52

Угол контакта β°	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{iF_a}{C_0}$	Однорядные		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	
10	-	0,014 0,029 0,057 0,086 0,110 0,170 0,290 0,430 0,570	0,46	1,88 1,71 1,52 1,41 1,34 1,23 1,10 1,01 1,00	1	2,18 1,98 1,76 1,63 1,55 1,42 1,27 1,17 1,10	0,75	3,06 2,78 2,47 2,29 2,18 2,00 1,79 1,64 1,63	0,29 0,32 0,36 0,38 0,40 0,44 0,49 0,54 0,54
12	-	0,014 0,029 0,057 0,086 0,110 0,170 0,290 0,430 0,570	0,45	1,81 1,62 1,46 1,34 1,22 1,13 1,04 1,01 1,00	1	2,08 1,84 1,69 1,52 1,39 1,30 1,20 1,16 1,16	0,74	2,94 2,63 2,37 2,18 1,98 1,84 1,69 1,64 1,62	0,30 0,34 0,37 0,41 0,45 0,48 0,52 0,54 0,54
15	-	0,015 0,029 0,058 0,087 0,120 0,170 0,290 0,440 0,580	0,44	1,47 1,40 1,30 1,23 1,19 1,12 1,02 1,00 1,00	1	1,65 1,57 1,46 1,38 1,34 1,26 1,14 1,12 1,12	0,72	2,39 2,28 2,11 2,00 1,93 1,82 1,66 1,63 1,63	0,38 0,40 0,43 0,46 0,47 0,50 0,55 0,56 0,56
18,19,20 24,25,26 30 35,36 40	-	-	0,43 0,41 0,39 0,37 0,35	1,00 0,87 0,76 0,66 0,57	1 1 1 1 1	1,09 0,92 0,78 0,66 0,55	0,70 0,67 0,63 0,60 0,57	1,63 1,41 1,24 1,07 0,93	0,57 0,68 0,80 0,95 1,14
Подшипники сферические			4,40	0,44ctgβ	1	0,42ctgβ	0,65	0,65ctgβ	1,50tgβ

Примечание:

1) Для однорядных подшипников при $\frac{F_a}{VF_r} < e$ применяется X=1 и Y= 0;

2) Коэффициенты Y, e для промежуточных величин

отношений $\frac{F_a}{C_0}$ и $\frac{iF_a}{C_0}$ определяются интерполяцией, где i - количество рядов тел качения.

3) e – параметр осевого нагружения.

Таблица 5.12.

Коэффициенты X и Y для радиально-упорных роликовых подшипников
(по ГОСТ 18855-82)

$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e
X	Y	X	Y	
Подшипники однорядные				
1	0	0,40	0,40ctg β	1,5tg β
Подшипники двухрядные				
1	0,45ctg β	0,67	0,67ctg β	1,5tg β

2.7. Примеры расчета подшипников качения

2.7.1. Примеры расчета радиальных подшипников

Пример 1. Подобрать подшипник качения для вала редуктора с цапфой $d = 40$ мм. Проверить долговечность при частоте вращения $n = 1000$ об/мин; радиальная нагрузка $F_r = 2500$ Н, осевая нагрузка $F_a = 0$.

Решение: в данных условиях подходит подшипник радиальный однорядный шариковый (см. таблицу 5.5). Проверим подшипник для посадочного диаметра $d = 40$ мм., начиная с легкой серии - № 208, у которого статическая грузоподъемность (см. каталог): $C_0 = 18100$ Н;

динамическая грузоподъемность $C = 25600$ Н.

Примем по таблицам 5.9 и 5.10 – $k_6 = 1,4$; $k_T = 1,0$.

Так как $F_a = 0$ и $\frac{F_a}{C_0} = 0$, то из таблицы 5.11, примечание 1) следует:
 $X=1$, $Y=0$.

Эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P = (XV F_r + Y F_a) k_6 k_T = XV F_r k_6 k_T = 1 \cdot 1 \cdot 2500 \cdot 1,0 \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 3500 \text{ (Н)}.$$

Расчетный ресурс в миллионах оборотов:

$$L = (C/P)^3 = (25600/3500)^3 = 390 \text{ (млн. об.)}$$

Расчетная долговечность в часах:

$$L_h = (L \cdot 10^6 / 60 \cdot n) = (390 \cdot 10^6 / 60 \cdot 1000) = 6500 \text{ (час.)}$$

Так как долговечность оказалась меньше минимальной нормы (10000 час.), то проверим подшипник средней серии № 308, у которого

$$C_0 = 22700 \text{ Н}; C = 31900 \text{ Н}.$$

$$L = (C/P)^3 = (31900/3500)^3 = 760 \text{ (млн. об.)}$$

$$L_h = (L \cdot 10^6 / 60 \cdot n) = (760 \cdot 10^6 / 60 \cdot 1000) = 12700 \text{ (час.)}$$

что допустимо.

Пример 2. Подобрать подшипник качения при $F_a = 1000$ Н, если остальные данные как в примере 1.

Решение: Наметим как и выше, подшипник №308. Отношение

$$F_a / C_0 = 1000 / 22700 = 0,044$$

Из таблицы 5.11 находим интерполированием $e = 0,24$.

$$\text{Так как } F_a / V F_r = 1000 / 1 \cdot 2500 = 0,4 > e.$$

то имеем $X = 0,56$; $Y = 1,85$.

Эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P = (XV F_r + Y F_a) k_6 k_T = (0,56 \cdot 1 \cdot 2500 + 1,85 \cdot 1000) \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 4550 \text{ (Н)}.$$

Расчетный ресурс в миллионах оборотов:

$$L = (C/P)^3 = (31900/4550)^3 = 350 \text{ (млн. об.)}$$

Расчетная долговечность в часах:

$$L_h = (L \cdot 10^6 / 60 \cdot n) = (350 \cdot 10^6 / 60 \cdot 1000) = 5800 \text{ (час.)}$$

Долговечность недостаточна.

Проверим подшипник тяжелой серии № 408, у которого

$C_o = 37000$, H , $C = 5030$, H .

$$F_a / C_o = 1000 / 37000 = 0,027$$

$$e = 0,22$$

$$F_a / V F_r = 1000 / 1 \cdot 2500 = 0,4$$

следовательно: $X = 0,56$; $Y = 1,99$;

$$P = (X V F_r + Y F_a) k_\epsilon k_T = (0,56 \cdot 1 \cdot 2500 + 1,99 \cdot 1000) \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 4750 \text{ (Н)}.$$

$$L = (C/P)^3 = (50300/4750)^3 = 1200 \text{ (млн. об.)}$$

Расчетная долговечность в часах:

$$L_h = (L \cdot 10^6 / 60 \cdot n) = (1200 \cdot 10^6 / 60 \cdot 1000) = 20000 \text{ (час.)}$$

Такая долговечность приемлема.

2.7.2. Примеры расчета радиально-упорных подшипников

При расчете радиально-упорных подшипников необходимо определять осевые нагрузки, воспринимаемые опорами и учитывать собственные осевые составляющие S реакций в подшипнике, возникающие от радиальной нагрузки. В случае установки шариковых радиально-упорных подшипников $S = e F_r$, а в случае роликовых – $S = 0,83 e F_r$.

Общие осевые нагрузки находят в зависимости от расположения, как это указано в таблице 5.13.

Точка приложения реакции опоры находится на пересечении оси вала с нормалью к середине линии контакта. Эта точка может быть определена графически или по расстоянию a от торца наружного кольца:

Для однорядных шариковых подшипников $a = 0,5\{B + [(d + D)/2] \cdot \tan \beta\}$

Для роликовых конических $a = T/2 + (d + D)e/6$,

где d и D – внутренний и наружный диаметры подшипника, мм (см. рисунок 1);

B – ширина подшипника, мм;

T – расстояние между противоположными торцами колец роликоподшипника, мм (см. рисунок 5.3, г).

Таблица 5.13.

Общие осевые нагрузки, воспринимаемые подшипниками

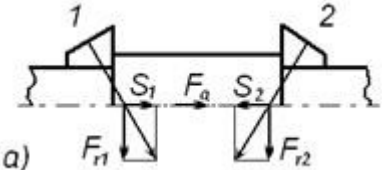
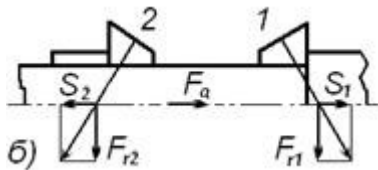
Схема нагружения	Соотношение сил	Общие осевые нагрузки
 а)	$S_1 \geq S_2$ $F_a \geq 0$ $S_1 < S_2$ $F_a \geq S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_1$ $F_{a2} = S_1 + F_a$ $F_{a1} = S_1$ $F_{a2} = S_1 + F_a$

Схема нагружения	Соотношение сил	Общие осевые нагрузки
	$S_1 \leq S_2$ $F_a < S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a$ $F_{a2} = S_2$

Пример 3. При расчете первого вала редуктора были определены реакции опор $F_{r1} = 3600, Н$; $F_{r2} = 1800, Н$; осевая нагрузка $F_a = 1400, Н$; подшипники установлены по схеме б (см. таблицу 5.13).

Диаметр цапфы вала $d = 50; мм$; частота вращения вала $n = 1400 об/мин$.

Решение: Осевая нагрузка действует на вторую опору, поэтому определяем отношение F_a/F_r для этой опоры:

$$F_a/F_r = 1400/1800 = 0,78.$$

На основе рекомендаций, приведенных в таблице 5.5, намечаем тип подшипника – шариковый радиально-упорных с углом контакта $\beta = 26^\circ$. Первоначально принимаем подшипник легкой серии № 46210.

$C = 31800 Н$; $C_o = 25400 Н$ (см. каталог)

Из таблицы 5.11 имеем: $e = 0,68$

Так как $F_a/F_r = 0,78 > e$, то

$X = 0,41$, $Y = 0,87$ (см. таблицу 11)

Осевая составляющая $S_1 = e \cdot F_{r1} = 0,68 \cdot 3600 = 2450 (Н)$.

Общая осевая нагрузка на вторую опору

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 2450 + 1400 = 3850 (Н)$$

Эквивалентная динамическая нагрузка второй опоры:

$$P = (XV F_r + Y F_a) k_\epsilon k_T = (0,41 \cdot 1 \cdot 1800 + 0,87 \cdot 3850) \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 5700 (Н).$$

Расчетный ресурс в миллионах оборотов:

$$L = (C/P)^3 = (31800/5700)^3 = 174 (млн. об.)$$

Расчетная долговечность в часах:

$$L_h = L \cdot 10^6 / 60 \cdot n = 174 \cdot 10^6 / 60 \cdot 1000 = 2067 (час.)$$

Долговечность недостаточна.

Рассмотрим вариант с шариковым радиально-упорным подшипником средней серии № 46310, с углом контакта 26° , у которого

$C_o = 44800 Н$; $C = 56300 Н$.

Все параметры и коэффициенты остаются без изменения. Поэтому сразу выделим:

$$\text{Ресурс: } L = (C/P)^3 = (56300/5700)^3 = 970 (млн. об.)$$

$$\text{Долговечность: } L_h = L \cdot 10^6 / 60 n = 970 \cdot 10^6 / 60 \cdot 1400 = 11600 (час.)$$

Такая расчетная долговечность подшипника для зубчатого редуктора приемлема ($L_{h \min} = 10000$ час.).

3. Содержание работы

- Расшифровка условного обозначения подшипников качения,
- определение области их применения,
- установление основных геометрических параметров и вычерчивание подшипников качения с указанием всех размеров,
- подбор подшипников качения и выполнение проверочного расчета на долговечность.

4. Оборудование и инструмент

- 1) Набор подшипников качения
- 2) Штангенциркуль
- 3) Каталог подшипников качения
- 4) Плакаты

5. Порядок выполнения работы

Подгруппа (2-3 студента) получает подшипники и мерительный инструмент.

- 1) Изучить теоретический материал.
- 2) Рассмотреть комплект подшипников качения.
- 3) Записать маркировку (условное обозначение) подшипников и, пользуясь настоящим пособием и технической литературой, выполнить расшифровку условных обозначений.
- 4) Установить назначение каждого подшипника качения и область его применения.
- 5) Штангенциркулем измерить все геометрические параметры подшипников.
- 6) Сравнить внутренние диаметры подшипников, полученные из условного обозначения и измеренные.
- 7) Каждый студент должен выполнить эскизы трёх различных подшипников с простановкой основных размеров: d - внутренний диаметр, D - наружный диаметр, b - ширина, r и r_1 - радиусы скругления внутреннего и наружного колец.
- 8) Определить ориентировочно материал деталей подшипников.
- 8) Подобрать подшипник и рассчитать его долговечность исходя из исходных данных, приведенных в таблице 14.
- 9) Оформить отчет о выполненной работе.

В процессе выполнения работы студенты обмениваются подшипниками с целью более широкого ознакомления с различными их типами и изучения более широкого спектра конструктивных отличий в подшипниках. Желательно ознакомиться со всеми типами подшипников: шариковыми, роликовыми, игольчатыми, коническими, сферическими, радиальными, упорными,....

Студент оформляет отчёт на листах стандартного формата (210x290 мм) с указанием на титульном листе наименования работы, наименования кафедры, № группы и фамилии исполнителя.

В отчёте приводятся эскизы подшипников с основными габаритными размерами, даётся расшифровка цифровых и буквенных обозначений. Указывается материал деталей подшипников, описывается краткая характеристика подшипников по назначению и применению.

Таблица 5.14.

Исходные данные для подбора и расчета подшипника

	F_{r1}, H	F_{r2}, H	F_a, H	$n, \text{об/мин}$	$d, \text{мм}$	Вращается кольцо	Характер нагрузки	Рабочая температура подшипника, °C	$L_h \text{ min, час}$
1	2700	1200	0	940	40	внутреннее	спокойная	125	12000
2	1400	1950	30	1450	30	внутреннее	легкие толчки	100	10000
3	2300	2500	120	935	45	наружное	умеренные толчки	110	12000
4	3200	1600	1400	1000	50	наружное	значител. толчки	130	10000
5	3500	1500	2000	200	55	внутреннее	легкие толчки	115	12000

Примечание. Схему нагружения подшипников принять самостоятельно по таблице 5.13.

6. Вопросы для самоконтроля

1. Назначение подшипников качения.
2. Устройство подшипников качения.
3. Достоинства и недостатки подшипников качения.
4. Классификация подшипников качения.
5. Какую нагрузку воспринимают различные типы подшипников?
6. Почему роликовые подшипники воспринимают большую нагрузку чем шариковые?
7. Почему шариковый радиально-упорный подшипник воспринимает большую нагрузку чем шариковый радиальный?
8. Что указывается в условном обозначении подшипника?
9. Подбор и расчет радиального подшипника.
10. В каких случаях выбирают радиально-упорные подшипники?
11. Особенности расчета радиально-упорного подшипника?
12. Назначение подшипников качения, их преимущества и недостатки в сравнении с подшипниками скольжения.
13. Классификация подшипников качения по форме тел качения и направлению воспринимаемой нагрузки.
14. Расшифровка маркировки подшипников (порядок расположения цифр в условном обозначении и их назначение).
15. Материал и термическая обработка деталей подшипников.

16. Наиболее характерные разновидности конструктивного исполнения подшипников.

17. Пределы применимости в общем машиностроении, представленных на эскизах подшипников.

Список использованной литературы

1) Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - М.: Высшая шк., 2002.- 408 с.

2) Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1975.- 656 с.

3) Гузенков П.Г. Детали машин: Учебник для вузов.- М.: Высшая шк., 1986.- 395 с.

4) Подшипники качения справочник – каталог. Под ред. Нарышкина и Коросташевского Р.В. – М.: Машиностроение, 1984. – 542 с.

5) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. – 5-е издание перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.

6) Подшипники качения. Государственные стандарты СССР. – В 2-х ч. Ч.1. – М.: Стандартов, 1989. – 439 с.

7) Подшипники качения. Государственные стандарты СССР. – В 2-х ч. Ч.2. – М.: Стандартов, 1989. – 432 с.

Список рекомендованной литературы

1. Шафигов, В. В. Основы деталей машин и механизмов : учебное пособие : [16+] / В. В. Шафигов. – Липецк : Липецкий государственный педагогический университет им. П.П. Семенова-Тян-Шанского, 2021. – 101 с. : ил., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=693879> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-907461-29-1. – Текст : электронный.

2. Детали машин : учебно-методическое пособие : [16+] / сост. Е. А. Пшенов. – Новосибирск : Новосибирский государственный аграрный университет, 2010. – 91 с. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=230481> (дата обращения: 26.06.2025). – Текст : электронный.

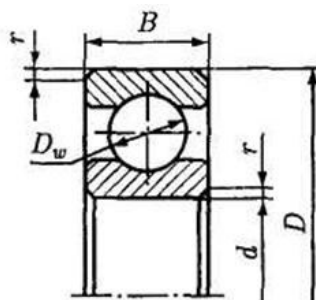
3. Никитин, Д. В. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие / Д. В. Никитин, Ю. В. Родионов, И. В. Иванова ; Тамбовский гос-ударственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский государ-ственный технический университет (ТГТУ), 2015. – Часть 1. Механические передачи. – 113 с. : ил.,табл., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=444963> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-8265-1391-0 (общ.). – ISBN 978-5-8265-1398-9 (Ч. 1). – Текст : электронный.

4. Родионов, Ю. В. Детали машин и основы конструирования : краткий курс : учебное пособие / Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин, В. Г. Однолько ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Там-бовский государственный технический университет (ТГТУ), 2017. – Часть 2. – 89 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=499042> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр.: с. 77. – ISBN 978-5-8265-1728-4. – Текст : электронный.

Приложения

Таблица 5.15.

Подшипники шариковые радиальные однорядные (из ГОСТ8338 -75)

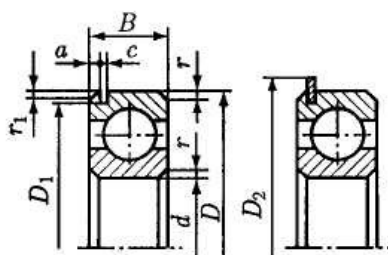


Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН		Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	D _ω	C _r	C _{Ur}		d	D	B	r	D _ω	C _r	C _{Ur}
<i>Легкая серия</i>								<i>Средняя серия</i>							
204	20	47	14	1,5	7,938	12,7	6,2	304	20	52	15	2	9,525	15,9	7,8
205	25	52	15	1,5	7,938	14,0	6,95	305	25	62	17	2	11,509	22,5	11,4
206	30	62	16	1,5	9,525	19,5	10,0	306	30	72	19	2	12,303	28,1	14,6
207	35	72	17	2	11,112	25,5	13,7	307	35	80	21	2,5	14,288	33,2	18,0
208	40	80	18	2	12,700	32,0	17,8	308	40	90	23	2,5	15,081	41,0	22,4
209	45	85	19	2	12,700	33,2	18,6	309	45	100	25	2,5	17,462	52,7	30,0
210	50	90	20	2	12,700	35,1	19,8	310	50	110	27	3	19,050	61,8	36,0
211	55	100	21	2,5	14,288	43,6	25,0	311	55	120	29	3	20,638	71,5	41,5
212	60	110	22	2,5	15,875	52,0	31,0	312	60	130	31	3,5	22,225	81,9	48,0
213	65	120	23	2,5	16,669	56,0	34,0	313	65	140	33	3,5	23,812	92,3	56,0
214	70	125	24	2,5	17,462	61,8	37,5	314	70	150	35	3,5	25,400	104,0	63,0
215	75	130	25	2,5	17,462	66,3	41,0	315	75	160	37	3,5	26,988	112,0	72,5
216	80	140	26	3	19,050	70,2	45,0	316	80	170	39	3,5	28,575	124,0	80,0

Пример обозначения подшипника 209: «Подшипник 209 ГОСТ 8338—75».

Таблица 5.16.

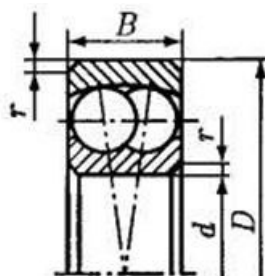
Подшипники шариковые радиальные однорядные с канавкой под упорное пружинное кольцо (из ГОСТ 2893—82)



Легкая серия						Средняя серия					
Обозначение	Размеры, мм					Обозначение	Размеры, мм				
	d	D ₁	D ₂	a	c		d	D ₁	D ₂	a	c
50204	20	44,6	52,7	2,46	1,4	50304	20	49,7	57,9	2,46	1,4
50205	25	49,7	57,9	2,46	1,4	50305	25	59,6	67,7	3,28	1,9
50206	30	59,6	67,7	3,28	1,9	50306	30	68,8	78,6	3,28	1,9
50207	35	68,8	78,6	3,28	1,9	50307	35	76,8	86,6	3,28	1,9
50208	40	76,8	86,6	3,28	1,9	50308	40	86,8	96,5	3,28	2,7
50209	45	81,8	91,6	3,28	1,9	50309	45	96,8	106,5	3,28	2,7
50210	50	86,8	96,5	3,28	2,7	50310	50	106,8	116,6	3,28	2,7
50211	55	96,8	106,5	3,28	2,7	50311	55	115,2	129,7	4,06	3,1
50212	60	106,8	116,6	3,28	2,7	50312	60	125,2	139,7	4,06	3,1
50213	65	115,2	129,7	4,06	3,1	50313	65	135,2	149,7	4,9	3,1
50214	70	120,2	134,7	4,06	3,1	50314	70	145,2	159,7	4,9	3,1
50215	75	125,2	139,7	4,06	3,1	50315	75	155,2	169,7	4,9	3,1
50216	80	135,2	148,7	4,90	3,1	50316	80	163,6	182,9	5,7	3,5

Примечания: 1. $r_1 = 0,5 - 0,8$ мм. 2. Значения D , B , r , D_0 , C_{ri} и C_o , следует принимать по табл. 5.15 для соответствующего размера подшипника.

Таблица 5.17. Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные (из ГОСТ 28428-90)



Обо- значение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры					
	d	D	B	r	C _r	C _{0r}	e	F/F<e		F/F>e		Y ₀
								X	Y	X	Y	
Легкая серия												
1204	20	47	14	1,5	10,0	3,45	0,27	1	2,31	0,65	3,57	2,42
1205	25	52	15	1,5	12,2	4,4	0,27		2,32		3,6	2,44
1206	30	62	16	1,5	15,6	6,2	0,24		2,58		3,99	2,7

Окончание табл.5.17

Обо- значе- ние	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры					
	d	D	B	r	C _r	C _{0r}	e	F/F _r < e		F/F _r > e		Y ₀
								X	Y	X	Y	
1207	35	72	17	2	16,0	6,95	0,23	1	2,74	0,65	4,24	2,87
1208	40	80	18	2	19,3	8,8	0,22		2,87		4,44	3,01
1209	45	85	19	2	22,0	10,0	0,21		2,97		4,6	3,11
1210	50	90	20	2	22,8	11,0	0,21		3,13		4,85	3,28
1211	55	100	21	2,5	27,0	13,7	0,2		3,2		5,0	3,39
1212	60	110	22	2,5	30,0	16,0	0,19		3,4		5,27	3,57
1213	65	120	23	2,5	31,0	17,3	0,17		3,7		5,73	3,88
1214	70	125	24	2,5	34,5	19,0	0,18		3,5		5,43	3,68
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,6	0,18		3,6		5,57	3,77
1216	80	140	26	3,0	40,0	23,6	0,16		3,9		6,10	4,13
Средняя серия												
1304	20	52	15	2	12,5	4,4	0,29	1	2,17	0,65	3,35	2,27
1305	25	62	17	2	18,0	6,7	0,28		2,26		3,49	2,36
1306	30	72	19	2	21,2	8,5	0,26		2,46		3,80	2,58
1307	35	80	21	2,5	25,0	10,6	0,25		2,57		3,98	2,69
1308	40	90	23	2,5	29,0	12,9	0,23		2,61		4,05	2,74
1309	45	100	25	2,5	38,0	17,0	0,25		2,54		3,93	2,66
1310	50	110	27	3	41,5	19,3	0,24		2,68		4,14	2,80
1311	55	120	29	3	51,0	24,0	0,23		2,70		4,17	2,82
1312	60	130	31	3,5	57,0	28,0	0,23		2,80		4,33	2,93
1313	65	140	33	3,5	62,0	31,0	0,23		2,79		4,31	2,92
1314	70	150	35	3,5	75,0	37,5	0,22		2,81		4,35	2,95
1315	75	160	37	3,5	80,0	40,5	0,22		2,84		4,39	2,97
1316	80	170	39	3,5	88,0	45,0	0,22		2,92		4,52	3,06

Примечания: 1. Коэффициент статической радиальной нагрузки $X_0 = 1,2$.

Пример обозначения подшипника 1210: «Подшипник 1210 ГОСТ 28428—90*»

Таблица 5.18.

Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами
(из ГОСТ 8328-75)

Обозначение			Размеры, мм						Грузоподъемность, кН	
			d	D	B	r	r_1	s^*	C_r	C_{or}
Легкая серия										
2204	32204	42204	20	47	14	1,5	1	1,0	14,7	7,35
2205	32205	42205	25	52	15	1,5	1	1,1	16,8	8,8
2206	32206	42206	30	62	16	1,5	1	1,0	22,4	12,0
2207	32207	42207	35	72	17	2	1	1,1	31,9	17,6
2208	32208	42208	40	80	18	2	2	1,3	41,8	24,0
2209	32209	42209	45	85	19	2	2	1,2	44,0	25,5
2210	32210	42210	50	90	20	2	2	1,2	45,7	27,5
2211	32211	42211	55	100	21	2,5	2,5	1,6	56,1	34,0
2212	32212	42212	60	110	22	2,5	2,5	1,4	64,4	43,0
2213	32213	42213	65	120	23	2,5	2,5	1,3	76,5	51,0
2214	32214	42214	70	125	24	2,5	2,5	1,2	79,2	51,0
2215	32215	42215	75	130	25	2,5	2,5	1,2	91,3	63,0
2216	32216	42216	80	140	26	3,0	3,0	0,8	106,0	68,0
Средняя серия										
2304	32304	42304	20	52	15	2	1	1,0	20,5	10,4
2305	32305	42305	25	62	17	2	2	1,3	28,6	15,0
2306	32306	42306	30	72	19	2	2	1,3	36,9	20,0
2307	32307	42307	35	80	21	2,5	2	1,3	44,6	27,0
2308	32308	42308	40	90	23	2,5	2,5	1,1	56,1	32,5

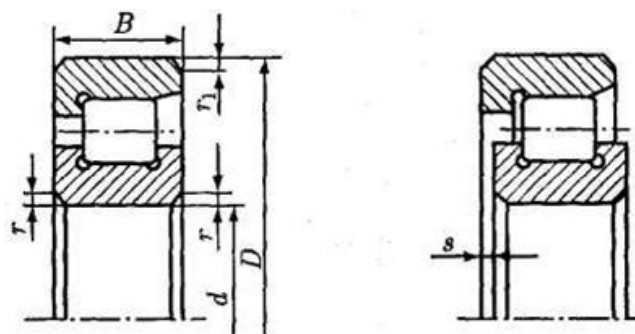
Обозначение			Размеры, мм						Грузоподъемность, кН	
			d	D	B	r	r_1	s^*	C_r	C_{or}
2309	32309	42309	45	100	25	2,5	2,5	1Д	72,1	41,5
2310	32310	42310	50	110	27	3	3	1,6	88,0	52,0
2311	32311	42311	55	120	29	3	3	1,7	102,0	67,0
2312	32312	42312	60	130	31	3,5	3,5	2,4	123,0	76,5
2313	32313	42313	65	140	33	3,5	3,5	2,5	138,0	85,0
2314	32314	42314	70	150	35	3,5	3,5	2,3	151,0	102,0
2315	32315	42315	75	160	37	3,5	3,5	2,4	183,0	125,0
2316	32316	42316	80	170	39	3,5	3,5	2,3	190,0	125,0

Примечания: 1. s^* — допустимое осевое смещение колец из среднего положения.

2. Пример обозначения подшипника 2207: «Подшипник 2207 ГОСТ8328-75»

Таблица 5.19.

Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами с одним бортом на наружном кольце (из ГОСТ 8328—75)



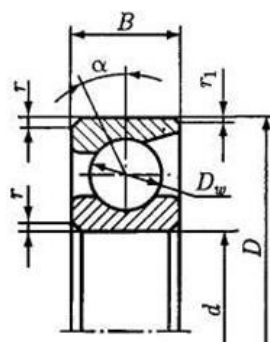
Обозначение	Размеры, мм						Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	r_1	s^*	C_r	C_{or}
Легкая серия								
12204	20	47	14	1,5	1	1,0	14,7	7,35
12205	25	52	15	1,5	1	1,1	16,8	8,8
12206	30	62	16	1,5	1	1,0	22,4	12,0
12207	35	72	17	2	1	1,1	31,9	17,6
12208	40	80	18	2	2	1,3	41,8	24,0
12209	45	85	19	2	2	1,2	44,0	25,5
12210	50	90	20	2	2	1,2	45,7	27,5
12211	55	100	21	2,5	2	1,6	56,1	34,0
12212	60	110	22	2,5	2,5	1,4	64,4	43,0
12213	65	120	23	2,5	2,5	1,3	76,5	51,0
12214	70	125	24	2,5	2,5	1,2	79,2	51,0
12215	75	130	25	2,5	2,5	1,2	91,3	63,0
12216	80	140	26	3,0	3,0	0,8	106,0	68,0
Средняя серия								
12304	20	52	15	2	1	1,0	20,5	10,4
12305	25	62	17	2	2	1,3	28,6	15,0
12306	30	72	19	2	2	1,3	36,9	20,0
12307	35	80	21	2,5	2	1,3	44,6	27,0
12308	40	90	23	2,5	2,5	1,0	56,1	32,5
12309	45	100	25	2,5	2,5	1,1	72,1	41,5
12310	50	110	27	3	3	1,6	88,0	52,0
12311	55	120	29	3	3	1,7	102,0	67,0
12312	60	130	31	3,5	3,5	2,4	123,0	76,5
12313	65	140	33	3,5	3,5	2,5	138,0	85,0
12314	70	150	35	3,5	3,5	2,3	151,0	102,0
12315	75	160	37	3,5	3,5	2,4	183,0	125,0
12316	80	170	39	3,5	3,5	2,3	190,0	125,0

Примечания: 1. s^* — допустимое осевое смещение колец из среднего положения.

2. Пример обозначения подшипника 12207: «Подшипник 12207 ГОСТ 8328— 75».

Таблица 5.20.

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



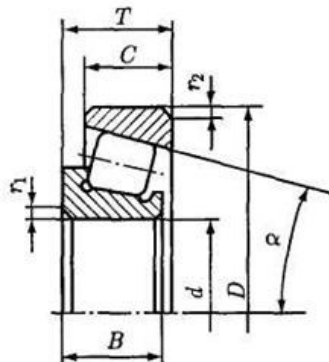
Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$						$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
		d	D	B	r		C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1	7,938	15,7	8,31	14,8	7,64
36205	46205	25	52	15	1	7,938	16,7	9,1	15,7	8,34
36206	46206	30	62	16	1	9,525	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	1,1	11,112	30,8	17,8	29,0	16,4
36208	46208	40	80	18	1,1	12,700	38,9	23,2	36,8	21,4
36209	46209	45	85	19	1,1	12,700	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	1,1	12,700	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	1,5	14,288	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	1,5	15,875	61,5	39,3	60,8	38,8
—	46213	65	120	23	1,5	16,669	—	—	69,4	45,9
36214	—	70	125	24	1,5	17,462	80,2	54,8	—	—
—	46215	75	130	25	1,5	17,462	—	—	78,4	53,8
36216	46216	80	140	26	2,0	19,050	93,6	65,0	87,9	60,0
Средняя серия										
—	46304	20	52	15	1,1	9,525	—	—	17,8	9,0
—	46305	25	62	17	1,1	11,509	—	—	26,9	14,6
—	46306	30	72	19	1,1	12,303	—	—	32,6	18,3
—	46307	35	80	21	1,5	14,288	—	—	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	1,5	15,081	53,9	32,8	50,8	30,1
—	46309	45	100	25	1,5	17,462	—	—	61,4	37,0
—	46310	50	110	27	2,0	19,050	—	—	71,8	44,0
—	46311	55	120	29	2,0	20,638	—	—	82,8	51,6
—	46312	60	130	31	2,1	22,225	—	—	100,0	65,3
—	46313	65	140	33	2,1	23,812	—	—	113,0	75,0
—	46314	70	150	35	2,1	25,400	—	—	127,0	85,3
—	46316	80	170	39	2,1	28,575	—	—	136,0	99,0

Примечания: 1. Параметры подшипников с углом контакта $\alpha = 15^\circ$ (тип 36200K6)

2. Пример обозначения подшипника 36209: «Подшипник 36209 ГОСТ 831-75».

Таблица 5.21.

Подшипники роликовые конические однорядные
повышенной грузоподъемности, $\alpha = 12...16^\circ$ (из ГОСТ 27365-87)



Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	d	D	T _{наиб}	B	C	r ₁	r ₂	C _r	C _{0r}	e	Y	Y ₀
<i>Легкая серия</i>												
7204A	20	47	15,5	14	12	1	1	26,0	16,6	0,35	1,7	0,9
7205A	25	52	16,5	15	13	1	1	29,2	21,0	0,37	1,6	0,9
7206A	30	62	17,5	16	14	1	1	38,0	25,5	0,37	1,6	0,9
7207A	35	72	18,5	17	15	1,5	1,5	48,4	32,5	0,37	1,6	0,9
7208A	40	80	20	18	16	1,5	1,5	58,3	40,0	0,37	1,6	0,9
7209A	45	85	21	19	16	1,5	1,5	62,7	50,0	0,40	1,5	0,8
7210A	50	90	22	20	17	1,5	1,5	70,4	55,0	0,43	1,4	0,8
7211A	55	100	23	21	18	2	1,5	84,2	61,0	0,40	1,5	0,8
7212A	60	110	24	22	19	2	1,5	91,3	70,0	0,40	1,5	0,8
7213A	65	120	25	23	20	2	1,5	108,0	78,0	0,40	1,5	0,8
7214A	70	125	26,5	24	21	2	1,5	119,0	89,0	0,43	1,4	0,8
7215A	75	130	27,5	25	22	2	1,5	130,0	100,0	0,43	1,4	0,8
7216A	80	140	28,5	26	22	2,5	2	140,0	114,0	0,43	1,4	0,8
<i>Средняя серия</i>												
7304A	20	52	16,5	15	13	1,5	1,5	31,9	20,0	0,3	2,0	1,1
7305A	25	62	18,5	17	15	1,5	1,5	41,8	28,0	0,3	2,0	1,1
7306A	30	72	21	19	16	1,5	1,5	52,8	39,0	0,31	1,9	1,1
7307A	35	80	23	21	18	2	1,5	68,2	50,0	0,31	1,9	1,1
7308A	40	90	25,5	23	20	2	1,5	80,9	56,0	0,35	1,7	0,9
7309A	45	100	27,5	25	22	2	1,5	101,0	72,0	0,35	1,7	0,9
7310A	50	110	29,5	27	23	2,5	2	117,0	90,0	0,35	1,7	0,9
7311A	55	120	32	29	25	2,5	2	134,0	110,0	0,35	1,7	0,9
7312A	60	130	34	31	26	3	2,5	161,0	120,0	0,35	1,7	0,9
7313A	65	140	36,5	33	28	3	2,5	183,0	150,0	0,35	1,7	0,9
7314A	70	150	38,5	35	30	3	2,5	209,0	170,0	0,35	1,7	0,9
7315A	75	160	40,5	37	31	3	2,5	229,0	185,0	0,35	1,7	0,9
7316A	80	170	43	39	33	3	2,5	255,0	190,0	0,35	1,7	0,9

Примечание. Пример обозначения подшипника 7206A: «Подшипник 7206A ГОСТ 27365—87».

Таблица 5.22.

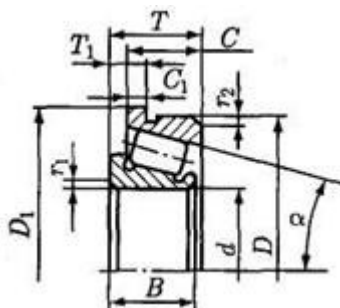
Подшипники роликовые конические однорядные с большим углом конусности, $\alpha = 29^\circ$ (из ГОСТ 27365—87) (обозначения по рис. к табл. 5.21)

Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	d	D	$T_{\text{наиб}}$	B	C	r_1	r_2	C_r	C_{or}	e	Y	Y_o
1027305A	25	62	18,5	17	13	1,5	1,5	35,8	23,2			
1027306A	30	72	21	19	14	1,5	1,5	44,6	29,0			
1027307A	35	80	23	21	15	2	1,5	57,2	39,0			
1027308A	40	90	25,5	23	17	2	1,5	69,3	54,0	0,83	0,72	0,4
1027309A	45	100	27,5	25	18	2	1,5	85,8	60,0			
1027310A	50	110	29,5	27	19	2,5	2	99,0	72,5			
1027311A	55	120	32	29	21	2,5	2	114,0	80,0			
1027312A	60	130	34	31	22	3	2,5	134,0	96,5			
1027313A	65	140	36,5	33	23	3	2,5	154,0	112,0			
1027314A	70	150	38,5	35	25	3	2,5	176,0	127,0			
1027315A	75	160	40,5	37	26	3	2,5	194,0	143,0			
1027316A	80	170	42,5	39	27	3	2,5	212,0	153,0			

Примечание. Пример обозначения подшипника 1027308A: «Подшипник 1027308A ГОСТ 27365-87».

Таблица 5.23.

Подшипники роликовые конические однорядные с упорным бортом на наружном кольце. Размеры борта, мм (из ГОСТ 27365—87)

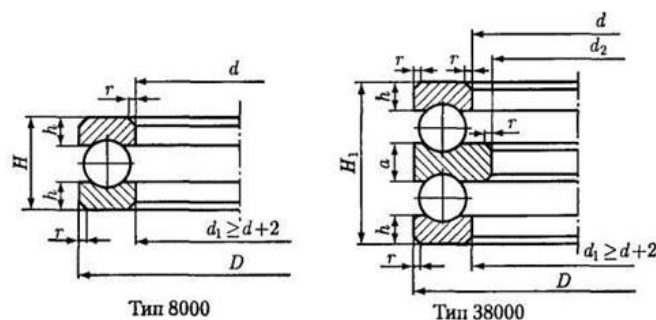


D	D ₁	C ₁ для конструктивной разновидности подшипников		
		7200A	7300A	1027300A
47	51	3,0	3,0	-
52	57	3,5	3,5	-
62	67	3,5	4,0	4,0
72	77	4,0	4,0	4,0
80	85	4,0	4,5	4,5
85	90	4,0	—	—
90	95	4,0	4,5	4,5
100	106	4,5	5,0	5,0
ПО	116	4,5	5,0	5,0
120	127	4,5	5,5	5,5
125	132	5,0	—	-
130	137	5,0	5,5	5,5
140	147	5,0	6,0	6,0
150	158	5,0	7,0	7,0
160	168	6,0	7,0	7,0

Примечания: 1. $T_1 = T - C + C_1$. 2. Другие параметры подшипников см. табл. 21 и 22.

Таблица 5.24.

Подшипники шариковые упорные одинарные и двойные (из ГОСТ 7872-89)



Обозначение		Размеры, мм								Грузоподъемность, кН	
		d	d_2	D	H	H_1	a	r	h	C_a	C_{0a}
Легкая серия											
8204H	38204H	20	15	40	14	26	6	1	4	22,4	32,0
8205H	38205H	25	20	47	15	28	7	1	4,2	28,0	42,5
8206H	38206H	30	25	52	16	29	7	1	4,8	25,5	40,0
8207H	38207H	35	30	62	18	34	8	1,5	5	35,5	57,0
8208H	38208H	40	30	68	19	36	9	1,5	5,2	46,5	83,0
8209H	38209H	45	35	73	20	37	9	1,5	5,7	39,0	67,0
8210H	38210H	50	40	78	22	39	9	1,5	6,3	50,0	90,0
8211H	38211H	55	45	90	25	45	10	1,5	7,1	61,0	114,0
8212H	38212H	60	50	95	26	46	10	1,5	7,3	62,0	118,0
8213H	38213H	65	55	100	27	47	10	1,5	8	64,0	125,0
8214H	38214H	70	55	105	27	47	10	1,5	8	65,5	134,0
8215H	38215H	75	60	110	27	47	10	1,5	8	67,0	143,0
Средняя серия											
8305H	38305H	25	20	52	18	34	8	1,5	5	34,5	46,5
8306H	38306H	30	25	60	21	38	9	1,5	6	38,0	55,0
8307H	38307H	35	30	68	24	44	10	1,5	7	50,0	75,0
8308H	38308H	40	30	78	26	49	12	1,5	7,6	61,0	95,0
8309H	38309H	45	35	85	28	52	12	1,5	8,2	75,0	118,0
8310H	38310H	50	40	95	31	58	14	2	9,1	88,0	146,0
8311H	38311H	55	45	105	35	64	15	2	10,1	102,0	176,0
8312H	38312H	60	50	110	35	64	15	2	10,1	102,0	176,0
8313H	38313H	65	55	115	36	65	15	2	10,5	106,0	186,0
8314H	38314H	70	55	125	40	72	16	2	12	137,0	250,0
8315H	38315H	75	60	135	44	79	18	2,5	13	163,0	300,0

Примечание. Пример обозначения одинарного подшипника 8210H: «Подшипник 8210H ГОСТ 7872-89*».

Лабораторная работа №6. Определение коэффициента полезного действия винтовой пары

1. Цель работы

- Аналитическое определение коэффициента полезного действия (КПД) винтовой пары.

- Экспериментальное определение КПД винтовой пары.

- Сравнение и анализ полученных результатов.

2. Теоретические положения

2.1. Общие сведения

Винтовые передачи служат для преобразования вращательного движения винта в осевое поступательное движение гайки, и наоборот. Они с успехом используются и как силовые механизмы (подъемные и грузовые), предназначенные для перемещения груза, и как механизмы управления. Конструктивно различают передачи скольжения и передачи качения, в которых между витками гайки и винта располагают шарики.

Главным достоинством винтовых передач является возможность получать с их помощью значительный выигрыш в силе при малых перемещениях (что используется в домкратах и других подъемных устройствах), а также осуществлять плавные и точные перемещения (в различных механизмах точных перемещений, таких как измерительные, установочные, регулировочные и др.). Конструктивно эти передачи довольно просты и в то же время надежны. Кроме того, в них возможно самоторможение.

Основной недостаток – низкий КПД. В этой связи по своим техническим характеристикам винтовые передачи качения существенно превосходят передачи скольжения, и потому в настоящее время применяются более широко. Единственным их недостатком является высокая себестоимость по сравнению с передачами скольжения.

В винтовых передачах для уменьшения трения в основном используются резьбы с витками трапецеидального профиля, но в отдельных случаях встречаются и треугольные резьбы.

Для обеспечения работоспособности *грузовых* винтовых механизмов, таких как подъемники, домкраты, механизмы нагружения прессов и т. п., применяют однозаходную резьбу с малым углом подъема. При значительных односторонних нагрузках используют резьбу упорную.

В механизмах, машинах и приборных устройствах, предназначенных для получения точных осевых перемещений, получили распространение *ходовые винтовые передачи*, которые имеют резьбу трапецеидального профиля, реже прямоугольного, с большим углом подъема резьбы.

Если винтовой механизм используется как установочный или регулировочный, то в таком случае применяют резьбу с малым шагом треугольного профиля.

2.2. Силовые соотношения в винтовой паре

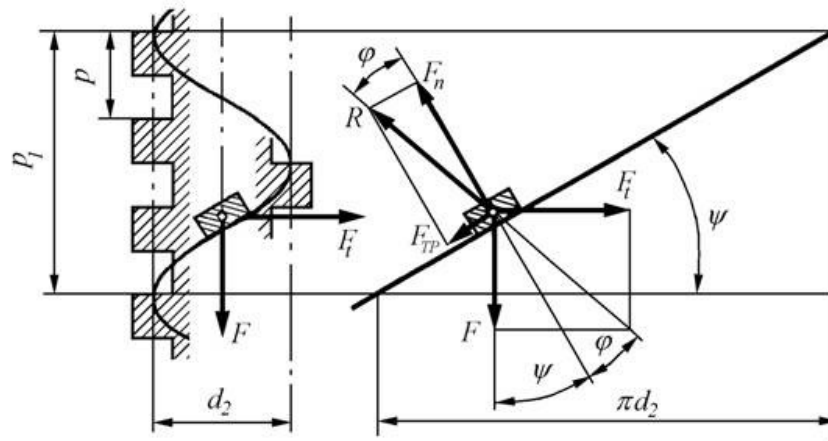


Рис. 6.1. Силы взаимодействия между винтом и гайкой

Рассмотрим силы, действующие в винтовой паре с прямоугольной резьбой (рисунок 6.1). При завинчивании гайка, равномерно вращаясь под действием окружной силы F_t , приложенной по касательной к окружности среднего диаметра d_2 резьбы, перемещается вдоль оси винта под действием осевой силы F . Развернем виток резьбы в наклонную плоскость, а гайку представим в виде ползуна. При равномерном перемещении по наклонной плоскости ползун находится в равновесии под действием системы сил F , F_t , F_n и $F_{тр}$, из которых F_n – нормальная реакция наклонной плоскости, $F_{тр} = f \cdot F_n$ – сила трения. Результирующая сила R отклонена от силы F_n на угол трения φ . Из схемы сил следует

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (6.1)$$

где: f – коэффициент трения в резьбе; ψ – угол подъема резьбы, т.е. угол, образованный разверткой винтовой линии по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной оси винта

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{p_1}{(\pi \cdot d_2)}, \quad (6.2)$$

p_1 – ход резьбы, т.е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении (см. рисунок 6.1): для однозаходной резьбы $p_1=p$; для многозаходной $p_1=n \cdot p$,

n – число заходов резьбы;

p – шаг резьбы, т.е. расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы.

Зависимость (6.1) справедлива только для прямоугольной резьбы, т.е. когда $\varphi = \operatorname{arctg} f$. Метрическая, трапецеидальная и упорная (вообще остроугольные) резьбы характеризуются дополнительным трением, вследствие клинчатой формы профиля. В этом случае принимают приведенный коэффициент трения

$$f' = \frac{f}{\cos \gamma},$$

где γ – угол наклона рабочей грани профиля ($\gamma = 30^\circ$ – для метрической резьбы, $\gamma = 15^\circ$ – для трапецеидальной резьбы, $\gamma = 3^\circ$ – для упорной резьбы).

$$\text{Теперь приведенный угол трения } \varphi' = \arctg f' = \arctg (f / \cos \gamma). \quad (6.3)$$

Таким образом, для получения соотношения между окружной F_t , и осевой F силами в винтовой паре с остроугольной резьбой в формулу (1) необходимо поставить вместо действительного приведенный угол трения, т.е.

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'). \quad (6.4)$$

2.3. Момент завинчивания в резьбе

Моментом завинчивания T_z называется момент, который следует приложить к гайке, для того чтобы собрать соединение. Он складывается из двух составляющих:

$$T_z = T_T + T_p, \quad (6.5)$$

где T_T – момент сил трения на опорном торце гайки, для условий лабораторной работы равен $T_T = 0$; T_p – момент сопротивления (сил трения) в резьбе;

$$T_p = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}. \quad (6.6)$$

2.4. Самоторможение и КПД винтовой пары

Самоторможение в винтовой паре проявляется в том, что статическая осевая нагрузка не вызывает самоотвинчивания гайки. Это условие выражается неравенством $\psi < \varphi'$. Все крепежные резьбы выполняют самотормозящими.

Практический интерес представляет такой параметр, как коэффициент полезного действия (КПД) η винтовой пары. Как известно, КПД равен отношению полезной работы A_{nc} (в данном случае совершенной осевой силой F) к затраченной $A_{\partial c}$ (в данном случае – момент сил трения в резьбе за один оборот винта или гайки)

$$A_{nc} = F \cdot p_1 = F \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi; \quad (6.7) \quad A_{\partial c} = F_t \cdot \pi \cdot d_2 = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \pi \cdot d_2. \quad (6.8)$$

Следовательно,

$$\eta = \frac{A_{nc}}{A_{\partial c}} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}. \quad (6.9)$$

Для крепежных резьб понятие КПД не имеет смысла, а для резьбовой пары передачи винт-гайка стремятся получить высокие значения КПД.

В таблице 6.1 приведены справочные данные о коэффициентах трения.

Таблица 6.1.

Коэффициенты трения в резьбе f пары винт – гайка

Материалы пары трения	Коэффициент трения	
	без смазки	со смазкой
Сталь – сталь	0,15	0,05 ... 0,10
Сталь – бронза	0,10	0,07 ... 0,10

3. Описание объекта исследования, приборов и инструментов

Лабораторная работа выполняется на установке ТММ-33М, с помощью которой экспериментально определяется КПД винтовой пары (три варианта исследуемых профилей резьбы):

№ 1 – резьба метрическая – М 42 × 4,5 ГОСТ 9150-81;

№ 2 – резьба прямоугольная однозаходная – Резьба 42 × 4,5;

№ 3 – резьба прямоугольная трехзаходная – Резьба 42 × (3 × 8).

Материал всех винтов сталь 45 ГОСТ 1050-88. Материал сменных гаек-вкладышей – сталь 20 ГОСТ 1050-88 и бронза ОЦО5 – 5 ГОСТ 613-65.

Установка (рисунок 6.2) смонтирована стационарно на стене. Основанием установки является станина 1, выполненная из швеллера.

К верхней части станины крепится кронштейн с подшипниковым узлом, в котором установлен электродвигатель 2 с редуктором 3. Корпус электродвигателя жестко связан с корпусом редуктора, хвостовик которого в виде трубки является валом по отношению к шарикоподшипникам кронштейна. Через трубку в подшипниках скольжения выходит приводной вал 4 от редуктора к винту 5, исследуемой винтовой пары. Таким образом, в процессе работы вращается винт, а гайка 6 лишь поступательно перемещается вверх-вниз. От поворота гайку предохраняет ползун 7 в виде радиального стержня, перемещающийся вдоль глухого паза станины.

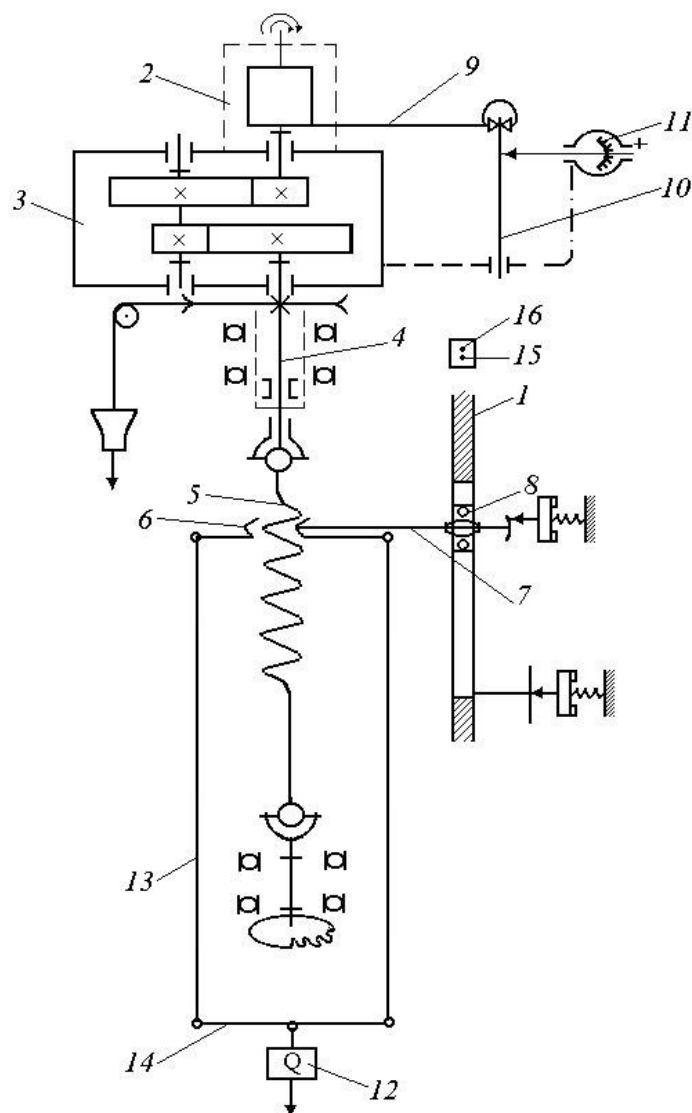


Рис. 6.2. Принципиальная схема установки ТММ-33М

Для уменьшения трения ползун контактирует с гранями паза через шарикоподшипник 8. Жестко связанная система – корпус двигателя (статор) – корпус редуктора и его хвостовик – не закреплена на станине, а может свободно вращаться в шарикоподшипниках верхнего кронштейна. При работе установки (при вращении винта) статор двигателя увлекается в направлении вращения ротора, жесткий рычаг 9, укрепленный на крышке редуктора с точечными упорами, деформирует пластинчатую пружину 10. Индикатор часового типа 11, имея силовое замыкание с пружиной, показывает величину прогиба пружины от воздействия реактивного момента.

Осевая нагрузка на гайку испытываемой винтовой пары, осуществляется подвешиванием гирь 12. Приспособление для их крепления съемное, состоит из двух тяг 13 с траверсой 14, перемещающихся вверх- вниз с гайкой во время работы установки.

Управление установкой автоматизировано: рабочий цикл – ход гайки вверх, реверсирование двигателя, ход гайки вниз, выключение двигателя по достижении исходного положения, совершается начальным нажатием кнопки 15 при подключении, с помощью тумблера 16, электропитания. Кнопка и тумблер размещены на специальном щитке сверху справа.

Следует обратить внимание, что при монтаже гаек на трехзаходный винт нужно совмещать метки на гайке и витке резьбы винта.

4. Методика проведения исследований и обработка результатов

4.1. Составить схему установки. Записать исходные данные: шаг резьбы, вид резьбы, материал винта и гаек.

4.2. Вставить в установку винт № 1 с гайкой, закрепив верхнюю отодвигающуюся муфту зажимным винтом. Гайку опустить в нижнее положение и к ней подвесить груз 80 Н (вес системы рычагов для подвеса грузов – 30 Н и добавочный груз – 50 Н). Тумблером 16 включить установку.

4.3. За время движения гайки вверх три раза снять отсчеты по шкале индикатора 11 и занести результаты испытаний в таблицу 2.

Таблица 6.2.

Результаты испытаний

Осевая нагрузка F , Н	Показания индикатора, мм				Вращающий момент на валу электродвигателя T , Нмм	Работа движущих сил $A_{\partial c}$, Нмм	Работа сил полезного сопротивления A_{nc} , Нмм	КПД экспериментальный η_0	КПД расчетный η_p
	Π_1	Π_2	Π_3	Π					

4.4. Заменить гайку на гайку из другого материала и провести те же испытания.

4.5. Заменить винт № 1 на винт № 2 и провести все испытания.

4.6. Заменить винт № 2 на винт № 3 и провести все испытания.

4.7. Вычислить средние отсчеты отклонения стрелки индикатора (прогиб пластинчатой пружины Π) для всех винтов и различных гаек.

4.8. Вычислить экспериментальный КПД для разных винтов, материалов гаек и различных осевых нагрузок

$$\eta_0 = \frac{A_{nc}}{A_{\partial c}}, \quad (6.10)$$

в этом случае удобнее вычислить $A_{\partial c}$ по вращающему моменту на валу электродвигателя T

$$A_{\partial c} = T \cdot 2\pi. \quad (6.11)$$

Вращающий момент на валу электродвигателя пропорционален прогибу плоской пружины

$$T = K \cdot \Pi,$$

здесь K – коэффициент пропорциональности (тарировочный), $K = 3,33 \text{ Н мм/дел.}$
Коэффициент получен тарировкой пластинчатой пружины.

4.9. Построить графики зависимости $\eta_0 = f(F)$.

4.10. По аналитическим формулам рассчитать КПД для профиля резьбы и сочетаний материалов, применяющихся в работе.

4.10.1. Для винта с прямоугольной резьбой КПД определяется по формуле:

$$\eta_p = \frac{\operatorname{tg} \Psi}{\operatorname{tg}(\Psi + \varphi)}. \quad (6.12)$$

4.10.2. Для винта с углом профиля резьбы, отличного от нуля, КПД вычисляется по формуле:

$$\eta_p = \frac{\operatorname{tg} \Psi}{\operatorname{tg}(\Psi + \varphi')}. \quad (6.13)$$

4.11. Сделать заключение о проделанной работе.

5. Содержание и оформление отчета

5.1 Титульный лист.

5.2 Цель работы.

5.3 Кинематическая схема установки ТММ-33М.

5.4 Результаты испытаний – таблица 2.

5.5 Выводы по лабораторной работе.

6. Вопросы для самоконтроля

1. Назначение и область применения передачи винт – гайка.
2. Достоинства и недостатки передачи винт – гайка.
3. Нарисуйте схему сил в винтовой паре.
4. От чего зависит момент завинчивания?
5. Как определяется момент сил сопротивления в резьбе?
6. Для каких профилей резьбы определяется приведенный угол трения?
7. От чего зависит самоторможение в винтовой паре?
8. Чему равен КПД пары винт – гайка?
9. Расскажите устройство установки ТММ-33М.
10. Порядок проведения испытаний.
11. Каким образом определяется вращающий момент на валу электродвигателя?
12. Как определяется работа сил полезного сопротивления A_{nc} ?
13. Как определяется работа движущих сил A_{dc} ?

Список использованной литературы

- 1) Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - М.: Высшая шк., 2002.- 408 с.
- 2) Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1975.- 656 с.

- 3) Гузенков П.Г. Детали машин: Учебник для вузов.- М.: Высшая шк., 1986.- 395 с.
- 4) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. – 5-е издание перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.

Список рекомендованной литературы

1. Шафигов, В. В. Основы деталей машин и механизмов : учебное пособие : [16+] / В. В. Шафигов. – Липецк : Липецкий государственный педагогический университет им. П.П. Семенова-Тян-Шанского, 2021. – 101 с. : ил., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=693879> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-907461-29-1. – Текст : электронный.
2. Детали машин : учебно-методическое пособие : [16+] / сост. Е. А. Пшенов. – Новосибирск : Новосибирский государственный аграрный университет, 2010. – 91 с. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=230481> (дата обращения: 26.06.2025). – Текст : электронный.
3. Никитин, Д. В. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие / Д. В. Никитин, Ю. В. Родионов, И. В. Иванова ; Тамбовский гос-ударственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский госу-дарственный технический университет (ТГТУ), 2015. – Часть 1. Механические передачи. – 113 с. : ил.,табл., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=444963> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-8265-1391-0 (общ.). – ISBN 978-5-8265-1398-9 (Ч. 1). – Текст : электронный.
4. Родионов, Ю. В. Детали машин и основы конструирования : краткий курс : учебное пособие / Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин, В. Г. Однолько ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Там-бовский государственный технический университет (ТГТУ), 2017. – Часть 2. – 89 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=499042> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр.: с. 77. – ISBN 978-5-8265-1728-4. – Текст : электронный.

Лабораторная работа №7. Определение критической частоты вращения вала

1. Цель работы.

Экспериментальное определение критической частоты вращения вала и качественное сравнение опытных данных с расчетными значениями.

2. Общие сведения.

Все быстровращающиеся детали после изготовления подвергают балансировке с тем, чтобы центр тяжести их лежал на геометрической оси вращения. Поскольку достигнуть точного выполнения этого условия практически невозможно, всегда имеется некоторое смещение центра тяжести детали от указанной оси, называемое **эксцентриситетом e** . Неуравновешенность вращающихся деталей является одной из основных причин возникновения в валах вынужденных изгибных (поперечных) колебаний. Когда частота вынужденных колебаний (частота изменения внешних сил) ω_B совпадает с частотой собственных (свободных) колебаний ω_c , наступает резонанс, при котором амплитуда колебаний резко возрастает и может достигнуть значений, опасных для прочности вала. Угловую скорость и частоту вращения вала, соответствующие резонансу, называют критическими и обозначают соответственно $\omega_{кр}$ и $n_{кр}$

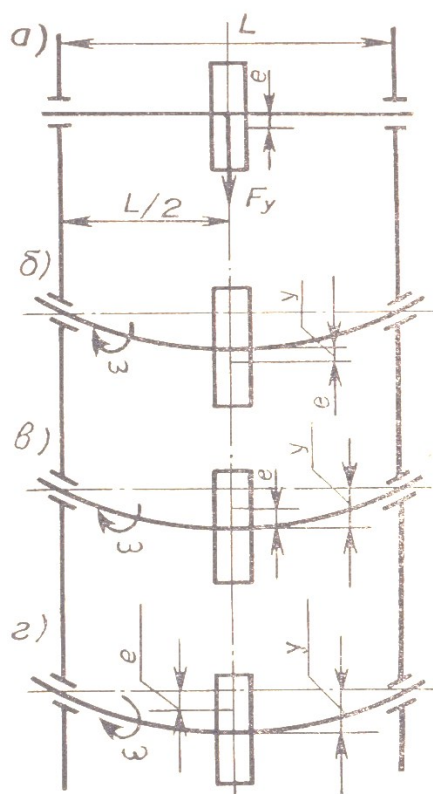


Рис. 7.1 Схема к определению критической частоты вращения вала

Рассмотрим вал, на котором симметрично его опорам установлен диск массой m , центр тяжести которого смещен относительно геометрической оси вращения на величину e (рис. 7.1 ,а).

Критическую частоту вращения вала можно приближенно определить по его статическому прогибу f от действия силы тяжести диска F

Известно, что при резонансе частота собственных изгибных колебаний вала равна его критической угловой скорости.

$$w_c = w_{кр} = \sqrt{C/m} \quad (7.1)$$

где C – коэффициент жесткости вала при изгибе {сила, необходимая для прогиба вала на единицу длины, например, на 1 мм}.

Так как $C = \sqrt{F/f}$ а $m = \sqrt{F/g}$ (g - ускорение свободного падения), то критическая угловая скорость вала

$$w_{кр} = \sqrt{Fg/(Ft)} = \sqrt{g/t} \quad (7.2)$$

критическая частота вращения вала

$$\Pi_{кр} = (30/\pi)w_{кр} = (30/\pi)\sqrt{g/t} \approx 950\sqrt{1/f} \quad (7.3)$$

где $w_{кр}$ – в рад/с; $\Pi_{кр}$ – в мин⁻¹; f - в мм; g – 9810 мм/с²

Статический прогиб f определяют расчетным путем по формулам сопротивления материалов или экспериментально. Так, для представленной на рис. 7.1 схемы нагружения вала, если его рассматривать как балку, свободно лежащую на двух опорах, расчетный прогиб

$$f_0 = Fl^3/(48EJ) \quad (7.4)$$

где l – расстояние между опорами; E – модуль упругости материала вала; $J \approx 0,05 d^4$ – осевой момент инерции сечения вала.

При вращении вала с диском (рис. 7.1 б) возникает центробежная сила $F_{ц}$ под влиянием которой вал прогибается. Величина этой силы без учета влияния собственной массы вала, считая последнюю малой по сравнению с массой диска

$$F_{ц} = mw^2r = mw^2(e + y) \quad (7.5)$$

где w – угловая скорость вала; y – динамический прогиб вала от силы $F_{ц}$; $r = (e + y)$ – радиус вращения центра тяжести диска.

Действие центробежной силы $F_{ц}$ уравнивается силой упругого сопротивления F_y

$$F_y = Cy \quad (7.6)$$

$$\text{При установившемся режиме работы вала} \quad mw^2(e + y) = Cy \quad (7.7)$$

Подставив в последнее выражение значение C из формулы (7.1) и разделив затем обе его части на mw^2 получим следующие уравнения для определения динамического прогиба вала:

а) при работе в докритической области ($n \leq n_{кр}$)

$$y = \frac{e}{\left(\frac{w_{кр}}{w}\right)^2 - 1} = \frac{e}{\left(\frac{n_{кр}}{n}\right)^2 - 1} \quad (7.8)$$

а) при работе в закритической области ($n \geq n_{кр}$)

$$y = \frac{-e}{1 - \left(\frac{w_{кр}}{w}\right)^2} = \frac{-e}{1 - \left(\frac{n_{кр}}{n}\right)^2} \quad (7.9)$$

Из анализа этих уравнений следует:

1) С увеличением частоты вращения n в докритической области [уравнение (7.8)] динамический прогиб вала возрастает и при $n \approx n_{кр}$ $y \rightarrow \infty$

2) При увеличении частоты вращения n в закритической области [уравнение (7.9)] динамический прогиб вала уменьшается; знак «-» перед e в этом уравнении означает, что в закритической области эксцентриситет направлен противоположно прогибу (рис. 7.1 в);

$n \rightarrow \infty$ $y \rightarrow e$ то есть центр тяжести диска приближается к геометрической оси вращения (рис. 7.1 г). Такое явление называют самоустановлением или самоцентрированием вала в закритической области.

При приближении частоты вращения к критической наблюдается сильная вибрация вала и многократно возрастают нагрузки на опоры. Переход через зону критических скоростей должен осуществляться по возможности быстро, так как при продолжительной работе в резонансном режиме неизбежно разрушение машины. Для гашения колебаний в зоне резонанса применяют специальные демпфирующие устройства.

В закритической области работают валы центрифуг, сепараторов, быстроходных турбин. Например, частота вращения валов центрифуг достигает

$20\ 000 \div 40\ 000 \text{ мин}^{-1}$. Валы этих машин делают пониженной жесткости; благодаря чему уменьшается частота их собственных колебаний и, как следствие, снижаются значения критических угловых скоростей и частот вращения валов, при которых наступает резонанс [см. формулы (7.2) и (7.3)]. Тонкие и гибкие валы свободно прогибаются под действием центробежных сил и принимают форму упругого равновесия.

Большинство валов работают в докритической области (валы станков, редукторов, автомобильных и тракторных двигателей и др.). Для уменьшения опасности возникновения резонансных колебаний повышают жесткость валов. При этом увеличиваются частота их собственных колебаний, значения $w_{кр}$ и $n_{кр}$. Жесткие валы хорошо сопротивляются деформации изгиба. Величина статического прогиба валов может быть также снижена за счет уменьшения массы насаженных на них

вращающихся деталей (зубчатых колес, шкивов, муфт и др.) и расположения последних как можно ближе и опорам.

Для предотвращения появления резонанса частоту вращения принимают:

для жестких валов $n \leq 0,7 n_{кр}$;

для гибких валов, работающих в закритической области, $n \geq 1,3 n_{кр}$

Оборудование и инструменты. Опытная установка ДМ-36, тахометр, индикатор.

В опытной установке (рис. 7.2) вал 1 с закрепленным на нем диском 2 установлен на подшипниках 3 и 10 и приводится во вращение двигателем постоянного тока 5 через муфту 4. Изменение частоты вращения вала двигателя осуществляется с помощью реостата 8. Над диском установлен индикатор 11. Для определения коэффициента жесткости вала C подвешивается груз 9. Частота вращения вала измеряется дистанционным тахометром 6,7.

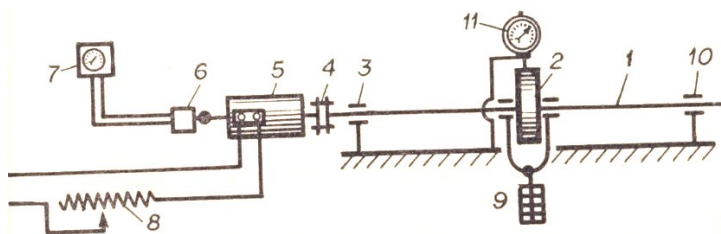


Рис. 7.2 Схема опытной установки

Порядок выполнения работы.

1. По формуле (7.4) определить расчетное значение величины прогиба вала f_p , мм

2. Определить экспериментальное значение прогиба f_3 , для чего:

а) подвесить на вал груз массой $m_{гр}$ и измерить с помощью индикатора возникшую при этом деформацию вала в сечении под грузом;

б) подсчитать величину силы C (Н/мм) вызывающую прогиб вала, равный 1 мм:

$$C = \frac{m_{гр}g}{S} \quad (7.10)$$

где S - показание индикатора, мм;

в) подсчитать экспериментальное значение статического прогиба вала f_3 , мм;

$$f_3 = F/C \quad (7.11)$$

3. По формуле (7.11) определить расчетные значения критической частоты вращения вала, используя полученные величины прогибов f_p и f_3 :

$$n' \approx 950 \sqrt{1/f_p} \quad n'' \approx 950 \sqrt{1/f_3}$$

4. Заполнить табл. 7.1.

Расчетный прогиб f_p , мм	Показание индикатора S , мм	Коэффициент жесткости вала C , мм	Экспериментальный прогиб f_3 , мм	Расчетные значения критической частоты вращения вала, мин	
				$n'_{кр.р}$	$n''_{кр.р}$

5. Снять с вала подвеску с грузом, отвести индикатор от диска и включить (с разрешения преподавателя) электродвигатель.

6. Плавнo увеличивая с помощью реостата частоту вращения вала, довести его до состояния резонанса и, не задерживая работы установки в этом положении, перейти в закритическую область. Опыт повторить несколько раз, фиксируя с помощью тахометра частоту вращения вала перед входом в резонанс $n_{кр}^*$ и после выхода из него $n_{кр}^{**}$

7. Определить критическую частоту вращения (мин^{-1}) как среднее арифметическое значений $n_{кр}^*$ и $n_{кр}^{**}$

$$n_{кр} = (n_{кр}^* + n_{кр}^{**}) / 2$$

8. Заполнить табл. 7.2

№ замера	Частота вращения перед входом в резонанс $n_{кр}^*$, мин^{-1}	Частота вращения после входом в резонанс $n_{кр}^{**}$, мин^{-1}	Критическая частота вращения $n_{кр}$, мин^{-1}
1			
2			
3			
Средние значения			

Отчет о работе.

Указать цель работы. Привести схему установки с указанием следующих данных о ней: расстояние между опорами вала l , диаметр вала d , осевой момент инерции сечения вала J , массы диска m и груза $m_{гр}$ подвешиваемого к валу. Привести табл. 7.1 и 7.2 с результатами опытов и подсчетов.

Контрольные вопросы.

1. Причины колебаний валов.
2. При каком условии наступает резонанс?
3. Какую частоту вращения называют критической?
4. Какой зависимостью связана $n_{кр}$ со статистическим прогибом вала от действия силы тяжести установленной на валу детали? Как он определяется?
5. Валы каких машин работают в закритической области?
6. Какая зависимость существует между динамическим прогибом вала y , эксцентриситетом e и частотами вращения n и $n_{кр}$? При анализе этой зависимости используйте схему на рис. 7.1.
7. Назовите способы борьбы с колебаниями.
8. Какие частоты вращения валов не должны использоваться во избежание наступления резонанса?

Лабораторная работа №8. Изучение лебедок с ручным приводом

1. Цель работы: ознакомление с устройством ручных лебедок и основами их расчета.

2. Общие сведения.

Лебедками называют грузоподъемные машины, служащие для подъема, опускания и передвижения грузов. Они используются как самостоятельные машины и в различных модификациях входят в состав более сложных грузоподъемных машин - кранов и подъемников. Лебедки бывают с ручным или машинным приводом.

Лебедки с *ручным* приводом имеют станину в виде двух боковин из листовой стали, между которыми расположены зубчатый механизм и барабан для навивки каната. Механизм состоит из одной, двух или трех зубчатых передач. Барабану сообщается вращательное движение от приводной рукоятки через указанные передачи. Валы устанавливают на подшипниках скольжения. Для удержания груза на весу служит храповое устройство.

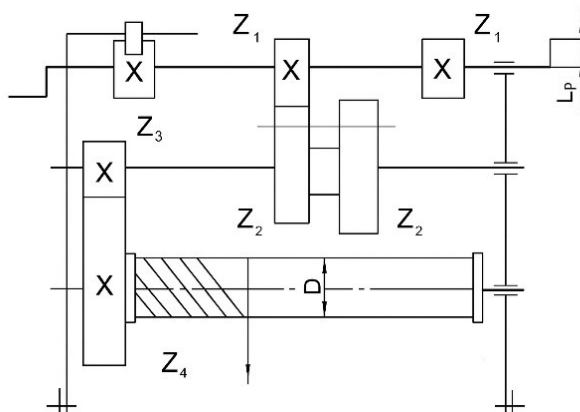


Рис. 8.1. Схема лебёдки с ручным приводом

На рис. 8.1 показана схема ручной лебедки с двумя зубчатыми передачами. Передаточное отношение зубчатого механизма может изменяться путём ввода в зацепление колес 1' и 2'. Для этого заблокированные колёса 2 – 2' передвигаются в осевом направлении, что сопровождается расцеплением зубчатой пары 1 - 2.

Грузоподъемность ручных лебедок составляет 10...75 кН. Количество обслуживающих рабочих - 1...4.

Общий коэффициент полезного действия лебедок принимают: с одной парой зубчатых колес $\eta = 0,88$, с двумя парами - 0,80, с тремя парами - 0,73.

Усилие рабочего F_p на рукоятке в лебёдках не должно превышать 80...100 Н при длительной работе, 150...160 Н – при периодической работе в течение 6... 8 часов с частыми перерывами, 200 Н - при кратковременной (до 5 мин) работе. Окружные скорости приводных рукояток при указанных режимах работы принимают соответственно равными 0,9... 1,2, 0,7...0,8 и 0,5...0,6 м/с.

Вращающий момент T_p на валу приводных рукояток, развиваемый рабочими,

$$T_p = F_p \cdot l_p \cdot k \cdot \psi$$

где F_p - усилие рабочего; l_p - плечо (радиус) вращения рукоятки (200...400 мм); k - число рабочих; ψ - коэффициент, учитывающий неодновременность приложения усилий при совместной работе несколько человек ($\psi = 0,8$ для двух рабочих, $\psi = 0,7$ для четырех рабочих).

Вращающий момент T_δ на валу барабана диаметром D при подъеме груза G

$$T_\delta = GD/2. \quad (8.1)$$

Общее передаточное отношение зубчатого механизма лебедки

$$i_{\text{общ}} = \frac{T_\delta}{T_p \cdot \eta} = \frac{GD}{2F_p l_p k \psi \eta}$$

Значения $i_{\text{общ}}$ равны:

при одной зубчатой передаче $i_{\text{общ}} = u = z_2/z_1$,

при двух зубчатых передачах $i_{\text{общ}} = i_1 \cdot u_2 = z_2 z_4 / (z_1 z_3)$.

С помощью выражения (8.1) можно определять вес принимаемого груза; усилие, прикладываемое рабочим к рукоятке при подъеме груза, число рабочих, обслуживающих лебедку, и некоторые другие величины.

Скорость подъема груза (м/с) определяют по формуле

$$V_{\text{гр}} = \pi D n_\delta / (60 \cdot 1000),$$

где n_δ - частота вращения барабана, мин⁻¹; D – диаметр барабана, мм.

$$n_\delta = n_p / i_{\text{общ}}$$

Здесь n_p - частота вращения приводной рукоятки, определяемая из уравнения

$$V_p = 2\pi l_p n_p / (60 \cdot 1000)$$

Скорость каната на барабане обычно не превышает 1,6 м/мин.

Задача. Ручная лебедка грузоподъемностью Q имеет m пар зубчатых колёс. Длина плеча (радиус вращения) рукоятки – l_p . Диаметр барабана – D . Продолжительностью работы, а также значениями величины усилия, которое может передать на рукоятку каждый рабочий, и окружной скоростью приводной рукоятки следует задаться.

Требуется определить:

- ✓ вращающий момент на валу барабана;
- ✓ общее передаточное отношение зубчатого механизма;
- ✓ необходимый вращающий момент на валу рукояток;
- ✓ необходимое число рабочих, обслуживающих лебедку при принятом режиме их работы;
- ✓ фактическое усилие каждого рабочего на рукоятке;
- ✓ частоту вращения приводной рукоятки;
- ✓ частоту вращения барабана;

- ✓ скорость подъёма груза;
 - ✓ время подъёма груза на высоту h .
- Результаты вычислений занести в таблицу 8.2.

Таблица 8.1.

Данные для расчёта

Параметры лебёдок	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъёмность Q , кН	16	20	30	40	50	55	60	65	70	75
Плечо (радиус вращения) рукоятки l_p , мм	250	250	250	250	300	300	350	350	400	400
Диаметр барабана D , мм	250	300	350	400	480	480	520	520	560	560
Число пар зубчатых колёс m	2	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Число зубьев колёс										
Z_1	11	11	12	11	11	11	11	11	11	11
Z_2	65	36	40	37	48	56	52	56	58	58
Z_3	13	12	12	12	13	12	12	12	12	12
Z_4	75	46	47	59	68	62	64	66	68	67
Z_5	-	13	14	13	14	13	14	13	14	14
Z_6	—	65	75	70	80	72	81	74	75	81
Высота подъёма груза h , м	10	12	15	18	20	25	28	30	35	40

Таблица 8.2.

Вычисленные параметры лебёдки

$i_{\text{общ}}$	$T_{\delta}, \text{Н} \cdot \text{м}$	$T_p, \text{Н} \cdot \text{м}$	K	$F_p, \text{Н}$	$n_p, \text{мин}^{-1}$	$n_{\delta}, \text{мин}^{-1}$	$V_{gr}, \text{м/с}$	$t, \text{мин}$

Список использованной литературы

- 1) Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - М.: Высшая шк., 2002.- 408 с.
- 2) Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1975.- 656 с.
- 3) Гузенков П.Г. Детали машин: Учебник для вузов.- М.: Высшая шк., 1986.- 395 с.
- 4) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. – 5-е издание перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.

Список рекомендованной литературы

1. Шафигов, В. В. Основы деталей машин и механизмов : учебное пособие : [16+] / В. В. Шафигов. – Липецк : Липецкий государственный педагогический университет им. П.П. Семенова-Тян-Шанского, 2021. – 101 с. : ил., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=693879> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-907461-29-1. – Текст : электронный.

2. Детали машин : учебно-методическое пособие : [16+] / сост. Е. А. Пшенов. – Новосибирск : Новосибирский государственный аграрный университет, 2010. – 91 с. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=230481> (дата обращения: 26.06.2025). – Текст : электронный.

3. Никитин, Д. В. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие / Д. В. Никитин, Ю. В. Родионов, И. В. Иванова ; Тамбовский гос-ударственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский государ-ственный технический университет (ТГТУ), 2015. – Часть 1. Механические передачи. – 113 с. : ил.,табл., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=444963> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр. в кн. – ISBN 978-5-8265-1391-0 (общ.). – ISBN 978-5-8265-1398-9 (Ч. 1). – Текст : электронный.

4. Родионов, Ю. В. Детали машин и основы конструирования : краткий курс : учебное пособие / Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин, В. Г. Однолько ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Там-бовский государственный технический университет (ТГТУ), 2017. – Часть 2. – 89 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=499042> (дата обращения: 26.06.2025). – Библиогр.: с. 77. – ISBN 978-5-8265-1728-4. – Текст : электронный.

Научное издание

ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторные работы

Учебное пособие

Л.В. Лукиенко, В.А. Банников,
И.В. Лазарев, А.И. Чернышев

Главный редактор: Краснова Наталья Александровна – кандидат экономических наук, доцент, руководитель НОО «Профессиональная наука»

Технический редактор: Гусева Ю.О.

Издательство НОО «Профессиональная наука»



ISBN 978-5-908003-15-5



9 785908 003155 >

Усл. печ. л 3,7

Объем издания 22,0 МВ

Оформление электронного издания:

НОО Профессиональная наука, mail@scipro.ru

Дата размещения: 01.11.2025 г.

URL: http://scipro.ru/conf/machine_parts10_25.pdf