



Министерство образования Республики Беларусь

**Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»**

Кафедра «Детали машин»

В. В. Комраков, Н. В. Прядко

МЕХАНИКА

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
по одноименному курсу для студентов
немашиностроительных специальностей
дневной формы обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2013

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.41я73
К63

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 10 от 11.05.2012 г.)*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. ГГТУ им. П. О. Сухого *Г. В. Петришин*

Комраков, В. В.
К63 Механика : лаборатор. практикум по одноим. курсу для студентов немашиностр. специальностей днев. формы обучения / В. В. Комраков, Н. В. Прядко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2013. – 76 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://library.gstu.by/StartEK/>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-151-2.

Включает пять лабораторных работ, предметом изучения которых являются сборочные единицы и детали общего назначения, используемые в большинстве машин, а также различные конструкции редукторов.

Для студентов немашиностроительных специальностей дневной формы обучения.

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.41я73

ISBN 978-985-535-151-2

© Комраков В. В., Прядко Н. В., 2013
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2013

ВВЕДЕНИЕ

Курс «Механика» – фундаментальная дисциплина в системе подготовки инженеров. Этот предмет занимает особое место в ряду изучаемых дисциплин. Он является завершающим в группе общетехнических курсов (математика, физика и др.) и связующим со специальными дисциплинами. Предметом изучения служат сборочные единицы и детали общего назначения, используемые в большинстве машин.

В данном курсе раскрываются и объясняются физические процессы и явления, сопутствующие работе сборочных единиц и деталей. Методом исследования является анализ физических процессов, происходящих при работе деталей машин, с последующей экспериментальной проверкой результатов и разработка их инженерной оценки по различным критериям работоспособности.

Здесь будущий инженер впервые сталкивается с многообразием связанных между собой факторов, влияющих на выбор того или иного решения поставленной задачи. Нередки случаи, когда влияние отдельных факторов на несущую способность деталей машин не может быть учтено теоретическим путем, а оценивается на основании практики их эксплуатации или результатов специально поставленных экспериментов. Отсюда следует, что экспериментальное изучение работы деталей является неотъемлемой частью курса.

Лабораторные занятия следует рассматривать как наиболее действенное практическое средство обучения, в процессе которого студенты должны приобретать навыки для выполнения научных исследований. Поэтому основными задачами лабораторных работ являются экспериментальное подтверждение теоретических выводов, полученных при изучении лекционного материала; развитие навыков, привычек и способностей к самостоятельному выполнению необходимых действий с приборами и установками; приобретение навыка практической оценки результатов опытов; глубокое изучение физической сущности функционирования различных деталей и узлов машин и методик выполнения работ, имеющих различный характер; использование методик обработки опытных данных; обобщение полученных результатов и оценка возможных ошибок. В процессе выполнения лабораторных задач студенты должны ознакомиться с методикой эксперимента, научиться измерять напряжения и деформации, усилия и вращающие моменты, перемещения и другие величины.

Перед тем как приступить к выполнению заданной лабораторной работы, студент должен усвоить краткие теоретические положения

ния по теме, изучить объект исследования, приборы и инструменты, методику проведения эксперимента и обработки результатов, затем представить отчет.

Тематика и содержание работ подчинены задаче освещения узловых вопросов основных разделов курса «Механика», особенно трудных для усвоения студентами. Подробно освещаются методика и порядок выполнения работ, даются описания, чертежи (схемы) установок, приводятся образцы отчетов по каждой работе, кратко рассматриваются теоретические вопросы, практическая проверка которых составляет предмет лабораторных исследований. При этом соотносится трактовка этих вопросов и терминология с имеющимися учебниками и учебными пособиями по деталям машин. Объем и методика лабораторных работ рассчитаны так, чтобы каждая из них выполнялась в течение двух академических часов. При этом предусматривается предварительная подготовка студентов к выполнению задания. На ряд вопросов, поставленных в конце каждой работы, в отчетах студенты должны поместить обстоятельные ответы, иллюстрированные необходимыми чертежами, схемами, расчетами.

После выполнения работы каждый студент представляет отчет, по которому производится опрос, имеющий целью установить степень усвоения студентом темы лабораторной работы.

ПРАВИЛА ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДЛЯ СТУДЕНТОВ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

1. Лабораторные работы проводятся под наблюдением преподавателя или лаборанта. Начинать работу можно только после ознакомления с методикой ее проведения. Включать установки в сеть, проводить исследования, связанные с работой на установках, следует под руководством учебно-вспомогательного персонала или преподавателя. Студентам запрещается самостоятельно включать и выключать машины, проводить какие-либо операции на них и оставлять их без наблюдения в процессе работы.

2. К выполнению лабораторных работ студенты допускаются только после прослушивания инструктажа по технике безопасности и противопожарным мерам. После инструктажа каждый студент регистрируется в специальном журнале.

3. При проведении лабораторных испытаний нельзя находиться в непосредственной близости от движущихся частей машины. Имеющиеся кожухи на установках должны быть плотно закрыты. При испытании хрупких или закаленных образцов необходимо пользоваться защитным экраном из органического стекла или металлической защитной панелью.

4. Перед включением установок необходимо проверить заземление, все тумблеры должны быть выключены.

При работе на машинах и установках нельзя прикасаться к токоведущим частям, а также к электрощитам и электрорубильникам.

Не трогать вращающиеся детали установок.

Запрещается работать неисправным инструментом. Прежде чем начать какие-либо действия, убедитесь, что они не принесут вреда окружающим.

Снятые детали и узлы редуктора следует положить на стол или подставку таким образом, чтобы они не могли упасть от случайного толчка. Передавая деталь для осмотра другому студенту, убедитесь, что он ее держит, прежде чем отпустить деталь самому.

При сборке редуктора не подкладывайте пальцы под детали и, особенно, под крышку редуктора. С деталями и моделями механизмов следует обращаться осторожно, не ронять их на пол.

Не делайте резких нажимов при работе отверткой, ключами, съемниками.

5. Запрещается проводить ремонтные мероприятия, устранять неисправности электрооборудования и чистить машины и установки во время работы или когда они находятся под напряжением.

6. После завершения работы студенты обязаны собрать измерительные инструменты, методические пособия и сдать их учебному лаборанту. В случае потери пособий, порчи инструментов или испытательных приборов студенты несут материальную ответственность за них.

При нарушении требований техники безопасности студент отстраняется от дальнейшего выполнения лабораторной работы. Если действия студента не привели к серьезным последствиям, то он может быть вновь допущен к лабораторным занятиям после повторного инструктажа.

ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

1. К выполнению лабораторных работ студенты допускаются после проведения инструктажа по технике безопасности. **Студент несет материальную ответственность за поломки и повреждения лабораторного оборудования и инструментов, возникшие по его вине.**

2. Перед выполнением лабораторных работ студенту необходимо ознакомиться с руководством к ним. К работе допускаются студенты, усвоившие теоретический материал, что проверяется преподавателем перед занятием.

3. Вся лабораторная проработка – замеры, наблюдения, вычисления выполняются каждым студентом самостоятельно.

4. Каждый студент составляет отчет по лабораторной работе, который должен содержать название, цель работы, общие положения и журнал испытания с выводами. Оформление отчета производится в соответствии с требованиями ГОСТа (рисунки в масштабе, единицы измерения в системе СИ) черными чернилами или пастой.

5. Лабораторная работа считается выполненной при наличии подписи преподавателя. Отработка пропущенного лабораторного занятия производится в специально отведенное для этого время под руководством учебного лаборанта.

Лабораторная работа № 1

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 – это опоры валов и вращающихся осей, работающих на основе трения качения, подшипники качения могут поддерживать детали, вращающиеся вокруг неподвижных осей, например, блоки, шкивы и др.

Подшипники качения по сравнению с подшипниками скольжения имеют следующие преимущества:

- низкий коэффициент трения $f = 0,012 \dots 0,035$;
- низкий расход смазочных материалов;
- небольшой момент при пуске;
- небольшие осевые размеры;
- способность работы в широком диапазоне температур и в вакууме.

К недостаткам подшипников качения относятся:

- высокая стоимость изготовления;
- жесткость работы без демпфирования колебаний нагрузок;
- чувствительность к неточностям установки и монтажа подшипниковых узлов;
- рабочий шум из-за погрешностей формы.

Долговечность подшипников качения определяется числом циклов нагружения, которые может выдержать материал подшипников при данной нагрузке, т. е. зависит от частоты вращения. Она резко падает с увеличением нагрузки.

Подшипники качения изготавливают из высококачественной высокоуглеродистой хромистой стали типа ШХ (1–1,2 % С, 0,4–1,65 % С). Тела качения выполняют из сталей ШХ6, ШХ9, ШХ15, кольца – из сталей ШХ15, ШХ9, ШХ15 СГ, а для крупных подшипников из сталей 20Х2Н4А.

Подшипники для работы в агрессивных средах выполняют из коррозионностойкой стали типа 95Х18Ш.

Сепараторы, работающие при температуре менее 120 °С, изготавливают из термически обработанных кованных алюминиевых сплавов типа дюралюминия и композитных пластиков (стеклотекстолита, тефлона со стекловолокном) для улучшения антифрикционных качеств в композиции вводят бабитовые и бронзовые порошки, графит, дисульфат, молибден и другие твердые смазки.

Сепараторы подшипников, работающие при более высоких температурах, изготавливают из свинцовистой или никелевой латуни, кремнистых бронз, антифрикционных чугунов, графитозированной стали, медно-никелевых сплавов и термостойких пластиков.

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 до 203 мм, и массой от долей грамма до нескольких тонн.

Подшипники качения (рис. 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.

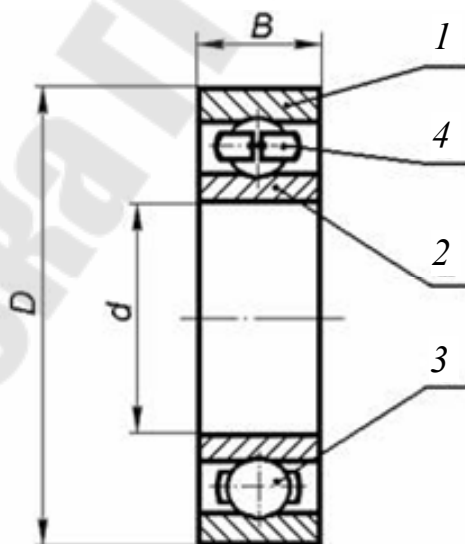


Рис. 1. Шариковый радиальный подшипник

По сравнению с подшипниками скольжения подшипники качения имеют следующие достоинства: меньшие моменты сил трения; малая зависимость моментов сил трения от скорости; небольшой на-

грев; 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:

- а) шариковые;
- б) роликовые, которые в зависимости от форм роликов подразделяются на следующие группы:
 - с короткими цилиндрическими роликами;
 - с длинными цилиндрическими роликами;
 - с витыми роликами;
 - с игольчатыми роликами;
 - с коническими роликами и со сферическими роликами.

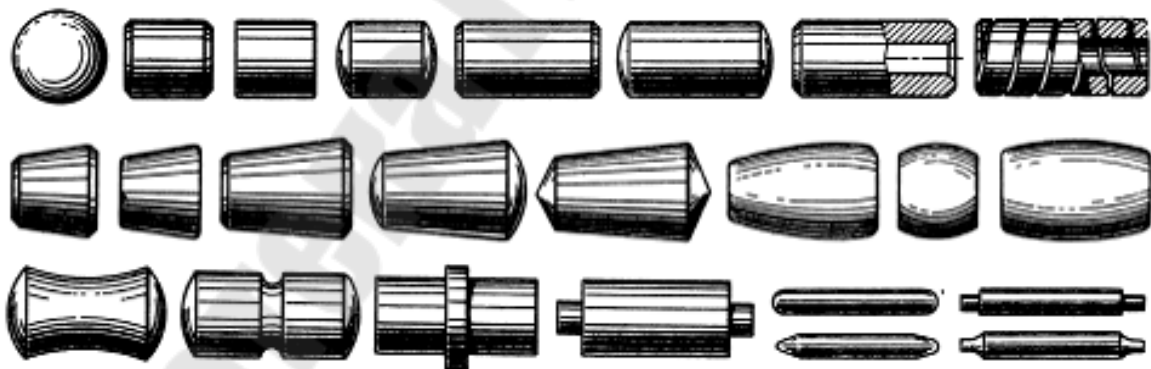


Рис. 2. Форма тел качения подшипников

По направлению действия воспринимаемой нагрузки:

- а) радиальные – воспринимают преимущественно радиальную нагрузку, т. е. нагрузку, действующую перпендикулярно оси вращения подшипника;

б) упорные – воспринимают преимущественно осевую нагрузку, действующую вдоль оси вращения подшипника;

в) радиально-упорные – воспринимают комбинированную нагрузку, т. е. нагрузку, одновременно действующую на подшипник в радиальном и осевом направлениях, причем преобладающей может быть как радиальная, так и осевая нагрузка.

По числу рядов тел качения: одно-, двух-, трех-, четырех- и многорядные.

По основным конструктивным признакам:

а) самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся;

б) с цилиндрическим или коническим отверстием внутреннего кольца;

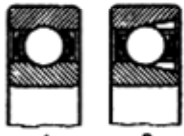
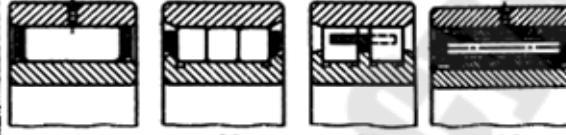


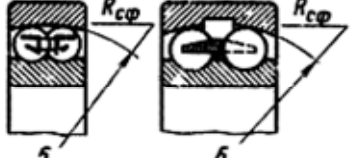

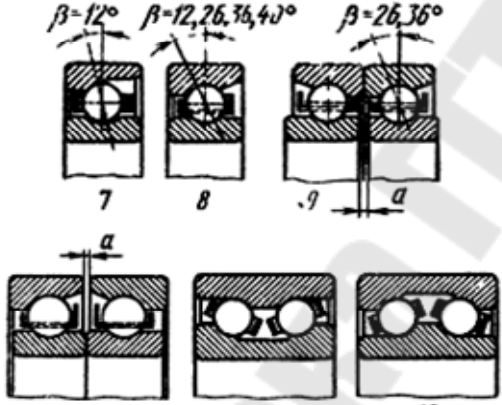
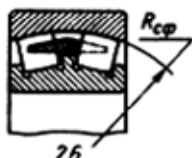
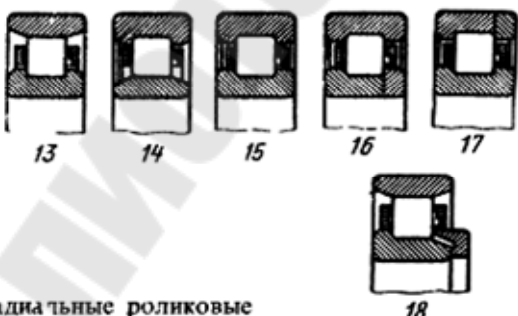
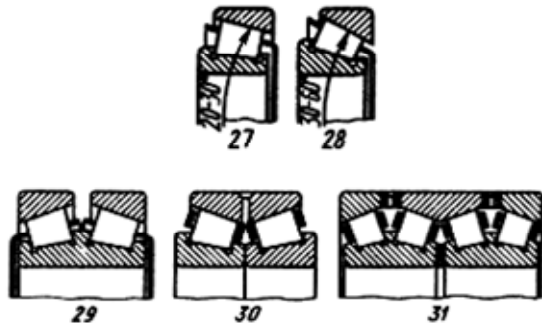
г) с закрученными уплотнительными шайбами и кольцами, канавками и т. п.

По габаритным размерам – на серии. Для каждого типа подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся размерами колец и тел качения.

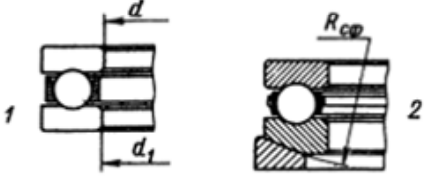
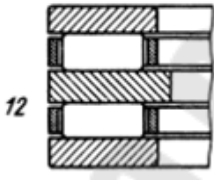
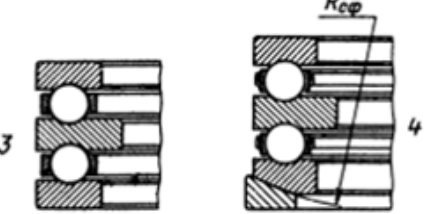


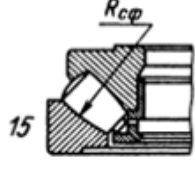
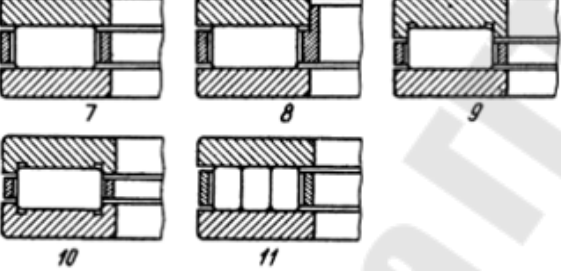
В зависимости от размера наружного диаметра подшипника серии бывают: сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние, тяжелые.

В зависимости от ширины подшипника серии подразделяются на особо узкие, узкие, нормальные, широкие и особо широкие.

Основные типы радиальных и радиально-упорных подшипников

Эскизы подшипников	Эскизы подшипников
 <p>1 2</p> <p>Однорядные радиальные шариковые</p>	 <p>19 20 21 22</p> <p>Радиальные роликовые</p>
 <p>3 4</p> <p>Двухрядные радиальные шариковые</p>	 <p>23 24</p> <p>Игольчатые</p>
 <p>5 6</p> <p>Двухрядные шариковые сферические</p>	 <p>25</p> <p>Цилиндросферические</p>
 <p>7 8 9</p> <p>10 11 12</p> <p>Шариковые радиально-упорные</p>	 <p>26</p> <p>Сферические с бочкообразными роликами</p>
 <p>13 14 15 16 17</p> <p>18</p> <p>Радиальные роликовые</p>	 <p>27 28</p> <p>29 30 31</p> <p>Конические роликовые</p>

Основные типы упорных и упорно-радиальных подшипников

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

2.3. Основные типы подшипников качения

2.3.1. Шариковые подшипники

2.3.1.1. Радиальные, однорядные шариковые подшипники (рис. 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.

2.3.1.2. Радиальные, двухрядные, сферические шариковые подшипники (рис. 3, б) предназначены для восприятия радиальных на-

грузок 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 (рис. 3, в) предназначены для восприятия совместно действующих радиальных и односторонних осевых нагрузок. Могут воспринимать чисто осевую нагрузку.

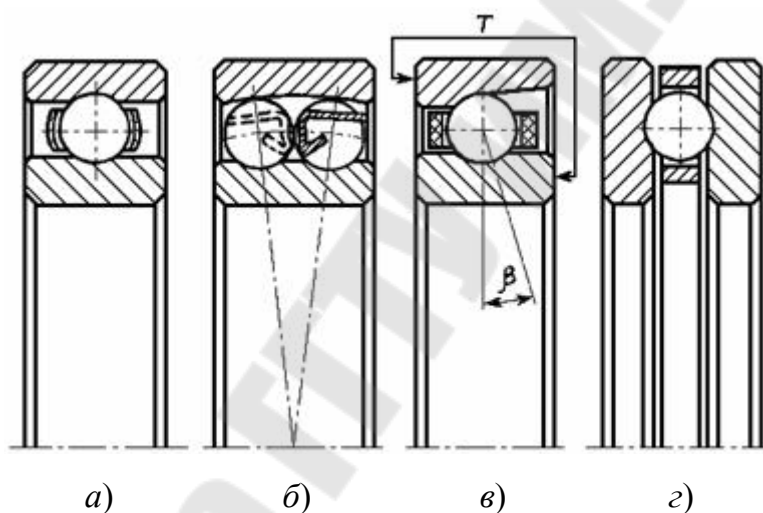


Рис. 3. Шариковые подшипники

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 (рис. 3, з) 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 (рис. 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 (рис. 4, б) применяют для опор быстроходных коротких валов, требующих точного вращения. Ролики расположены в шахматном порядке. Сепаратор – массивный бронзовый.

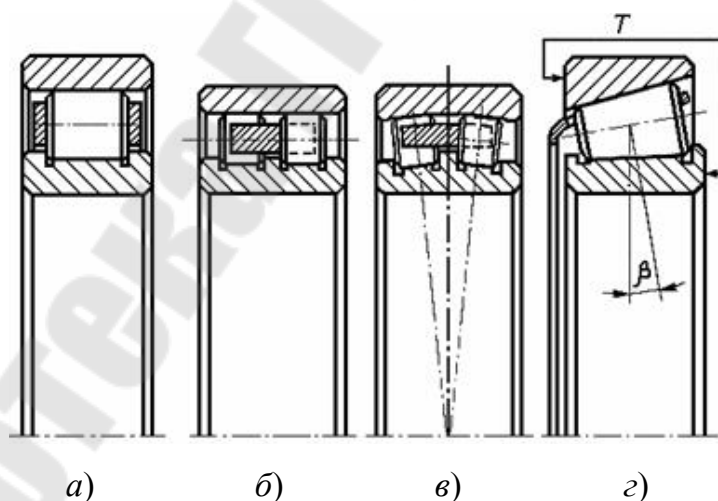


Рис. 4. Роликовые подшипники

2.3.2.3. Радиальные двухрядные сферические роликовые подшипники (рис. 4, в) предназначены для восприятия особо больших радиальных нагрузок при возможности значительных ($2-3^\circ$) перекосов колец, а также двухстороннюю осевую нагрузку до 25 % неис-

пользованной допустимой радиальной нагрузки. Могут работать только при 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 (рис. 4, з) 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) $\alpha = 9-17^\circ$ (тип 7000), $\alpha = 25-29^\circ$ (тип 27000). Конические роликовые подшипники применяют в узлах машин с жесткими, двухопорными, короткими валами.

2.4. Условные обозначения подшипников качения

Маркировка подшипников стандартизована. На торце одного из колец подшипника маркируют обозначение подшипника и номер завода-изготовителя. Условными цифрами маркируют внутренний диаметр, серию, тип, конструктивные особенности: кроме того, слева от основного шифра указывают обособленной тире цифрой (или слитно буквами) класс точности подшипника.

Все перечисленные параметры обозначаются по ГОСТ 3189–75 цифрами, значения которых определяются занимаемыми ими местами в условном обозначении подшипников, согласно данных, приведенных в табл. 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 табл. 4.

Таблица 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 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 табл. 5.

Таблица 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
		8	0	800
Неопределенные	Неопределенные	7	0	700
		4	2	2086400
Тяжелые	Широкая	4	0	400
	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 табл. 6.

Обозначение типа подшипника в условном обозначении

4-я 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 распространенные из них приведены в ГОСТ 3395–89.

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

2.4.5. 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.

2.4.6. 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 неотчетственных 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.

2.4.7. 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.

2.4.8. 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.

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...)

2.4.9. Определеление долговечности подшипников

Номинальная долговечность подшипника L представляет собой срок службы подшипников, в течение которого не менее 90 % подшипников из данной группы при одинаковых условиях должны проработать без проявления признаков усталости. При расчете учитывают эквивалентную динамическую нагрузку P для подшипника и его динамическую грузоподъемность C по каталогу.

Номинальная долговечность (ресурс) в миллионах оборотов:

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

где $P = 3$ – для шарикоподшипников и $P = 10/3$ – для роликоподшипников.

Формула справедлива при частоте вращения кольца $n > 10$ об/мин, но не превышающей предельной частоты вращения данного подшипника. Долговечность подшипника может быть определена и в часах:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^P,$$

где L_h – в часах, L – в млн оборотов; n – в об/мин.

3. Содержание работы

3.1. Расшифровка условного обозначения подшипников качения.

3.2. Определение области применения подшипников качения.

3.3. Установление основных геометрических параметров и вычерчивание подшипников качения с указанием всех размеров.

3.4. Подбор подшипников качения.

4. Оборудование и инструмент

4.1. Набор подшипников качения.

4.2. Штангенциркуль.

4.3. Каталог подшипников качения.

4.4. Плакаты.

5. Порядок выполнения работы

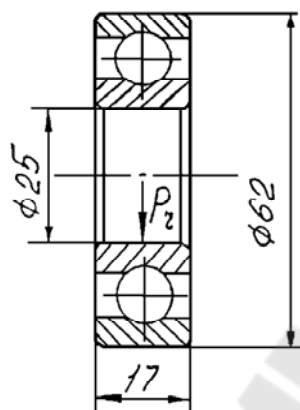
Подгруппа (2–3 студента) получает подшипники и мерительный инструмент. Далее следует:

- 1) изучить теоретический материал;
- 2) рассмотреть комплект подшипников качения;
- 3) записать маркировку (условное обозначение) подшипников и, пользуясь лабораторным практикумом и дополнительной 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) определить долговечность подшипников;
- 8) оформить отчет о выполненной работе;

В отчете приводятся эскизы подшипников с основными габаритными размерами, дается расшифровка цифровых и буквенных обозначений. Указывается материал деталей подшипников, описывается краткая характеристика подшипников по назначению и применению. Выполняется расчет долговечности.

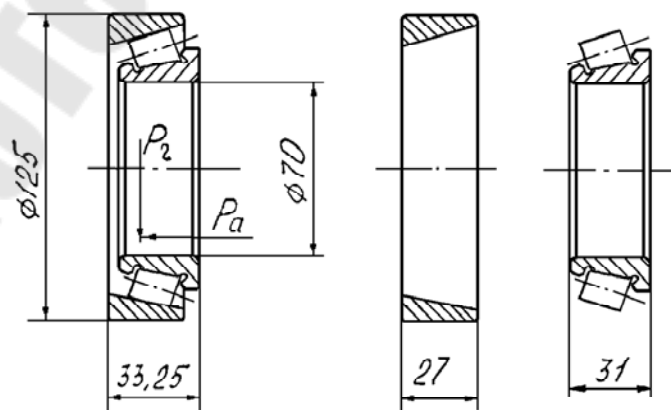
Пример выполнения лабораторной работы

Шариковый радиальный однорядный подшипник № 305: 3 – средней серии диаметров 3; 05 – с внутренним диаметром $5 \times 5 = 25$ мм; нормального класса точности. Предназначен для радиальных нагрузок, обеспечивает фиксацию вала в осевом направлении, не допускает перекосы вала в корпусе.



Роликовый радиально-упорный конический однорядный подшипник № 7514: 7 – радиально-упорный с коническими роликами; 5 – легкой серии диаметров 5; 14 – с внутренним диаметром $14 \times 5 = 70$ мм; нормального класса точности. Предназначен для восприятия радиальных и осевых нагрузок, не обеспечивает фиксацию вала в осевом направлении, не допускает перекосы вала в корпусе.

Шариковый упорный одинарный подшипник № 8308: 8 – упорный шариковый; 3 – средней серии диаметров 3; 08 – с внутренним диаметром $8 \times 5 = 40$ мм; нормального класса точности. Предназначен для восприятия осевых нагрузок, не обеспечивает фиксацию вала в осевом направлении, не допускает перекосы вала в корпусе.



Долговечность подшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^P.$$

Задано: $L_h = 35000$ ч, $n = 500$ об/мин. Через долговечность определяем эквивалентную динамическую нагрузку:

$$P = \frac{C}{\sqrt[3]{L_h \frac{60n}{10^6}}}.$$

Подшипник № 305: $C = 17600$ Н.

$$P = \frac{17600}{\sqrt[3]{35000 \frac{60 \cdot 500}{10^6}}} = 1732 \text{ Н.}$$

Подшипник № 7514: $C = 110000$ Н.

$$P = \frac{110000}{\sqrt[3]{35000 \frac{60 \cdot 500}{10^6}}} = 13647 \text{ Н.}$$

Подшипник № 8308: $C = 51300$ Н.

$$P = \frac{51300}{\sqrt[3]{35000 \frac{60 \cdot 500}{10^6}}} = 5047 \text{ Н.}$$

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.

Литература

1. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш. шк., 2002. – 408 с.
2. Решетов, Д. Н. Детали машин : учеб. для вузов / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1975. – 656 с.
3. Гузенков, П. Г. Детали машин : учеб. для вузов / П. Г. Гузенков. – М. : Высш. шк., 1986. – 395 с.
4. Подшипники качения : справ.-кат. / под ред. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. – М. : Машиностроение, 1984. – 542 с.
5. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя Т. 2. / В. И. Анурьев. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1980. – 559 с.
6. Подшипники качения. Государственные стандарты СССР : в 2-х ч. Ч. 1. – М. : Изд-во стандартов, 1989. – 439 с.
7. Подшипники качения. Государственные стандарты СССР : в 2-х ч. Ч. 2. – М. : Изд-во стандартов, 1989. – 432 с.

Лабораторная работа № 2 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ВАЛОВ

1. Цель работы

- Ознакомиться с основными типами валов.
- Освоить навыки выполнения эскиза вала с образца, познакомиться с правилами выполнения рабочих чертежей валов в соответствии с нормативами и требованиями ЕСКД.
- Освоить навыки пользования нормативными таблицами для определения размеров основных конструктивных элементов вала.
- Ознакомиться с системой допусков и посадок, шероховатостью поверхностей, обозначением их на чертеже.

2. Теоретические положения

2.1. Общие сведения

На валах и осях размещают вращающиеся детали: зубчатые колеса, шкивы, барабаны и т. п.

Вал – деталь, предназначенная для поддержания вращающихся вместе с ним деталей (шкивов, зубчатых колес и т. п.) и для передачи вращающего момента.

При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях растяжение и сжатие.

Ось – деталь, предназначенная только для поддержания вращающихся вместе с ней деталей.

В отличие от вала ось не передает вращающего момента и работает только на изгиб. В машинах оси могут быть неподвижными или же могут вращаться с насаженными на них деталями (подвижные оси).

2.2. Классификация валов и осей

Оси представляют собой прямые стержни, а валы различают прямые (рис. 1, а); коленчатые (рис. 1, б); кривошипные (рис. 1, в) и гибкие (рис. 1, г).

Кривошипные и коленчатые валы используют для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное (поршневые двигатели) или наоборот (компрессоры). Гибкие валы передают вращение между узлами машин, меняющими свое положение в работе (зубоврачебные машины).

По конструктивным признакам валы и оси делят на гладкие (рис. 2) и ступенчатые (рис. 1, а).

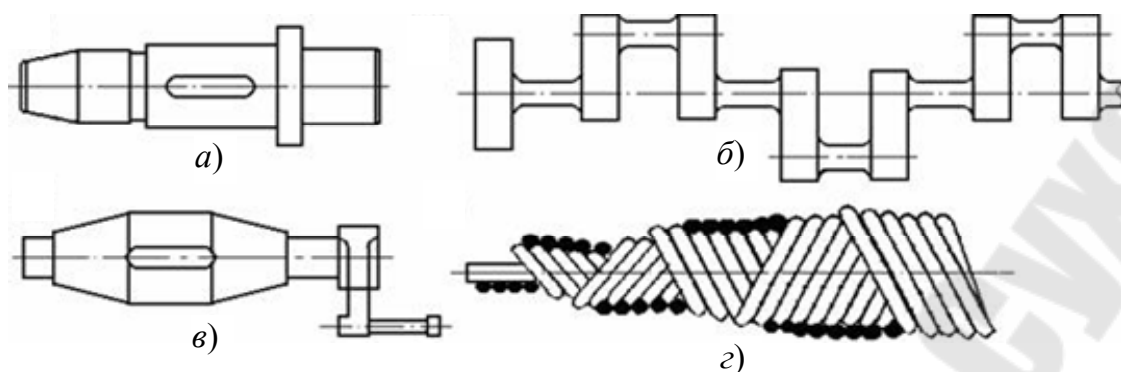


Рис. 1. Валы

Наиболее распространены ступенчатые валы, так как их форма удобна для установки на них деталей, а также монтажа деталей при посадках с натягом.

По типу сечения валы и оси бывают: сплошные (рис. 2, а) и полые (рис. 2, б). Полыми валы изготавливают для уменьшения веса или когда через валы пропускают другую деталь, подводят масло и др.



Рис. 2. Типы сечения валов

Выходные концы валов выполняют коническими или цилиндрическими (рис. 1, а).

Преимущественное распространение приобретает коническая форма концевой участка вала, обеспечивающая точное и надежное соединение, возможность легкого монтажа и снятия устанавливаемых деталей.

2.3. Конструктивные элементы валов

Конструкция валов определяется деталями, которые на них размещаются, и расположением опор.

При конструировании валов и осей принимают во внимание технологию сборки и разборки, механическую обработку, расход материала и др.

В конструкции ступенчатого вала условно выделяют следующие элементы: концевые участки; участки перехода от одной ступени к

другой; места посадки подшипников, уплотнений и деталей, передающих момент вращения. Каждый элемент имеет свое название (рис. 3).

Цапфа (Ц) – участок вала (оси), которым он опирается на подшипник.

Шипом называется цапфа, расположенная на конце вала (оси) и предназначенная для восприятия в основном радиальной нагрузки.

Пятой называется цапфа, расположенная на конце вала (оси) и предназначенная для восприятия в основном осевой нагрузки.

Шейкой называется промежуточная цапфа, расположенная в средней части вала (оси).

Заплечик (З) – переходная торцевая поверхность от одного сечения вала (оси) к другому, предназначенная для упора деталей, установленных на валу или оси.

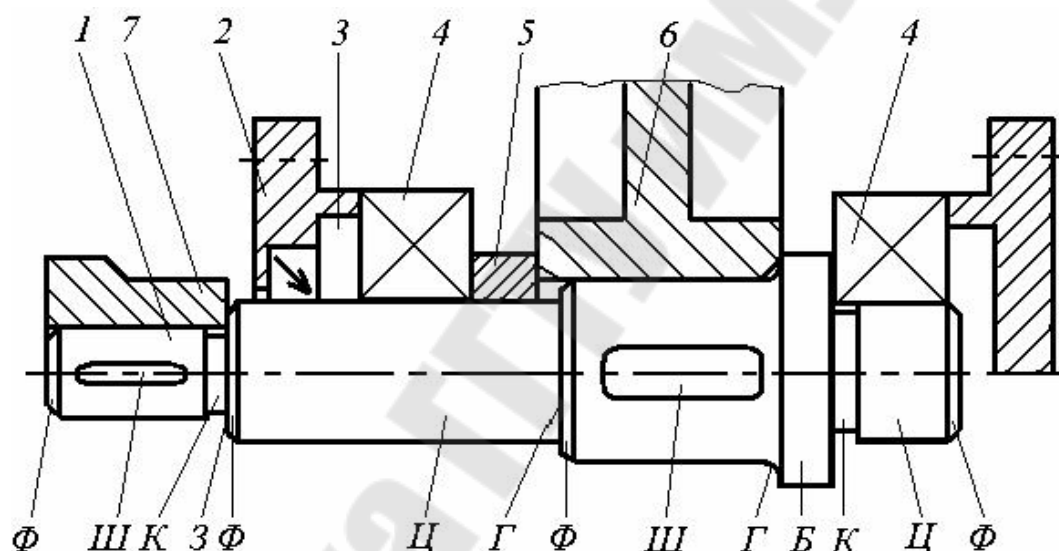


Рис. 3. Элементы валов

Буртик (Б) – кольцевые утолщения вала (оси), составляющее одно целое с валом (осью).

Канавка (К) – углубление на поверхности меньшего диаметра между соседними ступенями валов: предназначена для плотного прилегания насаживаемой детали к заплечу (буртику), выхода шлифовального круга, при обработке поверхности меньшего диаметра, выхода резьбонарезного инструмента. Эти канавки повышают концентрацию напряжений.

Галтель (Г) – криволинейная поверхность плавного перехода от меньшего сечения вала (оси) к плоской части заплечика или буртика.

Фаска (Ф) – скошенная часть боковой поверхности вала (оси) у торца вала (оси), заплечика, буртика. Служит для облегчения сборки и предотвращения травмирования рук.

Радиусы закруглений галтелей, размеры фасок принимают по ГОСТ 12080-66 в зависимости от диаметра вала.

Шпоночный паз (Ш) – углубление в валах для установки шпонок. Выполняют на участках крепления деталей, передающих вращающий момент.

Размеры шпоночных пазов принимают по ГОСТ 23360–78.

Благодаря массовому применению валов и осей в механизмах, для них выработаны нормативы на выполнение различных конструктивных элементов.

2.4. Материалы валов и осей

Материалы должны быть прочными, хорошо механически обрабатываться. Валы и оси изготавливают преимущественно из углеродистых и легированных сталей. Для валов и осей без термообработки применяют: стали 35, 40, 45, Ст. 3, Ст. 4, Ст. 5. Оси и валы, к которым предъявляют повышенные требования, выполняют из среднеуглеродистых или легированных сталей 45, 40Х и др.

Тяжелонагруженные валы сложной формы изготавливают из модифицированного или высокопрочного чугуна.

2.5. Размеры, предельные отклонения, допуски и посадки

Геометрические параметры валов количественно оцениваются размерами.

Размер – числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т. д.) в выбранных единицах измерения. На чертежах деталей проставляют номинальные размеры в миллиметрах.

Номинальным размером называют размер изделия, полученный по расчету или выбранный по конструктивным соображениям. Изготовленные изделия всегда имеют некоторые отклонения от номинальных размеров.

Действительные размеры получают путем измерения готовой детали. Точность детали по геометрическим параметрам задается через точность геометрических размеров – в виде отклонений.

Верхнее предельное отклонение – алгебраическая разность между наибольшим допустимым предельным и номинальным размерами.

Нижнее предельное отклонение – алгебраическая разность между наименьшим допустимым предельным и номинальным размерами.

Допуск – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами.

Поле допуска – зона, ограниченная верхним и нижним отклонениями, определяется числовым значением допуска.

К различным соединениям предъявляют неодинаковые требования в отношении точности изготовления. Поэтому система допуска содержит 19 квалитетов: 01; 0, 1, 2, 3, ..., 17, расположенных в порядке убывания точности.

Квалитет – совокупность допусков с одинаковой относительной точностью для всех номинальных размеров диапазона. Допуски в квалитетах 01...4 предназначены для измерительных инструментов, квалитеты 5...13 дают допуски для сопрягаемых размеров деталей, квалитеты 14...17 – для несопрягаемых размеров.

На посадочные места вала, т. е. на поверхности вала сопряженные с другими деталями (подшипниками, муфтами, зубчатыми колесами и др.), задают поля допусков в соответствии с посадками, показанными на сборочных чертежах (рис. 4).

Характер соединения деталей называют **посадкой**. Характеризует посадку разность размеров деталей вала и отверстия до сборки.

Посадки могут быть с зазором, с натягом и переходные – когда возможно получение, как зазора, так и натяга.

Зазор – разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала.

Натяг – разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

Разнообразные посадки удобно получать, изменяя положение поля допуска или вала, или отверстия, оставляя для всех посадок поле допуска одной из деталей неизменным. Деталь, у которой поле допуска остается без изменения и не зависит от вида посадки, называют **основной деталью системы**. Если этой деталью является отверстие, то соединение выполнено в системе отверстия, если основной деталью является вал – в системе вала.

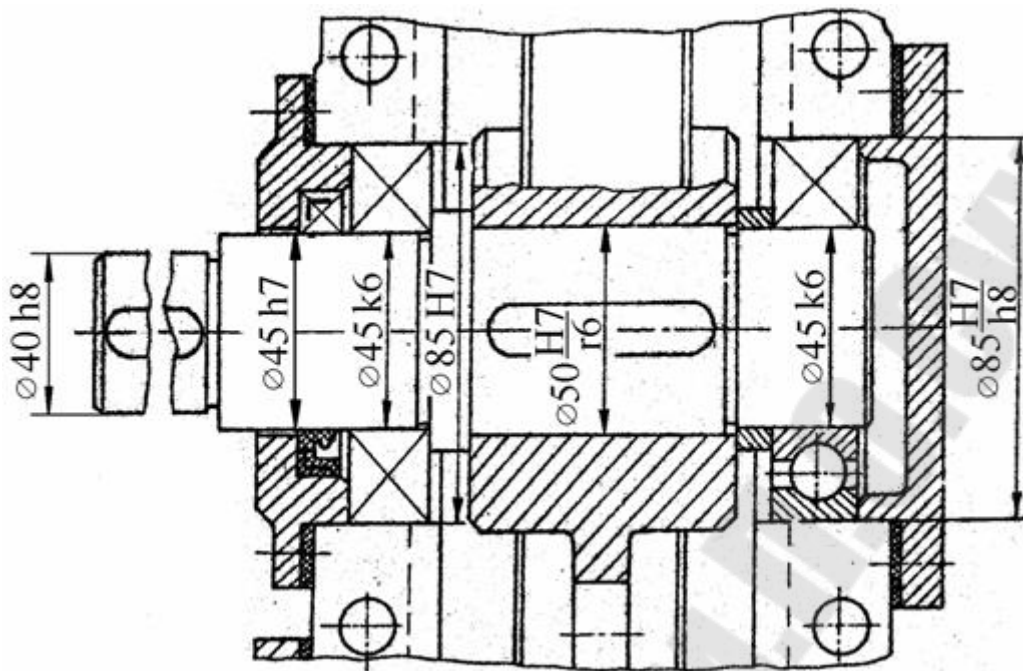


Рис. 4. Вал в сборе

Основные отклонения обозначают буквами латинского алфавита: для отверстия прописными *A, B, C* и т. д.; для валов – строчными *a, b, c* и т. д. Преимущественно назначают посадки в системе отверстия с отклонением *H*.

Для посадок с зазором рекомендуют принимать валы с отклонением – *f, g, h*; для переходных посадок – *j_s, k, m, n*; для посадок с натягом – *p, r, s*.

Для соединения валов: с зубчатыми колесами рекомендуют принимать отклонения – *p6, r7*; с муфтами – *n7, r6, k6*; со шкивами и звездочками – *j_s6, h7*; с внутренними кольцами подшипников качения – *k6*; с манжетами – *h8*.

Пример обозначения посадок: $50 \frac{H7}{r6}$ – соединение двух деталей с номинальным диаметром 50 мм, обработанных по полям допусков *H7* отверстие и *r6* вал в системе отверстия. Цифры означают номер качества. Посадка в системе вала будет иметь обозначение $35 \frac{H7}{r6}$.

3. Описание объекта исследования, приборов и инструментов

Объектом исследования являются валы.

Для выполнения работы необходимо иметь следующие инструменты: штангенциркуль, линейку, карандаш, циркуль.

4. Методика выполнения исследований и обработка результатов

4.1. Выполнить эскиз полученного вала со всеми необходимыми элементами (заплевками, канавками, шпоночными пазами, галтелями и т. д.). Выполнить необходимые разрезы и сечения (Приложение 1).

4.2. Определить назначение посадочных поверхностей вала: под подшипники, зубчатое колесо, полумуфту, резиновые манжеты.

4.3. Проставить размерные линии, ориентируясь на пример оформления лабораторной работы (Приложение 1).

4.4. Проставить действительные размеры, используя замеренные данные (диаметры, длины участков валов) и данные, полученные из таблиц П.2.1...П.2.4.

4.5. Заполнить таблицу параметров вала (Приложение 1).

– по табл. П.2.1 для участков валов под подшипники качения определить размеры заплеков (d_2);

– по табл. П.2.2 определить размер фаски (c) и радиус галтели (r);

– по табл. П.2.3 определить длину (l), ширину (b) и глубину (t_1) шпоночных пазов;

– по табл. П.2.4 определить размеры канавок (d_1, r, r_1, b) для выхода шлифовального круга. Проставить эти значения на эскизе вала.

4.6. Указать предельные отклонения линейных размеров поверхностей вала под подшипники, зубчатое колесо, полумуфту, резиновые манжеты условными обозначениями полей допусков (параграф 2.5).

5. Содержание отчета

5.1. Титульный лист.

5.2. Эскиз вала.

5.3. Таблица параметров.

5.4. Выводы по лабораторной работе.

6. Вопросы для самоконтроля

1. Дайте определение понятия «вал».

2. Дайте определение понятия «ось».

3. В чем разница между валом и осью?

4. Перечислите виды валов по геометрическим признакам.

5. Каково назначение кривошипных, коленчатых, гибких валов?

Приведите пример использования этих валов.

6. Перечислите виды валов по конструктивным признакам.

7. Чем вызвано наибольшее распространение ступенчатых валов?

8. Перечислите виды валов по типу сечения.

9. Чем вызвана необходимость изготовления полых валов?
10. Чем определяется конструкция валов?
11. Дайте определение следующим понятиям: «цапфа», «шип», «пята», «шейка», «заплечик», «буртик», «канавка», «галтель», «фаска», «шпоночный паз».
12. В чем разница между заплечиком и буртиком?
13. В чем разница между шипом, пятой и шейкой?
14. Перечислите материалы для изготовления валов и осей.
15. Дайте определение понятиям: «размер», «номинальный размер» и «действительный размер».
16. Дайте определение следующим понятиям: «верхнее предельное отклонение», «нижнее предельное отклонение», «допуск», «поле допуска», «кавалитет».
17. Дайте определение понятиям «посадка», «зазор» и «натяг».
18. Дайте определение понятиям «система вала» и «система отверстия».
19. Как обозначают отклонения для отверстия, для валов?
20. Приведите примеры обозначения посадок на чертежах.
21. Пользуясь табл. П.2.1, определите размеры заплечиков d_2 для диаметров валов: $d = 20$ мм; $d = 35$ мм; $d = 50$ мм.
22. Пользуясь табл. П.2.2, определите размер фаски s и радиус галтели r для диаметров валов: $d = 22$ мм; $d = 36$ мм; $d = 70$ мм.
23. Пользуясь табл. П.2.3, определите размеры шпоночного паза b , глубину t_1 для диаметров валов: $d = 28$ мм; $d = 45$ мм; $d = 90$ мм.
24. Пользуясь табл. П.2.4, определите размеры канавки d_1 , r , r_1 , b : для выхода шлифовального круга для диаметров валов: $d = 8$ мм; $d = 45$ мм; $d = 110$ мм.

Лабораторная работа № 3

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ

ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

1. Цель работы

- Изучить конструкции цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора. Составить эскиз редуктора, его кинематической схемы, расчетной схемы вала и чертежа одного вала.
- Измерить и вычислить основные параметры редуктора: передаточного отношения, межосевых расстояний, геометрических параметров зубчатых колес и, в частности, их модуля. Выполнение силового расчета одной ступени и расчет одного вала на прочность.

2. Оборудование и инструменты

- 2.1. Редуктор.
- 2.2. Штангенциркуль.
- 2.3. Штангензубомер.
- 2.4. Металлическая линейка.

3. Основные сведения о редукторах

3.1. Схемы зубчатых редукторов

Зубчатый редуктор – агрегат, состоящий из одной или нескольких зубчатых передач, смонтированных в едином закрытом корпусе (картере и предназначенный для редуцирования параметров движения — понижения скорости вращения и повышения вращающего момента).

Зубчатые редукторы могут быть одно- или многоступенчатыми, трехступенчатыми и т. д., простыми или планетарными.

По типу используемых зубчатых передач редукторы делятся на цилиндрические, конические, червячные глобоидные, спироидные и комбинированные: коническо-цилиндрические, цилиндро-конические, цилиндро-червячные, червячно-цилиндрические и т. д. В конструкцию редуктора могут входить цепная, винтовая, фрикционная и т. д. передачи.

Наиболее распространены простые цилиндрические редукторы благодаря их долговечности, относительной простоте, высокому КПД, большому диапазону скоростей и нагрузок.

Передаточное число многоступенчатого редуктора равно произведению передаточных чисел отдельных ступеней:

$$u_{\text{ред}} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots \cdot u_n. \quad (1)$$

Передаточное число редуктора с одной ступенью в виде цилиндрической пары колес (рис. 1, а) обычно не превышает $u_{\max} = 12,5$. Для конических косозубых передач (рис. 1, б) $u_{\max} = (5-6)$. Двухступенчатые редукторы (рис. 1, в-д) имеют большие передаточные числа, но не выше $u_{\max} = 63$. При u более 63 редукторы делают трехступенчатыми.

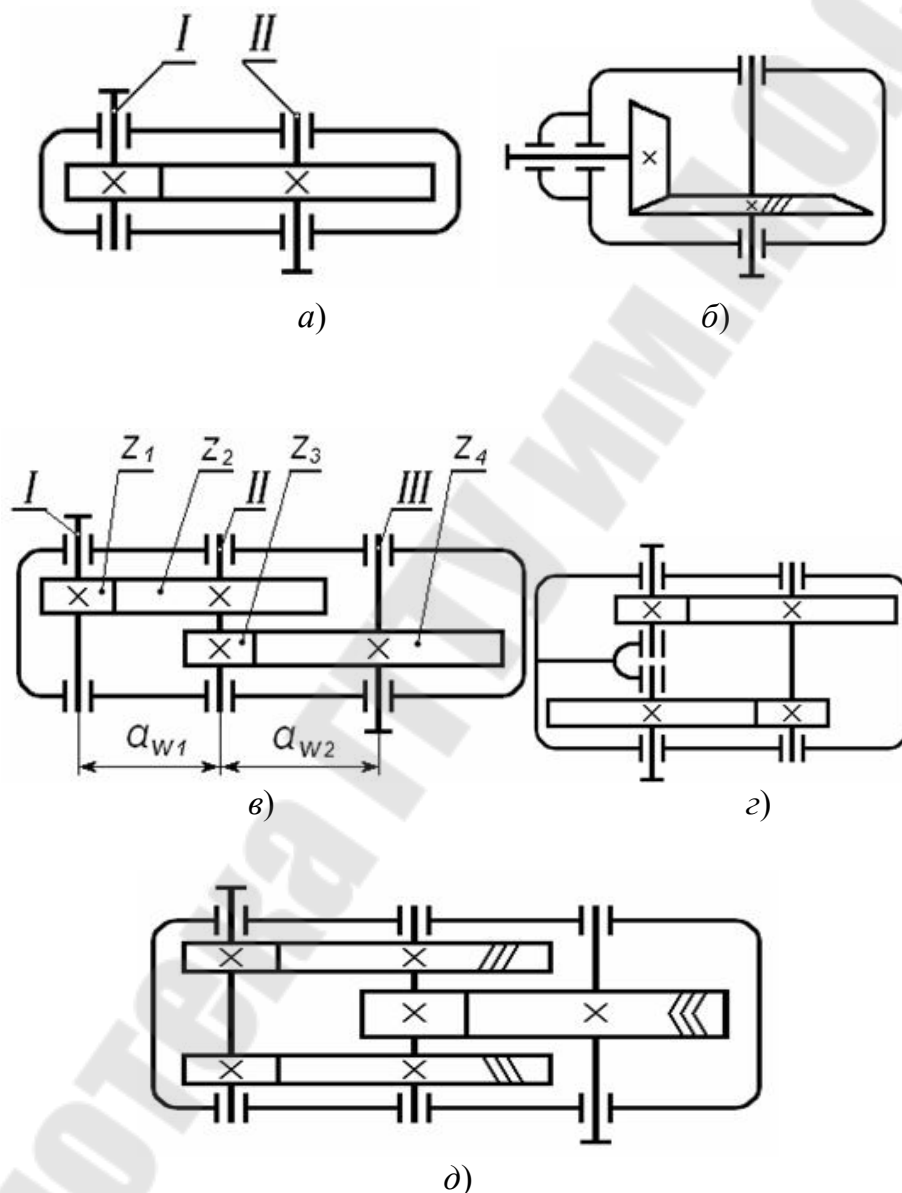


Рис. 1. Схемы зубчатых редукторов

Двухступенчатые редукторы выполняют по развернутой схеме (рис. 1, в, д). Если оси входного и выходного валов совпадают, образуя одну линию, то такие редукторы называются **соосными** (рис. 1, г). Их преимущество – меньшая длина, чем по схеме, представленной на

рис. 1, в. Несимметричное расположение зубчатых колес относительно опор (рис. 1, в) приводит к неравномерному распределению передаваемой силы по длине зуба. В схеме с раздвоенной первой ступенью (рис. 1, д) более нагруженная тихоходная ступень расположена относительно опор симметрично, что благоприятно сказывается на ее работе. Для передачи больших крутящих моментов и исключения осевых нагрузок параллельно работающие пары колес быстроходной ступени делают косозубыми с противоположными углами наклона зубьев, а колеса тихоходной ступени делают шевронными. Устройство опор в этом случае должно позволять некоторое осевое смещение одного из валов.

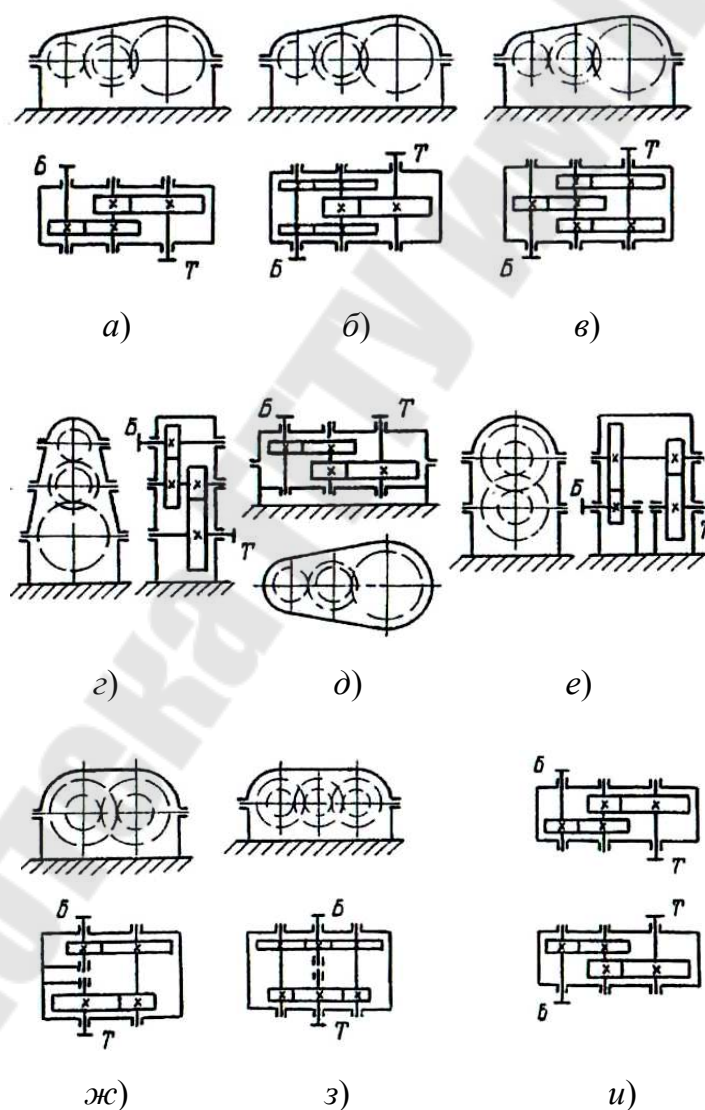


Рис. 2. Типовые кинематические схемы цилиндрических редукторов

Двухступенчатые цилиндрические редукторы имеют основное распространение. Наиболее распространены трехосные редукторы, выполненные по развернутой схеме (рис. 2, а). Они наиболее простые, но несимметричное расположение зубчатых колес относительно опор приводит к неравномерному распределению нагрузки между подшипниками и к повышенной концентрации нагрузки по длине зуба, для ограничения которой приходится применять валы повышенной жесткости. Для улучшения условий работы тихоходной (более нагруженной) ступени редуктора быстроходную ступень выполняют раздвоенной (рис. 2, б, в).

Для равномерного распределения передаваемой мощности между передачами раздвоенной ступени зубчатые колеса выполняют косозубыми, а вал, должен иметь «плавающие» опоры, т. е. должен быть установлен на подшипниках (с короткими цилиндрическими роликами), допускающих осевую игру и саморегулирование раздвоенной ступени.

На «плавающий» вал раздвоенной ступени не должны действовать неуравновешенные осевые силы от смежной (тихоходной) ступени, нарушающие равномерность распределения мощности между параллельными потоками. Поэтому опоры промежуточного и тихоходного валов выполняют фиксирующими и при прямозубых и при косозубых колесах тихоходной ступени. По той же причине в редукторе с раздвоенной тихоходной ступенью (рис. 2, в) и с косозубыми колесами быстроходной ступени «плавающими» выполняют опоры тихоходного вала фиксирующими – промежуточного и быстроходного валов [2].

Редукторы с валами, расположенными в вертикальной плоскости (рис. 2, г), занимают меньшую площадь. Их применяют исходя из требований общей компоновки машины.

Редукторы на рис. 2, д применяют для привода вертикальных валов. В редукторах на рис. 2, г–е – неблагоприятные условия смазки верхних зубчатых колес и подшипников [2].

Соосные редукторы однопоточные (рис. 2, ж) и двухпоточные (рис. 2, з) имеют малую габариты по длине. В них легко достигается одинаковое погружение колес в масляную ванну. В ряде случаев они удобны с позиции общей компоновки установки [2]. По сравнению с редукторами, выполненными по развернутой схеме (рис. 2, а–в), они имеют ряд недостатков [1], [2]: быстроходная ступень обычно сильно недогружена, расположение опор соосных валов внутри корпуса ус-

ложняет его конструкцию, увеличивает размер редуктора в осевом направлении и длину промежуточного вала, а значит, и его прогиб, затрудняет контроль состояния внутренних подшипников в процессе эксплуатации. Конструкция двухпоточных соосных редукторов (рис. 2, з) еще сложнее из-за необходимости устройства для выравнивания нагрузки между потоками. Соосные редукторы, имеющие большие габариты и массу, применяют редко. Вместо них целесообразно применять планетарные передачи [2].

3.2. Материалы зубчатых колес

Материалы для изготовления зубчатых колес в машиностроении – стали, чугуны и пластмассы; в приборостроении зубчатые колеса изготавливают также из латуни, алюминиевых сплавов и др. Выбор материала определяется назначением передачи, условиями ее работы, габаритами колес и даже типом производства (единичное, серийное или массовое) и технологическими соображениями.

Основными материалами для изготовления зубчатых колес являются термообработанные углеродистые и легированные стали, обеспечивающие объемную прочность зубьев, а также высокую твердость и износостойкость их активных поверхностей. В зависимости от твердости активных поверхностей зубьев стальные колеса делятся на две группы, а именно: колеса с твердостью по Бринеллю < 350 НВ, зубья которых хорошо прирабатываются; и колеса с твердостью > 350 НВ, зубья которых прирабатываются плохо. Колеса первой группы изготавливают из средне- и высокоуглеродистых сталей. Колеса второй группы изготавливают из легированных сталей и применяют для быстросходных и высоконагруженных передач.

Для изготовления тихоходных, преимущественно открытых передач, работающих с окружной скоростью до 3 м/с, применяют серые, модифицированные и высокопрочные чугуны.

Нагрузочная способность зубчатых колес из неметаллических материалов значительно ниже, чем стальных, поэтому их используют в слабонагруженных передачах, к габаритам которых не предъявляются жестких условий, но требуется снижение шума и вибраций, самосмазываемость или химическая стойкость. Для стальных колес в целях выравнивания долговечности и улучшения прирабатываемости следует твердость активных поверхностей зубьев шестерни делать большей, чем у колеса: $HV_{1cp} - HV_{2cp} \geq 20$.

3.3. Опоры валов редуктора

Опорами в редукторе могут служить подшипники качения. Работоспособность подшипников качения в значительной степени зависит от рациональной конструкции подшипникового узла, качества его монтажа и регулировки.

Схемы установки подшипников качения на валах, вращающихся осях и в корпусах приведены на рис. 3. Для коротких валов (длина не превышает 300 мм) применяют схему, представленную на рис. 3, а – «враспор».

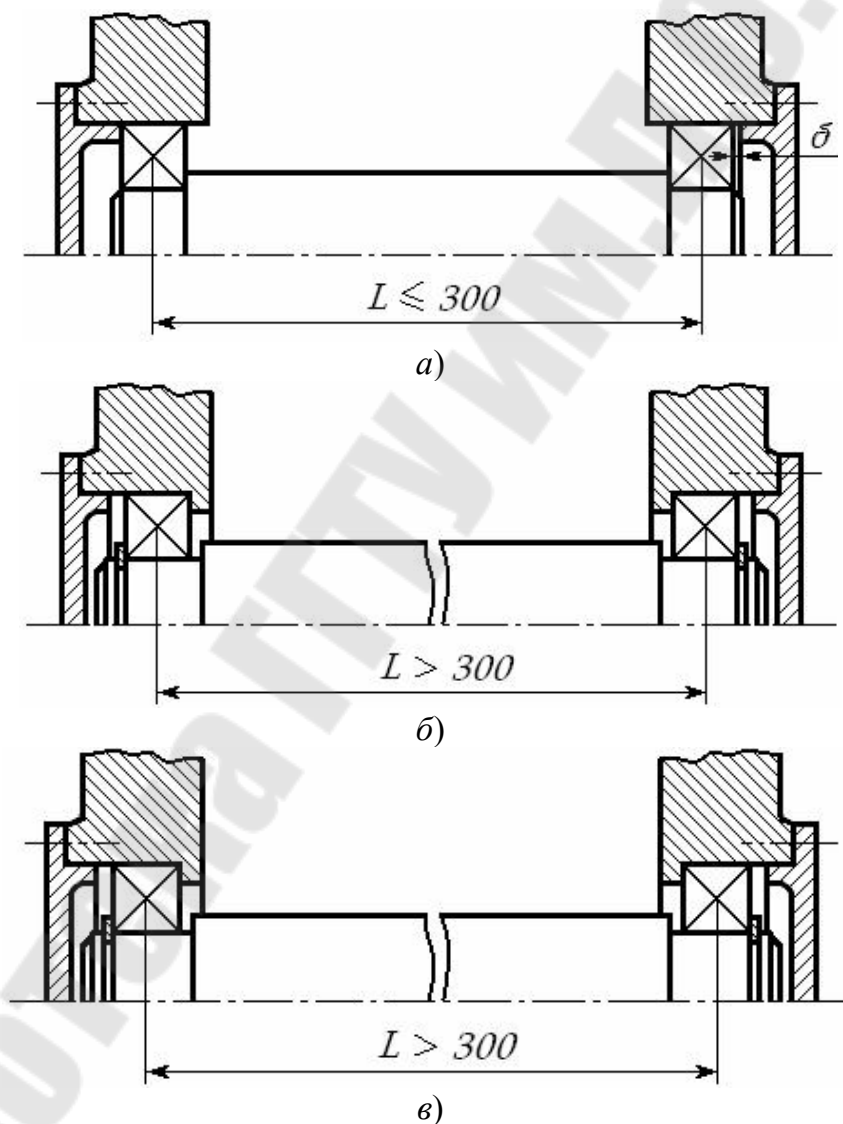


Рис. 3. Схемы установки подшипников качения на валах

Во избежание защемления вала при его температурном удлинении между крышкой подшипника и одним из его наружных колец оставляется небольшой зазор $\delta = (0,1-0,2)$ мм. Этот зазор регулируется изменением толщины набора прокладок под крышку подшипника.

Защемление вала в связи с его температурным удлинением невозможно при установке подшипников по схеме; представленную на рис. 3, б – в растяжку, ее применяют при относительно длинных валах. Недостаток схемы – неудобство регулировки подшипников перемещением их внутренних колец, установленных на вал посадкой с натягом.

Установка подшипников по схеме, представленной на рис. 3, в, наиболее благоприятна для длинных валов – исключается защемление вала при любых условиях работы. Одна опора закреплена в корпусе и на валу, и называется **фиксирующей**, а второй подшипник имеет возможность осевого перемещения в корпусе для компенсации температурных удлинений и укорочений вала, и такую опору называют **плавающей**. Для длинных валов, нагруженных значительной осевой силой в фиксирующей опоре, устанавливают два радиально-упорных подшипника, а в плавающей опоре ставят радиальный подшипник.

3.4. Смазка зубчатых зацеплений

Наиболее распространенный способ смазки зубчатых зацеплений в редукторах – картерный. Он применяется при окружных скоростях колес до (12–15) м/с и осуществляется окунанием зубьев зубчатых колес в масло, залитое в масляную ванну – картер.

Емкость масляной ванны определяется из расчета 0,5–0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности.

Глубину погружения зубчатых колес в масло рекомендуется выбирать в пределах от 0,75 до 2-х высот зубьев, но не ниже 10 мм. Более глубокое погружение допустимо для колес тихоходной ступени. Для смазки широко используются жидкие промышленные масла различной вязкости.

Конкретную марку масла выбирают в зависимости от окружной скорости и величины контактных напряжений [2].

3.5. Смазка подшипниковых узлов

Смазку зацепления при окружных скоростях зубчатых колес до 15 м/с производят окунанием (картерная): в картер заливают масло, образующее масляную ванну. Для предупреждения быстрого старения масла, взбалтывания осадков и продуктов износа емкость ванны назначают из расчета 0,35...0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности. Зубчатые колеса обычно погружают в масло на величину 3...4 модулей. Тихоходные колеса (второй и т. д. ступеней) допустимо погружать на величину 1/3 радиуса колеса.

Для высокоскоростных передач применяют смазку поливанием: масло, прокачиваемое насосом, проходит через фильтр, при необходимости через охладитель, и через сопло или распределитель подается в зацепление или на колеса.

Вязкость масла выбирают в зависимости от мощности и скорости. При больших мощностях и малых скоростях (до 5 м/с) применяют тяжелые индустриальные масла: цилиндрическое И-24, П-28. В основном применяют средние индустриальные масла, для быстроходных малонагруженных передач – легкие индустриальные масла.

Смазку подшипников качения наиболее просто осуществляют разбрызгиванием масла колесами. В тихоходных редукторах ($V < 4$ м/с) применяют консистентную смазку, для заполнения которой предусматривают некоторое пространство и мазеудерживающие кольца. В тяжелых и быстроходных редукторах применяют принудительную смазку от общей системы. Обильная смазка подшипников вредна ввиду увеличения барботажных потерь, поэтому подшипники, расположенные около быстро вращающихся косозубых шестерен, защищают маслоотражательными кольцами.

Подшипники скольжения современных редукторов обычно имеют принудительную смазку.

Уплотнения применяют для предохранения от вытекания смазки из подшипниковых узлов и для защиты их от попадания пыли, грязи и влаги. На глухих крышках ставят набор прокладок из тонкой низкоуглеродистой стали. На сквозных крышках ставят при индивидуальном и мелкосерийном производствах сальниковые, а при массовом и крупносерийном производствах – манжетные и т. д. уплотнения.

Для заливки и слива масла и промывания редуктора керосином предусмотрены люк (смотровое отверстие А) и сливная пробка 11, для контроля за уровнем масла – маслоуказатель 8 (рис. 4). Для предупреждения повышения давления в корпусе от нагрева и выбрасывания масла через неплотности корпуса предусматривают обычно в крышке 7 вентиляционное отверстие.

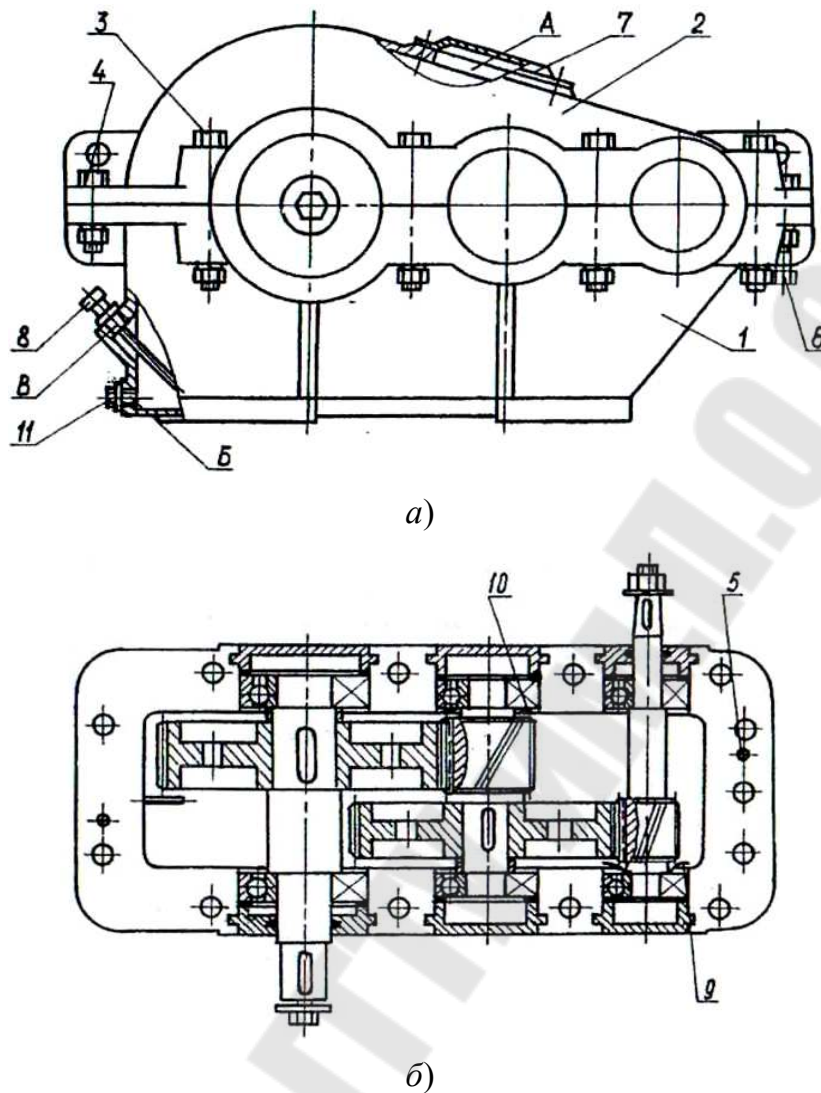


Рис. 4. Чертеж цилиндрического двухступенчатого редуктора

4. Измерение и расчет основных параметров цилиндрического зубчатого редуктора

4.1. Определение передаточного отношения редуктора

Подсчитываются числа зубьев всех зубчатых колес z_1, z_2, z_3, z_4 (рис. 1, в) и определяют передаточные отношения (передаточные числа) первой и второй ступени:

$$u_1 = \frac{z_2}{z_1}; \quad (2)$$

$$u_2 = \frac{z_4}{z_3}. \quad (3)$$

Передаточное число редуктора определяется из выражения (1).

4.2. Определение нормальных модулей зацеплений

В начале измеряют диаметры вершин зубьев d_a и диаметры впадин зубьев d_f всех четырех зубчатых колес. Каждое измерение выполняется 3 раза с поворотом зубчатого колеса. Для дальнейших вычислений принимают среднее арифметическое значение измеренных диаметров.

Нормальный модуль определяют из выражения

$$m_n = \frac{d_a - d_f}{4,5}. \quad (4)$$

Приближенное значение нормального модуля можно также получить, измерив штангензубомером высоту зуба h или нормальный шаг зубчатого зацепления P_n , которые связаны следующими зависимостями:

$$m_n = \frac{h}{2,25}; \quad (5)$$

$$m_n = \frac{P_n}{3,14}. \quad (6)$$

Вычисленное значение модуля для первой и второй пары зубчатых колес необходимо уточнить по ГОСТ-9563, выдержка из которого приводится в табл. 1.

Таблица 1

Значения модулей зубчатых колес по ГОСТ-9563

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

Примечание. При расчете новых передач следует предпочитать 1-й ряд.

Заметим, что кроме нормального модуля в косозубом зацеплении различают торцовый модуль – m_t . Между этими модулями существует следующая связь:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}. \quad (7)$$

4.3. Определение углов наклона зубьев и диаметров делительных окружностей зубчатых колес

Для определения углов наклона зубьев и диаметров делительных окружностей зубчатых колес необходимо:

1. Измерить межосевые расстояния для первой a_{w1} и a_{w2} для второй пары зубчатых колес.

2. Зная числа зубьев и нормальные модули, найти углы наклона зубьев для каждой ступени по формулам:

$$\cos \beta_1 = \frac{(z_1 + z_2)}{2a_{w1}} m_{n1}; \quad (8)$$

$$\cos \beta_2 = \frac{(z_3 + z_4)}{2a_{w2}} m_{n2}. \quad (9)$$

3. Вычислить диаметры делительных окружностей всех зубчатых колес

$$d_1 = \frac{m_{n1} \cdot z_1}{\cos \beta_1}; \quad (10)$$

$$d_2 = \frac{m_{n1} \cdot z_2}{\cos \beta_1}; \quad (11)$$

$$d_3 = \frac{m_{n2} \cdot z_3}{\cos \beta_2}; \quad (12)$$

$$d_4 = \frac{m_{n2} \cdot z_4}{\cos \beta_2}. \quad (13)$$

5. Кинематический и силовой расчет редуктора

5.1. Составление таблицы кинематических и силовых параметров редуктора

Для выполнения кинематического и силового расчета выбирают, по указанию преподавателя, один из вариантов задания, приведенных в табл. 2.

Таблица 2

Варианты заданий для расчета редуктора

Параметр	Вариант				
	1	2	3	4	5
P_1 , кВт	1,0	1,2	0,9	1,5	1,3
n_1 , об/мин	960	1100	760	1440	1200

Редуктор (рис. 1, в) имеет три вала: I ведущий, (входной, быстроходный); II промежуточный; III ведомый (выходной, тихоходный).

Зная передаточное отношение каждой ступени редуктора, для каждого из валов определяют кинематические и силовые параметры:

частоту вращения n (об/мин); мощность на валу P (кВт); крутящий момент на валу – T_K (Н · м) (табл. 3).

Таблица 3

Кинематические и силовые параметры редуктора

Параметр вала	n , (об/мин)	P , (кВт)	T_K , (Н · м)
I (тихоходный)			
II (промежуточный)			
III (быстроходный)			

5.2. Определение усилий в зацеплении

В косозубом зубчатом зацеплении сила нормального давления зуба ведущего зубчатого колеса F_n на зуб ведомого раскладывается на три взаимноперпендикулярные составляющие: F_t – окружную, F_a – осевую и F_r – радиальную (рис. 5).

Величины составляющих усилий определяют из выражений:

$$F_t = \frac{2T}{d}; \quad (14)$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (15)$$

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (16)$$

где α – угол зацепления, для зубчатых колес, нарезанных без смещения исходного контура, и для колес, выполненных с высотной модификацией $\alpha = 20^\circ$; β – угол наклона зуба.

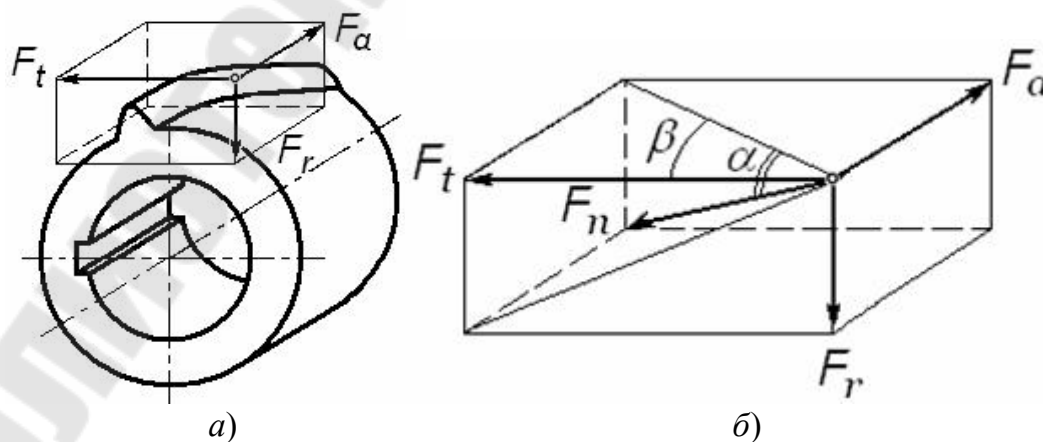


Рис. 5. Разложение силы нормального давления

5.3. Расчет вала редуктора

Для расчета выбирается один из валов редуктора.

Чтобы составить расчетную схему вала, выполняют дополнительные измерения: находят расстояния между опорами вала, расстояние от опоры до зубчатого колеса, диаметры вала на различных участках и т. п. Прикладывают найденные в параграфе 5.2 силы в зацеплении зубчатых колес.

Затем определяют:

- а) реакции опор в вертикальной плоскости от сил F_a и $F_r - R^b$;
- б) реакции опор в горизонтальной плоскости от силы $F_t - R^r$;
- в) изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях $M_{и}^{\Gamma}$ и $M_{и}^B$;
- г) суммарный изгибающий момент в опасном сечении

$$M_{и} = \sqrt{(M_{и}^{\Gamma})^2 + (M_{и}^B)^2}; \quad (17)$$

- д) эквивалентный момент

$$M_{эКВ} = \sqrt{M_{и}^2 + T_K^2}. \quad (18)$$

Здесь крутящий момент T_K для соответствующего вала берут из табл. 3;

- е) рассчитывают диаметр вала в опасном сечении из выражения

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{эКВ}}{0,1[\sigma_{-1и}]}}. \quad (19)$$

Считая, что вал изготовлен из стали 45, принимают $[\sigma_{-1и}] = 60$ МПа. Сравнивают диаметр вала, полученный по формуле (19), с действительным размером.

6. Последовательность выполнения работы

6.1. Отвинчивают крепежные винты и снимают крышку редуктора. Знакомятся с устройством и принципом работы редуктора. Вычерчивают эскиз редуктора (2 вида) и его кинематическую схему. Подсчитывают числа зубьев колес. Измеряют с помощью штангенциркуля и штангензубомера геометрические параметры зубчатых колес: диаметр вершин зубьев d_a , диаметр впадин d_f , межосевые расстояния a_w , ширину зубчатых колес b , нормальный шаг зацепления P_n , высоту зубьев h . Данные заносятся в табл. 4.

6.2. На основании выполненных измерений и формул, приведенных в параграфе 5.4, вычисляют передаточные числа быстроходной u_6 и u_7 тихоходной ступеней, а также всего редуктора, модуль нормальный m_H углы наклона зубьев β , диаметры делительных окружностей d и окружностей вершин зубьев d_a всех зубчатых колес.

Таблица 4

Измеренные параметры зубчатых зацеплений

Зубчатое колесо	Параметр						
	z , шт.	d_a , мм	d_f , мм	b , мм	P_n , мм	h , мм	a_w , мм
1							
2							
3							
4							

6.3. Выбрав из табл. 2 один из вариантов задания, осуществляют расчет кинематических и силовых параметров редуктора (табл. 3). Определяют усилия в зубчатых зацеплениях.

6.4. Для одного из валов (по указанию преподавателя) составляют расчетную схему, определяют реакции опор, строят эпюры изгибающих и крутящих моментов. Определяют диаметр вала в опасном сечении по эквивалентному моменту. Выполняют эскиз вала.

6.5. Оформляют отчет, в котором делают необходимые пояснения на все выполняемые расчеты.

7. Структура отчета

7.1. Вычертить кинематическую схему редуктора.

7.2. Заполнить табл. 4.

7.3. Вычертить чертеж редуктора в двух проекциях на формате А3.

7.4. Составить спецификацию.

7.5. Сделать вывод о проделанной работе.

Литература

1. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для машиностр. специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш. шк., 2002. – 408 с.

2. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – М. : Высш. шк., 1991. – 432 с.

3. Иосилевич, Г. Б. Прикладная механика : учеб. для вузов / Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Г. С. Маслов. – М. : Высш. шк., 1989. – 351 с.

Лабораторная работа № 4 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

1. Цель работы

- Ознакомиться с классификацией, кинематическими схемами, конструкцией, узлами и деталями червячных редукторов.
- Выяснить назначение всех деталей редуктора.
- Определить параметры зацепления.

2. Теоретические положения

2.1. Общие сведения

Червячная передача относится к передачам зацепления с перекрещивающимися осями валов. Угол перекрещивания обычно равен 90° .

Преимущества червячной передачи: возможность получения больших передаточных отношений в одной паре (до 1000); плавность и бесшумность работы, возможность самоторможения. Недостатки: низкий КПД (0,7...0,92), повышенный износ, склонность к заеданию, необходимость применения для изготовления колес дорогих антифрикционных материалов.

2.2. Конструкция и геометрия червяков

Для червяков силовых передач применяют углеродистые и легированные стали марок: 45, 20X, 40X, 40H и другие, закаленные до твердости 45...55 HRC с последующей шлифовкой и полированием, что обеспечивает высокую твердость рабочих поверхностей. В большинстве случаев червяк выполняют как целое с валом. При отсутствии оборудования для шлифования червяков вместо закалки применяют улучшение или нормализацию.

В качестве материалов для изготовления венцов червячных колес используют оловянистые бронзы. При скоростях скольжения $V_{ск} = 5...30$ м/с для венцов червячных колес применяют бронзу Бр010Н1Ф1, Бр010Н1Ф1. При $V_{ск} < 6$ м/с для зубчатых венцов применяют менее дорогие безоловянистые бронзы БрА9ЖЗЛ, БрА10Ж4Н4 и др. Для центра колеса применяют чугун или углеродистую сталь.

По форме поверхности, на которой нарезают резьбу, различают цилиндрические (рис. 1, а) и глобоидные червяки (рис. 1, б).

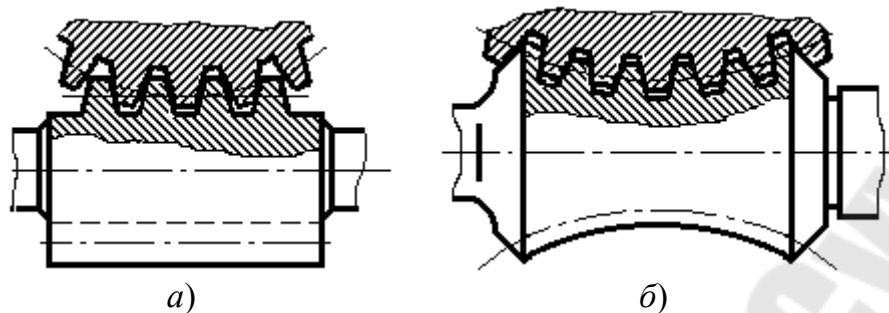


Рис. 1. Формы поверхности для нарезки резьбы

По форме профиля витков червяка в осевом сечении различают червяки с прямолинейным профилем (рис. 2, а) и криволинейным (рис. 2, б). Червяки с прямолинейным профилем называют **архимедовыми** червяками, так как в торцевом сечении витка получается спираль Архимеда. Червяки с криволинейным профилем называют **эвольвентными**, так как в торцевом сечении витка получается эвольвента.

Как и все винты, червяки могут быть одно- и многовитковыми (одно- и многозаходными). В зависимости от передаточного числа червячной передачи число витков (заходов) – z_1 может быть равно 1, 2 и 4.

Как правило, червяки изготавливают за одно целое с валом.

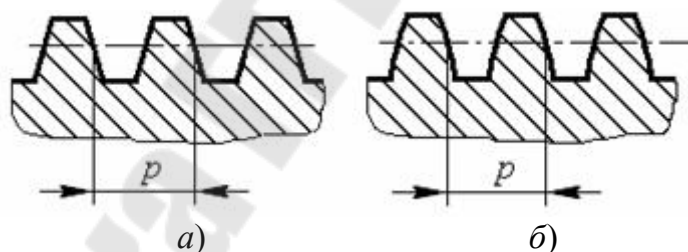


Рис. 2. Форма профиля витков червяка в осевом сечении

В целях экономии дорогостоящих цветных металлов червячные колеса диаметром более 150–200 мм выполняют составными (рис. 3) из стальной или чугунной ступицы 1, и бронзового венца 2. На рис. 3, а бронзовый венец посажен на стальной центр (ступицу) с натягом. Для предотвращения взаимного смещения в стыкуемые поверхности ввертывают винты 3. Головки винтов после завинчивания срезаются.

На рис. 3, б приведена болтовая конструкция составного колеса. Бронзовый венец прикрепляют к ступице болтами 4.

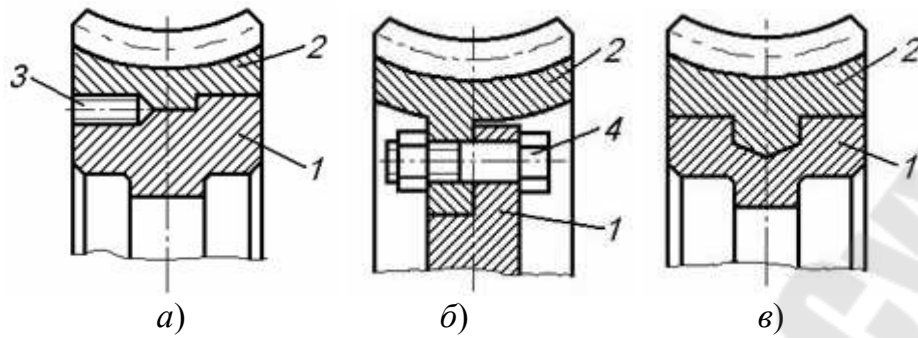


Рис. 3. Варианты составных колес

Биметаллическая конструкция колеса (рис. 3, в), в которой бронзовый венец отливают в форму с предварительно вставленным в нее стальным центром, наиболее рациональна. Применяется она в серийном производстве червячных передач.

2.3. Конструкция червячного редуктора

Основные кинематические схемы одноступенчатых червячных редукторов представлены на рис. 4. На схемах быстроходный вал обозначен Б, тихоходный – Т.

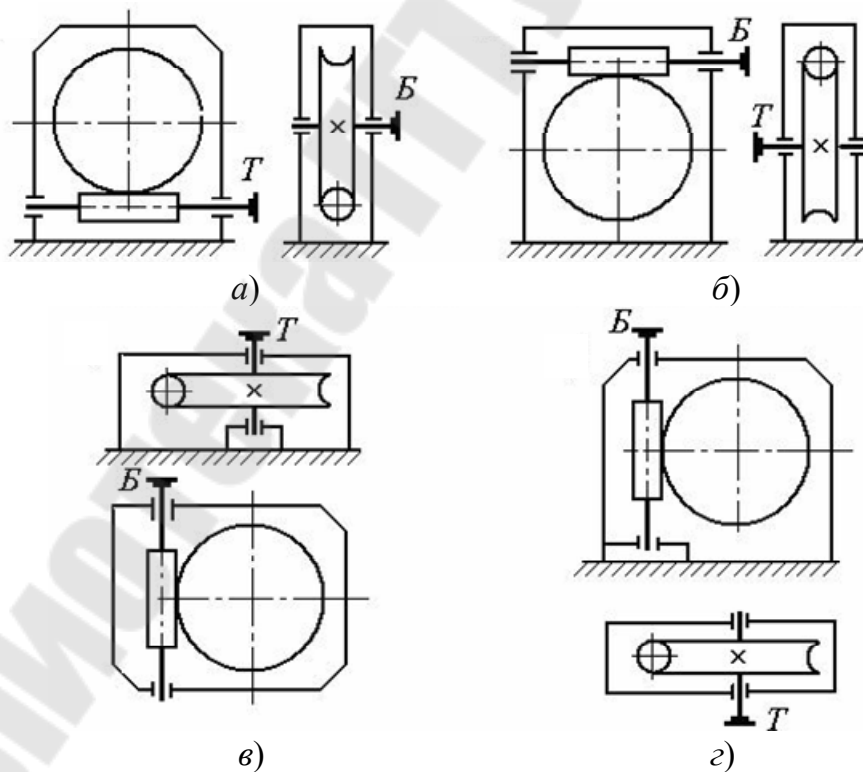


Рис. 4. Кинематические схемы одноступенчатых червячных редукторов

При окружных скоростях червяка до 4...5 м/с применяют редукторы с нижним расположением червяка (рис. 4, а). Смазывание червячной передачи проводится погружением червяка в масло.

При верхнем или вертикальном расположении червяка (рис. 4, з) смазывание зацепления обеспечивается погружением червячного колеса.

При окружных скоростях червяка более 5 м/с, наблюдаются большие потери на перемешивание смазки, поэтому червяк располагают над колесом (рис. 4, б).

Передачи с вертикальным расположением вала червячного колеса (рис. 4, в) или червяка (рис. 4, з) используют редко вследствие трудности смазывания подшипников вертикальных валов.

Червячные редукторы предназначены для уменьшения угловой (окружной) скорости и увеличения вращающего момента на ведомом валу.

Характеризуются редукторы передаточным числом, вращающим моментом, частотой вращения ведущего или ведомого валов.

Конструкция червячного редуктора приведена на рис. 5. Редуктор состоит из корпуса 1 и крышки 2, которые соединены болтами 3. Корпус и крышку выполняют литыми из чугуна (или алюминиевых сплавов). Вращательное движение от быстроходного вала-червяка 4 к тихоходному валу 5 осуществляется червячным колесом 6, которое установлено на валу при помощи шлицев. Червяк выполнен заодно с валом. Валы установлены в корпусе редуктора на конических роликоподшипниках 7 и 8.

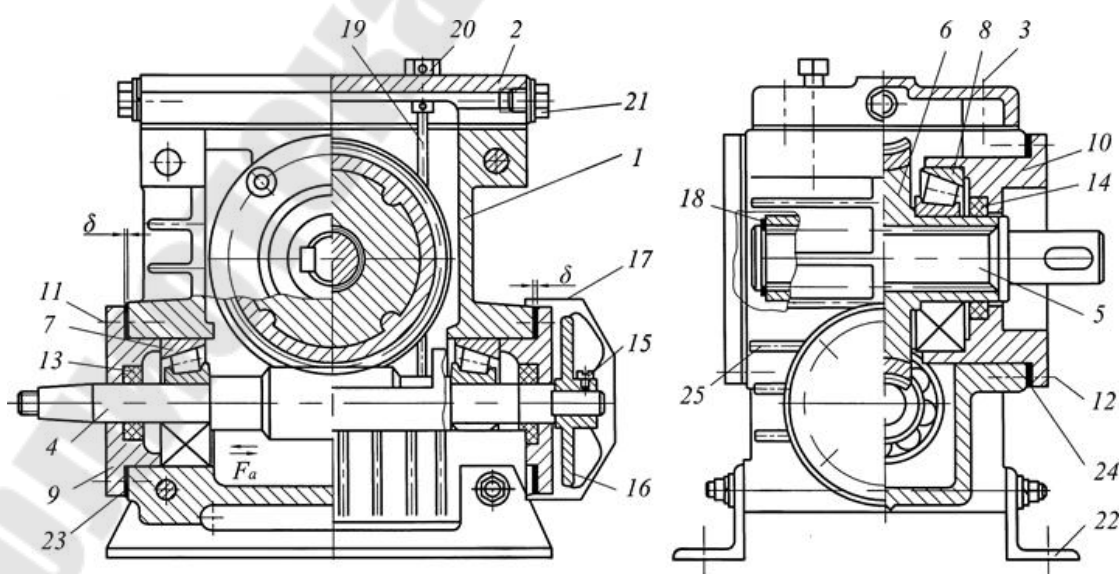


Рис. 5. Редуктор червячный

Накладные крышки 9 и стаканы 10 крепятся к корпусу с помощью болтов 11 и 12. Между корпусом, крышками 9, стаканами 10 устанавливаются наборы прокладок 23 и 24. В крышках и стаканах установлены манжеты 13 и 14. К валу червяка 4 винтом 15 крепится крыльчатка 16, которая служит для охлаждения редуктора. К корпусу редуктора крепится кожух крыльчатки 17. Кольцо пружинное 18 фиксирует червячное колесо от осевого смещения. Смазка редуктора картерная. Уровень масла контролируется маслоуказателем 19 с отдушиной 20. Отверстие под маслоуказатель используется для заливки масла. Слив масла производится через сливное отверстие, закрываемое пробкой 21. К корпусу редуктора 1 крепятся съемные лапы 22.

Рассмотрим охлаждение редуктора с помощью крыльчатки. Улучшению теплоотвода способствуют ребра 25, отлитые заодно с корпусом.

Основной способ смазки червячного зацепления – окунание червяка или колеса в масляную ванну картера редуктора. Масляная ванна должна иметь достаточную емкость во избежание быстрого старения масла и перемещения продуктов износа и осадков в зацепление и опоры валов. При нижнем расположении червяка уровень масла обычно назначают из условия полного погружения витков червяка. Уровень масла при верхнем расположении червяка назначают из условия полного погружения зуба червячного колеса.

В быстроходных червячных редукторах большой мощности применяют циркуляционную смазку. Для контроля уровня масла применяют маслоуказатели. Для заливки масла и контроля пятна контакта используют смотровой лючок или верхнюю крышку редуктора. В нижней части корпуса редуктора устанавливают пробку для слива масла. Через отдушину на крышке смотрового лючка в редукторах типа РЧН или РЧП выравнивают давление воздуха внутри корпуса редуктора по отношению к наружному. В редукторах типа РЧУ для этой цели предусматривается отверстие в щупе маслоуказателя.

Для устранения утечек масла и попадания внутрь редуктора пыли и грязи в сквозных крышках опор редуктора устанавливают уплотнения. Наиболее часто применяют уплотнения манжетного типа.

2.4. Конструкция опор валов червяка и колеса

Опорами валов червяка и колеса служат подшипники качения. В червячном зацеплении возникают как радиальные, так и осевые усилия, поэтому в опорных узлах используют радиально-упорные подшипники. Способ установки подшипников зависит от длины вала

и температурных режимов. Для валов, у которых расстояние между опорами небольшое (до 300 мм), работающих при небольших перепадах температуры, применяют установку подшипников – «враспор» (рис. 6, а). При этом торцы наружных колец подшипников упираются в торцы подшипниковых крышек, а торцы внутренних колец – в буртики вала.

Если расстояние между опорами вала большое (300 мм), то одна из опор выполняется фиксирующей, а другая плавающей (рис. 6, б). Фиксирующая опора (левая) может быть образована из двух радиально-упорных подшипников, воспринимающих двухсторонние осевые усилия. Плавающая опора (правая) реализуется радиальным шарикоподшипником с незакрепленным наружным кольцом. При возникновении теплового удлинения вала плавающий подшипник может свободно перемещаться в корпусе.

Вал червячного колеса обычно имеет небольшую длину. Поэтому в опорах устанавливают по одному радиально-упорному подшипнику. Их устанавливают «враспор».

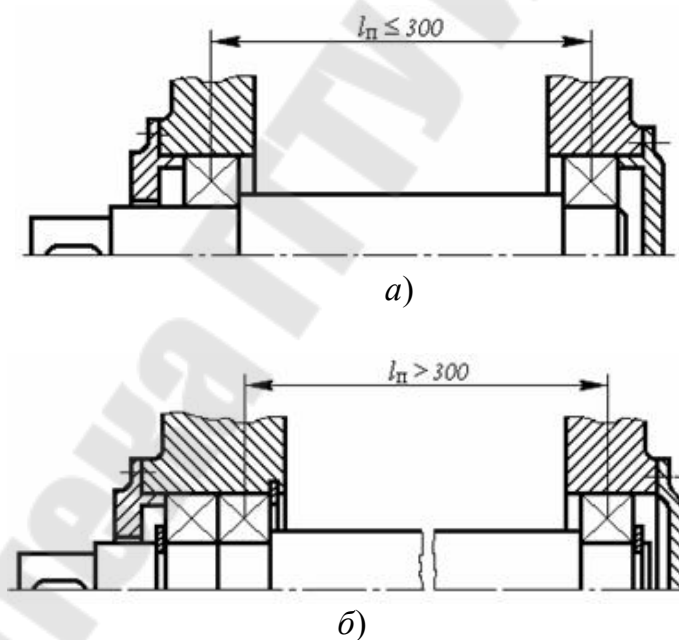


Рис. 6. Конструкция опор валов червяка и червячного колеса

2.5. Корпуса червячных редукторов

В серийном производстве корпуса червячных редукторов изготавливают литыми из серого чугуна, иногда из стали или алюминия. Корпуса выполняются двух типов: разъемные и неразъемные. Разъемные корпуса (рис. 7) состоят из собственно корпуса 1 и крышки 2, соединенных с помощью стяжных болтов 3.

Для исключения сдвига крышки относительно корпуса устанавливают два штифта 4. Плоскость разъема располагается горизонтально и проходит по оси вала колеса.

При сборке редуктора плоскость разъема смазывается пастой «герметик» или лаком, для устранения утечек масла, залитого в корпус. Использование прокладок в плоскости разъема не допускается. Сборка червячного колеса в корпусе осуществляется при снятой крышке.

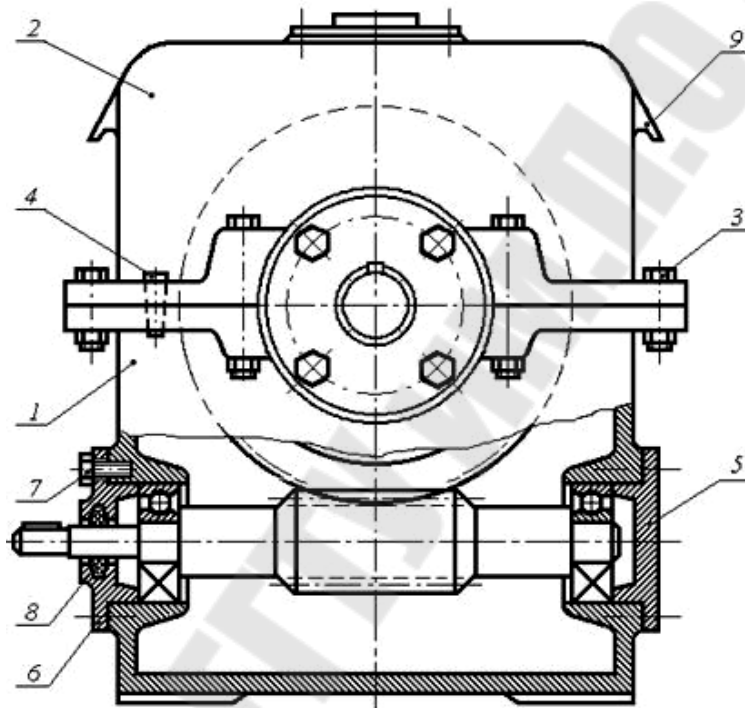


Рис. 7. Корпус червячного редуктора

Отверстия под подшипники червяка и вала колеса закрываются торцевыми подшипниковыми крышками. Торцевые крышки бывают глухие 5 и сквозные 6 и крепятся к корпусу болтами 7. В сквозной крышке имеется отверстие для прохода наружу выходного конца вала. Между отверстием в крышке и выходным концом вала всегда есть зазор. Чтобы через этот зазор не вытекало масло и не проникали внутрь извне пыль и грязь, крышки снабжаются уплотнительными устройствами 8. Чаще всего применяют манжетные, сальниковые или лабиринтные уплотнения.

Для подъема и перемещения редуктора служат специальные приливы 9, расположенные на крышке корпуса.

В неразъемных корпусах размеры посадочных диаметров торцевых крышек подшипников вала колеса делаются больше наружного

диаметра колеса. Это позволяет вставлять (или извлекать) червячные колеса внутрь корпуса через отверстия, выполненные для торцевых крышек.

3. Методика выполнения исследований и обработка результатов

3.1. Основные правила по технике безопасности

К основным правилам по технике безопасности относятся следующие:

- При отвинчивании винтов, крепящих крышки подшипников, и болтов, стягивающих части корпуса, редуктор не должен перемещаться по столу.
- Перед измерением червяка и червячного колеса их сборочные единицы должны укладываться на специальные подставки.

3.2. Разборка и сборка редуктора

Рукой или ключом гаечным выверните отдушину 20 маслоуказателем 19 и выньте их из корпуса редуктора (рис. 5).

При помощи отвертки открутите винты и снимите кожух 17 крыльчатки 16.

Отверткой ослабьте винт 15 (3...5 оборотов), крепящий на червяке крыльчатку 16, и снимите ее вместе с винтом.

Отверните болты 3, крепящие крышку корпуса 2, и снимите ее. Если крышка находится внизу и является дном корпуса редуктора, то редуктор поверните на 180°. Один из студентов должен крепко удерживать его в перевернутом положении, а другой – отвернуть болты и снять крышку. После этого редуктор снова поставьте на лапы 22.

Специальным съемником снимите с вала 5 пружинное кольцо 18 и выньте вал из ступицы червячного колеса 6.

Ключом торцовым изогнутым отверните болты 12, крепящие стаканы 10. С помощью отвертки, вставляя ее в зазоры между фланцами стаканов и корпусом редуктора, выньте стаканы из корпуса редуктора. Внутренние кольца подшипников 8 остаются на ступице червячного колеса.

Через проем в корпусе редуктора выньте червячное колесо. Если проем находится внизу, то осторожно поднимайте редуктор вверх, при этом червячное колесо выпадет из корпуса редуктора на стол. Соблюдайте осторожность при выполнении этой операции. Поставьте редуктор лапами на стол.

Ключом торцовым изогнутым отверните болты 11, крепящие крышки подшипников 9, выньте их и вал-червяк 4 с подшипниками 7 из корпуса редуктора. Подшипники с червяка не снимайте.

Редуктор разобран, лапы остались присоединенными к корпусу редуктора. Детали разложены в порядке отсоединения их. Это облегчит сборку редуктора.

Сборка редуктора выполняется в обратной последовательности.

3.3. Определение геометрических параметров червячной передачи.

Произвести измерения:

3.3.1. Определить число заходов червяка z_1 . Отметив мелом один зуб на червячном колесе, вращая его, посчитать число зубьев z_2 .

3.3.2. Измерить шаг червяка p , мм (рис. 8).

3.3.3. Измерить диаметр вершин червяка d_{a1} , мм (рис. 10).

3.3.4. Измерить длину нарезанной части червяка b_1 , ширину венца колеса b_2 , мм.

Произвести расчеты:

3.3.5. Определить передаточное число редуктора

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \quad (1)$$

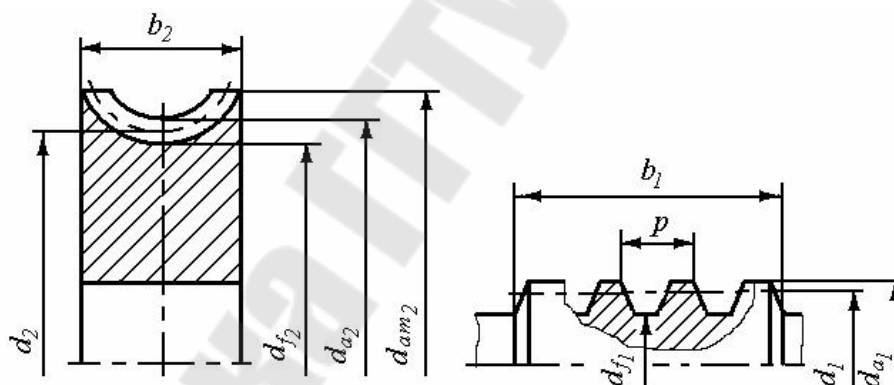


Рис. 8. Геометрические параметры червяка и червячного колеса

3.3.6. Рассчитать модуль m , мм:

$$m = \frac{p}{\pi}, \quad (2)$$

полученную величину m согласовывают с ближайшим стандартным значением: $m = 2; 2,5; 3,15; 4; 6,3; 8; 10; 12,5$ мм.

3.3.7. Определить коэффициент диаметра червяка q из формулы

$$d_{a1} = d_1 + 2m = qm + 2m, \quad (3)$$

где d_1 – делительный диаметр червяка, мм.

Отсюда коэффициент диаметра червяка q :

$$q = \frac{d_{a1} - 2m}{m}, \quad (4)$$

полученную величину q согласовывают с ближайшим стандартным значением: $q = 8; 10; 12,5; 16; 20$.

3.3.8. Определить межосевое расстояние a , мм:

$$a = 0,5(z_2 + q)m. \quad (5)$$

3.3.9. Рассчитать угол подъема винтовой линии червяка γ , град:

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (6)$$

3.3.10. Рассчитать геометрические параметры червяка и червячного колеса (рис. 5), мм:

– делительные диаметры:

$$d_1 = qm; d_2 = mz_2; \quad (7)$$

– диаметры окружностей вершин:

$$d_{a1} = d_1 + 2m, d_{a2} = d_2 + 2m; \quad (8)$$

– диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m; d_{f2} = d_2 - 2,4m. \quad (9)$$

3.3.11. Рассчитать наибольший диаметр колеса, мм:

$$d_{ct2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}. \quad (10)$$

4. Содержание отчета

4.1. Титульный лист.

4.2. Цель работы.

4.3. Кинематическая схема редуктора.

4.4. Отразить способ установки подшипников качения на вал-червяк – («враспор», плавающая опора).

4.5. Результаты измерений и вычислений: табл. 1, 2.

4.6. Вычертить чертеж редуктора в двух проекциях на листе формата А3.

Таблица 1

Замеренные параметры червячного редуктора

Параметры	Единица измерения	Обозначение	Значение
Число заходов червяка	шт.		
Число зубьев червячного колеса	шт.		
Шаг червяка	мм		
Диаметр окружности вершин червяка	мм		
Длина нарезанной части червяка	мм		
Ширина венца колеса	мм		

Таблица 2

Рассчитанные параметры червячного редуктора

Параметры	Единица измерения	Обозначение	Значение
Передаточное число редуктора			
Модуль	мм		
Коэффициент диаметра червяка			
Межосевое расстояние	мм		
Угол подъема винтовой линии червяка	град		
Диаметры делительные	мм		
Диаметры вершин	мм		
Диаметры впадин	мм		
Наибольший диаметр колеса	мм		

5. Вопросы для самоконтроля

1. Каково назначение червячной передачи?
2. Перечислите достоинства и недостатки червячной передачи.
3. Назовите материалы для изготовления червяка и червячного колеса.
4. Когда применяют редуктор с нижним расположением червяка, с верхним расположением червяка?
5. Чем вызвано редкое использование редуктора с вертикальным расположением вала червячного колеса или червяка?
6. Как осуществляется смазка редуктора с нижним и верхним расположением червяка?
7. Перечислите детали и узлы, из которых состоит червячный редуктор.
8. Как осуществляется охлаждение редуктора?
9. Укажите способы установки подшипников качения на вал-червяк.

10. Чем вызвана необходимость установки подшипников качения враспор; с плавающей опорой?
11. Дайте определение понятия «передаточное число».
12. Как определяется модуль червячной передачи?
13. Как определяется коэффициент диаметра червяка q ?
14. Как определяется угол подъема винтовой линии червяка γ ?
15. Как определяются основные геометрические параметры червяка и червячного колеса?
16. Почему уровень масла при нижнем расположении червяка должен ограничиться центром тел качения подшипников?
17. Чем обусловлено различное расположение червяка относительно червячного колеса? Начертите схемы расположения и объясните их особенности.
18. Почему венцы червячных колес изготавливаются из бронз?
19. Назначение и области применения червячных редукторов.
20. Что такое число витков (заходов) червяка?
21. Что такое модуль зацепления и как его замерить на червяке?
22. Чему равна полная высота зуба в модулях?
23. Конструкция червячных редукторов.
24. Способы увеличения теплоотдачи при работе редуктора.

Литература

1. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для машиностр. специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш. шк., 2002. – 408 с.
2. Гузенков, П. Г. Детали машин : учеб. для вузов / П. Г. Гузенков. – М. : Высш. шк., 1986. – 395 с.
3. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. Т. 2 / В. И. Анурьев. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1980. – 559 с.

Лабораторная работа № 5

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОНИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

1. Цель работы

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

2. Теоретические положения

2.1. Общие сведения

2.1.1. Типы редукторов, кинематические схемы

Конические зубчатые колеса применяют в тех случаях, когда по условиям компоновки машин необходима передача мощности между валами, оси которых расположены под углом. Обычно применяют передачи с пересекающимися осями и межосевым углом, равным 90° . Передачи с углами, отличающимися от 90° , возможны, но применяются очень редко ввиду сложности изготовления корпусов.

По сравнению с цилиндрическими конические передачи дороже в изготовлении, масса и габариты их больше, монтаж сложнее из-за необходимости регулировки зацепления. При скоростях до 5 м/с применяют прямозубые конические передачи, в остальных случаях применяют косозубые передачи или с круговыми наклонными зубьями.

Конические передачи весьма чувствительны к несовпадению вершин начальных конусов, которое может явиться результатом неточности изготовления и монтажа, деформации вала под нагрузкой или температурных деформаций. Указанные особенности всегда следует учитывать при выборе размеров валов, схем опор и типов подшипников.

Пример конструкции одноступенчатого конического редуктора показан на рис. 1. В многоступенчатых редукторах конической выполняют обычно быстроходную ступень (рис. 1, а, б, д). Но иногда коническую передачу выполняют в качестве тихоходной ступени (рис. 1, в, з). Из условий компоновки коническую шестерню обычно размещают на консоли ведущего вала, что неблагоприятно сказывается на концентрации нагрузки по длине зуба. Колеса с круговыми

зубьями менее чувствительны к концентрации нагрузки. Встречаются схемы и с вертикальным расположением тихоходного вала (рис. 1, б).

Передаточное число конической пары следует ограничивать, так как с ростом u возрастают нагрузки на опоры и валы. Рекомендуется принимать $u \leq 5-6$ (максимум 8-10).

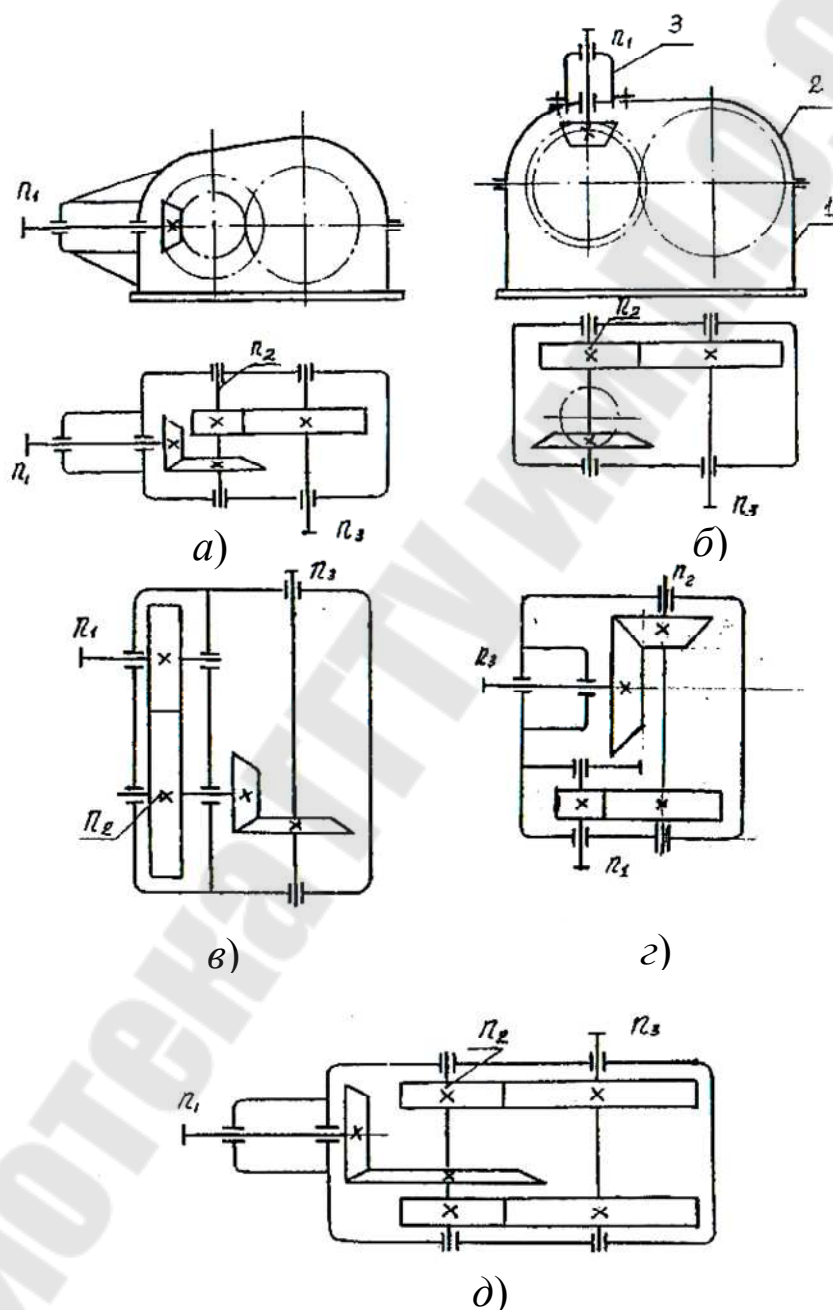


Рис. 1. Двухступенчатый конический редуктор

Конструкция одноступенчатого конического редуктора представлена на рис. 2.

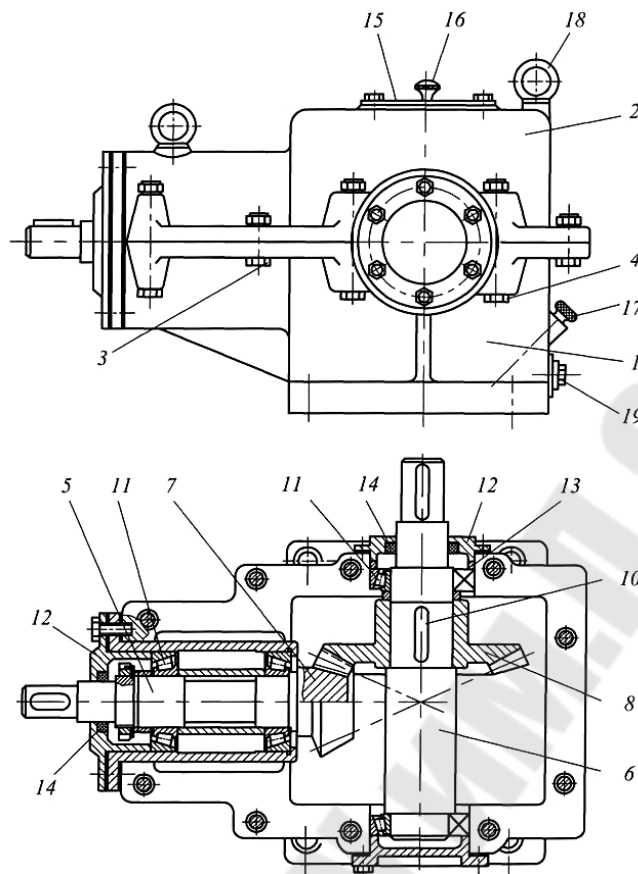


Рис. 2. Одноступенчатый конический редуктор

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.

2.1.3. Материалы и конструкция корпуса, крышек, зубчатых колес редукторов

Корпус конического или коническо-цилиндрических редукторов служит для размещения в нем деталей передач, для защиты их от загрязнения и для обеспечения смазки. Корпусы редукторов выполняют при серийном производстве литыми из серых чугунов марок СЧ 15-32, СЧ 18-36 (средней прочности); для работы при вибрационных и ударных нагрузках литыми из высокопрочных чугунов типа ВЧ 40-10 или из сталей марок Сталь 20Л, 25Л, сварными из штампованных стальных заготовок; при единичном и мелкосерийном производстве сварными или литосварными из стальных листов и литых заготовок. Для максимального снижения веса корпуса отливают из легких сплавов.

Простыми и удобными при обработке и монтаже являются разъемные корпуса редукторов. В плоскости разъема располагаются оси всех валов и стаканы быстроходного вала. При вертикальном расположении быстроходного вала (рис. 1, б) корпус редуктора выполняют с горизонтальным разъемом, быстроходный вал помещается в отдельный корпус 3, который присоединяется к крышке корпуса редуктора 2. При горизонтальном расположении плоскости разъема и валов редуктора корпус 1 и крышка корпуса редуктора 2 (рис. 1, б) имеют прилив 3, служащий для размещения быстроходного вала.

Для повышения жесткости и улучшения теплоотвода корпуса выполняют с ребрами жесткости.

2.1.4. Конструкция конических зубчатых колес

Конструкция зубчатых колес конической передачи зависит от их размеров, материала, технологии изготовления и эксплуатационных требований. Возможны два конструктивных положения шестерен конических зубчатых передач: вместе с валом (вал-шестерня) и отдельно от него (насадная шестерня), когда размер шестерни достаточен. Качество (жесткость, точность, прочность соединения и т. д.) вала-шестерни оказывается выше, а стоимость изготовления ниже, чем вала и насадной шестерни, поэтому все шестерни редукторов в большинстве своем выполняют заодно с валом.

Насадные шестерни применяют, например, в тех случаях, когда по условиям работы шестерня должна быть подвижной по оси вала.

2.2. Конструирование опор валов конических передач

Схемы осевого фиксирования валов конических шестерен приведены на рис. 3. В узлах конических передач широкое применение находит консольное закрепление вала-шестерни (рис. 3, *а–в*). Конструкция узла в этом случае получается простой, компактной и удобной для сборки и регулировки. Недостатком консольного расположения шестерни является поточенная концентрация нагрузки по длине зуба шестерни. Если шестерню расположить между опорами (рис. 3, *г*), то концентрация нагрузки уменьшается вследствие уменьшения прогиба вала и угла поворота сечения в месте установки конической шестерни. Однако выполнение опор по этой схеме приводит к значительному усложнению конструкции и на практике встречается сравнительно редко. Преимущественное применение имеет схема по рис. 3, *а*.

Валы конических шестерен короткие, поэтому температурные осевые деформации не играют такой роли, как при длинных валах. Расстояния между подшипниками сравнительно малы, а нагрузки, действующие на вал и его опоры, велики. Концентрацию нагрузки при консольном расположении шестерни стремятся уменьшить повышением жесткости узла. Повышенные требования к жесткости диктуются и высокой точностью осевого расположения конических шестерен, необходимой по условиям работы конического зацепления.

При проектировании узла выбирают направление наклона зубьев и направление вращения шестерни одинаковыми, чтобы осевая сила в закреплении была направлена от вершины делительного конуса. В конструкциях узлов конических шестерен применяют радиально-упорные подшипники, главным образом конические роликоподшипники как более грузоподъемные и менее дорогие, обеспечивающие большую жесткость опор.

При относительно высоких частотах вращения ($n > 1500$ об/мин) для снижения потерь в опорах, а также при необходимости высокой точности вращения применяют более дорогие шариковые радиально-упорные подшипники [10, с. 108].

Как уже отмечалось, в силовых конических передачах преимущественное применение находит установка подшипников по схеме «врастяжку» (рис. 3, *а*). Радиальная реакция считается приложенной к валу в точке пересечения его оси *а*.

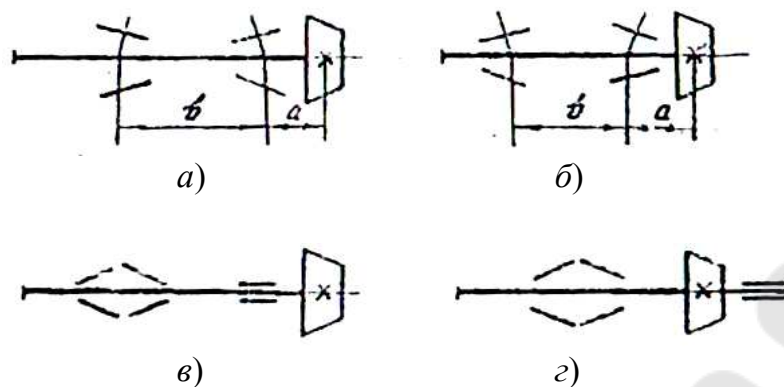


Рис. 3. Типовые схемы расположения опор

2.3. Точность конических передач

Допуски конических и гипоидных зубчатых колес, передач и пар установлены СТ СЭВ 186–75 при модулях $m = 1–56$ мм, среднем делительном диаметре до 4000 мм для колес с прямыми, тангенциальными и криволинейными зубьями. Установлено 12 степеней точности колес и передач, причем для 1–3 степеней точности допуски и предельные отклонения не даны. Эти степени предусмотрены для будущего развития. Для каждой степени точности, как и для цилиндрических колес и передач установлены нормы: кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев колес в передаче. Допускается комбинирование указанных норм из различных степеней точности. При этом нормы плавности могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта нельзя назначать более грубыми, чем нормы плавности.

Независимо от степеней точности колес и передач установлены шесть видов сопряжений зубчатых колес в передаче: *A*, *B*, *C*, *D*, *E* и *H* и соответствующие им гарантированные боковые зазоры

Пример обозначения точности конической передачи:

8-7-6-B СТ СЭВ 186–75.

3. Методика выполнения исследований и обработка результатов

3.1. Оборудование и принадлежности

Для выполнения лабораторной работы необходимы: коническо-цилиндрический редуктор, мерительный и слесарный инструмент.

3.2. Порядок выполнения работы

3.2.1. Ознакомиться с общими сведениями о коническо-цилиндрических редукторах.

3.2.2. Ознакомиться по чертежу с конструкцией конического или коническо-цилиндрического редуктора, назначением его узлов и деталей.

3.2.3. Замерить габаритные и присоединительные размеры редуктора и составить габаритный чертеж.

3.2.4. Произвести разборку редуктора в следующей последовательности:

– отвернуть болты 18 крепления смотрового лючка 12, снять люк с отдушиной (рис. 2);

– отвернуть болты 19–21 крепления подшипниковых крышек быстрого, промежуточного и тихоходного валов и снять крышки 22–24 вместе с регулируемыми прокладками;

– снять крышку 2 редуктора, отжав ее с помощью болтов 10;

– вынуть быстроходный, промежуточный и тихоходный валы вместе со стаканом, зубчатыми колесами и подшипниками;

– вывернуть спускную пробку 14 с уплотнительным кольцом 15 и маслоуказатель 16;

– вычертить кинематическую схему редуктора.

3.2.5. Определить основные параметры зацеплений конической передачи редуктора (рис. 2) в следующей последовательности:

3.2.6. Подсчитать числа зубьев конической шестерни z_1 и колеса z_2 .

3.2.7. Подсчитать передаточное отношение быстроходной конической ступени редуктора u_B .

3.2.8. Рассчитать углы делительного конуса шестерни δ_1 и колеса δ_2 по формулам:

$$\delta_2 = \arctg(u_B), \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (1)$$

3.2.9. Измерить нутромером наибольшую высоту зуба h_e шестерни и колеса, определить их среднее значение (рис. 4).

3.2.10. Измерить штангенциркулем внешние диаметры вершин шестерни d_{a1} и колеса d_{a2} , ширину зубчатого венца b (рис. 4).

3.2.11. Определить приближенное значение внешнего окружного модуля:

$$(m_{te})_1 = \frac{d_{a1}}{z_1 + 2 \cos \delta_1} = \frac{d_{a1}}{z_1 + 2 \sin \delta_2}; \quad (2)$$

$$(m_{te})_2 = \frac{d_{a2}}{z_2 + 2 \cos \delta_2}, \quad (m_{te}) = \frac{h_B}{2,2}.$$

Среднее значение полученных величин округлить до ближайшего по СТ СЭВ 310–76.

3.2.12. Определить внешние делительные диаметры:

$$d_{e1} = z_1 \cdot m_{te}, \quad d_{e2} = z_2 \cdot m_{te}. \quad (3)$$

3.2.13. Рассчитать средние делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_{m1} = d_{e1} - b_w \cdot \sin \delta_1, \quad d_{m2} = d_{e2} - b_w \cdot \sin \delta_2, \quad (4)$$

и средний окружной модуль:

$$m_{tm} = \frac{a_{m2}}{7}. \quad (5)$$

3.2.14. Определить наибольшую высоту головки h_{ae} и ножки h_{fe} зуба:

$$h_{ae} = m_{te} \cdot h_{te} = 1,2 \cdot m_{te}. \quad (6)$$

3.2.15. Рассчитать внешнее R_e и среднее R_m конусные расстояния передачи:

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}, \quad (7)$$

$$R_m = R_e - 0,5b_w. \quad (8)$$

3.2.16. Замерить размеры и выполнить чертеж одного из валов редуктора (по указанию преподавателя) в сборе с зубчатым колесом и подшипником.

3.2.17. Установить типы и обозначения подшипников качения на быстроходном, промежуточном и тихоходном валах редуктора.

3.2.18. Произвести сборку редуктора в обратной последовательности.

3.2.19. Составить отчет о проделанной работе

4. Содержание отчета

4.1. Наименование и цель работы.

4.2. Кинематическая схема редуктора.

4.3. Габаритный чертеж редуктора.

4.4. Основные параметры зацепления быстроходной конической передачи (табл. 1).

Таблица 1

Параметры зацепления быстроходной конической передачи

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единицы измерения	Номер формулы, страница	Величина параметра
1	Тип передачи*	—	—	—	
2	Угол исходного контура по ГОСТ 13759–68	α	град	—	20
3	Число зубьев	шестерни	z_1	—	подсчит.
		колеса	z_2	—	подсчит.
4	Передаточное число конической передачи	u_B	—	2, с. 42	
5	Угол делительного конуса	колеса	δ_1	град	1, с. 66
		шестерни	δ_2	град	1, с. 66
6	Наибольшая высота зуба	h_e	мм	замерить	
7	Внешний диаметр окружности вершин	шестерни	d_{ae1}	мм	замерить
		колеса	d_{ae2}	мм	замерить
8	Внешний делительный диаметр	шестерни	d_{e1}	мм	3, с. 67
		колеса	d_{e2}	мм	3, с. 67
9	Ширина зубчатого венца	b_w	мм	замерить	
10	Внешний окружной модуль**	m_{te}	мм	2, с. 66	
11	Средний делительный диаметр	шестерни	d_{m1}	мм	4, с. 67
		колеса	d_{m2}	мм	4, с. 67
12.	Средний окружной модуль	m_{tm}	мм	5, с. 67	
13	Наибольшая высота головки зуба	h_{ae}	мм	6, с. 67	
14	Наибольшая высота ножки зуба	h_{fe}	мм	6, с. 67	
15	Внешнее конусное расстояние	R_e	мм	7, с. 67	
16	Среднее конусное расстояние	R_m	мм	7, с. 67	

* Прямозубая, с тангенциальным зубом, с круговым зубом.

** Округляется до стандартного значения по СТ СЭБ 310–76 (табл. 1, с. 43).

4.5. Типы подшипников и их обозначения на валах: быстроходном, промежуточном и тихоходном.

4.6. Чертеж вала редуктора в сборе с зубчатыми колесами и подшипниками.

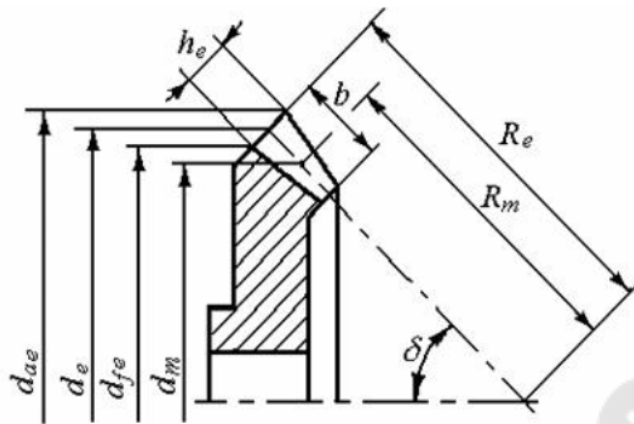


Рис. 4. Коническое зубчатое зацепление

5. Вопросы для самоконтроля

1. Когда применяют конические передачи? Их достоинства и недостатки.
2. Назовите все известные схемы конических и коническо-цилиндрических редукторов. Перечислите их достоинства и недостатки.
3. Какие подшипники применяют в конических и коническо-цилиндрических редукторах?
4. Как регулируют зазоры в зацеплении и подшипниках?
5. Какие крышки применяют для подшипников быстроходного, промежуточного и тихоходного валов? Их достоинства и недостатки.
6. Из каких материалов изготавливают корпуса редукторов? Способ их изготовления.
7. Зачем делают на корпусе и крышке корпуса редуктора ребра?
8. С какой целью делается прилив 3 (рис. 2) на корпусе 1 и крышке корпуса 2?
9. Когда делают вал-шестерни?
10. С какой целью сделан лючек 12 с отдушиной 13?
11. Как смазываются зубчатые колеса редуктора и подшипники?
12. Зачем сделаны приливы на корпусе и крышке редуктора под подшипниковые болты 6, 8?
13. Как обеспечивается герметичность плоскости стыка крышки и корпуса редуктора и выходных концов редуктора?

ЛИТЕРАТУРА

1. Дмитриев, И. Д. Детали машин / И. Д. Дмитриев. – Л. : Судостроение, 1970.
2. Иванов, М. П. Детали машин. Курсовое проектирование / М. П. Иванов, В. Н. Иванов. – М. : Высш. шк., 1975.
3. Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – 3-е изд. доп. и перераб. – М. : Машиностроение, 1975.
4. Руководство по лабораторным работам по курсу «Детали машин». Ч. 2. Передачи / под ред. Д. Н. Решетова, В. Л. Гадолина. – М. : Ротапринт МВГУ им. Н. Э. Баумана, 1971.
5. Тростин, В. П. Изучение типовых конструкций подшипниковых узлов : метод. указания к лаборатор. работе № 13 по дисциплине «Детали машин» для студентов специальностей 0501, 0502, 0503, 0566 / В. П. Тростин, В. Ф. Буренков. – Гомель : ротапринт ГФ БПИ, 1980.
6. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1978.
7. Иванов, М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов. – 3-е изд. доп. и перераб. – М. : Высш. шк., 1976.
8. Детали машин : учеб. пособие к лаборатор. работам / под ред. В. С. Полякова. – Л., 1976.
9. Решетов, Д. Н. Лабораторные работы по курсу «Детали машин» / Д. Н. Решетов. – М. : Высш. шк., 1964.
10. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для машиностр. специальностей вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 4-е изд. перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1985.
11. Боков, В. Н. Детали машин: Атлас : учеб. пособие для машиностр. техникумов / В. Н. Боков [и др.] ; под ред. В. М. Журавля. – М. : Машиностроение, 1983.
12. Детали машин: Атлас конструкций : учеб. пособие для машиностр. вузов. / В. Н. Беляев [и др.] ; под ред. Д. Н. Решетова. – 4-е изд. перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1979.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Пример оформления лабораторной работы

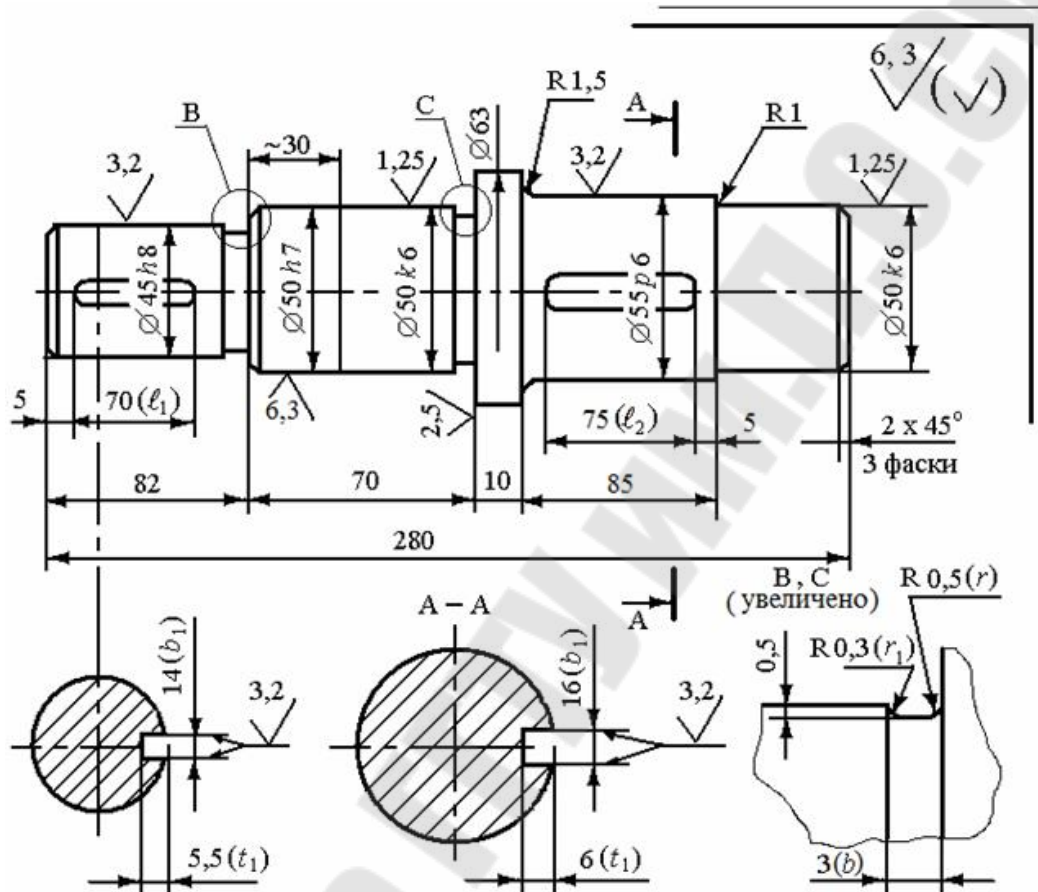


Таблица П.1.1

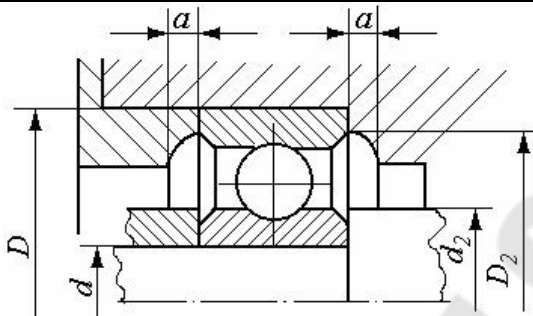
Параметры вала

Элементы вала	Обозначения	Значения, мм	
		замеренные	номинальные
Заплечики под подшипники	d_2		
Выходной конец вала	размер фаски радиус галтели	c r	
Шпоночный паз	ширина глубина длина	b t_1 l	
Канавка	галтель галтель ширина	r r_1 b	

Приложение 2

Таблица П.2.1

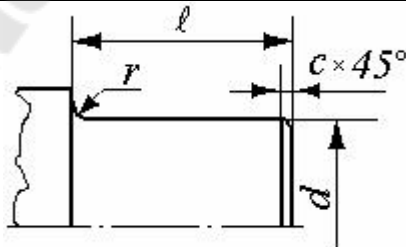
Запечки для установки подшипников качения, мм



d	D	d_2 , не менее	d_2 , не более	D_2 , не более	D_2 , не менее	a , не менее
15	35	19,0	—	31	—	
17	40	21,0	21,5	36	—	
20	47	25,0	25,5	42	—	
25	52	30,0	30,5	47	—	
30	62	35,0	36,0	57	—	2,0
35	72	42,0	—	65	—	
40	80	46,5	47,5	73	—	
45	85	52,0	53,0	78	—	
50	90	57,0	—	83	—	3,0
55	100	63,0	—	91	—	
60	110	68,0	—	101	—	

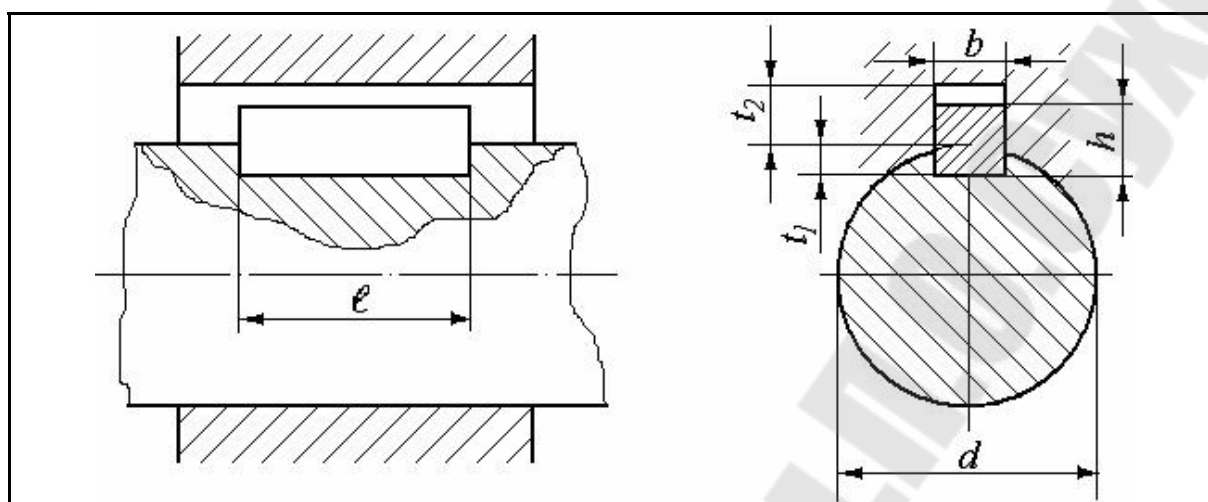
Таблица П.2.2

Цилиндрические концы валов (ГОСТ 12080–66), мм



d	l	r	c	d	l	r	c
20	36	1,6	1,0	40	82	2,0	1,6
22	36	1,6	1,0	45	82	2,0	1,6
25	42	1,6	1,0	50	82	2,5	2,0
28	42	1,6	1,0	55	82	2,5	2,0
32	58	2,0	1,6	60	105	2,5	2,0
36	58	2,0	1,6	70	105	2,5	2,0

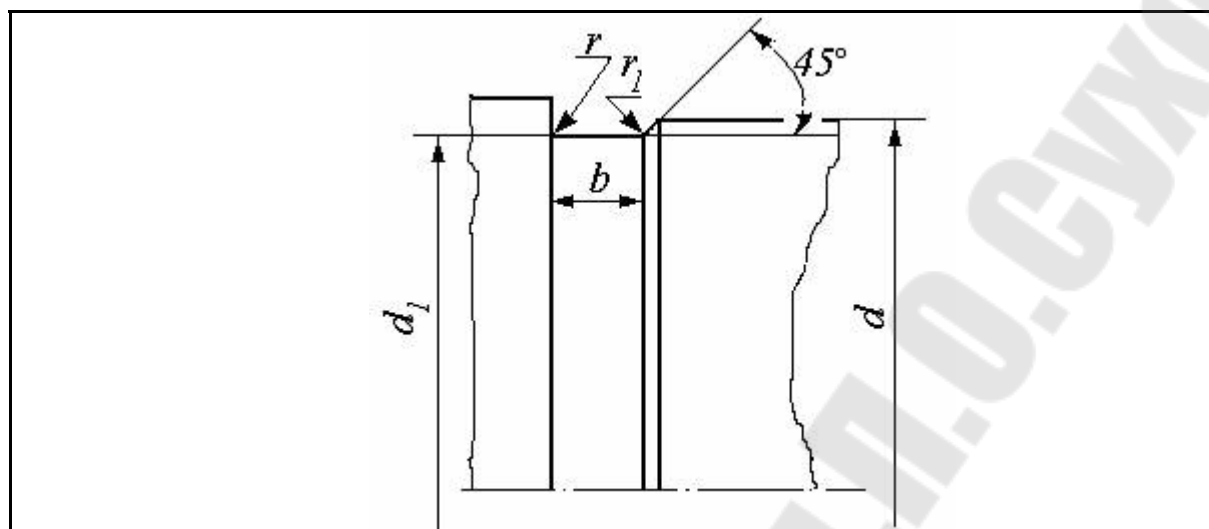
**Шпоночные соединения с призматическими шпонками
(ГОСТ 23360–78), мм**



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

Примечание. Длины призматических шпонок выбирают из следующего ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.

Канавки для выхода шлифовального круга (по ГОСТ 8820–69)



Размеры, мм				
d	d_1	r	r_1	b
До 10	$d - 0,5$	0,5	0,3	2
Свыше 10 до 50		1	0,5	3
Свыше 50 до 100	$d - 1$	1,6	0,5	5
Свыше 100		2,0	1	8

Таблица П.2.5

Рекомендуемая шероховатость поверхности

Вид поверхности	R_a , мкм
Посадочные, нетрущиеся поверхности изделий не выше 8-го качества (поверхности под колеса, муфты и др.) Свободные несопрягаемые торцовые поверхности валов	6,3; 3,2
Посадочные поверхности валов под подшипники качения класса точности 0 при: – d до 80 мм – d св. 80 мм	1,25 2,5
Торцы заплечиков валов для базирования подшипников качения класса точности 0	2,5
Торцы заплечиков валов для базирования зубчатых, червячных колес при отношении длины отверстия ступицы к его диаметру: – $l/d < 0,7$ – $l/d > 0,7$	1,6 3,2
Поверхности валов под резиновые манжеты	0,6
Канавки, фаски, радиусы галтелей	6,3
Поверхности шпоночных пазов на валах: – рабочие – нерабочие	3,2 6,3
Рабочие поверхности витков цилиндрических червяков	0,63
Поверхности выступов зубьев колес, витков червяков, зубьев звездочек цепных передач	3,2

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
Правила по технике безопасности для студентов при проведении лабораторных работ	5
Правила выполнения лабораторных работ	6
<i>Лабораторная работа № 1. Изучение конструкций подшипников качения</i>	<i>7</i>
<i>Лабораторная работа № 2. Изучение конструкций валов.....</i>	<i>26</i>
<i>Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции цилиндрического редуктора.....</i>	<i>34</i>
<i>Лабораторная работа № 4. Изучение конструкции червячных редукторов.....</i>	<i>48</i>
<i>Лабораторная работа № 5. Изучение конструкции конических редукторов.....</i>	<i>60</i>
Литература	70
Приложения	71

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

Комраков Владимир Викторович
Прядко Наталья Владимировна

МЕХАНИКА

**Лабораторный практикум
по одноименному курсу для студентов
немашиностроительных специальностей
дневной формы обучения**

Электронный аналог печатного издания

Редактор *Н. Г. Мансурова*
Компьютерная верстка *Е. Б. Яцук*

Подписано в печать 17.05.13.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 4,42. Уч.-изд. л. 4,69.

Изд. № 66.

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:

Издательский центр

Учреждения образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48