

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

С. А. Осоко, А. Ф. Дулевич

ДЕТАЛИ МАШИН

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

*Рекомендовано
учебно-методическим объединением
по химико-технологическому образованию
в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений высшего образования
по специальности 1-36 06 01 «Полиграфическое оборудование
и системы обработки информации»*

Минск 2014

УДК 621.83(075.8)
ББК 34.44я73
О-75

Рецензенты:

кафедра механики материалов и деталей машин БГАТУ
(заведующий кафедрой кандидат технических наук,
доцент *В. Н. Основин*);
кандидат технических наук, доцент кафедры
деталей машин, подъемно-транспортных машин
и механизмов БНТУ *Г. В. Тилигузов*

Все права на данное издание защищены. Воспроизведение всей книги или ее части не может быть осуществлено без разрешения учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет».

Осоко, С. А.

О-75 Детали машин. Лабораторный практикум : учеб.-метод. пособие для студентов специальности 1-36 06 01 «Полиграфическое оборудование и системы обработки информации» / С. А. Осоко, А. Ф. Дулевич. – Минск : БГТУ, 2014. – 172 с.
ISBN 978-985-530-357-3.

В издании приведены общие требования к выполнению чертежей деталей. Рассмотрены основные метрологические показатели средств измерений. Представлена информация о методах измерений и способах измерений штанген- и микрометрическим инструментом. Приведены типовые конструкции редукторов, деталей машин общего назначения. Рассмотрены методики выполнения проверочных расчетов валов и подшипников. Представлены основные сведения о резьбовых соединениях, работающих на сдвиг и раскрытие стыка.

**УДК 621.83(075.8)
ББК 34.44я73**

ISBN 978-985-530-357-3 © УО «Белорусский государственный технологический университет», 2014
© Осоко С. А., Дулевич А. Ф., 2014

ПРЕДИСЛОВИЕ

Научно-технический прогресс во всех отраслях промышленности предъявляет серьезные требования к уровню подготовки инженерных кадров, важное место в которой занимает курс «Детали машин», завершающий цикл общеинженерных дисциплин и позволяющий приступить к изучению специальных предметов.

Основными задачами лабораторных работ являются экспериментальное подтверждение теоретических выводов, полученных при изучении лекционного материала; развитие навыков работы с приборами и установками; приобретение умения практической оценки результатов опытов; изучение физической сущности работы деталей и узлов машин; ознакомление с методиками выполнения работ различного характера; обобщение полученных результатов.

В пособии приведено тринадцать лабораторных работ, охватывающих основные разделы дисциплины «Детали машин». В лабораторных работах содержатся методика и порядок их выполнения, описание и чертежи установок, кратко рассматривается теоретический материал, приведены контрольные вопросы для самоподготовки.

Лабораторные работы выполняются группами по 2–3 человека. Все расчеты, замеры и обработка результатов осуществляются студентами самостоятельно с обязательным оформлением индивидуального отчета.

Преподаватель заранее сообщает графики выполнения работ на весь период. Студенты должны самостоятельно готовиться к выполнению лабораторной работы (согласно графику), используя настоящий практикум и рекомендуемую литературу.

К выполнению лабораторной работы допускаются студенты, успешно прошедшие собеседование с преподавателем. После выполнения работы каждый студент оформляет отчет и представляет его на подпись преподавателю.

Отработка лабораторных работ, пропущенных по уважительной причине, производится в специально установленное кафедрой время.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

До начала выполнения лабораторных работ студенты должны ознакомиться с правилами техники безопасности и получить необходимый инструктаж, после чего следует расписаться в соответствующем журнале.

При выполнении разборки редуктора детали необходимо устанавливать *только плоской поверхностью на плоскую поверхность*, так как иное расположение может привести к скатыванию и падению детали на пол.

Чтобы предотвратить захват элементов одежды, пальцев, предметов элементами зацепления, запрещается производить подсчет количества зубьев на колесе, не достав его из корпуса редуктора.

Категорически запрещается включать установки в электрическую сеть и начинать выполнение работы без разрешения преподавателя. Перед включением установки необходимо проверить ее заземление; при работе не прикасаться к электрооборудованию и клеммам.

В случаях обнаружения неисправностей оборудования, инструментов необходимо поставить в известность преподавателя, проводящего занятия. При получении травмы необходимо оказать первую помощь пострадавшему, известить преподавателя и отправить пострадавшего в медпункт.

После окончания работ следует отключить установки от электрической сети, убрать рабочее место.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Требования к выполнению чертежей деталей

Чертеж детали выполняется на бумаге форматов А2, А3 или А4 в соответствии с требованиями ГОСТ 2.109 и представляет документ, содержащий все сведения, необходимые для ее изготовления и контроля.

Деталь располагается на чертеже в положении, соответствующем ее положению при изготовлении.

В графической части чертежа, кроме основного изображения, должны быть представлены:

- все необходимые виды, разрезы и сечения (ГОСТ 2.305);
- правильно и в полном объеме проставленные размеры, необходимые для изготовления и контроля;
- технологические и монтажные требования;
- обоснованные посадки и предельные отклонения (ГОСТ 2.307);
- необходимые допуски формы и расположения поверхностей (ГОСТ 2.308);
- соответствующая шероховатость поверхностей (ГОСТ 2.309);
- обозначения покрытий, термической и других видов обработки (ГОСТ 2.310, 9.032, 9.306);
- обозначение швов сварных и неразъемных соединений (ГОСТ 2.312, ГОСТ 2.313);
- наименование и марка материала с указанием стандарта на материал и сортамент.

Чертежи типовых деталей: зубчатых колес, червяков и червячных колес, звездочек, зубчатых соединений, пружин – должны выполняться в соответствии с ГОСТ 2.401–ГОСТ 2.409 и содержать таблицу параметров этих типовых деталей.

Все надписи на чертежах выполняются чертежным шрифтом (ГОСТ 2.304).

Для изготовления деталей на чертежах указываются ее номинальные размеры. **Номинальный размер** (d_n , D_n) – это размер, полученный в результате расчета на прочность, жесткость, устойчивость или принятый из конструктивных соображений, округленный обычно до стандартного или принятый конструктивно и поставленный на чертеже. Так как в реальных условиях изготовить

деталь с размерами, равными номинальным размерам, невозможно из-за погрешностей станка, приспособлений, инструмента, метода измерения и т. д., вводятся понятие предельных размеров (d_{\max} , D_{\max} , d_{\min} , D_{\min}), между которыми должно находиться значение действительного размера годной детали (d_d , D_d). Стандартами принято обозначать все, что относится к отверстию, прописной, а все, что относится к валу, строчной буквой латинского алфавита: d_{\max} и D_{\max} – наибольший предельный размер соответственно для вала и отверстия; d_{\min} и D_{\min} – наименьший предельный размер соответственно для вала и отверстия.

Тогда условие годности действительного размера можно записать:
для вала

$$d_{\max} \geq d_d \geq d_{\min},$$

для отверстия

$$D_{\max} \geq D_d \geq D_{\min}.$$

Действительный размер – это размер, полученный в результате изготовления детали и измеренный с определенной точностью.

Для изготовления и контроля детали информация о предельных (допускаемых) размерах должна быть известна из чертежа. Однако для упрощения чертежей на них обозначают не предельные размеры, а предельные отклонения размера от номинального значения (es и ES – верхнее предельное отклонение соответственно вала и отверстия, ei и EI – нижнее предельное отклонение вала и отверстия), которые определяются как алгебраическая разность между предельными размерами и номинальным:

для вала:

$$es = d_{\max} - d_n;$$

$$ei = d_{\min} - d_n,$$

для отверстия:

$$ES = D_{\max} - D_n;$$

$$EI = D_{\min} - D_n.$$

В процессе работы детали относительно друг друга могут находиться неподвижно или перемещаться. Существуют три посадки: с зазором, натягом или переходная. **Посадка** – это характер соединения деталей, определяемый получаемыми в нем зазором или натягом.

Величина отклонений размера от номинального может быть как положительной, так и отрицательной. Разность между наи-

большим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним предельными отклонениями называется **допуском размера** (IT) и находится по формулам:

для вала:

$$IT = es - ei = d_{\max} - d_{\min};$$

для отверстия:

$$IT = ES - EI = D_{\max} - D_{\min}.$$

Величина допуска зависит от номинального размера и качества точности. При увеличении допуска на размер требования к точности снижаются, и деталь в изготовлении будет простой и дешевой.

Стандартом установлено 19 квалитетов точности: 01, 0, 1, 2, ..., 17. При этом в среднем машиностроении квалитеты 5–11 используют для назначения допусков на сопрягаемые размеры деталей, а квалитеты 12–17 – для несопрягаемых (свободных) размеров.

Предельные отклонения обозначаются буквами латинского алфавита (для вала от a, b, c до s, t, u, v, x , для отверстия – от A, B, C до S, T, U, V, X) и квалитетом точности (для вала $a6, c5, s8$ и для отверстия $B8, T7, K9$ и т. д.).

Числовые значения предельных отклонений и допуски размеров деталей определяются единой системой допусков и посадок (ЕСДП, установленной ГОСТ 25347 и ГОСТ 25346) и указываются на рабочих чертежах деталей для всех размеров.

Величины верхнего и нижнего предельных отклонений сопрягаемых размеров могут быть оба положительными, оба отрицательными, разного знака, одно может быть равно нулю, а второе отрицательное или положительное (при этом нуль на чертеже не пишется) и указываются на чертежах непосредственно после номинального размера одним из трех способов:

1) числовыми значениями предельных отклонений в миллиметрах:

$$\begin{array}{ccc} 35_{-0,072}^{-0,020} & 75_{+0,030}^{+0,076} & 100_{-0,048}^{+0,006} \\ 20_{-0,033} & 75(\pm 0,023) & 75^{+0,076} \end{array}$$

2) в виде условного обозначения поля допуска, состоящего из буквы и цифры, например: $20h8$; $35f9$; $50H7$; $40K6$;

3) одновременным указанием условного обозначения поля допуска и соответствующих ему цифровых значений предельных отклонений (в скобках), например:

$$20h8(-0,033) \quad 35f9\left(\begin{smallmatrix} +0,020 \\ -0,072 \end{smallmatrix}\right).$$

Выбор способа записи зависит от типа производства и метода контроля.

Предельные отклонения размеров, неуказанных на чертежах, обозначаются в технических требованиях в виде записи:

$$\text{Общие допуски по ГОСТ 30893.1: } H14, h14, \pm \frac{IT14}{2}.$$

При этом для всех размеров ссылка должна быть на один квалитет точности.

На сборочных чертежах характер сопряжения обозначается в виде дроби: в числителе обозначают допуск отверстия, а в знаменателе – допуск вала одним из указанных выше способов, например:

$$90 \frac{H7}{s6}; \quad 90 \frac{+0,035}{+0,093}; \quad 90 \frac{H7}{s6} \left(\begin{smallmatrix} +0,035 \\ +0,093 \\ +0,071 \end{smallmatrix} \right).$$

В посадках могут сочетаться поля допусков одинаковых или разных квалитетов в зависимости от технологии изготовления детали.

При изготовлении деталей неизбежно возникают погрешности не только линейных размеров, но и геометрической формы, а также в относительном расположении осей, поверхностей и конструктивных элементов деталей. Эти погрешности могут оказывать вредное влияние на работоспособность деталей машин. Например, цилиндрическая цапфа вала в процессе ее обработки может получить овальную форму в поперечном сечении и (или) седлообразную – в продольном. После монтажа подшипника качения на эту поверхность его внутреннее кольцо может деформироваться, что приведет к нарушению нормальных условий работы подшипника. Чтобы ограничить подобные отклонения, на чертежах задают предельные значения допуска формы и взаимного расположения поверхностей.

За величину отклонений формы или расположения принимают наибольшее расстояние от точек реальной поверхности (профиля или оси) до прилегающей (номинальной).

Данные о допусках формы или расположения поверхностей указывают в прямоугольной рамке, разделенной на две или три части (табл. 1).

При указании на чертеже допусков формы рамку разделяют на две части, в которые помещают: в первую – знак допуска, во вторую – числовое значение предельного отклонения в миллиметрах. Рамку соединяют с контурной линией элемента (или ее продолжением), к которому относится допуск, прямой или ломаной линией, заканчивающейся стрелкой (табл. 1, п. 1, 2, 3, 4, 5).

Таблица 1

Примеры обозначения условных знаков допусков формы и расположения поверхностей на чертежах (ГОСТ 2.308)

Вид допуска	Пример обозначения условных знаков	Вид допуска	Пример обозначения условных знаков
1. Допуск круглости		6. Допуск перпендикулярности	
2. Допуск цилиндричности		7. Допуск соосности	
3. Допуск прямолинейности		8. Допуск параллельности	
4. Допуск профиля продольного сечения цилиндрической поверхности		9. Допуск параллельности (//) и симметричности (≡)	
5. Допуск плоскостности		10. Допуск радиального и торцевого биения	

Примечание. На чертежах деталей вращения (валы, червяки, колеса и т. д.) следует располагать условные обозначения баз под изображением деталей, условные обозначения допусков формы и расположения – над изображением детали на одном или двух уровнях.

При указании допуска расположения рамку разделяют на две или три части (табл. 1, п. 6, 7, 8, 9, 10). В том случае, когда рамку возможно соединить с контурными линиями элемента, к которому относится отклонение, и базового элемента, рамка делится на две части. Линия, соединяющая рамку с базовым элементом, заканчивается знаком (зачерченный треугольник), расположенным основанием на контурной линии базового элемента (табл. 1, п. 6). Если невозможно базовый элемент соединить с рамкой допуска, то базу обозначают прописной буквой, заключенной в квадратную рамку, и эту же букву вписывают в третью часть рамки допуска (табл. 1, п. 7, 8, 9, 10).

Если базой является поверхность, то зачерченный треугольник, расположенный на ней, не должен совпадать с продолжением размерной линии (табл. 1, п. 10). Если базой является ось или плоскость симметрии, то зачерченный треугольник должен совпадать с продолжением размерной линии (табл. 1, п. 7, 9). Если нет необходимости выделять один из элементов в качестве базового, то зачерченный треугольник заменяют стрелкой (табл. 1, п. 8).

Если допуск относится к поверхности, а не к ее оси или плоскости симметрии, то соединительная линия не должна совпадать с продолжением размерной линии этой поверхности (табл. 1, п. 2, 10).

Если допуск относится к оси или плоскости симметрии, то стрелка соединительной линии должна совпадать с продолжением размерной линии (табл. 1, п. 3, 7).

Если необходимо задать для элемента два разных вида допусков, то рамку можно объединить (табл. 1, п. 9).

Повторяющиеся виды допусков, обозначаемые одним и тем же символом, имеющие одно и то же числовое значение и относящиеся к одним и тем же базам, но к разным элементам, можно указывать один раз в рамке, от которой отходит одна соединительная линия, разветвляемая затем ко всем нормируемым элементам (табл. 1, п. 10).

Числовые значения допусков формы и взаимного расположения в основном определяются в зависимости от принятой степени точности изготовления, геометрического размера, величины его допуска, вида сопрягаемых деталей.

Действительные поверхности деталей машин отличаются от номинальных (заданных в технической документации) наличием неровностей, образовавшихся при обработке поверхности и обусловленных колебанием инструмента и детали в процессе обра-

ботки, дефектами инструмента и другими причинами. Неровности, у которых отношение шага к их высоте менее 50, принято называть шероховатостью. Шероховатость поверхностей существенно влияет на эксплуатационные свойства деталей (снижает прочность, коррозионную стойкость, жесткость деталей, увеличивает интенсивность изнашивания).

Параметры, характеризующие шероховатость поверхности, установлены ГОСТ 25142. Наибольшее применение в машиностроении получили: **среднее арифметическое отклонение профиля Ra** (мкм) – среднее арифметическое абсолютных значений отклонения профиля в пределах базовой длины l ; **высота неровностей профиля по десяти точкам Rz** (мкм) – сумма средних арифметических абсолютных высот пяти наибольших выступов и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины l ; **базовая длина l** – длина участка поверхности, выделяемая для определения (нормирования) параметров шероховатости, устанавливается стандартом в зависимости от величины шероховатости.

Для обозначения на чертежах шероховатости поверхностей применяют знаки (рис. 1). Высота h равна высоте размерных чисел на чертеже, высота $H = (1,5-3,0)h$ – в зависимости от объема записи.

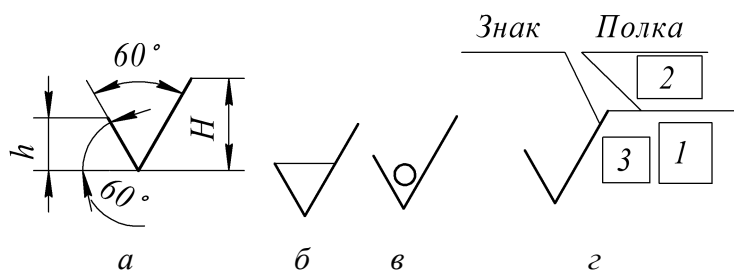


Рис. 1. Знаки, используемые для обозначения шероховатости на чертежах

Если вид обработки поверхности конструктором не устанавливается, применяют знак, показанный на рис. 1, *а*. Знак на рис. 1, *б* применяют тогда, когда поверхность должна быть образована обязательно удалением материала, например точением, фрезерованием, шлифованием и т. д. Если необходимо, чтобы поверхность была образована без удаления слоя материала (накатыванием, штамповкой и т. д.), или в тех случаях, когда поверхность не обрабатывается по данному чертежу, применяют знак на рис. 1, *в*.

Сведения о параметрах шероховатости указываются около соответствующего знака согласно позициям, указанным на рис. 1, *г*.

При этом на месте рамки 1 записываются базовая длина (если она не стандартная) и параметр (параметры) шероховатости по ГОСТ 25142 (после соответствующего символа). На месте рамки 2 указывается способ обработки поверхности (полировать/шабрить) и/или другие дополнительные указания. На месте рамки 3 записывают условное обозначение направлений неровностей.

Требования по шероховатости должны быть ясны из чертежа и указаны для всех поверхностей. Однако если несколько участков поверхности детали имеют одинаковую шероховатость, то ее на чертеже детали не ставят, а указывают в правом верхнем углу формата (рис. 2)

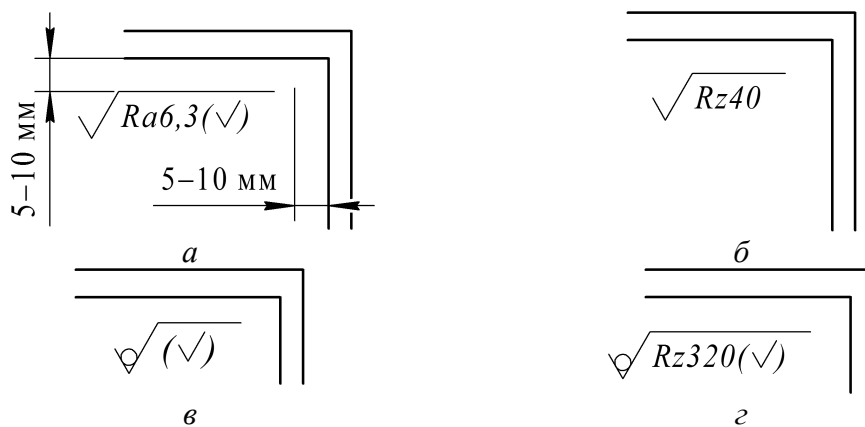


Рис. 2. Обозначение одинаковой шероховатости на чертежах

Знак (\checkmark) , взятый в скобки, означает, что все остальные поверхности детали, кроме тех, шероховатость которых обозначена непосредственно на изображении, имеют шероховатость, указанную перед скобкой (рис. 2, а).

Если ко всем участкам поверхности детали предъявляются одинаковые (равные) требования по всем параметрам шероховатости, то знак (\checkmark) , взятый в скобки, опускается (рис. 2, б).

Шероховатость поверхностей, не обрабатываемых по данному чертежу, указывают так, как показано на рис. 2, в, г, причем возможны два случая: первый (рис. 2, в), когда остальные поверхности сохраняются в состоянии поставки, второй (рис. 2, г) – когда поверхности получены без удаления слоя материала (например, литьем)

Обозначения шероховатостей одной и той же части поверхности или повторяющихся поверхностей (отверстий, зубьев и т. п.) наносят на чертеже только один раз (рис. 3). При этом они могут

наноситься на продолжении размерных линий (рис. 3, *a*), на вспомогательных линиях (рис. 3, *б*) типа выносных, на линиях стрелках (рис. 3, *в*) и на линиях контура изображения (рис. 3, *г*). Не следует ставить обозначения на линиях невидимого контура.

Условные обозначения параметров шероховатости следует располагать на верхних частях изображения детали, а на торцевых поверхностях – под изображением детали на тех видах и разрезах, где поставлены размеры, относящиеся к соответствующим частям деталей. Если шероховатость поверхности деталей на разных участках различна, то между этими участками проводится граница сплошной тонкой линией с нанесением соответствующего размера и указанием знака шероховатости (рис. 3, *г*).

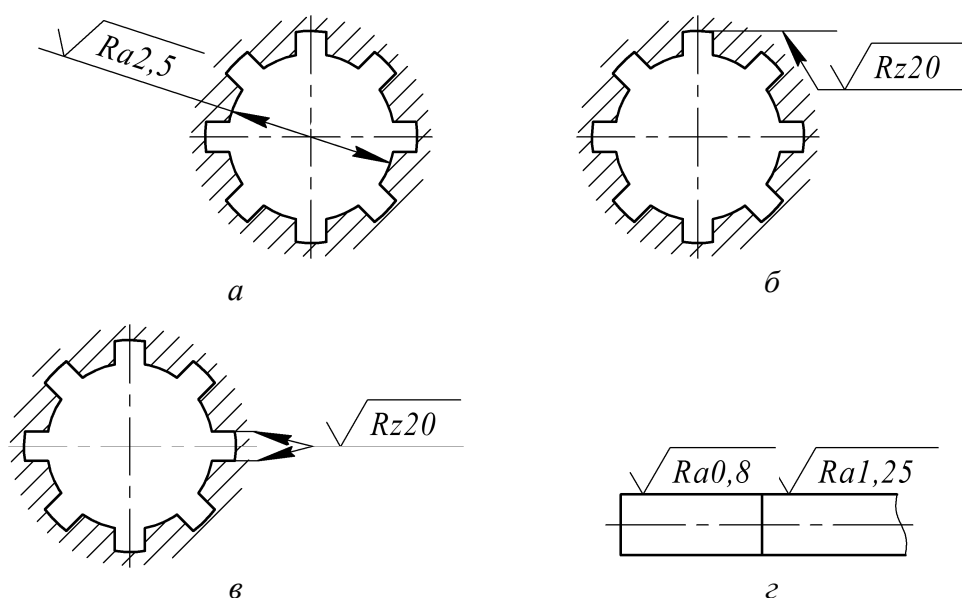


Рис. 3. Нанесение шероховатости на чертеже

Обозначение шероховатости рабочих поверхностей зубьев зубчатых и червячных колес, эвольвентных шлицев и других аналогичных поверхностей относится условно к делительной поверхности, как показано на рис. 4.

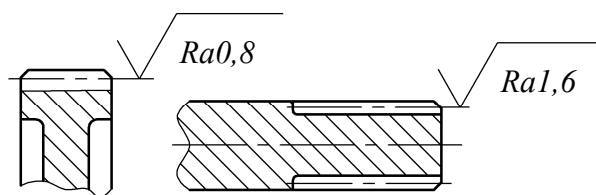


Рис. 4. Обозначение выносных параметров шероховатости

Наиболее предпочтительным параметром нормирования шероховатости является Ra , значения которого приведены в лабораторных работах. Шероховатость поверхностей, значения которых не приведены в рекомендациях, можно определять по формуле $Ra = 0,05IT$, округляя до ближайшего целого значения стандартного ряда (где IT – допуск размера). Свободные (нерабочие) поверхности выступов зубьев колес, витков червяков, звездочек цепных передач, шкива, фаски и выточки на колесах, отверстия под болты и винты принимают равными 6,3 мкм. Параметр Rz часто принимают $Rz < (0,1-0,2)IT$.

Основные метрологические показатели средств измерения

Все измерительные инструменты характеризуются следующими параметрами.

Цена деления шкалы (i) – изменение значения измеряемой величины, соответствующее перемещению указателя на одно деление шкалы прибора. Цена деления указывается на шкале прибора или в паспорте. Цена деления характеризует точность измерения, т. е. минимальное значение, которое можно измерить этим прибором.

Интервал деления шкалы (C) – расстояние между серединами двух соседних штрихов шкалы. Чем больше интервал шкалы, тем более точно можно определить результат измерений при заданной цене деления шкалы, но при этом увеличивается размер шкалы прибора.

Предел измерения шкалы прибора – значение измеряемой величины, соответствующее всей шкале прибора, или область значений шкалы, ограниченная ее начальным и конечным значениями. Он равен произведению цены деления на число делений шкалы.

Предел измерения прибора в целом – наименьшее и наибольшее значения величины, которые могут быть измерены прибором или инструментом.

У микрометров с ценой деления 0,01 мм пределы измерения шкалы составляют 25 мм, а пределы измерения прибора в целом различные в зависимости от конструкции инструмента; они могут быть 0–25, 25–50, 50–75, 75–100 мм и т. д.

Точность отсчета – точность, которая может быть достигнута на данном приборе в процессе измерения.

Точность отсчета определяется визуальной оценкой доли интервала деления шкалы, конструкции и качества выполнения отсчетного устройства, цвета поля шкалы и штрихов. Точность отсчета снижается от штрихов шкалы, когда наблюдение ведется под некоторым углом к шкале.

Порог чувствительности – наименьшее перемещение измерительной поверхности (наименьшее значение измеряемой величины), способное вызвать изменения в показании прибора.

Например, при перемещении измерительного наконечника пружинной головки инструментального микроскопа на величину цены деления 0,5 мкм указатель передвигается на одно деление шкалы, равное 1 мм. Чувствительность этого прибора (передаточное отношение) равно $1000 : 0,5 = 2000$.

Методы измерений

Достоверность измерения во многом определяется выбранным методом измерений.

Метод измерения – совокупность использования принципов и средств измерений.

Существуют следующие методы измерений.

Абсолютным методом называется метод, при котором истинное значение измеряемой величины сразу считывается по шкале инструмента или прибора. Он применяется, когда пределы измерения по шкале инструмента больше измеряемого размера. Примерами абсолютных измерений могут служить измерения длины, диаметров штангенциркулем, микрометром и т. д.

Относительный (сравнительный) метод состоит в определении отклонения измеряемого размера от размера, по которому инструмент был установлен на ноль. При относительном методе измеряющий прибор устанавливается на ноль по какому-либо эталону (например, блоку плиток). Затем вместо блока плиток помещается измеряемая деталь и фиксируется отклонение от установленной меры прибора. Действительный размер детали в этом случае находится суммированием размера установочной меры и показания прибора (с учетом знака отклонения).

Данный метод используется, когда предел измерения шкалы прибора меньше измеряемого размера.

Прямой метод измерения заключается в непосредственном получении значения измеряемой величины в процессе замеров. При этом измерение может производиться как абсолютным, так и относительным методом.

Косвенный метод состоит в определении искомой величины посредством измерения других величин, связанных с ней определенными математическими зависимостями. Этим методом пользуются, когда невозможно или очень сложно измерить непосредственно значение искомой величины.

Контактный метод измерения характеризуется непосредственным соприкосновением измерительных поверхностей инструмента или прибора с деталью под определенным измерительным усилием.

Бесконтактный метод измерения характеризуется отсутствием контакта между измерительными поверхностями инструмента или прибора с поверхностью измеряемой детали. Этот метод используется в оптических, пневматических, электрических, проекционных и других приборах.

Дифференцированный (поэлементный) метод измерения или контроля состоит в независимой проверке каждого элемента (размера) детали в отдельности. Заключение о годности детали делают по результатам всех измерений.

Комплексный метод измерения или контроля состоит в оценке годности детали одним измерением сразу нескольких параметров, например контроль деталей сложного профиля на проекторах или контроль специальными приспособлениями.

Измерение штанген- и микрометрическим инструментом

При оценке годности деталей по размерам для измерения действительных размеров с учетом требуемой точности широко применяются штанген- и микрометрические инструменты.

К основным штангенинструментам относятся: штангенциркули (рис. 5, а), штангенглубиномеры (рис. 5, б), штангенрейсмасы (рис. 5, в).

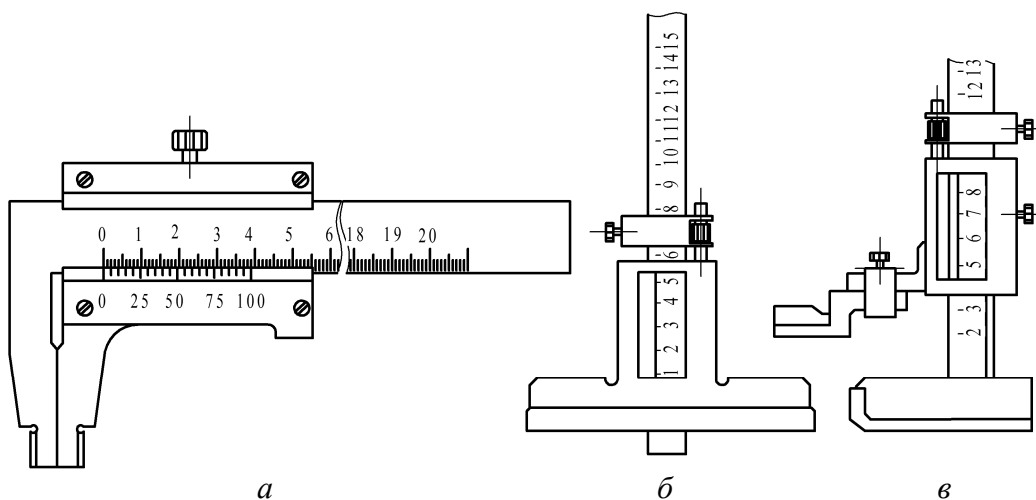


Рис. 5. Штангенинструменты:

а – штангенциркуль; *б* – штангенглубиномер; *в* – штангенрейсмас

Характерным признаком этого класса инструмента является наличие двух шкал: одна нанесена на штанге с интервалом 1 мм и вторая, шкала нониуса, – на перемещающейся рамке, по которой отсчитываются доли (десятые или сотые) миллиметра. **Интервал деления шкалы** нониуса может быть равен 0,9, 1,95 и, реже, 2,95 мм. В зависимости от числа делений нониуса **цена деления** может быть: при десяти делениях $i = 0,1$ мм, при двадцати – $i = 0,05$ мм.

Показания измеряемой величины на штангенинструменте определяются следующим образом: нулевая риска шкалы нониуса показывает целое число миллиметров на основной шкале на штанге, а совпавшее деление нониуса с делением на основной шкале – десятые или сотые доли миллиметра, которые находятся умножением числа делений шкалы нониуса на цену деления шкалы нониуса.

На рис. 6 приводится пример расположения основной шкалы на штанге и делений на шкале нониуса с ценой деления 0,1 мм. Из рисунка видно, что нулевой штрих нониуса находится между 10-м и 11-м штрихом, что обозначает целое число миллиметров (10), а совпадение 7-го штриха нониуса (при десяти делениях шкалы нониуса) дает $7 \cdot 0,1 = 0,7$ мм. Таким образом, действительный размер детали будет равен

$$d_{\text{дейст}} = 10 + 0,7 = 10,7 \text{ мм.}$$

Однако перед измерением штангенинструментом необходимо проверить его исправность. У исправного инструмента сдвинутые губки должны плотно соприкасаться по всей длине, а первый и

последний штрихи шкалы нониуса должны совпадать со штрихами на шкале штанги.

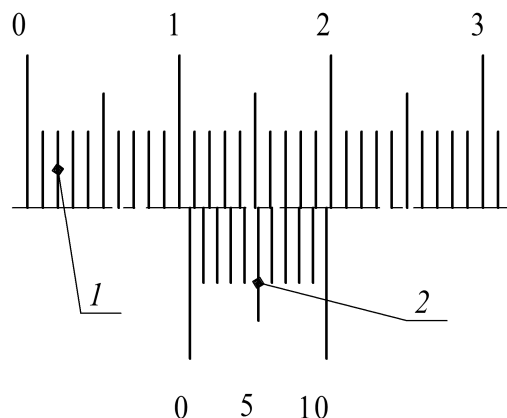


Рис. 6. Пример шкалы штангенинструмента:
1 – шкала штанги; 2 – шкала нониуса

К микрометрическим инструментам относятся: микрометры, микрометрические глубиномеры, микрометрические нутромеры, рычажные микрометры и микрометры со вставками, применяемые для измерения резьб.

Основным узлом в микрометрических инструментах является винтовая пара, преобразующая вращательное движение микровинта в поступательное.

Отсчетное устройство микрометрических инструментов (рис. 7) состоит из двух шкал: продольной 1 и круговой 2. Продольная шкала имеет два ряда штрихов. Нижний ряд – основная шкала и верхний ряд – вспомогательная шкала, имеющие цену деления 1 мм. Однако верхняя шкала смещена вправо относительно основной на 0,5 мм. На круговой подвижной шкале 50 делений. За один оборот барабан круговой шкалы перемещается вдоль продольной шкалы на 0,5 мм, поэтому цена деления микрометра равна

$$i = \frac{0,5}{50} = 0,01 \text{ мм.}$$

То есть при повороте барабана на одно деление он перемещается в продольном направлении на 0,01 мм, а для того чтобы барабан переместился вдоль продольной шкалы на 1 мм, необходимо выполнить два оборота. Вспомогательная продольная шкала позволяет определить, какой оборот совершает круговая шкала. Если то-

рец барабана переместится за штрих вспомогательной шкалы, то это указывает, что круговая шкала совершает второй оборот, и к значению на круговой шкале необходимо прибавить 0,5 мм.

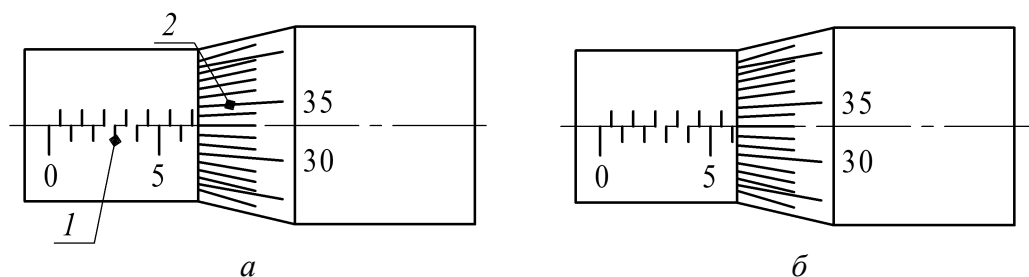


Рис. 7. Пример отсчета по микрометрической шкале:
a – размер 6,83 мм; *б* – размер 6,33 мм;
 1 – продольная шкала; 2 – круговая шкала

На рис. 7, *a* торец барабана показывает целое число миллиметров 6, а также виден штрих вспомогательной шкалы, следовательно, значение будет $6,5 + 0,33 = 6,83$ мм; если бы барабан был в положении как на рис. 7, *б*, то значение было бы 6,33 мм.

Изготовление зубчатых колес

Процесс изготовления зубчатых колес состоит из следующих этапов: получение заготовки; изготовление зуба; термообработка зуба (при необходимости); отделка зуба.

Заготовки зубчатых колес получают литьем, штамповкой, ковкой или методами порошковой металлургии в зависимости от материала, формы и размеров.

Зубья колес изготавливают накатыванием, нарезанием, реже литьем.

Накатывание зубьев. Применяется в массовом производстве. Предварительное формообразование зубьев цилиндрических и конических колес производится горячим накатыванием. Венец стальной заготовки нагревают токами высокой частоты до температуры 1200°C , а затем обкатывают между колесами-накатниками. При этом на венце выдавливаются зубья. Для получения колес более высокой точности производится последующая механическая обработка зубьев или холодное обкатывание – калибровка. Холодное накатывание зубьев применяется при модуле до 1 мм. Зубонакатывание – высокопроизводительный метод изготовления колес, резко сокращающий отход металла в стружку.

Нарезание зубьев. Существует два метода нарезания зубьев: копирование и обкатка. **Метод копирования** заключается в прорезании впадин между зубьями модульными фрезами: дисковыми (рис. 8, *а*) или пальцевыми (рис. 8, *б*). После прорезания каждой впадины заготовку поворачивают на шаг зацепления. Профиль впадины представляет собой копию профиля режущих кромок фрезы, отсюда и название – метод копирования. Метод копирования – малопроизводительный и неточный, применяется преимущественно в ремонтном деле.

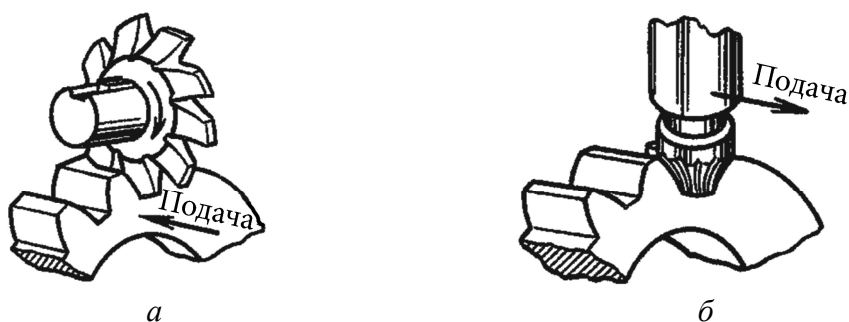


Рис. 8. Нарезание зубьев методом копирования:
а – дисковой фрезой; *б* – пальцевой фрезой

Нарезание зубьев **методом обкатки** основано на воспроизведении зацепления зубчатой пары, одним из элементов которой является режущий инструмент – червячная фреза (рис. 9, *а*), дисковый долбяк (рис. 9, *б*) или реечный долбяк – гребенка. Червячная фреза имеет в осевом сечении форму инструментальной рейки. При нарезании зубьев заготовка и фреза вращаются вокруг своих осей, обеспечивая непрерывность процесса.

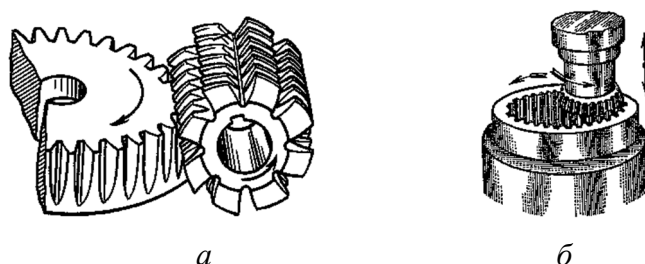


Рис. 9. Нарезание зубьев методом обкатки:
а – червячной фрезой; *б* – дисковым долбяком

Нарезание зубьев червячными фрезами широко применяется для изготовления цилиндрических колес с внешним расположением

ем зубьев. Для нарезания колес с внутренним расположением зубьев применяют дисковые долбяки. Гребенками нарезают прямозубые и косозубые колеса с большим модулем зацепления.

Нарезание зубьев конических колес методом обкатки производится строганием (рис. 10, *а*), фрезерованием (рис. 10, *б*) инструментом с прямобочным профилем или резцовыми головками (рис. 10, *в*).

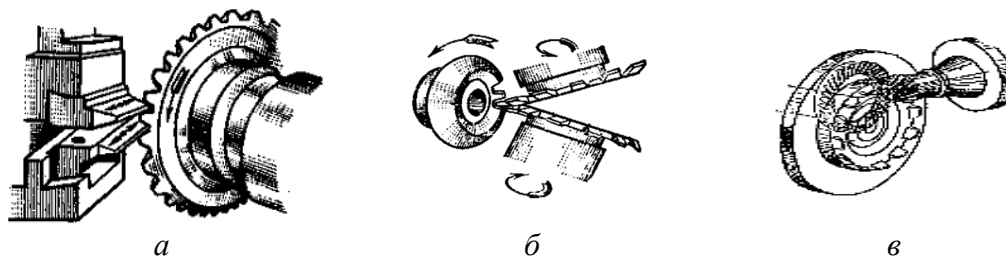


Рис. 10. Нарезание конических колес:
а – строганием; *б* – фрезерованием; *в* – резцовыми головками

Отделка зубьев. Зубья точных зубчатых колес после нарезания подвергают отделке шевингованием, шлифованием, притиркой или обкаткой.

Шевингование применяется для тонкой обработки незакаленных колес. Выполняется инструментом – шевером, имеющим вид зубчатого колеса с узкими канавками на поверхности зубьев. Вращаясь в зацеплении с обрабатываемым колесом, шевер снимает режущими кромками канавок волосообразные стружки с зубьев колеса.

Шлифование применяется для тонкой обработки закаленных зубьев. Выполняется шлифовальными кругами способом копирования или обкатки.

Притирка используется для отделки закаленных зубьев колес. Выполняется притиром – чугунным точно изготовленным колесом с использованием притирочных абразивных паст.

Обкатка применяется для сглаживания на рабочих поверхностях зубьев незакаленных колес. В течение 1–2 мин зубчатое колесо обкатывается под нагрузкой с эталонным колесом большой твердости.

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

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

Инструменты: ключ 17×19; штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм; штангенглубиномер с пределом измерения 0–25 мм.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по цилиндрическим зубчатым передачам [1, с. 151–160; 2, с. 123–129].

Общие сведения

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

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

где T – крутящий момент, Н · м; P – мощность на валу, кВт; ω – угловая скорость вала, с⁻¹.

Зубчатые редукторы имеют широкое применение во всех отраслях хозяйственной деятельности человека. Связано это с тем, что в целях экономической целесообразности электротехническая промышленность выпускает асинхронные электродвигатели с определенной синхронной частотой вращения (750, 1000, 1500,

3000 мин⁻¹), в то время как для совершения работы необходимо получить различные значения тяговой (окружной) силы и окружной скорости на рабочем органе в зависимости от требуемой производительности.

Окружная сила связана с крутящим моментом выражением

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

где d – диаметр, на который приложена окружная сила, м.

Основной кинематической характеристикой редуктора является передаточное число, так как с его увеличением повышается крутящий момент на выходном валу по зависимости

$$T_2 = T_1 U \eta_{1-2},$$

где T_1 и T_2 – соответственно крутящий момент на первом и втором валу; U – передаточное число передачи; η_{1-2} – коэффициент полезного действия при передаче движения от ведущего к ведомому валу.

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

диаметры делительной окружности ведущего и ведомого зубчатых колес.

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

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

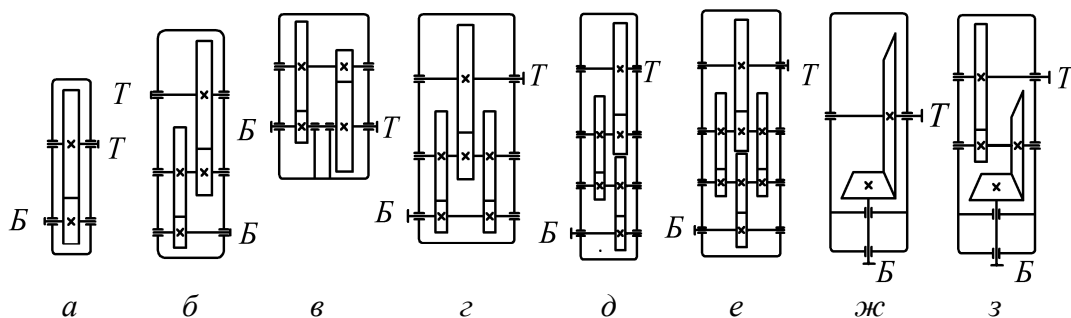


Рис. 1.1. Кинематические схемы цилиндрических и конических редукторов:
a – цилиндрический одноступенчатый; *б* – цилиндрический двухступенчатый по развернутой схеме; *в* – цилиндрический двухступенчатый соосный;
г – цилиндрический двухступенчатый с раздвоенной быстроходной ступенью;
д – цилиндрический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

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

При необходимости передать крутящий момент под углом от 10 до 170° применяют конические редукторы (рис. 1.1, *ж*). Наиболее широкое распространение получили редукторы, передающие крутящий момент под углом 90°, которые называются ортогональными. Когда необходимо, по условиям компоновки привода, чтобы ведущий и ведомый валы располагались перпендикулярно, а также для получения больших передаточных чисел используют коническо-цилиндрические редукторы (рис. 1.1, *з*).

Зубчатые редукторы изготавливаются с прямозубыми (рис. 1.2, *а*), косозубыми (рис. 1.2, *б*), шевронными (рис. 1.2, *в*) и круговыми (рис. 1.2, *г*) колесами. В прямозубом зацеплении зубья входят в зацепление сразу по всей длине. Из-за неточности изготовления и износа зубьев процесс выхода одной пары зубьев из зацепления и начала зацепления другой пары сопровождается ударами и шумом,

сила которых возрастает с увеличением окружной скорости. Поэтому они применяются при невысоких и средних скоростях.

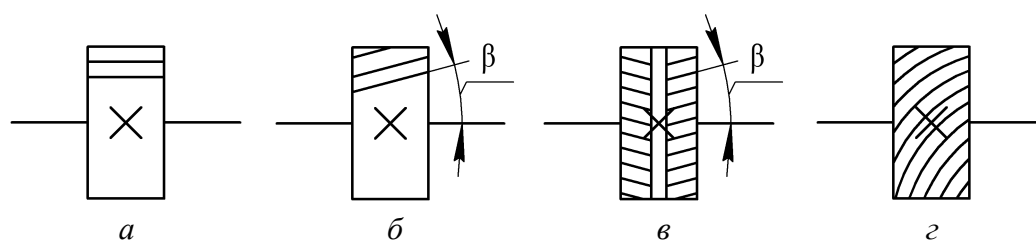


Рис. 1.2. Направление нарезания зубьев:
а – прямозубое; *б* – косозубое; *в* – шевронное; *г* – круговое

В косозубом и шевронном зацеплении зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно, что значительно снижает шум, уменьшает динамические нагрузки и повышает нагрузочную способность. Чем больше угол наклона зуба β , тем выше плавность зацепления, однако при этом увеличивается осевая сила в зацеплении. Она смещает зубчатое колесо в осевом направлении. Поэтому приходится усложнять подшипниковые узлы, которые удерживают вал от осевого смещения. Для исключения осевой силы применяется шевронная передача, в которой осевые силы на полушевронах взаимно уравновешиваются.

Косозубые и шевронные передачи применяются в ответственных механизмах при средних и высоких скоростях и повышенных нагрузках. Для дальнейшего повышения плавности зацепления и увеличения окружной скорости применяют зубчатые колеса с круговым зубом, однако при этом значительно повышается стоимость изготовления.

От окружной скорости колес зависит степень точности изготовления элементов передачи. Наиболее распространены в машиностроении колеса 6, 7, 8 и 9-й степени точности, требования и допуски для которых регламентированы стандартами.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Для слива масла из корпуса редуктора предусматривается маслосливное отверстие, размещаемое в нижней части корпуса и закрываемое специальной резьбовой пробкой. Чтобы обеспечить слив всего объема масла, дно имеет уклон в сторону сливного отверстия $1-2^\circ$.

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

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

Описание конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора с косозубыми зубчатыми колесами

Редуктор (рис. 1.3) собран в корпусе, состоящем из основания корпуса 7 и крышки корпуса 38.

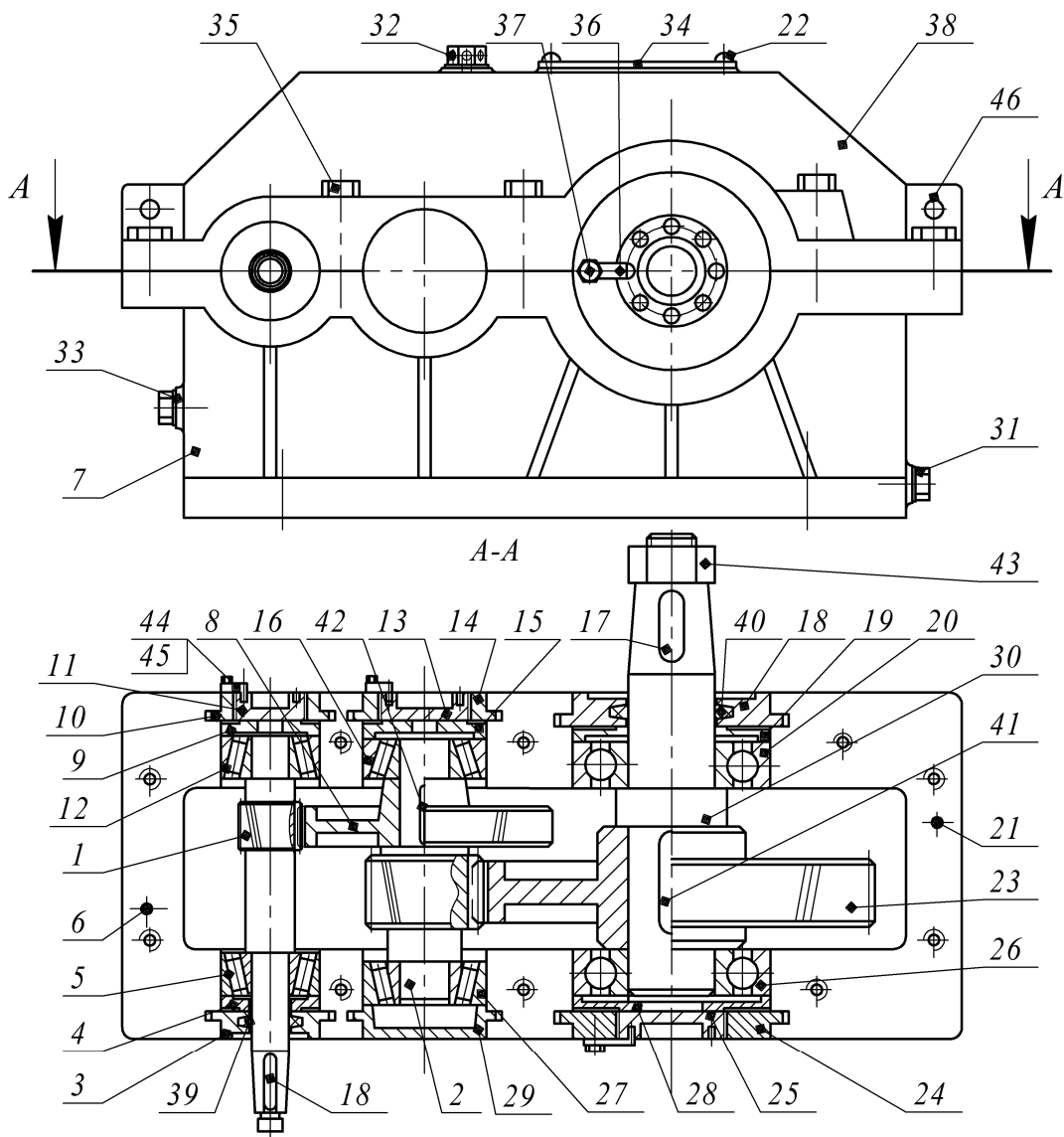


Рис. 1.3. Конструкция цилиндрического двух ступенчатого редуктора:

- 1 – вал-шестерня ведущий; 2 – вал-шестерня промежуточный;
 3, 18 – крышки подшипников сквозные; 4, 9, 15, 19, 28 – шайбы упорные;
 5, 12, 16, 27 – подшипники роликовые конические радиально-упорные;
 6, 21 – штифты установочные; 7 – основание корпуса;
 8, 23 – колеса зубчатые; 10, 14, 24, 29 – крышки подшипников глухие;
 11, 13, 25 – пробки регулировочные резьбовые; 17, 18, 41, 42 – шпонка
 призматическая; 20, 26 – подшипники шариковые радиальные;
 22 – винт; 30 – вал выходной; 31 – пробка резьбовая;
 32 – отдушина; 33 – пробка резьбовая проверки уровня масла;
 34 – табличка технических характеристик редуктора;
 35 – болт (10 шт.); 36, 45 – планка фиксирующая с усиком;
 37, 44 – болт; 38 – крышка корпуса; 39, 40 – кольца войлочные
 уплотнительные; 43 – гайка; 46 – проушина

Основание 7 и крышка 38 соединены с помощью болтов 35. Для предотвращения их взаимного смещения установлены конические штифты 6 и 21.

В корпусе установлены валы: ведущий (быстроходный, входной) вал-шестерня 1, промежуточный вал-шестерня 2 и ведомый (тихоходный, выходной) 30.

Ведущий вал-шестерня 1 установлен на роликовых радиально-упорных конических подшипниках 5 и 12. Для предотвращения осевого перемещения вала под действием осевой силы внешние кольца подшипников упираются в упорные шайбы 4 и 9. Шайбы, в свою очередь, удерживаются закладными крышками подшипников – глухой 10 и сквозной 3. В глухой крышке подшипника 10 установлена резьбовая регулировочная пробка 11. Она предназначена для регулирования радиального зазора в подшипниках. Фиксирование положения пробки 11 осуществляется фиксирующей планкой 45, усик которой входит в отверстие в пробке 11, а планка болтом 44 прикручена к крышке подшипника 10. Для передачи крутящего момента на вал установлена призматическая шпонка 18. На конце вала нарезана резьба для крепления насаживаемого элемента открытой передачи или муфты.

Промежуточный вал-шестерня 2 установлен на роликовых радиально-упорных конических подшипниках 16 и 27. Чтобы вал под действием осевой силы не перемещался, внешнее кольцо подшипника 27 упирается в глухую врезную крышку подшипника 29, а кольцо подшипника 16 – в упорную шайбу 15, которую удерживает врезная глухая крышка подшипника 14 с резьбовой регулировочной пробкой 13.

Эта пробка предназначена для регулирования радиального зазора в подшипниках. На вал 2 насажено косозубое цилиндрическое колесо 8. Для передачи крутящего момента с колеса 8 на вал 2 установлена призматическая шпонка 42.

Выходной вал 30 установлен на шариковых радиальных однорядных подшипниках 20 и 26. Для предотвращения осевого перемещения вала установлены упорные шайбы 19 и 28. Шайба 19 одним торцом – упирается в наружное кольцо подшипника 20, а другим торцом в закладную сквозную крышку подшипника 18. Один торец шайбы 28 соприкасается с наружным кольцом подшипника 26, другой – с резьбовой регулировочной пробкой 25, установленной в глухой врезной крышке подшипника 24. Фиксирование

пробки 25 от самопроизвольного поворота осуществляется с помощью фиксирующей планки 36, усик которой вставлен в отверстие в пробке, а сама планка с помощью болта 37 закреплена на крышке подшипника 24. На вал 30 установлено цилиндрическое косозубое колесо 23. Крутящий момент с колеса 23 на вал 30 передается с помощью призматической шпонки 41. На конце вала нарезана резьба, на которую накручена гайка 43, предназначенная для закрепления насаживаемых на вал элементов открытой передачи.

Для выравнивания давления внутри и снаружи корпуса в крышке корпуса 38 просверлено отверстие, в котором установлена отдушина 32. На верхней грани крышки корпуса закреплена табличка 34 с техническими характеристиками редуктора. Для подъема редуктора на крышке корпуса изготовлены проушины 46.

В основании корпуса 7 выполнено отверстие, расположенное у дна и предназначенное для слива масла. Отверстие закрыто резьбовой пробкой 31. Второе отверстие закрыто резьбовой пробкой 33, оно предназначено для контроля уровня масла.

На всех валах редуктора для передачи крутящего момента установлены четыре призматические шпонки 17, 18, 41, 42. Крепление деталей, насаживаемых на входной 1 и выходной 30 концы валов, осуществляется с помощью гаек 43.

Порядок выполнения работы

Разборка редуктора и составление его кинематической схемы

1. Отвернуть болты 35 (рис. 1.3) и снять крышку 38 редуктора.
2. Сделать визуальный осмотр зубчатого зацепления. Установить тип зубчатых передач, направление подъема линии зуба (на рис. 1.4, б показано левое). Определить число ступеней редуктора.
3. Вынуть глухие крышки подшипников 10, 14, 24, 29.
4. Замерить межосевые расстояния a_{w1} и a_{w2} между осями центровых отверстий.
5. Вынуть валы 1 и 2 в сборе с зубчатыми колесами и изучить их конструкции.
6. Снять с валов 1, 30 сквозные крышки 3, 18 с уплотнениями и определить тип уплотнений. Составить кинематическую схему

редуктора в строгом соответствии с требованиями стандартов (см. прил. 1) с нумерацией зубчатых колес, начиная от ведущего вала.

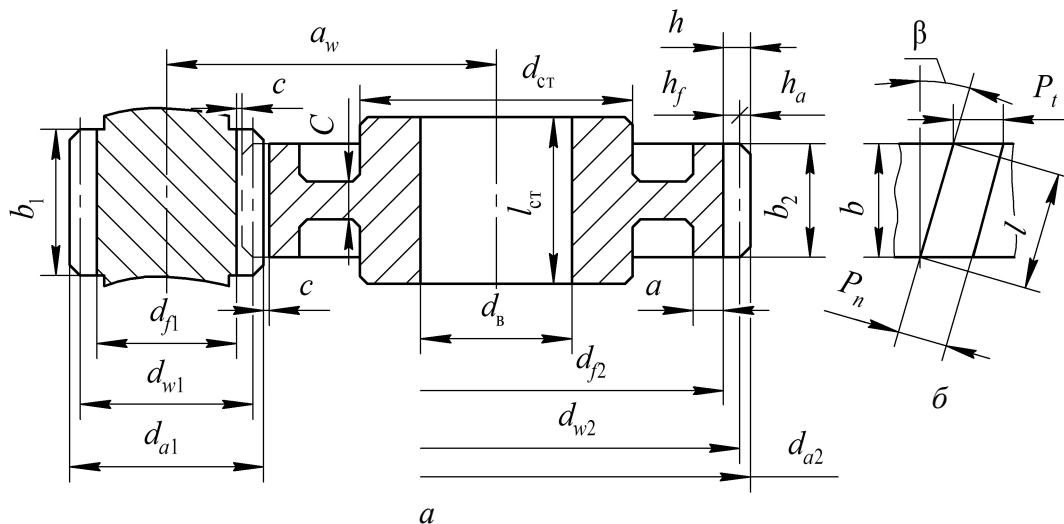


Рис. 1.4. Эскиз зубчатого зацепления:
 а – общий вид зацепления; б – параметры зуба

7. Подсчитать число зубьев колес Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 .
8. Замерить ширину венцов зубчатых колес b_2, b_4 , и длину зуба l_2, l_4 , а также диаметры окружностей вершин зубьев колес $d_{a1}, d_{a2}, d_{a3}, d_{a4}$. Результаты замеров занести в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Замеренные параметры

Параметры и обозначения	1-я ступень	2-я ступень
Вид зубчатой передачи		
Направление подъема линии зуба		
Межосевое расстояние передачи		
Количество зубьев, шт.:		
– шестерни	$Z_1 =$	$Z_3 =$
– колеса	$Z_2 =$	$Z_4 =$
Ширина венца зубчатого колеса, мм	$b_2 =$	$b_4 =$
Длина зуба колеса, мм	$l_2 =$	$l_4 =$
Диаметр вершин зубьев, мм:		
– шестерни	$d_{a1} =$	$d_{a3} =$
– колеса	$d_{a2} =$	$d_{a4} =$
Толщина обода колеса, мм	$a_2 =$	$a_4 =$
Толщина диска колеса, мм	$c_2 =$	$c_4 =$
Длина ступицы колеса, мм	$l_{ст2} =$	$l_{ст4} =$
Диаметр ступицы колеса, мм	$d_{ст2} =$	$d_{ст4} =$
Диаметр вала под колесом, мм	$d_{в2} =$	$d_{в4} =$

9. Измерить толщину обода a , толщину диска C , диаметр ступицы $d_{ст}$ и длину ступицы $l_{ст}$, диаметр вала под колесом $d_{в}$.

Определение основных параметров зацепления

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

Таблица 1.2

Рассчитанные параметры зацепления

Параметры и обозначения	1-я ступень	2-я ступень
Передаточное число ступени	$U_1 =$	$U_2 =$
Угол наклона линии зуба, град	$\beta_1 =$	$\beta_2 =$
Расчетные модули, мм:		
– окружной m_t	$m_{t1} =$	$m_{t2} =$
– нормальный m_n	$m_{n1} =$	$m_{n2} =$
Стандартный нормальный модуль m_n , мм	$m_{n1} =$	$m_{n2} =$
Диаметр делительной окружности, мм:		
– шестерни	$d_1 =$	$d_3 =$
– колеса	$d_2 =$	$d_4 =$
Диаметр вершин зубьев, мм:		
– шестерни	$d_{a1} =$	$d_{a3} =$
– колеса	$d_{a2} =$	$d_{a4} =$
Диаметр впадин колеса, мм:		
– шестерни	$d_{f1} =$	$d_{f3} =$
– колеса	$d_{f2} =$	$d_{f4} =$
Уточненное межосевое расстояние a_w , мм	$a_{w1} =$	$a_{w2} =$
Коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию	$\psi_{ba1} =$	$\psi_{ba2} =$
Коэффициент ширины венца по диаметру делительной окружности	$\psi_{bd1} =$	$\psi_{bd2} =$
Коэффициент ширины венца по модулю	$\psi_{bm1} =$	$\psi_{bm2} =$

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

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

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

2. Углы наклона линии зубьев первой β_1 и второй β_2 ступени вычислить по следующим формулам (рис. 1.4, б):

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

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

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

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

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

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

Таблица 1.3

Стандартные значения модулей

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

Примечание. Следует предпочитать значения модулей 1-го ряда.

5. Определить диаметры делительных окружностей колес по соотношениям:

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

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

$$d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2h_{a1}, \quad d_{a3(4)} = d_{3(4)} + 2h_{a2}, \quad (1.8)$$

$$d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2h_{f1}, \quad d_{f3(4)} = d_{3(4)} - 2h_{f2}, \quad (1.9)$$

где $h_{a1(2)}$ и $h_{f1(2)}$ – соответственно высоты головки и ножки зуба на первой и второй ступенях, которые определяются по формулам:

$$h_a = m_n^{ст}, \quad h_f = 1,25m_n^{ст}. \quad (1.10)$$

7. Сравнить полученные расчетным путем значения d_a с замеренными (см. табл. 1.1).

Высота зуба будет равна суммарной высоте ножки и головки зуба:

$$h = h_f + h_a = 2,25m_n^{\text{ст}}. \quad (1.11)$$

8. Межосевые расстояния для первой a_{w1} и второй a_{w2} ступеней уточнить по формулам:

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

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

10. Вычислить коэффициенты ширины венцов колес по межосевому расстоянию для первой ψ_{ba1} и второй ψ_{ba2} ступеней по формуле

$$\Psi_{ba1(2)} = \frac{b_{2(4)}}{a_{w1(2)}}. \quad (1.13)$$

11. Определить коэффициенты ширины венцов колес по делительному диаметру для первой ψ_{bd1} и второй ψ_{bd2} ступеней по формуле

$$\Psi_{bd1(2)} = \frac{b_{2(4)}}{d_{1(3)}}. \quad (1.14)$$

12. Найти коэффициенты ширины венцов колес по модулю для первой ψ_{bm1} и второй ψ_{bm2} ступеней по формуле

$$\Psi_{bm1(2)} = \frac{b_{2(4)}}{m_{1(2)}^{\text{ст}}}. \quad (1.15)$$

Сборка редуктора, регулирование радиального зазора в радиально-упорных конических подшипниках и осевого положения зубчатых колес

Сборка редуктора производится в порядке, обратном разборке. После установки валов в сборе с подшипниковыми узлами в основание корпуса необходимо проверить, чтобы венцы сопря-

женных зубчатых колес (колесо и шестерня) располагались приблизительно симметрично друг другу (см. рис. 1.3 на с. 28). Установка зубчатых колес обеспечивается перемещением валов в осевом направлении вместе с подшипниками с помощью упорных шайб 4, 9, 15, 19, 28 и резьбовых пробок 11, 13, 25, которые фиксируются планками с усиками 36. Для перемещения вала в осевом направлении следует освободить болт 37, фиксирующий планку с усиком 36, и, заворачивая и отворачивая специальным ключом резьбовые пробки 11, 13, 25, установить вал в необходимое положение.

Накрыть основание корпуса 7 крышкой 38 и равномерно по всему периметру закрутить все винты динамометрическим ключом с определенным крутящим моментом.

Последней стадией сборки редуктора является регулирование радиального зазора в радиально-упорных конических подшипниках 5, 12, 16, 27, который должен составлять 0,08–0,15 мм. Для этого необходимо на один оборот отвернуть резьбовые пробки 11 и 13. Валы 1 и 2 должны свободно вращаться от руки. С небольшим усилием завернуть резьбовые пробки 11 и 13 до тех пор, пока валы 1 и 2 перестанут проворачиваться от руки (отсутствует радиальный зазор в подшипниках). После этого резьбовые пробки отвернуть на 1/6 оборота, что будет соответствовать примерно радиальному зазору (0,08–0,15 мм). Застопорить это положение усиком фиксирующей планки 36 и зажать болт 37.

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

Кинематический и силовой расчет редуктора

1. Измерить диаметр выходного конца ведущего вала d_v редуктора.

2. По согласованию с преподавателем выбрать допускаемые пониженные напряжения кручения $[\tau_{кр}]$.

3. Определить крутящий момент, передаваемый валом, по формуле

$$T_1 = \frac{d_v^3 \pi [\tau_{кр}]}{16\,000}. \quad (1.16)$$

4. По согласованию с преподавателем выбрать окружную скорость шестерни на ведущем валу V .

5. Вычислить угловую скорость ведущего вала редуктора из соотношения

$$\omega_1 = \frac{2V}{d_{\omega 1}}, \quad (1.17)$$

где $d_{\omega 1}$ – начальный диаметр шестерни первой ступени редуктора, мм.

7. Мощность на ведущем валу определить по формуле

$$P_1 = T_1 \omega_1. \quad (1.18)$$

Мощность на других валах редуктора найти из условия

$$P_i = P_{i-1} \eta_{зп} \eta_{пп}, \quad (1.19)$$

где P_{i-1} – мощность на предыдущем валу, Вт; $\eta_{зп}$ – КПД зубчатой передачи ($\eta_{зп} = 0,97$); $\eta_{пп}$ – КПД одной пары подшипников ($\eta_{пп} = 0,99$).

8. Вычислить угловую скорость на промежуточном ω_2 и выходном ω_3 валах редуктора по формулам:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_1}; \quad (1.20)$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_1}{U_1 U_2}, \quad (1.21)$$

где U_1 и U_2 – передаточное число первой и второй ступеней редуктора соответственно.

9. Рассчитать частоты вращения валов редуктора по соотношению

$$n_i = \frac{30 \omega_i}{\pi}. \quad (1.22)$$

10. Найти крутящие моменты на каждом валу редуктора из условия

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i}. \quad (1.23)$$

Результаты расчетов занести в табл. 1.4

Таблица 1.4

Результаты кинематического расчета

Номер вала	Мощность на валу P , Вт	Угловая скорость вала ω , с^{-1}	Частота вращения вала n , мин^{-1}	Крутящий момент на валу T , Н · м
1				
2				
3				

Содержание отчета

Материал отчета должен содержать: название и цель работы; используемый измерительный инструмент; краткое описание конструкции редуктора и его основных элементов; кинематическую схему редукторов с необходимыми обозначениями; табл. 1.1 и 1.2; кинематический и силовой расчет редуктора (табл. 1.4).

Контрольные вопросы

1. Назначение редуктора.
2. С какой целью увеличивают количество ступеней в редукторе?
3. Преимущества и недостатки косозубой передачи перед прямозубой.
5. Почему у косозубой передачи два модуля: окружной и нормальный, и какой из них стандартный?
6. Почему прочность зуба в косозубой передаче выше, чем прямозубой?
7. Как влияет угол наклона зуба на плавность работы зубчатой передачи?
8. Как производится смазка зацепления и подшипников качения?
9. Зачем и как регулируются радиальные зазоры в зацеплении и в радиально-упорных роликовых конических подшипниках?

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

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

Инструменты: штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм; микрометрический глубиномер с пределом измерения 0–25 мм; ключ 17×19, набор пластинчатых щупов.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по коническим зубчатым передачам [1, с. 129–137; 2, с. 160–162].

Общие сведения

Конические редукторы, кроме увеличения крутящего момента, позволяют передавать его под углом от 10 до 170°. Наиболее широкое распространение получили редукторы с $\Sigma = 90^\circ$, называемые ортогональными (рис. 2.1).

Пересечение осей валов у конических передач затрудняет размещение опор и вызывает, как правило, необходимость консольного расположения шестерни, уменьшая тем самым жесткость вала. Кроме этого, диаметр делительной окружности зубчатого колеса имеет различные значения. В результате вышеперечисленного одним из основных недостатков конической передачи является неравномерное распределение нагрузки по длине зуба, что приводит при высоких скоростях в прямозубом зацеплении к повышенному шуму. Подшипники вала-шестерни располагаются в стакане для обеспечения возможности регулирования радиаль-

ного зацепления колес при сборке. Несмотря на это, конические передачи находят широкое применение в машиностроении, так как они позволяют передавать вращение между валами, расположенными под углом.

Конические колеса бывают с прямыми (рис. 2.1, *а*), косыми, круговыми (рис. 2.1, *б*) и, редко, шевронными зубьями. Конические колеса с круговыми зубьями (рис. 2.1, *б*) применяют в тяжелоагрессивных быстроходных передачах. По сравнению с прямозубыми эти передачи обладают большей несущей способностью, работают плавно и с меньшим шумом. Нарезание кругового зуба резцовыми головками по методу обкатки (рис. 10, *в*, с. 21) является высокопроизводительным способом зубообработки и способствует распространению колес этого вида.

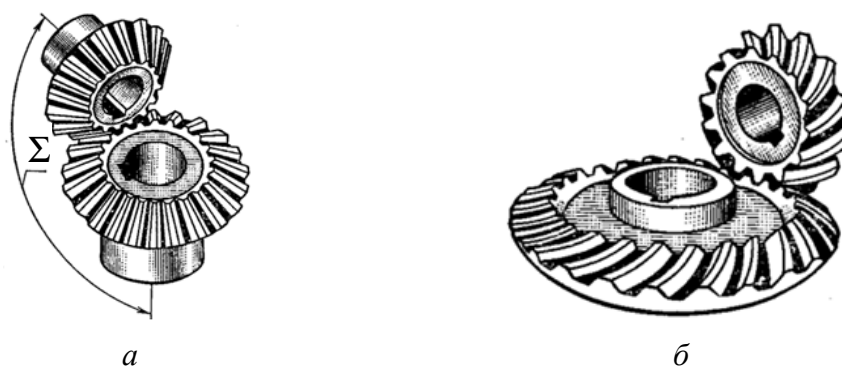


Рис. 2.1. Виды зубьев конических колес:
а – прямозубое; *б* – с круговым зубом

Конические прямозубые одноступенчатые редукторы обычно изготавливаются с передаточным числом U до 3–4 и окружными скоростями до 2–3 м/с. Для больших передаточных чисел и окружных скоростей применяют зубчатые колеса с косыми или круговыми зубьями.

Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Нарезание зубьев производится на специальных станках методом обкатки, осуществляемым различными операциями: строганием (рис. 10, *а*), фрезерованием (рис. 10, *б*), резцовыми головками (рис. 10, *в*). При изготовлении конических зубчатых колес необходимо строго выдерживать допуски на зубчатые венцы, межосевой угол и углы начальных конусов шестерни и колеса, а при монтаже – обеспечивать совпадение вершин конусов зубчатых колес.

Описание конструкции одноступенчатого конического редуктора с прямозубыми зубчатыми колесами

Редуктор (рис. 2.2) состоит из корпуса *17*, корпусных крышек подшипников: глухой *12* и сквозной *25*, крышки подшипника *7*, ведущего вала-шестерни *10*, установленного в стакане *2*, ведомого вала *16*, на котором с помощью шпонки *11* зафиксировано зубчатое колесо *19*, подшипников качения *9* и *13*, маслоотражающих колец *14*, регулировочных тонких металлических прокладок *15*, *21* и *26*, смотровой крышки *4*, сливных резьбовых пробок *18* и *23*, маслоуказателя *20*, регулировочной гайки *22* с лапчатой шайбой *8*, крепежных болтов *1*, *3*, *5*. Для предотвращения вытекания масла из корпуса и попадания внутрь пыли в корпусной крышке *25* и крышке подшипника *7* устанавливаются манжетные уплотнения *6* и *24*.

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

Корпус *17* вместе с ведущим валом *10* и стаканом *2* относительно корпусных крышек подшипников *12* и *25* может принимать два положения: вертикальное и горизонтальное.

При сборке редуктора такой конструкции выполняют три регулировки: радиального зазора в подшипниках ведущего вала; осевого положения ведомого вала; радиального зазора в зубчатом зацеплении.

Регулировка радиального зазора в подшипниках ведущего вала *10* вызвана использованием радиально-упорных конических роликовых подшипников *9* и осуществляется перемещением гайки *22* с последующей фиксацией ее лапчатой шайбой *8*. При закручивании торец гайки *22* упирается во внутреннее кольцо левого подшипника *9*, а с другой стороны буртик вала-шестерни *10* воздействует на внутреннее кольцо правого подшипника и, тем самым, радиальный зазор в подшипнике уменьшается.

Регулировка осевого положения ведомого вала *16* выполняется с помощью набора тонких металлических прокладок *15*, *26*, расположенных между корпусом редуктора *17* и корпусными крышками подшипников *12* и *25*.

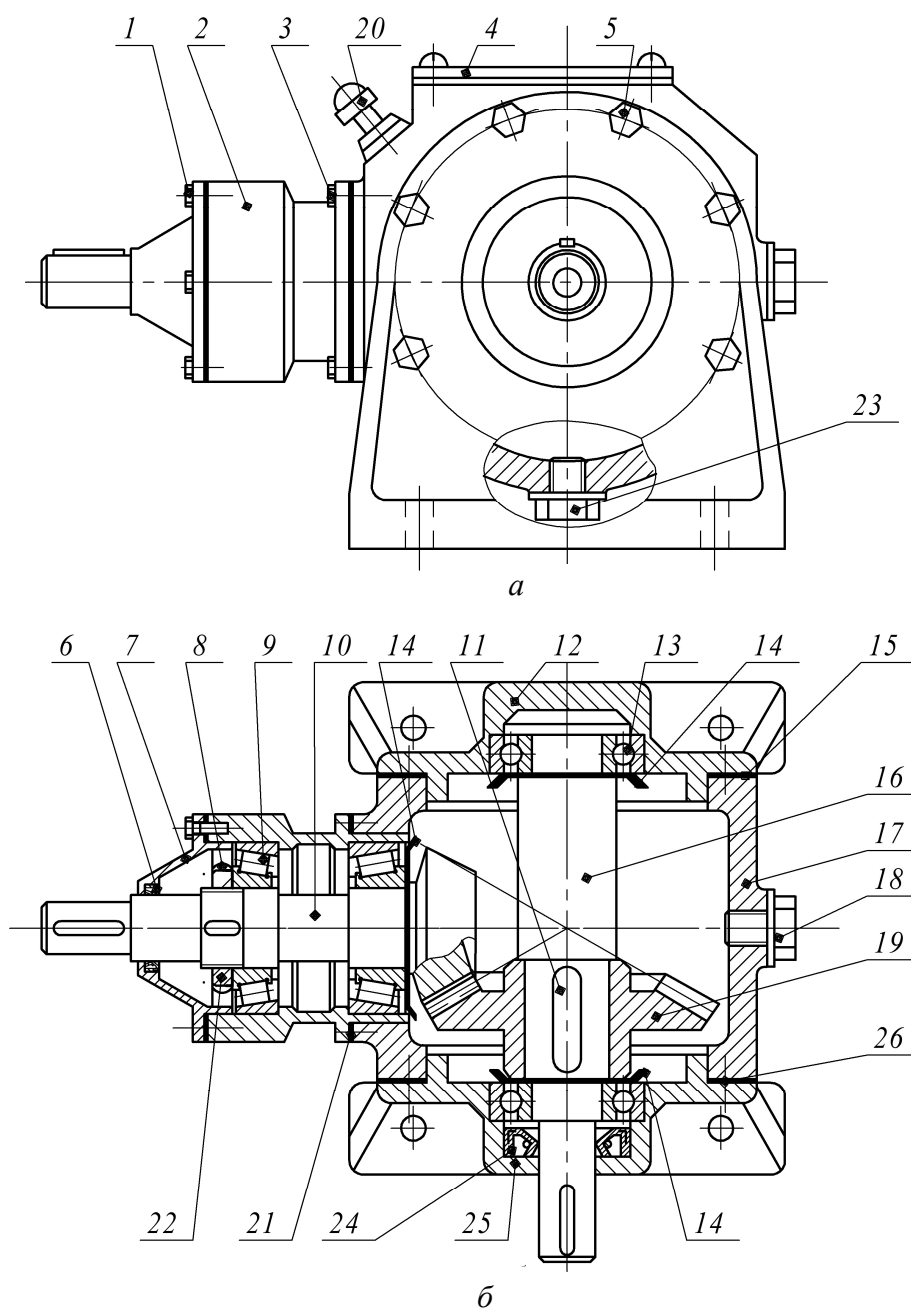


Рис. 2.2. Конструкция конического редуктора:

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

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

Порядок выполнения работы

Разборка редуктора, замер параметров и составление его кинематической схемы

1. Отвернуть болты 3 и вынуть узел шестерни – стакан 2 в сборе с валом-шестерней 10, подшипниками 9 и крышкой 7.

2. Разобрать узел шестерни, отвернуть болты 1, снять крышку 7, открутить регулировочную гайку 22, предварительно отогнув лапку стопорной шайбы 8, а затем вынуть из стакана 2 вал 10 с шестерней и внутренними кольцами конических подшипников 9.

3. Отвернуть болты 5 и снять корпусные крышки подшипников 12 и 25. Достать ведомый вал 16 в сборе с колесом 19 и подшипниками 13.

4. Изучить конструкцию корпуса, крышек, стакана, подшипников, валов, зубчатых колес и уплотнений.

5. Подсчитать число зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 .

6. Замерить штангенциркулем внешнюю высоту зуба h_e (рис. 2.3) и ширину венца колеса b . Измеренные параметры занести в табл. 2.1.

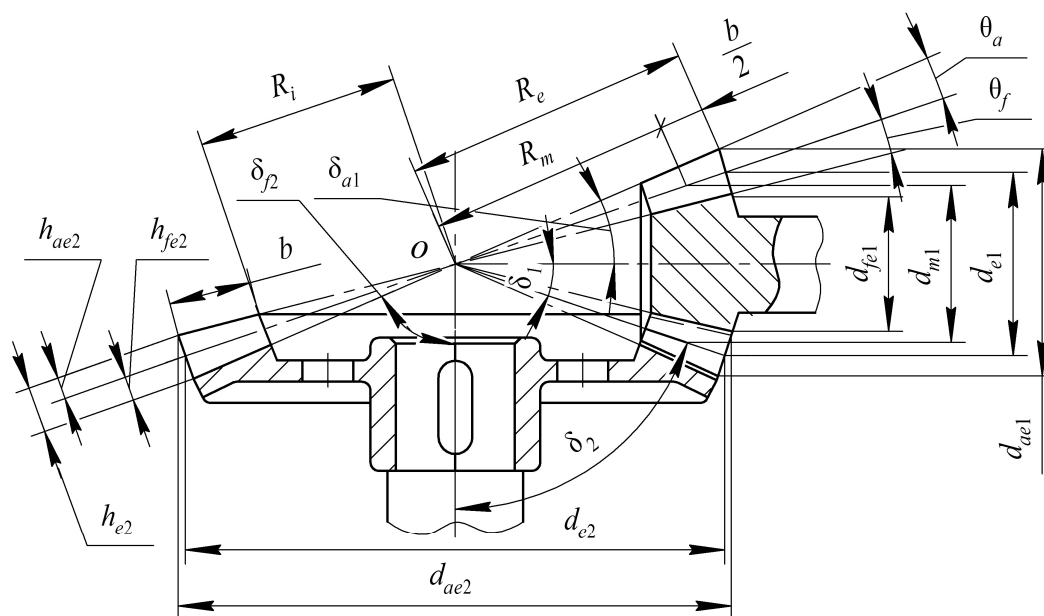


Рис. 2.3. Эскиз конического зацепления

Выполнить кинематическую схему редуктора в строгом соответствии с требованиями стандартов (см. прил. 1) с нумерацией валов и зубчатых колес, начиная от быстроходного вала.

Таблица 2.1

Измеренные параметры

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

Определение основных параметров зацепления

1. Рассчитать внешний окружной модуль зацепления по следующей формуле:

$$m_e = \frac{h_e}{2,2}. \quad (2.1)$$

Полученное значение необходимо округлить до ближайшего стандартного значения (табл. 1.3, с. 33). Дальнейшие расчеты ведутся по стандартному значению модуля m_e^{ct} .

2. Найти передаточное число редуктора по формуле

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (2.2)$$

3. Вычислить углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 по следующим формулам:

$$\delta_2 = \arctg U, \quad \delta_1 = 90 - \delta_2. \quad (2.3)$$

4. Определить внешние делительные диаметры шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} по формулам:

$$d_{e1} = m_e^{ct} Z_1, \quad d_{e2} = m_e^{ct} Z_2. \quad (2.4)$$

5. Рассчитать внешние диаметры вершин зубьев по следующим формулам:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos\delta_1, \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos\delta_2. \quad (2.5)$$

6. Найти внешние диаметры впадин зубьев по формулам:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4m_e \cos\delta_1, \quad d_{fe2} = d_{e2} - 2,4m_e \cos\delta_2. \quad (2.6)$$

7. Вычислить внешнее конусное расстояние из следующего соотношения:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}. \quad (2.7)$$

8. Определить среднее конусное расстояние по формуле

$$R_m = R_e - \frac{b}{2}. \quad (2.8)$$

9. Рассчитать коэффициент ширины венца колеса из следующего выражения:

$$\Psi_{Re} = \frac{b}{R_e}. \quad (2.9)$$

10. Найти углы головки θ_a и ножки θ_f зуба по формулам:

$$\theta_{ae} = \arctg\left(\frac{m_e}{R_e}\right), \quad \theta_{fe} = \arctg\left(\frac{1,2m_e}{R_e}\right). \quad (2.10)$$

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

11. Вычислить средний модуль зубьев из следующего выражения:

$$m_m = m_e - b \sin\left(\frac{\delta_1}{Z_1}\right). \quad (2.11)$$

12. Найти средний делительный диаметр по формуле

$$d_{m1(2)} = m_m Z_{1(2)}. \quad (2.12)$$

Все полученные параметры занести в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Рассчитанные параметры зацепления

Параметры	Шестерня	Колесо
Внешний модуль m_e , мм:		
– расчетный		
– стандартный		
Средний модуль m_m , мм	$m_m =$	
Передаточное число редуктора U	$U =$	
Угол делительного конуса δ , град.	$\delta_1 =$	$\delta_2 =$
Внешний делительный диаметр d_e , мм	$d_{e1} =$	$d_{e2} =$
Средний делительный диаметр d_m , мм	$d_{m1} =$	$d_{m2} =$
Внешний диаметр вершин зубьев d_{ae} , мм	$d_{ae1} =$	$d_{ae2} =$
Внешний диаметр впадин зубьев d_{fe} , мм	$d_{fe1} =$	$d_{fe2} =$

Окончание табл. 2.2

Параметры	Шестерня	Колесо
Внешнее конусное расстояние R_e , мм	$R_e =$	
Среднее конусное расстояние R_m , мм	$R_m =$	
Коэффициент ширины венца ψ_{Re}	$\psi_{Re} =$	
Угол головки зуба θ_a , град.	$\theta_a =$	
Угол ножки зуба θ_f , град.	$\theta_f =$	

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

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

Сборка узлов ведущего и ведомого валов выполняется в последовательности, обратной разборке. Перед установкой в корпус ведущего узла необходимо отрегулировать радиальный зазор в подшипниках 9 (рис. 2.2) с помощью гайки 22 и лапчатой шайбы 8.

Ведомый вал 16 в сборе вставляется в корпус 17 и устанавливается в корпусных крышках подшипников 12 и 25 на предварительно подобранные регулировочные прокладки 15 и 26.

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

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

Содержание отчета

Материал отчета должен содержать: название и цель работы; краткое описание конструкции редуктора и его основных элементов; кинематическую схему редуктора с необходимыми обозначениями; схему зацепления конической передачи (рис. 2.2); табл. 2.1 и 2.2; чертеж колеса.

Контрольные вопросы

1. Назначение редуктора.
2. Зачем увеличивается количество ступеней в редукторе?
3. Чем отличается конический редуктор от цилиндрического?
4. Как производится смазка зацепления и подшипников качения?
5. Зачем и как регулируются радиальные зазоры в зацеплении и в радиально-упорных роликовых конических подшипниках?
6. Почему в коническом зацеплении неравномерно распределяется нагрузка по длине зуба?
7. Сколько модулей в коническом колесе?
8. Какой из них имеет стандартное значение?

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД

Цель работы: изучение устройства и принципа работы планетарного редуктора; определение передаточного отношения и КПД планетарного редуктора.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с планетарными передачами [1, с. 96–164; 2, с. 112–113, 151–195, 200–218].

Общие сведения

Зубчатые передачи, которые имеют зубчатые колеса с перемещающимися в пространстве геометрическими осями, называются планетарными (рис. 3.1).

Зубчатые колеса с перемещающимися в пространстве геометрическими осями называются сателлитами или планетарными (рис. 3.1, 2, 2', 3 и 3') (по аналогии с движением планет Солнечной системы). Планетарные передачи могут иметь два и более сателлитов. Колеса, по которым обкатываются сателлиты, – центральные (рис. 3.1, 1, 4). Ведущее зубчатое колесо 1 называется солнечным. Деталь, в которой закреплены валы сателлитов, называется водилом (H).

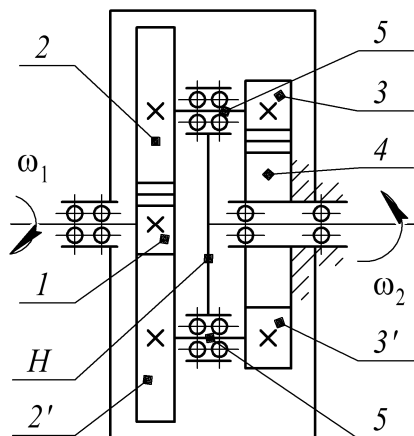


Рис. 3.1. Кинематическая схема планетарного редуктора:
1, 4 – колесо центральное;
2, 2', 3, 3' – сателлит;
5 – вал сателлитов; H – водило

В отличие от цилиндрических передач, где ведомый вал только один, в планетарной передаче имеются два ведомых вала: вал центрального колеса 4 и вал водила H . Это позволяет значительно расширить кинематические возможности, что является одним из ее достоинств. Планетарную передачу используют: как редуктор,

когда одно из ведомых звеньев постоянно неподвижно; коробку перемены передач, когда поочередно тормозится одно из ведомых звеньев; дифференциал, когда оба ведомых звена остаются подвижными.

Достоинствами планетарной передачи являются: малые габаритные размеры и масса (это объясняется тем, что мощность передается по нескольким потокам, численно равным числу сателлитов, поэтому нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается в несколько раз); удобство компоновки машин вследствие расположения ведущего и ведомого валов передачи на одной оси; меньший шум при работе, чем у обычных зубчатых передач, что связано со взаимным уравниванием сил при симметричном расположении сателлитов; малые нагрузки на опоры, что позволяет упростить их конструкцию и снизить в них потери; возможность получить большие передаточные числа (до 500); малые габаритные размеры (за счет планетарного принципа передачи движения).

К **недостаткам планетарной передачи** следует отнести пониженное значение КПД; повышенные требования к точности изготовления и монтажа.

При определении **передаточного отношения** планетарного механизма применяют метод остановки водила H (метод Виллиса). Звеньям планетарной передачи мысленно сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью, равной скорости водила H , но направленной в противоположную сторону. В полученном так называемом приведенном механизме водило окажется неподвижным. Планетарная передача превращается в обычную зубчатую, у которой все геометрические оси неподвижны, а сателлиты становятся паразитными зубчатыми колесами, которые не влияют на передаточное число, а только изменяют направление вращения ведомого вала.

В планетарной передаче существенное значение имеет знак передаточного числа. При $U > 0$ направление вращения ведущего и ведомого звеньев совпадает, а при $U < 0$ – не совпадает.

Принято приписывать угловым скоростям индекс звена (ω_1 , ω_H и т. д.), а передаточное число сопровождать индексами в направлении движения и индексом неподвижного звена. Например, U_{1H}^4 означает передаточное число от центрального колеса 1 к водилу H при неподвижном зубчатом колесе 4 (рис. 3.1).

Применяя метод остановки водила, рассмотрим определение передаточного отношения для исследуемого редуктора при неподвижном зубчатом колесе 4 (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Кинематические характеристики элементов планетарной передачи

Звенья редуктора	Фактические угловые скорости	Угловые скорости после прибавления дополнительной скорости водила
Зубчатые колеса: центральное $Z_1 =$	$\omega_1 =$	$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H$
сателлит $Z_2 =$	$\omega_2 =$	$\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$
сателлит $Z_3 =$	$\omega_3 = \omega_2$	$\omega_3^H = \omega_3 - \omega_H$
центральное $Z_4 =$	$\omega_4 = 0$	$\omega_4^H = 0 - \omega_H$
Водило H	$\omega_H =$	$\omega_4^H = \omega_H - \omega_H = 0$

Мысленно сообщая всем звеньям планетарного редуктора дополнительную скорость $(-\omega_H)$, получаем обыкновенный зубчатый редуктор с неподвижными осями валов. В приведенном механизме передаточное отношение будет равно

$$U_{1H}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{-\omega_H} = \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}.$$

Числитель и знаменатель левой части полученного равенства разделим на $(-\omega_H)$:

$$\frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}.$$

С учетом того, что $\frac{\omega_1}{\omega_H} = U_{1H}^4$, передаточное число рассматриваемого редуктора будет равно

$$U_{1H}^4 = 1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}. \quad (3.1)$$

КПД планетарной передачи складывается из потерь на трение в зацеплении и подшипниках, гидродинамических потерь на разбрызгивание и перемешивание масла и определяются по формуле

$$\eta_{\text{пл.ред}} = \eta_{\text{зац}} \eta_{\text{п.п}}^n \eta_{\text{гидр}}, \quad (3.2)$$

где $\eta_{\text{зац}}$ – КПД, учитывающий потери в зацеплении; $\eta_{\text{п.п}}$ – КПД, учитывающий потери в подшипниках; n – число пар подшипников; $\eta_{\text{гидр}}$ – КПД, учитывающий потери на разбрызгивание масла.

Основную часть потерь составляют потери в зацеплении, зависящие от схемы, параметров передачи, точности изготовления и монтажа. Это является одной из особенностей планетарных передач. Потери в зацеплении планетарных передач могут быть как меньше, так и больше, чем в обычных передачах, в зависимости от схемы передачи.

При симметричном расположении сателлитов входные и выходныe валы планетарных передач нагружены только вращающим моментом и опоры этих валов разгружены от радиальных нагрузок, что позволяет несмотря на увеличение пар зацеплений, уменьшать потери в подшипниках.

Гидродинамические потери в планетарной передаче при смазке погружением сателлитов в масляную ванну могут быть значительно больше, чем у обычной зубчатой. Вращающиеся сателлиты входят в масляную ванну с ударом и проходят через нее. Поэтому рекомендуется неглубокое погружение колес в масляную ванну, а при больших скоростях – применение циркуляционной смазки разбрызгиванием или струйной.

В механических передачах между мощностью, вращающим моментом, передаточным отношением и КПД существует следующая зависимость:

$$\eta_{\text{пл.ред}} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1 U}, \quad (3.3)$$

где P_1 , T_1 , P_2 , T_2 – мощность и крутящий момент на валу ведущего и ведомого валов редуктора соответственно; U – передаточное отношение редуктора.

Описание лабораторной установки

Установка ДП-5К (рис. 3.2) смонтирована на литой металлической станине и состоит из трех основных узлов: электродвигателя 1 с тахометром 2, исследуемого планетарного редуктора 3 и нагрузочного устройства 4.

Узел электродвигателя смонтирован на литом кронштейне 5, установленном на станине. Статор электродвигателя закреплен в двух рамах, оси которых свободно вращаются на двух шарикоподшипниках,

установленных в кронштейне, и поэтому могут вращаться вместе со статором вокруг общей оси с ротором (балансирный электродвигатель).

Тахометр 2 соединен с валом ротора электродвигателя 1 эластичной муфтой и показывает частоту вращения вала электродвигателя.

Крутящий момент подается на входной вал редуктора, на котором закреплено центральное колесо 1 (рис. 3.1). Колесо вступает в зацепление с парой сателлитов (планетарных колес) 2 и 2', в результате чего они начинают вращаться вокруг собственной оси. Крутящий момент с сателлитов 2 и 2' посредством валов 5 передается на сателлиты 3 и 3', которые находятся в зацеплении с неподвижным центральным колесом 4. В результате сателлиты обкатывают центральные колеса. Валы 5 соединены между собой посредством водила H , которое, в свою очередь, приводит во вращение выходной вал редуктора. Выходной вал соединен упругой муфтой 7 (рис. 3.2) с валом нагрузочного устройства 4.

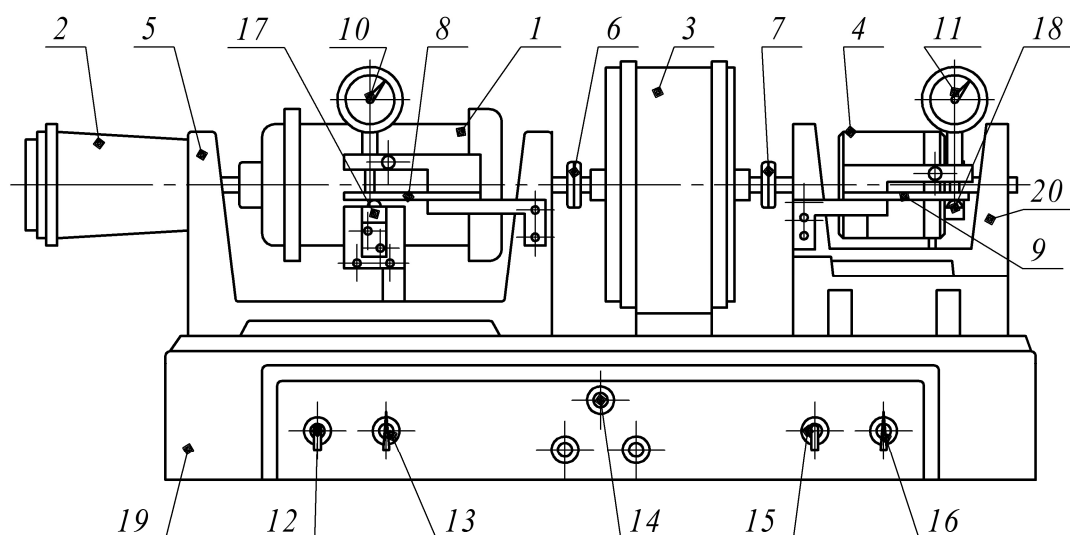


Рис. 3.2. Установка ДП-5К:

- 1 – электродвигатель; 2 – тахометр; 3 – редуктор;
 4 – устройство нагрузочное; 5 – кронштейн; 6, 7 – муфта упругая;
 8, 9 – пружина плоская; 10, 11 – индикатор часового типа;
 12 – тумблер электродвигателя; 13 – потенциометр электродвигателя;
 14 – лампа сигнальная; 15 – тумблер нагрузочного устройства;
 16 – потенциометр нагрузочного устройства; 17, 18 – рычаг

Краткая характеристика редуктора: число зубьев подвижного центрального колеса 1 – $Z_1 = 17$, сателлитов 2 и 2' – $Z_2 = 87$, сателлитов 3 и 3' – $Z_3 = 17$, неподвижного центрального колеса 4 – $Z_4 = 87$. Модуль передачи для всех зацеплений – $m = 0,8$ мм.

Валы всех зубчатых колес и вал водила установлены на шариковых радиальных подшипниках.

Верхняя часть корпуса редуктора имеет съемную крышку, выполненную из органического стекла, и служит для визуального осмотра и периодического смазывания зубчатых зацеплений.

Нагрузочное устройство 4 (рис. 3.2) смонтировано на литом кронштейне 5 и закреплено на станине. Оно имитирует рабочую нагрузку редуктора и служит для создания тормозного момента на ведомом валу. Нагрузочное устройство 4 представляет собой магнитный порошковый тормоз (рис. 3.3), принцип действия которого основан на способности намагниченной среды оказывать сопротивление перемещению в ней ферромагнитных тел.

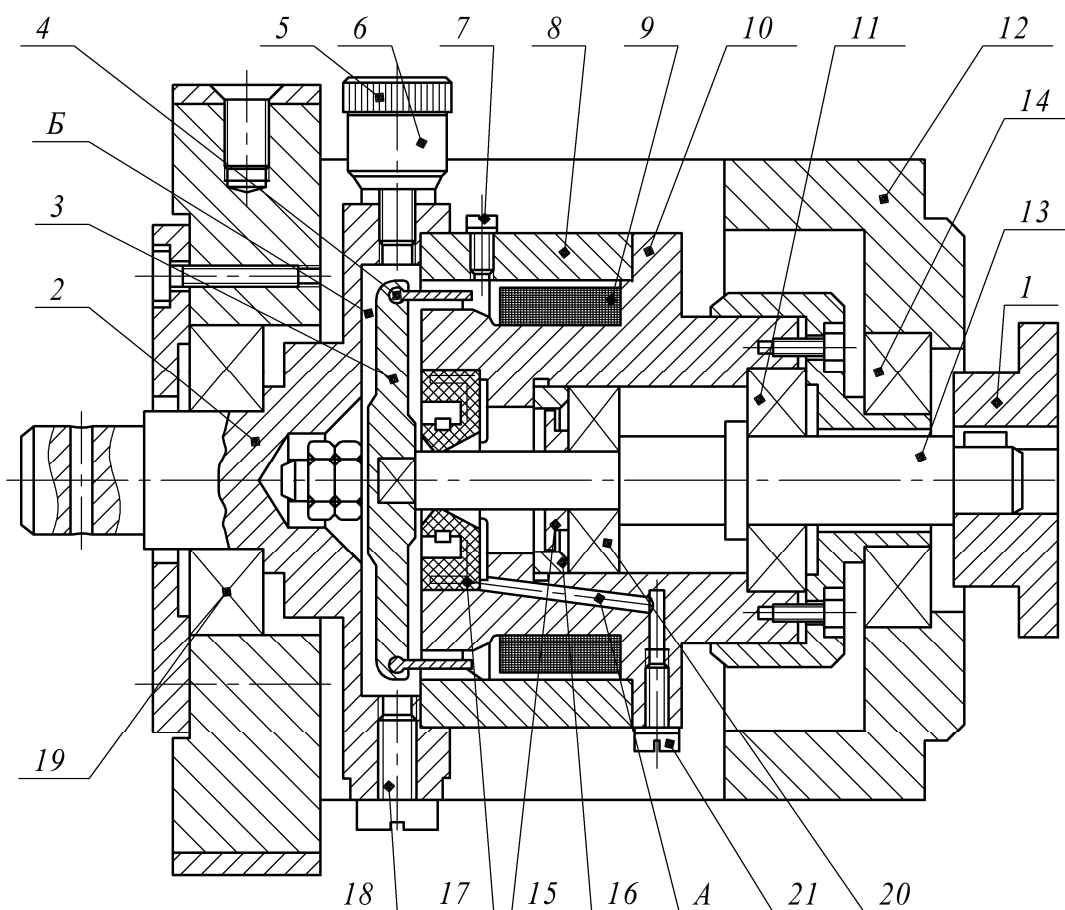


Рис. 3.3. Нагрузочное устройство:

- 1 – муфта упругая; 2 – крышка; 3 – ротор; 4 – барабан; 5 – крышка масленки;
 6 – масленка; 7, 21 – пробка винтовая; 8 – ярмо электрообмотки;
 9 – электрообмотка; 10 – корпус статора; 11, 14, 19, 20 – подшипник;
 12 – корпус; 13 – вал; 15 – кольцо маслоотбойное; 16 – кольцо упорное;
 17 – манжета; 18 – пробка сливная

В качестве намагниченной среды применена жидкая смесь минерального масла и железного порошка. Основными узлами нагрузочного устройства являются: неподвижная опора 12 (рис. 3.3), в которой на подшипниках 14 и 19 устанавливается узел статора, а также узел ротора, вращающийся в подшипниках 11 и 20 внутри узла статора. Узел статора состоит из корпуса 10, который одновременно является сердечником электрообмотки 9; крышки 2 (в нее вкручена масленка 6 для залива магнитной смеси в полость Б) и винтовой пробки 18 для ее слива; ярма 8 электрообмотки 9 с винтовой пробкой 7 для контроля уровня магнитной смеси.

Узел ротора состоит из вала 13, на одном конце которого крепится ротор 3 с барабаном 4, вращающимся в зазоре между ярмом 8, сердечником 10 и электрообмоткой 9, а другой конец вала с помощью эластичной муфты соединяется с выходным валом редуктора. Для предотвращения вытекания магнитной среды из полости Б в корпусе статора 10 установлены манжета 17 и два кольца – маслоотбойное 15 и упорное 16. В корпусе статора 10 выполнены каналы А, предназначенные для сбора магнитной смеси, малые утечки которой возможны в процессе эксплуатации, а винтовая пробка 21 служит для слива этой жидкости. В зависимости от силы тока, подаваемого в обмотку 9, изменяется вязкость магнитной смеси и тем самым меняется сопротивление вращения ротора с барабаном 4, что приводит к вращению узла статора в подшипниках 14, 19 и повороту рычага 18 (рис. 3.2), воздействующего на плоскую пружину 9 (рис. 3.2) измерительного устройства, прогиб которой пропорционален тормозному моменту.

На кронштейнах 5 (рис. 3.2) электродвигателя и нагрузочного устройства установлены измерительные устройства динамометрического типа, состоящие из плоских пружин 8 и 9 и индикаторов часового типа 10 и 11, упирающихся своими штоками в пружины. Пружины измерительных устройств 8 и 9 предварительно тарируются, что позволяет определить величины реактивных крутящих моментов на валу электродвигателя T_1 и на ведомом валу редуктора T_2 , т. е. величины момента движущих сил и момента сил сопротивления. По результатам проведенной тарировки были получены следующие средние значения коэффициентов: для электродвигателя – $k_{\text{эл.двиг}} = 5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ на одно деление индикатора; для нагрузочного устройства – $k_{\text{нагр}} = 27,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ на одно деление индикатора.

Создание крутящих моментов на входном и выходном валах редуктора. При включенном электродвигателе реактивный момент статора (равный по абсолютному значению моменту на валу ротора электродвигателя) поворачивает его и своим рычагом 17 (рис. 3.2) давит на плоскую пружину 8 измерительного устройства, которая удерживает статор от поворота. При этом деформация пружины передается на шток индикатора 10, а отклонение его стрелки показывает величину деформации пружины, соответствующую реактивному крутящему моменту на валу электродвигателя, равного крутящему моменту на входном валу редуктора.

При подаче тока в обмотку электромагнита статора 9 (рис. 3.3) нагрузочного устройства магнитная смесь в полости *B* оказывает сопротивление вращению ротора нагрузочного устройства 3, т. е. создает тормозной момент на выходном валу редуктора, одновременно поворачивая статор 10, который давит рычагом 18 (рис. 3.2) на плоскую пружину 9 измерительного устройства, удерживающую статор от поворота. При этом деформация пружины передается на шток индикатора 11, а отклонение стрелки индикатора показывает величину ее деформации, соответствующую реактивному крутящему моменту на выходном валу редуктора.

Таким образом, деформации пружин измерительных устройств, определяемые по отклонению стрелок индикаторов, показывают, соответственно, величины реактивных крутящих моментов на входном T_1 и выходном T_2 валах редуктора, т. е. величины момента сил движущих и момента сил сопротивления (тормозящих) по следующим формулам:

$$T_1 = i_{\text{эл. двиг}} k_{\text{эл. двиг}} \quad \text{и} \quad T_2 = i_{\text{нагр}} k_{\text{нагр}}, \quad (3.4)$$

где $i_{\text{эл. двиг}}$ и $i_{\text{нагр}}$ – число делений соответственно на индикаторах электродвигателя и нагрузочного устройства; $k_{\text{эл. двиг}}$ и $k_{\text{нагр}}$ – торировочные коэффициенты соответственно на индикаторах электродвигателя и нагрузочного устройства ($k_{\text{эл. двиг}} = 5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ на одно деление индикатора; $k_{\text{нагр}} = 27,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ на одно деление индикатора).

Панель управления. На лицевой части станины (рис. 3.2) установлена панель, на которой размещены тумблер 12, включающий и выключающий электродвигатель, ручка 13 потенциометра, позволяющего бесступенчато регулировать число оборотов электродвигателя, контрольная лампочка 14, тумблер 15, включающий нагрузочное устройство, и рукоятка 16 потенциометра, поз-

воляющего регулировать ток в электромагните нагрузочного устройства. На задней стороне станины имеется шнур с вилкой для подключения установки к выпрямителю.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством и работой установки ДП-5К и исследуемого планетарного редуктора. Выполнить их кинематические схемы с использованием условных обозначений, представленных в прил. 1.

2. Проверить уровень масла в редукторе (сателлит в нижнем положении должен погружаться на половину высоты зуба).

3. Определить передаточное число редуктора по формуле (3.1).

4. Для заданных преподавателем значений показаний индикатора ($i_{\text{нагр}1}$, $i_{\text{нагр}2}$, $i_{\text{нагр}3}$) на валу нагрузочного устройства по формуле (3.4) определить величину тормозного момента нагрузочного устройства T_{2-1} , T_{2-2} , T_{2-3} .

5. Включить установку в сеть.

Внимание! Установку подключать только через понижающий трансформатор с выпрямителем к сети постоянного тока напряжением 110 В. Запрещается включать в электросеть напряжением 220 В.

6. Ручки потенциометров для регулирования частоты вращения вала электродвигателя *13* (рис. 3.2) и крутящего момента нагрузочного устройства *16* поворотом против часовой стрелки установить в крайнее левое положение.

7. Включить электродвигатель тумблером *12* (рис. 3.2) и нагрузочное устройство тумблером *15*.

8. Поворотом ручки потенциометра *13* по часовой стрелке установить минимальную заданную преподавателем частоту вращения n_{1-1} вала электродвигателя, контролируя ее на тахометре *2*.

9. Выставить на ноль стрелки индикаторов *10* и *11*, вращая внешние кольца вместе со шкалой.

10. Поддерживая ручкой потенциометра *13* заданную частоту вращения, ручкой потенциометра *16* нагрузочного устройства установить минимальный заданный преподавателем тормозной момент T_{2-1} , контролируя его величину по числу делений i_{2-1} индикатора *11*. Снять показание с индикатора *10* и занести его в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Результаты замеров

Крутящий момент на ведомом валу T_2 , Н · мм	Число делений индикатора		Крутящий момент на ведущем валу T_1 , Н · мм	Значение КПД
	нагрузочного устройства $i_{\text{нагр}}$	электродвигателя $i_{\text{эл. двиг}}$		
Частота вращения вала электродвигателя $n_1 =$ мин ⁻¹				
Частота вращения вала электродвигателя $n_2 =$ мин ⁻¹				
Частота вращения вала электродвигателя $n_3 =$ мин ⁻¹				

11. Повторить п. 10 и для других заданных значений крутящих моментов T_{2-2} , T_{2-3} на тихоходном валу редуктора.

12. Повторить п. 8–11 для других заданных частот вращения n_{1-2} , n_{1-3} .

13. По формуле (3.4) рассчитать значение крутящего момента на ведущем валу редуктора T_1 .

14. По формуле (3.3) определить значение КПД планетарного редуктора $\eta_{\text{ред}}$. Результаты расчетов занести в табл. 3.2.

15. Построить график зависимости КПД исследуемого планетарного редуктора от крутящих моментов T_2 на выходном валу редуктора при заданных частотах вращения входного редуктора.

16. Построить график зависимости КПД исследуемого планетарного редуктора от частоты вращения входного вала редуктора n_1 при заданных крутящих моментах на выходном валу редуктора.

Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель работы; кинематическую схему, краткое описание устройства и принципа работы установки ДП-5К; кинематическую схему, описание устройства и расчет передаточного числа исследуемого планетарного редукто-

ра; таблицу опытных и расчетных результатов (табл. 3.2); график зависимости КПД от крутящего момента на ведомом валу T_2 при постоянной частоте вращения n_1 ; график зависимости КПД от частоты вращения вала электродвигателя n_1 при постоянном крутящем моменте на ведомом валу T_2 ; анализ полученных экспериментальных КПД.

Контрольные вопросы



1. *Какие передачи называются планетарными?*
2. *Достоинства и недостатки планетарной передачи.*
3. *Принцип работы установки ДП-5К.*
4. *Методика определения крутящих моментов на ведущем и ведомом валах редуктора.*
5. *Методика определения КПД передачи.*
6. *Потери, имеющиеся в планетарной передаче. Какие из них наиболее существенны?*
7. *Какие меры по снижению потерь в планетарных передачах являются наиболее эффективными?*
8. *Чем объяснить меньшие потери в подшипниках планетарной передачи по сравнению с обычными зубчатыми передачами?*
9. *Как изменяется КПД планетарных передач в зависимости от передаточного отношения и передаваемой мощности?*

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Цель работы: изучение конструкции червячного редуктора; определение основных параметров червячного зацепления, червяка и червячного колеса; ознакомление с методикой регулировки «пятна контакта» и радиального зазора в подшипниках.

Инструменты: штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм; микрометрический глубиномер с пределом измерения 0–25 мм; ключ 17×19, набор плоских щупов.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по червячным передачам [1, с. 219–229; 2, с. 172–180].

Общие сведения

Червячная передача – зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары. Основные элементы червячной передачи – червяк и червячное колесо, оси которых перекрещиваются под углом 90° . По сравнению с зубчатыми передачами они обеспечивают большие передаточные числа (от 10 до 80, в слабонагруженных механизмах до 1000), плавность и бесшумность работы, высокую кинематическую точность, возможность получения самотормозящей передачи и способность передавать крутящий момент под углом.

Передача крутящего момента от червяка к колесу осуществляется посредством трения скольжения, а не трения качения, как в зубчатых передачах, поэтому червячная передача имеет низкий КПД по сравнению с зубчатыми (табл. 4.1), что является их основным недостатком. Для снижения силы трения применяются дорогие антифрикционные материалы (чаще всего на медной основе), из которых изготавливается зубчатый венец червячного колеса. Кроме этого, при сборке редуктора необходимо добиваться получения максимального «пятна контакта». «Пятно контакта» –

это сумма линий контакта боковых поверхностей витков червяка и зубьев червячного колеса. Увеличение «пятна контакта» приводит к уменьшению удельного давления на поверхности и тем самым к увеличению толщины масляного слоя, что ведет к снижению коэффициента трения, а значит, к уменьшению силы трения и в результате к повышению КПД.

Таблица 4.1

Значение КПД в зависимости от числа заходов червяка

КПД передачи с учетом потерь на трение в подшипниках при числе заходов червяка Z_1			КПД зубчатой передачи
1	2	4	
0,70–0,75	0,75–0,82	0,82–0,92	0,96–0,98

Из-за низкого КПД при работе червячной передачи в зацеплении выделяется большое количество тепла, в результате уменьшается вязкость масла, что приводит к резкому ухудшению его смазочных свойств, и возникает опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя, а также к устранению бокового зазора и заклиниваю передачи. Поэтому червячную передачу предпочтительно использовать в приводах периодического, а не непрерывного действия. Для уменьшения температуры следует увеличить внешнюю поверхность корпуса редуктора путем выполнения на нем ребер либо применять искусственное охлаждение, которое может осуществляться: обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка (рис. 4.1, *а*), охлаждением масла водой, проходящей через змеевик (рис. 4.1, *б*), или применением циркуляционной системы смазки со специальным холодильником (рис. 4.1, *в*).

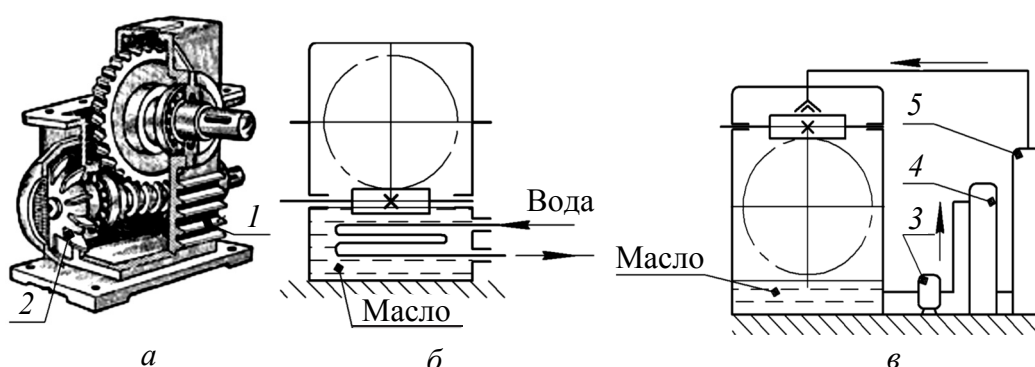


Рис. 4.1. Способы охлаждения червячного редуктора:

а – вентилятором; *б* – с помощью змеевика; *в* – циркуляционной смазкой:

1 – ребро; 2 – вентилятор; 3 – насос; 4 – фильтр; 5 – холодильник

При малой передаваемой мощности пониженный КПД не играет существенной роли, но уже при средних мощностях использование червячной передачи становится менее экономически выгодным, чем зубчатой. Поэтому мощность червячных передач обычно не превышает 50 кВт и только в редких случаях доходит до 100–150 кВт.

Различают червячные передачи с верхним (рис. 4.2, б, в), нижним (рис. 4.2, а, г) и боковым (рис. 4.2, д, е) расположением червяка относительно червячного колеса. Кроме того, червячные передачи квалифицируют по количеству заходов червяка (одно- и многозаходные (2, 4)); форме червяка (цилиндрические и глобоидные); форме поверхности витка червяка (архимедовы (рис. 4.3, а), эвольвентные (рис. 4.3, б), конволютные (рис. 4.3, в)); направлению витков (правое и левое).

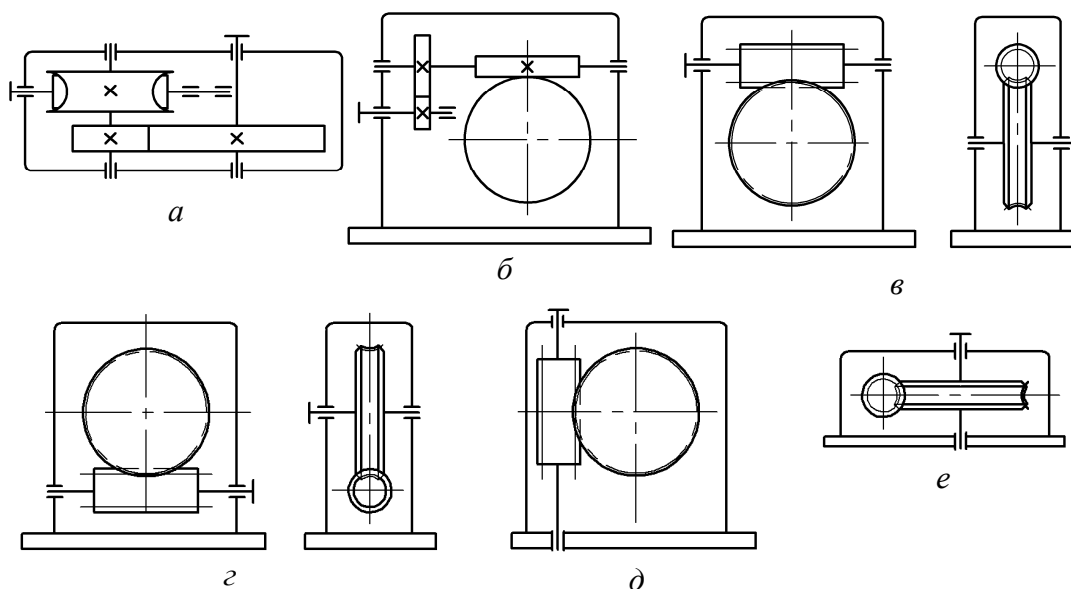


Рис. 4.2. Кинематические схемы червячных редукторов:
 а – двухступенчатый червячно-цилиндрический с нижним расположением червяка; б – двухступенчатый цилиндрическо-червячный с верхним расположением червяка; в – одноступенчатый с верхним расположением червяка; г – одноступенчатый с нижним расположением червяка; д – одноступенчатый с боковым вертикальным расположением червяка; е – одноступенчатый с боковым горизонтальным расположением червяка

Среди червячных редукторов наиболее распространены одноступенчатые (рис. 4.2, в, г, д, е). При необходимости получения большого передаточного числа используют либо двухступенчатые червячные редукторы, либо комбинированные червячно-цилин-

дрические (рис. 4.2, *a*) или цилиндрическо-червячные (рис. 4.2, *б*). Выбор схемы червячного редуктора определяется требованиями компоновки и значением передаточного числа. Червячные редукторы с нижним расположением червяка применяются при $V_1 \leq 5$ м/с, с верхним – при $V_1 \geq 5$ м/с. В червячных редукторах с боковым расположением червяка (рис. 4.2, *д*, *е*) затруднена смазка подшипников вертикальных валов.

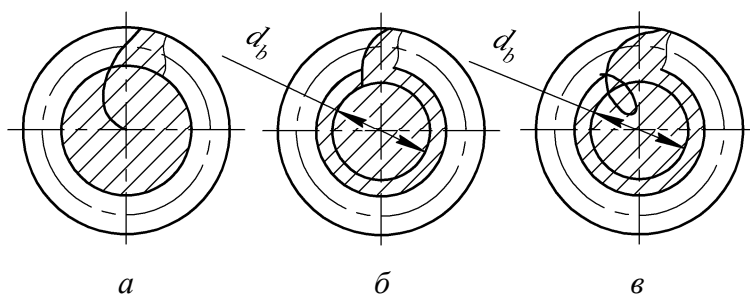


Рис. 4.3. Формы поверхности витка червяка:

a – архимедов (ZA); *б* – эвольвентный (ZI); *в* – конволютный (ZN)

Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическим **червяком**, имеющим архимедов профиль витка. Червяки изготавливают из углеродистой или легированной стали. Они могут выполняться заодно с валом или насадными.

Архимедовы червяки можно нарезать на обычных токарных или резьбофрезерных станках. Для увеличения КПД боковые поверхности подвергают термической обработке, шлифуют, а иногда и полируют. Но архимедовы червяки требуют для этого специальные шлифовальные круги фасонного профиля, что затрудняет обработку и снижает точность изготовления. Поэтому архимедовы червяки изготавливают в основном с нешлифованными витками при $HV \leq 350$. Для высокотвердых шлифуемых витков используют эвольвентные червяки.

Эвольвентные червяки имеют эвольвентный профиль в торцевом сечении, поэтому подобны косозубым эвольвентным колесам, у которых число зубьев равно числу заходов червяка. Основное преимущество эвольвентных червяков – возможность шлифования витков плоской стороной круга.

Червячные колеса могут быть выполнены как цельными, так и составными. В последнем случае колесо состоит из чугунного или стального центра и закрепленного на нем бронзового (либо другого антифрикционного материала) венца, насаживаемого на

обод. При малых размерах колеса из антифрикционных материалов и чугунные любых размеров производят цельными.

Опоры валов червяка и червячного колеса предназначены для удержания вращающейся детали в нужном для правильной работы положении. Обычно их изготавливают с применением подшипников качения (шариковых радиальных, шариковых радиально-упорных или конических роликовых радиально-упорных). Выбор типа подшипников зависит от соотношения осевой и радиальной сил, действующих в зацеплении.

Уплотнения устанавливаются в сквозных крышках, через которые выходят концы валов. Они предназначены для предотвращения попадания посторонних частиц в подшипники и зацепление через зазор между крышками подшипников и валов, а также предотвращения вытекания смазки из редуктора. Тип уплотнения выбирается в зависимости от скорости валов и вида смазки.

Корпус редуктора обычно изготавливают из чугуна. Конструкция должна обеспечить легкую установку в него червяка и вала червячного колеса, а также достаточную прочность и жесткость. Для червячных редукторов с верхним (или нижним) расположением червяка корпус делается разъемным по горизонтальной плоскости, проходящей через ось вала червячного колеса.

В червячных редукторах в верхней точке корпуса устанавливается **отдушина**, предназначенная для выравнивания давления внутри и снаружи корпуса, что предотвращает выдавливание смазки через уплотнения и стыки.

Описание конструкции червячного редуктора

Объектом исследований является червячный редуктор с верхним расположением червяка, конструкция которого представлена на рис. 4.4. Все детали редуктора монтируются в литом чугунном корпусе, состоящем из двух частей: основания корпуса 22 и крышки 16, которые соединяются между собой при помощи болтов 13 с гайками 14. Пружинные шайбы 15 предохраняют болтовое соединение от самораскручивания.

Опорами для вала червяка 17 и червячного колеса 19 служат радиально-упорные роликовые конические однорядные подшипники 18 и 20, установленные враспор.

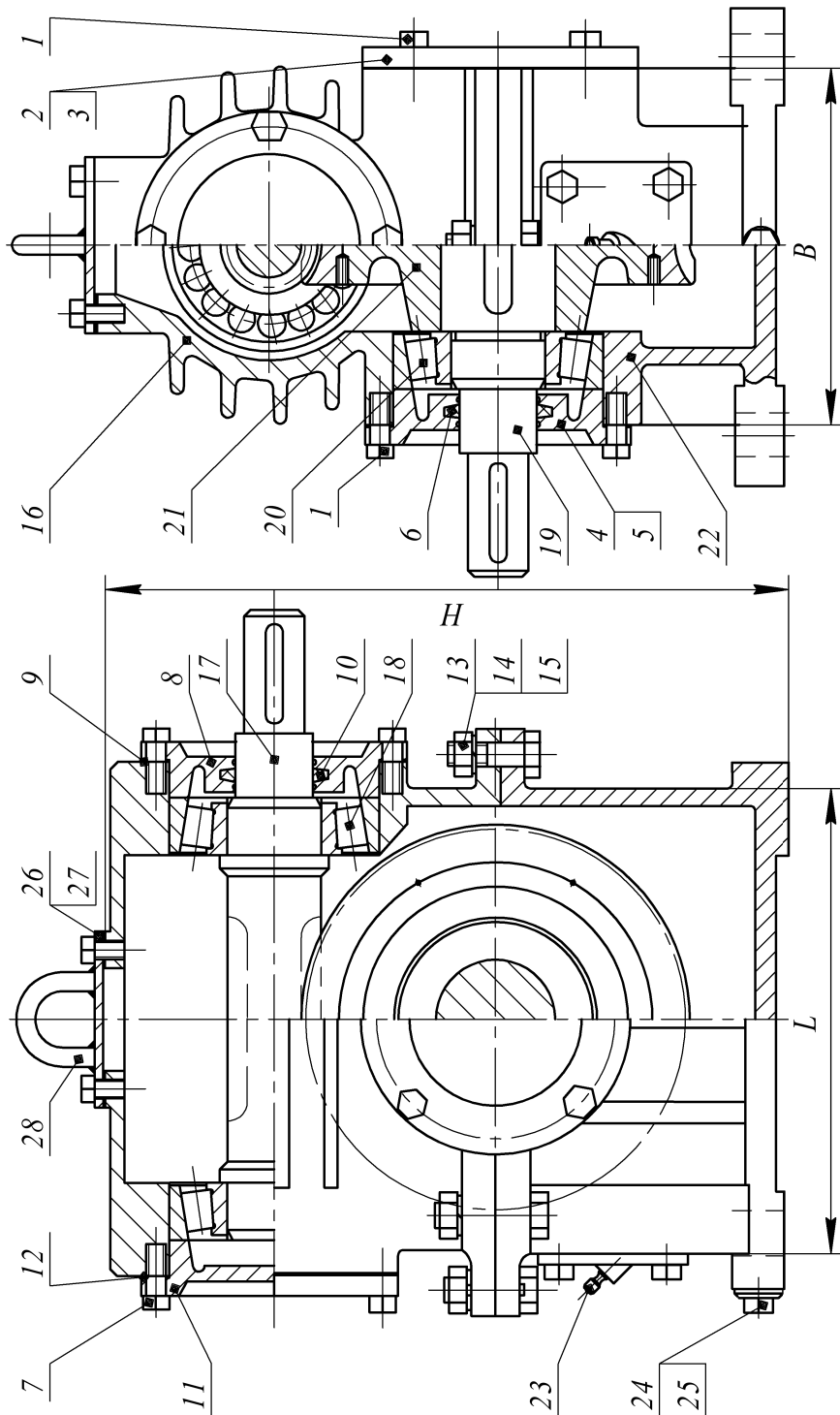


Рис. 4.4. Конструкция червячного редуктора:

1, 7 – болт; 2, 4, 8, 11 – крышки подшипников; 3, 5, 9, 12 – набор металлических прокладок;

6, 10 – уплотнение войлочное; 13 – болт; 14 – гайка; 15 – шайба пружинная; 16 – крышка корпуса;

17 – вал червяка; 18, 20 – подшипники; 19 – вал червячного колеса; 21 – колесо червячное; 22 – основание корпуса;

23 – маслоуказатель; 24 – пробка; 25 – прокладка; 26 – крышка смотровая; 27 – прокладка; 28 – петля

Между крышками подшипников 2, 4, 8, 11 и корпусом устанавливается набор металлических прокладок 3, 5, 9, 12, предназначенных для регулирования зазора в подшипниках и осевого положения червячного колеса. Крышки подшипников крепятся к корпусу болтами 1 и 7.

Основание корпуса 22 одновременно служит и резервуаром для масла, уровень которого контролируется маслоуказателем 23. Пробка 24 предназначена для слива масла, прокладка 25 – для уплотнения, смотровая крышка 26 – для наблюдения за состоянием червячного зацепления. На смотровой крышке приварена грузовая петля 28, обеспечивающая удобство подъема и переноса редуктора (чаще с этой целью ставят рым-болты или делают проушины).

Для обеспечения жесткости корпус редуктора имеет ребра жесткости. На крышке корпуса снаружи отлиты ребра охлаждения, позволяющие снизить температуру нагрева редуктора при работе.

Порядок выполнения работы

Разборка редуктора и замер основных параметров

1. Отвернуть болты крышек подшипников 1, 7; снять сквозные крышки 4, 8 с набором металлических прокладок 5, 9, глухие крышки 2, 11 с набором металлических прокладок 3, 12.

2. Измерить межосевое расстояние a_w между центровыми отверстиями на валу червяка 17 и линией разъема корпуса редуктора, совпадающей с осью вала червячного колеса.

3. Отвернуть болты 13 с гайками 14 и пружинными шайбами 15. Снять крышку корпуса 16 в сборе с валом червяка 17.

4. Вынуть вал червяка 17 в сборе с подшипниками 18 и изучить их конструкцию.

5. Исследовать конструкцию сквозных крышек 4, 8 и уплотнений 6, 10.

6. Достать вал 19 с подшипниками 20 и червячным колесом 21 из основания корпуса 22. Изучить конструкцию червячного колеса 21, вала 19, основания корпуса редуктора 22.

7. Определить число заходов (витков) червяка Z_1 . Для этого необходимо совершить один полный оборот червяка и подсчитать, сколько раз начинаются витки.

8. Подсчитать количество зубьев червячного колеса Z_2 .

9. Измерить диаметры окружностей вершин червяка d_{a1} (рис. 4.5) и червячного колеса d_{a2} , наибольший диаметр червячного колеса d_{ae2} , ширину венца колеса b_2 и длину нарезанной части червяка b_1 .

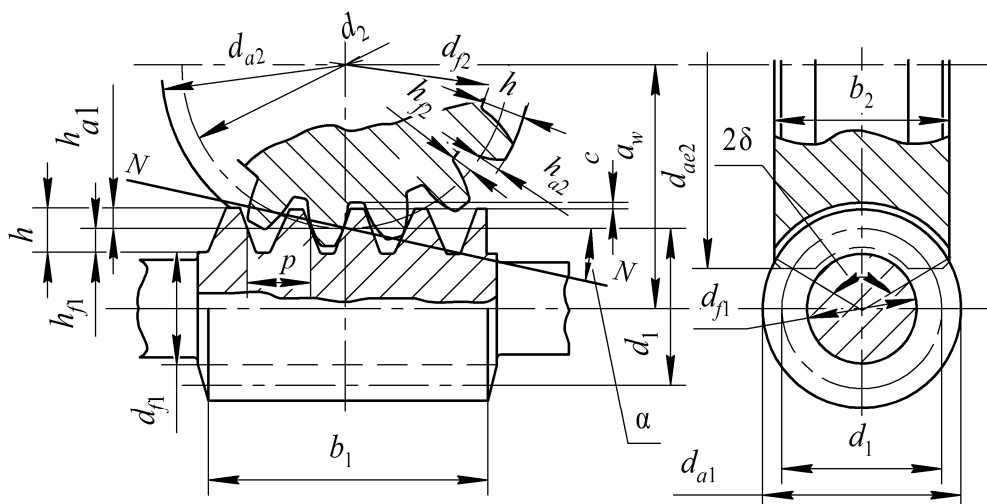


Рис. 4.5. Геометрические параметры червячного зацепления

10. Измерить габаритные размеры корпуса редуктора: высоту H , ширину B , длину L (рис. 4.4). Результаты замеров занести в табл. 4.2.

11. Выполнить кинематическую схему редуктора согласно требованиям к условным обозначениям, представленным в прил. 1.

Таблица 4.2

Измеренные параметры

Параметры	Значения
Межосевое расстояние a_w , мм	
Число заходов червяка Z_1	
Число зубьев червячного колеса Z_2	
Диаметр окружности вершин d_a , мм:	
– червяка d_{a1}	
– колеса d_{a2}	
Наибольший диаметр червячного колеса d_{ae2} , мм	
Длина нарезанной части червяка b_1 , мм	
Ширина колеса b_2 , мм	
Габаритные размеры корпуса редуктора, мм:	
– высота H	
– ширина B	
– длина L	

Определение основных параметров зацепления

1. Рассчитать передаточное число редуктора U по формуле

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (4.1)$$

2. Определить осевой модуль зацепления m по формуле

$$m = \frac{d_{a2}}{Z_2 + 2}. \quad (4.2)$$

Полученные значения модуля округлить до ближайшего стандартного $m_{ст}$ по табл. 4.3.

Таблица 4.3

**Стандартные значения модуля, коэффициента
толщины червяка и числа заходов**

Модуль m , мм	Число заходов червяка Z_1 при коэффициенте диаметра червяка q							
	8	(9)	10	(12)	12,5	(14)	16	20
1,25	–	–	–	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
1,60	–	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
2,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	(1; 2; 4)	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
2,50	1; 2; 4	–	1; 2; 4	(1; 2; 4)	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
3,15	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
4,00	1; 2; 4	(1; 2; 4)	1; 2; 4	(1)	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
5,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
6,30	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4	1; 2; 4	1; 2; 4
8,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
10,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
12,50	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
16,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–

Примечание. В скобках приведены допускаемые значения. Следует предпочитать значения, приведенные без скобок.

3. Определить делительные диаметры червяка d_1 и колеса d_2 по формулам:

$$d_1 = d_{a1} - 2m_{ст}, \quad d_2 = m_{ст} Z_2. \quad (4.3)$$

4. Определить коэффициент диаметра червяка по следующей формуле:

$$q = \frac{d_1}{m_{ст}}. \quad (4.4)$$

Полученное значение округлить до стандартного $q_{ст}$ для выбранного стандартного модуля $m_{ст}$ (табл. 4.3).

5. Уточнить делительный диаметр червяка по формуле

$$d_1 = m_{ст} q_{ст}. \quad (4.5)$$

6. Рассчитать диаметр вершин витков червяка d_{a1} и зубьев червячного колеса d_{a2} по следующим формулам:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a, \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a, \quad (4.6)$$

где h_a – высота головки зуба, $h_a = m_{ст}$, мм.

7. Вычислить наибольший диаметр червячного колеса по формуле

$$d_{ae2} = d_{a2} + 2h_a. \quad (4.7)$$

8. Сравнить рассчитанные значения d_{a1} , d_{a2} и d_{ae2} с ранее измеренными (табл. 4.2). В случае несовпадения расчетных значений с замеренными необходимо принять другое значение стандартного коэффициента диаметра червяка q (табл. 4.3) и повторить расчеты.

9. Найти диаметр впадин зубьев колеса по формуле

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f, \quad (4.8)$$

где h_f – высота ножки зуба, мм, рассчитываемая по следующему уравнению:

$$h_f = h_a + c = m_{ст} + 0,2m_{ст} = 1,2m_{ст}. \quad (4.9)$$

10. Определить угол подъема винтовой линии червяка по формуле

$$\gamma = \arctg\left(\frac{Z_1}{q_{ст}}\right). \quad (4.10)$$

11. Уточнить межосевое расстояние по следующей формуле

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (4.11)$$

Сравнить рассчитанное значение a_w с ранее замеренным (табл. 4.2) и объяснить причину расхождения, если оно имеется.

12. Вычислить длину нарезной части червяка b_1 и ширину венца червячного колеса b_2 по формулам:

– при числе заходов $Z_1 = 1, Z_2 = 2$:

$$b_1 \geq (11 + 0,06Z_2)m_{ст}, \quad (4.12)$$

$$b_2 \leq 0,75d_{a1}; \quad (4.13)$$

– при числе заходов $Z_1 = 4$:

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09Z_2)m_{ст}, \quad (4.14)$$

$$b_2 \leq 0,67d_{a1}. \quad (4.15)$$

13. Найти угол обхвата 2δ червяка венцом червячного колеса по формуле

$$\delta = \arcsin\left(\frac{b_2}{d_1 + 1,5m}\right). \quad (4.16)$$

Результаты расчетов занести в табл. 4.4.

Таблица 4.4

Рассчитанные параметры зацепления

Параметры	Значения
Передаточное число U	
Стандартный модуль m , мм	
Коэффициент диаметра червяка q	
Диаметр делительной окружности d , мм:	
– червяка d_1	
– колеса d_2	
Диаметр окружности вершин d_a , мм:	
– червяка d_{a1}	
– колеса d_{a2}	
Диаметр окружности впадин d_f , мм:	
– червяка d_{f1}	
– колеса d_{f2}	
Наибольший диаметр червячного колеса d_{ae2} , мм	
Межосевое расстояние a_w , мм	
Угол подъема винтовой линии червяка γ , град.	
Угол обхвата червяка венцом червячного колеса 2δ , град.	
Длина нарезной части червяка b_1 , мм	
Ширина колеса b_2 , мм	

Сборка редуктора

Сборка редуктора производится в порядке, обратном разборке, но при этом необходимо отрегулировать радиальный зазор в

подшипниках валов червяка и червячного колеса, осевое положение червячного колеса и «пятно контакта» между витками червяка и зубьями червячного колеса.

Сборка узла вала червяка и регулирование радиального зазора в подшипниках

Вставить вал червяка с внутренними кольцами подшипника в крышку корпуса редуктора. Одеть наружные кольца подшипников и отрегулировать в них радиальный зазор при помощи подбора толщин набора металлических прокладок 9 и 12 (рис. 4.4), установленных между корпусом редуктора и крышками подшипников 8 и 11.

Для этого установить крышку 11 в корпус с комплектом прокладок толщиной 1,5–2,0 мм и зажать болты 7 до отказа. Затем закрепить вторую крышку 8 без прокладок и равномерно зажать винты до тех пор, пока вал червяка не сможет вращаться. После этого отпустить винты на четверть оборота. С помощью комплекта щупов измерить зазор δ_1 между корпусом редуктора и фланцем крышки подшипника 8. С учетом того, что величина зазора в подшипниках должна составлять $\delta_2 = 0,08–0,15$ мм (для вала диаметром 50 мм), суммарная толщина прокладок должна быть равна $\delta_1 + \delta_2$. Снять крышку подшипника 8 и подобрать набор прокладок этой толщины. Установить крышку с прокладками в корпус и закрутить винты до отказа. Провернуть вал рукой. Если вал вращается туго, то требуется установить еще одну тонкую прокладку и проверить индикатором величину осевого смещения вала. Окончательный радиальный зазор в подшипниках не должен превышать рекомендуемые значения δ_2 .

По аналогии отрегулировать радиальный зазор в подшипниках вала червячного колеса.

Регулировка «пятна контакта» в зацеплении

Сборка червячных передач должна обеспечивать правильное зацепление витков червяка с зубьями червячного колеса. Для этого необходимо, чтобы ось червяка и средняя плоскость червячного колеса совпадали (см. рис. 4.6, а). Проверка их совпадения производится с помощью отвеса, шаблонов или отпечатка краски. Краску наносят на винтовую поверхность червяка, после чего его вводят в зацепление с червячным колесом и медленным поворотом

червяка получают отпечатки на зубьях червячного колеса, по которым и судят о правильности зацепления: правильное – рис. 4.6, *а*; неправильное – рис. 4.6, *б*, *в*.

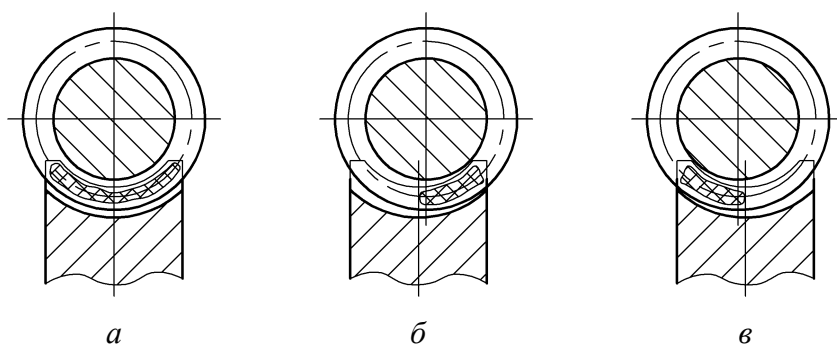


Рис. 4.6. Расположение «пятна контакта»:
а – правильное; *б*, *в* – неправильное

Регулировка «пятна контакта» проводится только после регулировки радиального зазора в подшипниках (см. выше) и осуществляется за счет осевого перемещения червячного колеса с помощью выбора толщины набора металлических прокладок δ и l_l (рис. 4.4) между крышками подшипников и корпусом редуктора. Для перемещения червячного колеса вправо до совпадения оси червяка и средней линии червячного колеса (см. рис. 4.6, *б*) следует переставить прокладки с левой опоры вала червячного колеса на правую опору. В этом случае червячное колесо вместе с валом переместится вправо, не нарушая отрегулированный ранее радиальный зазор в подшипниках.

Тепловой расчет червячной передачи

При работе червячной передачи значительная часть мощности расходуется на преодоление трения в зацеплении, в результате чего происходит нагревание редуктора. Выделяемое тепло отводится в окружающую среду через стенки редуктора. При недостаточном отводе тепла редуктор перегревается и выходит из строя. Поэтому необходимо производить тепловой расчет с целью определения температуры масла t_m , которая не должна превышать допустимой величины $[t_m] = 60\text{--}90^\circ\text{C}$ и находится по формуле

$$t_m = \frac{(1 - \eta_{\text{ч.п}})P_1}{KA} + t_B \leq [t_m], \quad (4.17)$$

где $\eta_{ч.п.}$ – КПД червячной передачи; P_1 – мощность на входном валу редуктора, Вт; K – коэффициент теплопередачи (8–12); A – площадь поверхности редуктора, м², определяемая по формуле

$$A = K_1 [2H(B + L) + BL],$$

где H , B , L – соответственно высота, ширина и длина корпуса редуктора, м; K_1 – вспомогательный коэффициент, учитывающий увеличение площади охлаждения за счет ребер жесткости и охлаждения ($K_1 = 1,27$); t_b – температура воздуха ($t_b = 18–20^\circ\text{C}$).

Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель работы; кинематическую схему редуктора (см. прил. 1); табл. 4.2 и 4.4; схему червячного зацепления (рис. 4.5); схему «пятна контакта» (рис. 4.6); тепловой расчет редуктора.

Контрольные вопросы



1. Основные достоинства и недостатки червячных передач.
2. В каких случаях целесообразно применять червячные передачи?
3. Зачем и как регулируется «пятно контакта» в зацеплении?
4. Почему требуется регулировать радиальный зазор в подшипниках?
5. Как связаны параметры червяка и червячного колеса с модулем?
6. Почему необходим тепловой расчет червячной передачи?
7. Как определить передаточное число червячной передачи?
8. Как определить модуль зацепления?

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: определение теоретического и фактического КПД червячной передачи в зависимости от крутящего момента и скорости скольжения; анализ коэффициентов полезного действия червячной передачи, полученных теоретически и экспериментально.

Инструменты: установка ДП-4К.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по червячным передачам [1, с. 219–229; 2, с. 172–180].

Общие сведения

Основным недостатком червячной передачи, ограничивающим область ее применения, является низкое значение КПД, что приводит к повышенным потерям мощности. Потери мощности обуславливаются главным образом работой сил трения между сопряженными поверхностями колеса и червяка, так как в процессе зацепления последних имеет место скольжение витков червяка вдоль рабочих поверхностей зубьев колеса аналогично тому, как это происходит в передаче винт – гайка.

Для снижения силы трения существуют следующие методы повышения КПД червячного зацепления:

1) применение дорогого антифрикционного материала (обычно на медной основе), из которых изготавливается зубчатый венец червячного колеса, что приводит к уменьшению коэффициента трения;

2) увеличение «пятна контакта» приводит к уменьшению удельного давления на поверхности и, следовательно, к увеличению толщины масляного слоя, снижению коэффициента трения;

3) увеличение частоты вращения вала червяка приводит к росту окружной скорости, а значит, и скорости скольжения, что также способствует увеличению толщины масляного слоя за счет

того, что смазка, в силу своей упругости, не успевает выдавливаться из зоны контакта, и повышению значения КПД. Другим путем увеличения скорости скольжения, а значит и КПД, является увеличение угла подъема винтовой линии путем увеличения числа заходов;

4) применение специальных масел с противозадирными добавками, а также циркуляционное смазывание зацепления (рис. 4.1, в), при этом меньше энергии затрачивается на разбрызгивание и перемешивание масла;

5) термообработка, шлифование и/или полирование витков червяка. В результате снижается сила трения и повышается КПД.

В лабораторной работе исследуется изменение КПД в зависимости от нагрузки (крутящего момента) и скорости скольжения, зависящей от частоты вращения.

Описание лабораторной установки для определения КПД червячного зацепления

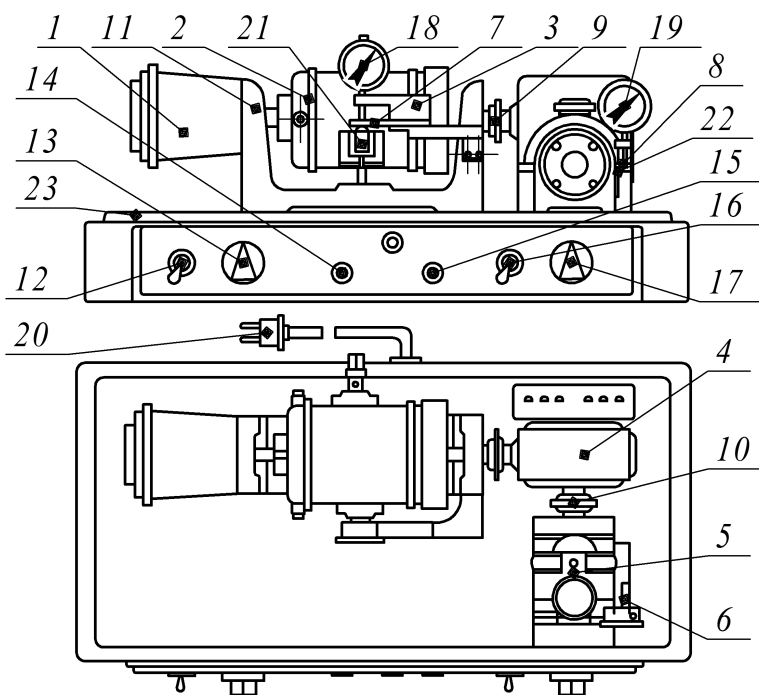
Установка ДП-4К (рисунок) смонтирована на литом металлическом основании и состоит из трех узлов: электродвигателя 2 с тахометром 1, нагрузочного устройства (магнитный порошковый тормоз) 5 и червячного редуктора 4.

Тахометр служит для измерения частоты вращения вала электродвигателя; нагрузочное устройство имитирует рабочую нагрузку на выходном валу редуктора.

В стойках электродвигателя 2 и нагрузочного устройства 5 смонтированы измерительные устройства динамометрического типа 3 и 6, состоящие из плоских пружин 7 и 8 и индикаторов часового типа 18 и 19, которые упираются своими штоками в плоские пружины, закрепленные в измерительных устройствах 3 и 6. Измерительные устройства удерживают статор электродвигателя и корпус нагрузочного устройства от проворачивания в подшипниках. Пружины измерительных устройств 7 и 8 градуируются, что позволяет определить значения реактивных крутящих моментов на валу электродвигателя T_d и на ведомом валу редуктора T_T через тарировочные коэффициенты.

Статор электродвигателя 2 свободно установлен на двух шарикоподшипниках в кронштейне 11 и может вращаться вокруг общей оси с ротором электродвигателя, что позволяет непосредственным замером определять реактивный крутящий момент на валу электродвигателя. Электродвигатели со свободным статором называют балансирными.

При включенном электродвигателе реактивный момент на валу ротора поворачивает статор, который своим рычагом 21 давит на плоскую пружину динамометра 7, удерживающую статор от поворота. При этом деформация пружины соответствует определенной величине реактивного крутящего момента, создаваемого электродвигателем.



Установка ДП-4К:

- 1 – тахометр; 2 – электродвигатель;
 3, 6 – устройство измерительное динамометрического типа;
 4 – редуктор червячный; 5 – устройство нагрузочное
 (тормоз магнитный порошковый); 7, 8 – пружина плоская;
 9, 10 – муфта упругая; 11 – кронштейн электродвигателя;
 12 – тумблер включения электродвигателя; 13 – потенциометр
 электродвигателя; 14, 15 – лампа сигнальная; 16 – тумблер
 включения нагрузочного устройства; 17 – потенциометр
 нагрузочного устройства; 18, 19 – индикатор часового типа;
 20 – шнур питания; 21, 22 – рычаг

Ротор электродвигателя через муфту 9 соединен с входным валом червячного редуктора, а ведомый вал редуктора (вал червячного колеса) через муфту 10 соединен с валом нагрузочного устройства.

Нагрузочное устройство 5 представляет собой магнитный порошковый тормоз, работа которого описана в лабораторной работе № 3 (см. с. 52).

На передней панели установки расположены: тумблер 12 и контрольная лампочка 14 включения электродвигателя; ручка потенциометра 13, регулирующего частоту вращения электродвигателя; тумблер включения нагрузочного устройства 16; ручка 17 потенциометра, изменяющего величину тормозного момента нагрузочного устройства.

Порядок выполнения работы

Составление кинематической схемы установки ДП-4К и определение параметров червячного зацепления

1. Составить кинематическую схему прибора ДП-4К с использованием условных обозначений в графических схемах (см. прил. 1).

2. Проверить уровень масла в редукторе по отметкам, которые нанесены на правом торце редуктора, чтобы зуб червячного колеса погружался на половину высоты. При необходимости долить масло.

3. Определить параметры червячного зацепления (число заходов червяка $Z_1 = 2$, число зубьев червячного колеса $Z_2 = 50$; модуль $m = 1,25$ мм; коэффициент диаметра червяка $q = 16$).

Передаточное число передачи найти из условия (4.1). Делительный диаметр червяка d_1 рассчитать по формуле (4.5), червячного колеса d_2 – по уравнению (4.3), угол подъема винтовой линии червяка γ – по формуле (4.10).

Определить скорость скольжения V_s витков червяка относительно зубьев червячного колеса для трех частот вращения вала электродвигателя (по согласованию с преподавателем) по формуле

$$V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 000 \cos \gamma}. \quad (5.1)$$

Результаты расчетов занести в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Параметры червячного зацепления и скорости скольжения

Параметры	Значения
Число заходов червяка Z_1	
Число зубьев червячного колеса Z_2	
Модуль зацепления m , мм	
Коэффициент диаметра червяка q	
Передаточное число U	
Диаметр делительной окружности червяка d_1 , мм	
Диаметр делительной окружности червячного колеса d_2 , мм	
Угол подъема винтовой линии червяка γ	
Скорость скольжения V_s , м/с, при частоте вращения n_1 , мин ⁻¹ :	
$n_1 =$	
$n_1 =$	
$n_1 =$	

Определение теоретического КПД червячной передачи

Теоретическое определение КПД закрытой червячной передачи производится исходя из того, что потери энергии в ней складываются из потерь на трение в зацеплении, подшипниках и гидродинамических потерь на размешивание и разбрызгивание масла внутри корпуса редуктора. Из них главную часть составляют потери в зацеплении, зависящие от материалов червяка и зубьев червячного колеса, шероховатости контактных поверхностей, скорости скольжения, угла подъема винтовой линии (числа заходов червяка), точности изготовления и сборки, жесткости всей системы, способа смазки, свойств смазочного материала и других факторов.

Общий теоретический КПД червячного редуктора рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{теор}} = \eta_{\text{п.п}}^n \eta_{\text{гидр}} \eta_{\text{ч.з}}, \quad (5.2)$$

где $\eta_{\text{п.п}}$ – КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников качения ($\eta_{\text{п.п}} = 0,99$); n – число пар подшипников в редукторе; $\eta_{\text{гидр}}$ – КПД, учитывающий гидродинамические потери, связанные

с перемешиванием и разбрызгиванием масла в корпусе редуктора ($\eta_{\text{гидр}} = 0,97-0,98$); $\eta_{\text{ч.з}}$ – КПД, учитывающий потери в зацеплении и определяемый по формуле

$$\eta_{\text{ч.з}} = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (5.3)$$

где ρ' – приведенный угол трения, определяемый из условия

$$\rho' = \text{arctg } f',$$

здесь f' – приведенный коэффициент трения, который зависит от скорости скольжения, материала червячной пары, качества смазки и способа смазывания, твердости и шероховатости рабочих поверхностей червяка. Для практических расчетов значение ρ' можно взять из табл. 5.2.

Таблица 5.2

Значения приведенного угла трения

$V_s, \text{ м/с}$	0,1	0,5	1,0	1,5	2,0
ρ'	4°–5°10'	3°10'–3°40'	2°30'–3°10'	2°20'–2°50'	2°–2°30'

Примечание. Для промежуточных значений скорости скольжения V_s значение ρ' определяют методом линейной интерполяции.

Для заданных преподавателем частот вращения определить величину теоретического КПД. Построить график зависимости теоретического КПД червячной передачи от скорости скольжения $\eta = f(V_s)$.

Определение экспериментального КПД червячной передачи

Экспериментальное определение КПД червячной передачи основано на измерении реактивных крутящих моментов на ведущем и ведомом валах редуктора, которые связаны соотношением

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{T_2}{T_1 U}, \quad (5.4)$$

где T_2 – крутящий момент на выходном валу редуктора, Н · мм; T_1 – крутящий момент на валу электродвигателя, Н · мм; U – передаточное число редуктора.

Опытные значения реактивных крутящих моментов рассчитываются по формулам:

$$T_1 = i_1 k_1, \quad T_2 = i_2 k_2, \quad (5.5)$$

где i_1 – число делений индикатора электродвигателя; i_2 – число делений индикатора нагрузочного устройства; k_1 и k_2 – тарировочные коэффициенты соответственно индикатора электродвигателя и тормозного устройства ($k_1 = 4,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ на одно деление индикатора, $k_2 = 24 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ на одно деление индикатора).

1. Для заданных преподавателем числа делений на индикаторе нагрузочного устройства (i_{2-1} , i_{2-2} , i_{2-3}) по формуле (5.5) определить значения крутящего момента (T_{II1} , T_{II2} , T_{II3}) на валу нагрузочного устройства.

2. Ручки потенциометров для регулирования частоты вращения вала электродвигателя 13 и крутящего момента нагрузочного устройства 17 поворотом против часовой стрелки установить в крайнее левое положение (см. рисунок на с. 74).

3. Включить установку в сеть.

Внимание! Установку подключать только через понижающий трансформатор с выпрямителем к сети постоянного тока напряжением 110 В. Запрещается включать в электросеть напряжением 220 В.

4. Включить электродвигатель тумблером 12 и нагрузочное устройство тумблером 16.

5. Поворотом ручки потенциометра 13 по часовой стрелке установить минимальную заданную преподавателем частоту вращения n_1 вала электродвигателя, контролируя ее на тахометре 1.

6. Выставить на ноль стрелки индикаторов 18 и 19, поворачивая кольцо шкалы.

7. Поддерживая ручкой потенциометра 13 заданную частоту вращения, ручкой потенциометра 17 нагрузочного устройства установить минимальную заданную преподавателем величину числа делений i_2 индикатора 19 нагрузочного устройства. Снять показания с индикатора 18 электродвигателя (i_1) и занести их в табл. 5.3.

8. Повторить п. 7 для других заданных значений индикатора 19 (i_{2-2} , i_{2-3}) на тихоходном валу редуктора при одной частоте вращения вала электродвигателя.

Таблица 5.3

Результаты экспериментов

Крутящий момент на ведомом валу T_2 , Н · мм	Число делений индикатора		Крутящий момент на ведущем валу T_1 , Н · мм	Значение КПД	
	нагрузочного устройства i_2	электродвигателя i_1		экспериментальное	теоретическое
Частота вращения вала электродвигателя $n_1 =$					
Частота вращения вала электродвигателя $n_2 =$					
Частота вращения вала электродвигателя $n_3 =$					

9. Повторить п. 5–8 для других заданных частот вращения n_{1-2} , n_{1-3} .

10. Построить график зависимости экспериментального КПД от частоты вращения и экспериментального КПД от крутящего момента на тихоходном валу редуктора.

Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель работы; кинематическую схему установки ДП-4К; таблицу основных параметров червячной передачи (табл. 5.1); график зависимости теоретически рассчитанного КПД редуктора от частоты вращения; результаты измерений (табл. 5.3); графики зависимости теоретического и экспериментального значения КПД от частоты вращения; график зависимости экспериментального значения КПД от крутящего момента; анализ полученных экспериментальных и теоретических значений КПД.

Контрольные вопросы



1. Основные достоинства и недостатки червячных передач.
2. Пути повышения КПД червячного зацепления.
3. Методика определения теоретического значения КПД червячного зацепления.
4. Принцип определения экспериментального значения крутящего и тормозного моментов.
5. Как влияет частота вращения вала червяка на КПД червячной передачи?
6. Как и почему влияет число заходов червяка на КПД червячной передачи?

ИЗУЧЕНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВАЛОВ В РЕДУКТОРАХ И ИХ ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ

Цель работы: изучение условий эксплуатации валов; методики проведения проектного и проверочного расчета валов.

Приборы и инструменты: штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по валам [2, с. 261–276, 294–309].

Общие сведения

Роль валов в редукторе огромна, так как они обеспечивают вместе с подшипниками точность и долговечность зубчатого зацепления. Валы работают в очень тяжелых условиях, потому что испытывают совместные напряжения изгиба при знакопеременном напряжении и напряжение кручения при циклическом нагружении, а при резком торможении и реверсивном движении дополнительно и знакопеременные напряжения. Кроме этого, в зависимости от установленных на них деталей схемы нагружения валов могут быть различные: относительно опор (симметричные, асимметричные, консольные); по направлению (под различным углом); количество действующих сил не ограничивается.

Вот почему при прочностном расчете должны учитываться не только схемы нагружения вала внешними силами, но и его конструктивные особенности: галтели, канавки, шпоночные пазы, зубья шлицевого соединения, шероховатость поверхности.

Валы изготавливают из углеродистых и легированных конструкционных сталей. Если валы не подвергаются термообработке, используют углеродистые стали Ст3, Ст4, Ст5, 25, 30, 35, 40 и 45. В случае если проводится улучшение, применяют углеродистые (35, 40) или легированные стали (40Х, 40НХ). При цементации и закалке используют углеродистые (20) и легированные стали (20Х, 12ХН3А).

На рис. 6.1 показан наиболее часто применяемый ведомый ступенчатый вал 1 редуктора, на который установлены детали: звездочка цепной передачи 2, подшипники 6, мазеудерживающие кольца 8, косозубое зубчатое колесо 9, шпонка 10, гайка 11, упорная шайба 12.

Вал, установленный в корпус 7, удерживается от осевого перемещения крышками подшипника – сквозной 4 с уплотнением 3 и глухой 5.

Вал можно представить как балку, лежащую на опорах (подшипниках), к которой прикладываются сосредоточенные силы (от зубчатых колес, шкивов, звездочек, полумуфт и т. д.).

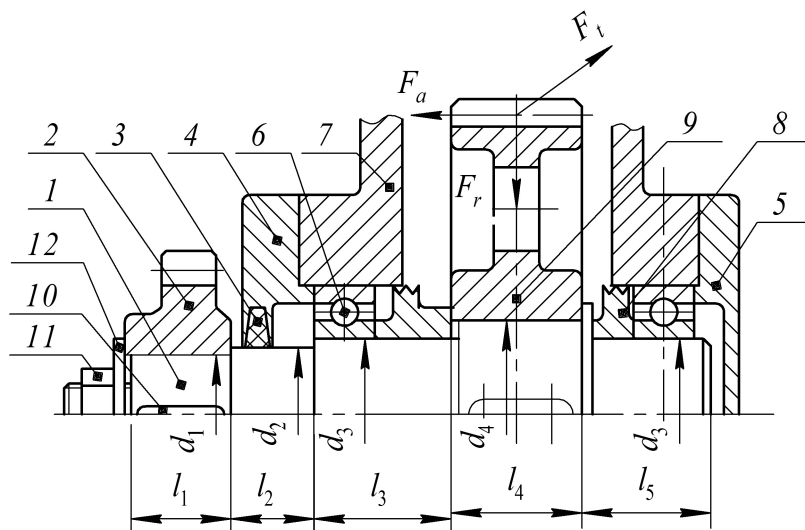


Рис. 6.1. Вал с насаженными деталями:

- 1 – вал; 2 – звездочка; 3 – уплотнение; 4 – крышка подшипника сквозная;
 5 – крышка подшипника глухая; 6 – подшипник; 7 – корпус;
 8 – кольцо мазеудерживающее; 9 – колесо зубчатое;
 10 – шпонка призматическая; 11 – гайка; 12 – шайба упорная

В табл. 6.1 (с. 85) приведены расчетные формулы по определению сил, действующих на вал от установленных на них деталей. Силы, действующие на вал, прикладываются под серединами ступиц насаженных деталей. Необходимо помнить, что силы в зацеплении действуют на расстоянии радиуса начальной окружности, а от звездочек, шкивов и полумуфт – непосредственно на вал. Все силы действуют в двух взаимно перпендикулярных плоскостях: радиальная F_r и осевая F_a лежат в одной плоскости, а окружная F_t – в другой. Силы от шкивов, звездочек и полумуфт могут действо-

вать как в одной, так и в двух плоскостях в зависимости от их расположения относительно редуктора.

Точки приложенных реакций в опорах подшипников зависят от типа подшипника: для радиальных шариковых и роликовых – по середине ширины наружного кольца; для радиально-упорных – смещаются от середины ширины подшипника на расстояние a , определяемое по формуле:

– для шариковых радиально-упорных подшипников

$$a = 0,5[B + 0,5(d + D)\text{tg}(\alpha)]; \quad (6.1)$$

– для роликовых радиально-упорных подшипников

$$a = \frac{T}{2} + \left[\frac{(d + D)}{6} \right] e, \quad (6.2)$$

где B – ширина колец подшипников, мм; d – диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника, мм; D – наружный диаметр наружного кольца подшипника, мм; α – угол контакта; T – монтажная ширина роликовых радиально-упорных подшипников, мм; e – параметр осевого нагружения. Параметры α и e принимаются из таблиц для конкретного подшипника. Направление смещения зависит от установки подшипников на вал (рис. 6.2). Смещение направлено по направлению сил S от точки приложения силы.

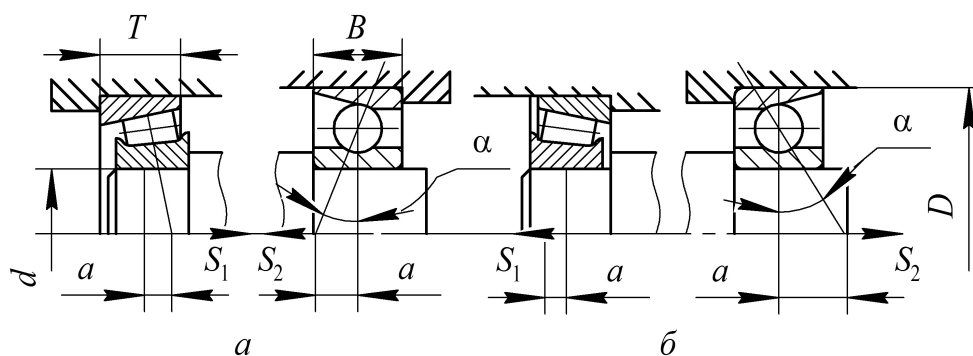


Рис. 6.2. Схемы установки радиально-упорных подшипников на валах:
 a – «враспор»; b – «врастяжку»

При работе вал испытывает напряжения изгиба и кручения от действующих на него сил. Для валов выполняют проектный и проверочный расчеты. Проектный расчет выполняют по напряжениям кручения, потому что неизвестно расстояние между точками приложения сил, следовательно, неизвестно значение изгибающе-

го момента, действующего на вал. Чтобы учесть напряжения изгиба, допускаемые напряжения кручения уменьшают в несколько раз и расчет ведут по допускаемым пониженным напряжениям кручения. Диаметр вала d находят из условия:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16\,000T}{\pi[\tau_{кр}]}} \quad (6.3)$$

где T – крутящий момент на валу, Н · м; $[\tau_{кр}]$ – допускаемое пониженное напряжение кручения, МПа. Принято для ведущего вала редуктора принимать $[\tau_{кр}] = 15\text{--}20$ МПа, для промежуточного – $[\tau_{кр}] = 25\text{--}30$ МПа, для выходного – $[\tau_{кр}] = 30\text{--}40$ МПа.

Проверочные расчеты вала в опасном сечении могут проводиться: на статическую прочность; на сопротивление усталости; на критическую скорость; на крутильную или изгибную жесткость.

Для определения опасного сечения необходимо построить эпюры изгибающих, крутящих и эквивалентных моментов. Место на валу, где действуют наибольшие напряжения и имеются концентраторы напряжения, является опасным сечением.

В редукторах проверочный расчет валов проводится на сопротивление усталости, потому что напряжения, возникающие в вале, изменяются во времени, поэтому основной причиной потери их работоспособности является усталостное разрушение. Исследованиями установлено, что изгибные напряжения изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения – по отнулевому циклу. Расчет сводится к определению действительного коэффициента запаса прочности S для опасного сечения, который должен быть не меньше допускаемого значения $[S]$, определяемого экспериментальным путем.

При проверочном расчете необходимо учитывать, что на различных участках вала имеются концентраторы напряжений. В качестве концентраторов напряжений могут быть:

- 1) место установки детали на вал с натягом;
- 2) ступенчатый переход галтелью r между соседними участками вала с разными диаметрами (см. рисунок в табл. 6.5);
- 3) шпоночный паз или шлицы;
- 4) для вала червяка, если диаметр впадин меньше диаметра вала, концентратором напряжений являются впадины витков, в противном случае – ступенчатый переход галтелью r между диаметрами;

5) для вала-шестерни цилиндрической, если диаметр впадин меньше диаметра вала, концентратором напряжения являются впадины зубьев, в противном случае – ступенчатый переход галтелью r между диаметрами.

Порядок выполнения работы

1. По согласованию с преподавателем выбрать вал.
2. Нарисовать эскиз вала с установленными на нем деталями (рис. 6.1, с. 82).
3. Измерить посадочные диаметры вала (d_1, d_2, d_3, d_4) и длину участков (l_1, l_2, l_3, l_4, l_6).
4. Рассчитать силы, действующие в зацеплении (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Формулы для определения сил, действующих на вал

Вид передачи	Силы, Н		
	Окружная F_t	Радиальная F_r	Осевая F_a
Цилиндрическая прямозубая	$F_t = \frac{2000T}{d_\omega}$	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega$	–
Цилиндрическая косозубая	$F_t = \frac{2000T}{d_\omega}$	$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega}{\cos \beta}$	$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$
Коническая прямозубая	$F_t = \frac{2000T}{d_m}$	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega \cos \delta$	$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega \sin \delta$
Червячная на червяке	$F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_{\omega 1}}$	$F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_\omega$	$F_{a1} = F_{t2}$
	на колесе		
Ременная	–	$F_B = \frac{9861T}{d} \sin \frac{\alpha}{2}$	–
Цепная	–	$F_B = \frac{1,3 \cdot 2000T}{d_d}$	–
Муфта	–	$F_M = 23\sqrt{1,5T^2}$	–

Примечания. T – крутящий момент на валу, Н · м; d_ω – начальный диаметр, мм; α_ω – угол зацепления ($\alpha_\omega = 20^\circ$); δ – угол делительного конуса, град.; a – толщина ремня, мм; b – ширина ремня, мм; α – угол обхвата шкива ремнем ($\alpha = 120^\circ$); d_d – диаметр делительной окружности звездочки, мм.

5. По согласованию с преподавателем выбрать вид открытой передачи и угол действия силы.

6. Вычислить значение силы, действующей на вал от открытой передачи (табл. 6.1).

7. Определить тип подшипников. Для радиально-упорных подшипников уточнить положение точек приложения реакций в опорах в зависимости от схемы установки подшипников (см. формулы (6.1) и (6.2)).

8. Нарисовать расчетную схему нагружения вала с указанием приложенных к валу сил и их положения.

9. Нарисовать расчетную схему нагружения вала в вертикальной плоскости и построить эпюру изгибающих моментов от сил, действующих на вал в этой плоскости.

10. Нарисовать расчетную схему нагружения вала в горизонтальной плоскости и построить эпюру изгибающих моментов от сил, действующих на вал в этой плоскости.

11. Вычислить суммарные изгибающие моменты в характерных точках по формуле

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}. \quad (6.4)$$

Построить суммарную эпюру изгибающих моментов.

12. Рассчитать значение эквивалентного момента в характерных точках по выражению

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2}. \quad (6.5)$$

Построить эпюру эквивалентных моментов.

13. По согласованию с преподавателем выбрать материал вала (табл. 6.2).

14. Найти опасное сечение на валу. В качестве опасного выбирается сечение, в котором действуют максимальный эквивалентный момент, при этом сечение вала минимально или/и имеет концентратор напряжения.

15. Определить источники концентрации напряжений в опасных сечениях.

При наличии в расчетном сечении двух источников концентрации напряжений учитывают только наиболее опасный из них: с наибольшим отношением K_{σ}/K_d или K_{τ}/K_d .

Таблица 6.2

Механические характеристики основных материалов валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм (не более)	Твердость НВ (не менее)	σ_B	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	Коэффициенты	
			МПа				Ψ_σ	Ψ_τ
45	Не ограничен	200	560	280	250	150	0	0
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05
40Х	Не ограничен	200	730	500	320	200	0,1	0,05
	120	270	900	750	410	240	0,1	0,05
40ХН	Не ограничен	240	–	–	–	–	0,1	0,05
	200	270	920	750	420	250	0,1	0,05
35ХМ	200	–	920	790	430	260	0,1	0,05

16. Для каждого концентратора напряжений в опасном сечении определить отношения $\frac{K_\sigma}{K_d}$ и $\frac{K_\tau}{K_d}$.

Если концентратором напряжения является шпоночный паз, шлицы, резьба или галтель, значение коэффициента концентрации напряжений по изгибу определяется по формулам:

$$\left. \begin{aligned} K_{\sigma D} &= K_\sigma + K_F - 1, \\ K_{\tau D} &= K_\tau + K_F - 1, \end{aligned} \right\} \quad (6.6)$$

где K_σ , K_τ – эффективный коэффициент концентрации напряжений, определяемый по табл. 6.3–6.5 в зависимости от вида концентратора напряжений; K_F – коэффициент влияния шероховатости поверхности (табл. 6.6); K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения, определяемый по табл. 6.7.

Таблица 6.3

Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов в месте шпоночного паза

σ_B , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,60	1,40	1,40
700	1,90	1,55	1,70
900	2,15	1,70	2,05
1200	2,50	1,90	2,40

Таблица 6.4

**Значения коэффициентов K_σ и K_τ
для шлицевых и резьбовых участков валов**

σ_B , МПа	K_σ		K_τ для шлицев	
	для шлицев	для резьбы	прямоугольных	эвольвентных
500	1,45	1,80	2,25	1,45
700	1,60	2,20	2,45	1,50
900	1,70	2,45	2,65	1,55
1200	1,75	2,90	2,80	1,60

Таблица 6.5

**Значения коэффициентов K_σ и K_τ
для валов в месте перехода с гальтелью**

$\frac{h}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_σ при σ_B , МПа				K_τ при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
≤ 1	0,01	1,35	1,40	1,45	1,50	1,30	1,30	1,30	1,30
	0,02	1,45	1,50	1,55	1,60	1,35	1,35	1,40	1,40
	0,03	1,65	1,70	1,80	1,90	1,40	1,45	1,45	1,50
	0,05	1,60	1,70	1,80	1,90	1,45	1,45	1,55	1,55
	0,10	1,45	1,55	1,65	1,80	1,40	1,40	1,45	1,50
≤ 2	0,01	1,55	1,60	1,65	1,70	1,40	1,40	1,45	1,45
	0,02	1,80	1,90	2,00	2,15	1,55	1,60	1,65	1,70
	0,03	1,80	1,95	2,05	2,25	1,55	1,60	1,65	1,70
	0,05	1,75	1,90	2,00	2,20	1,60	1,60	1,65	1,75
≤ 3	0,01	1,90	2,00	2,10	2,20	1,55	1,60	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,10	2,20	2,40	1,60	1,70	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,10	2,25	2,45	1,65	1,70	1,75	1,90
≤ 5	0,01	2,10	2,25	2,35	2,50	2,20	2,30	2,40	2,60
	0,02	2,15	2,30	2,45	2,65	2,10	2,15	2,25	2,40

Примечание. Радиус гальтели r принимают при $d \leq 30$ мм – $r = 1,6$ мм;
 $30 < d \leq 50$ мм – $r = 2,0$ мм; $50 < d \leq 80$ – $r = 2,5$ мм.

Таблица 6.6

Значение коэффициента K_F

Обозначение шероховатости на чертежах	K_F при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200
$\sqrt{Rz80}$; $\sqrt{Rz40}$; $\sqrt{Rz20}$	1,20	1,25	1,35	1,50
$\sqrt{Ra2,5}$; $\sqrt{Ra1,25}$; $\sqrt{Ra0,63}$	1,05	1,10	1,15	1,25
$\sqrt{Ra0,32}$; $\sqrt{Ra0,16}$	1,00	1,00	1,00	1,00

Таблица 6.7

Значение коэффициента K_d

Напряженное состояние и материал	K_d при диаметре вала d , мм				
	30	40	50	70	≥ 100
Изгиб для углеродистых сталей	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированных сталей	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62
Кручение для всех сталей					

Если концентратором напряжений является деталь, насаженная на вал с гарантированным натягом (посадки $\frac{H7}{p6}$, $\frac{H7}{r6}$, $\frac{H7}{s6}$),

значение $\frac{K_\sigma}{K_d}$ выбирают по табл. 6.8.

Таблица 6.8

**Значения отношения коэффициентов $K_{\sigma D} / K_d$ и $K_{\tau D} / K_d$
для валов в местах установки деталей с гарантированным натягом**

Диаметр вала d , мм	$K_{\sigma D} / K_d$ при σ_B , МПа				$K_{\tau D} / K_d$ при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,50	3,00	3,50	4,25	1,90	2,20	2,50	3,00
50	3,05	3,65	4,30	5,20	2,25	2,60	3,10	3,60
≥ 100	3,30	3,95	4,60	5,60	2,40	2,80	3,20	3,80

Для дальнейших расчетов принимается концентратор, у которого отношение $\frac{K_\sigma}{K_d}$ максимально.

17. Из табл. 6.2 для выбранного материала вала выписать значения пределов выносливости при кручении τ_{-1} и изгибе σ_{-1} при симметричном цикле нагружения, а также коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений нормальных ψ_σ и касательных ψ_τ .

18. Вычислить значения амплитудных напряжений по следующим формулам:

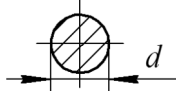

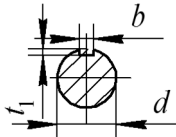
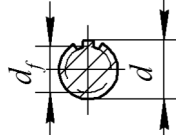
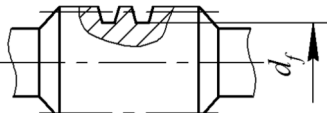
$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W}, \quad (6.7)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_p}, \quad (6.8)$$

где M , T – соответственно изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении, Н · мм, выбираемые из эпюры суммарных напряжений изгиба и эпюры крутящего момента; W , W_p – соответственно осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала (табл. 6.9), мм³.

Таблица 6.9

Формулы для определения осевого W и полярного W_p , мм³, моментов сопротивления

Сечение вала	W	W_p
Сплошное 	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$
Кольцевое 	$\frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^4 \right]$	$\frac{\pi d^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^4 \right]$
Со шпоночной канавкой 	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$
Со шлицами 	$\frac{\pi (d_a + d_f)^3}{32 \cdot 2}$	$\frac{\pi d_f^3}{16}$
Вал шестерня (червяк, резьба) 	$\frac{\pi d_f^3}{32}$	$\frac{\pi d_f^3}{16}$

Примечание. d_a – наружный диаметр вала; d_f – внутренний диаметр вала (значения определяются по делительному диаметру d).

19. Выбрать из табл. 6.10 значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения (K_V).

Таблица 6.10

Значение коэффициента K_V при различных видах поверхностного упрочнения

Вид упрочнения	σ_b сердцевины, МПа	K_V		
		для гладких валов	при K_σ	
			$\leq 1,5$	$> 1,5$
Закалка с нагревом ТВЧ (толщина слоя 0,9–1,5 мм)	600–800	1,5–1,7	1,6–1,7	2,4–2,8
	800–1000	1,3–1,5	–	–
Азотирование	900–1000	1,10–1,25	1,5–1,7	1,7–2,1
Цементация	700–800	1,4–1,5	–	–
	1000–1200	1,2–1,3	2,0	–
Дробеструйный наклеп или накатка роликом	600–1600	1,1–1,3	1,5–1,6	1,7–2,0

Примечание. При отсутствии поверхностного упрочнения значение $K_V = 1$.

20. Подсчитать средние напряжения цикла по формулам:

$$\sigma_m = 0; \quad \tau_m = \frac{T}{2W_p}. \quad (6.9)$$

21. Вычислить коэффициенты запаса прочности соответственно по напряжениям изгиба и кручения по следующим формулам:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d K_V} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (6.10)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d K_V} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}. \quad (6.11)$$

22. Рассчитать действительный коэффициент запаса прочности по формуле

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (6.12)$$

где $[S]$ – допускаемое значение коэффициента запаса, обычно принимают равным 1,1–2,5.

23. Сделать заключение о годности вала.

Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель работы; расчетную схему вала; расчет значений сил, действующих на вал; эпюры изгибающих моментов, крутящего и эквивалентного моментов в характерных точках в масштабе; результаты проверочного расчета вала; выводы.

Контрольные вопросы



1. Назначение валов.
2. По какому критерию проводится проектный расчет валов?
3. По какому критерию выполняют проверочный расчет валов?
4. В чем цель проектного расчета?
5. В чем цель проверочного расчета?
6. Как сделать заключение о годности вала?

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И МЕТОДИКА ИХ РАСЧЕТА

Цель работы: изучение конструкции подшипников качения, методики выбора подшипников и проведение проверочного расчета.

Приборы и инструменты: штангенциркуль.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомится с теоретическим материалом по подшипникам [2, с. 261–276, 294–309].

Общие сведения

Подшипники являются опорами валов и вращающихся осей. Они воспринимают нагрузки, приложенные к валу или оси, и передают их на корпус машины. Качество подшипников в значительной степени определяет надежность и долговечность машины.

Подшипник качения представляет собой готовый узел, состоящий из наружного и внутреннего колец, тел качения и сепаратора. Основными элементами являются тела качения – шарики или ролики, установленные между кольцами и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга сепаратором (рис. 7.1). В процессе работы тела качения катятся по дорожкам качения колец, одно из которых в большинстве случаев неподвижно.

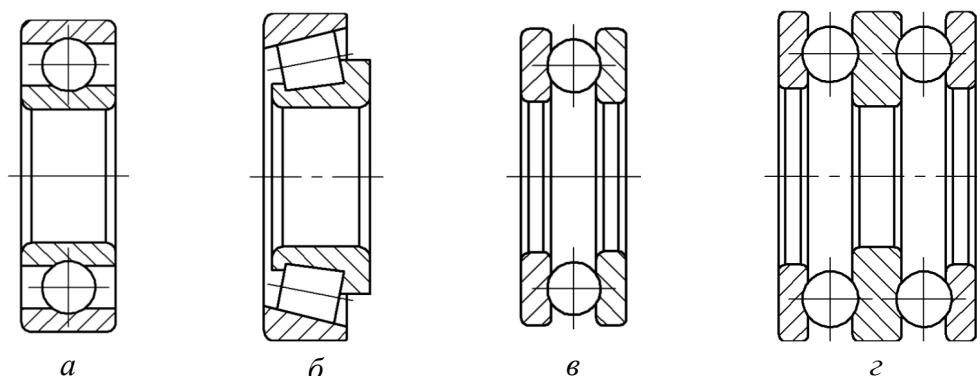


Рис. 7.1. Подшипник качения:

а – шариковый радиальный; *б* – роликовый конический;
в – шариковый упорный однорядный; *г* – шариковый упорный двухрядный

Распределение нагрузки между несущими телами качения неравномерно и зависит от величины радиального зазора в подшипнике и от точности геометрической формы его деталей. В отдельных случаях для уменьшения радиальных размеров подшипника кольца отсутствуют и тела качения катятся непосредственно по цапфе вала и корпусу.

Подшипники качения обладают следующими достоинствами:

- сравнительно малая стоимость вследствие массового производства подшипников;

- небольшие потери на трение и незначительный нагрев;

- высокая степень взаимозаменяемости;

- малый расход смазки;

- не требуют особого внимания и ухода.

Наряду с достоинствами им присущ ряд недостатков:

- высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам;

- малонадежны в высокоскоростных приводах;

- имеют сравнительно большие радиальные размеры;

- шум при больших скоростях.

В зависимости от формы тел качения различают шариковые (рис. 7.2, *a*) и роликовые подшипники, которые могут быть цилиндрическими (рис. 7.2, *б*), коническими (рис. 7.2, *в*), бочкообразными (рис. 7.2, *г*), игольчатыми (рис. 7.2, *д*) и витыми (рис. 7.2, *е*).

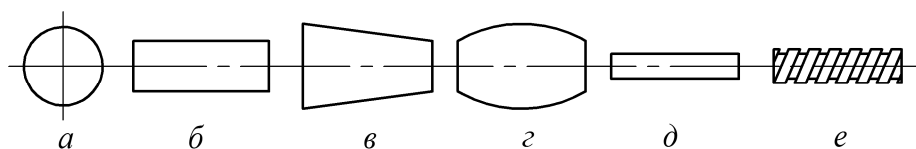


Рис. 7.2. Форма тел качения:

a – шарик; *б* – ролик цилиндрический; *в* – ролик конический;

г – ролик бочкообразный; *д* – ролик игольчатый; *е* – ролик витой

По числу рядов тел качения выделяют однорядные (рис. 7.1, *a*, *б*, *в*) и многорядные (рис. 7.1, *г*) подшипники.

По способности осей внутреннего и наружного колец самоустанавливаться различают несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся подшипники.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники бывают следующих типов: радиальные (рис. 7.1, *a*) – воспринимают радиальные нагрузки, перпендикулярные к оси

цапфы; упорные (рис. 7.1, *в, з*) – воспринимают осевые нагрузки; радиально-упорные (рис. 7.1, *б*) – воспринимают радиальные и осевые нагрузки.

Исходя из значения действующих сил подшипники делятся на серии: сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние, тяжелые.

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

Выбор типа подшипников качения зависит от отношения осевой силы к радиальной действующей на вал. Вследствие того что подшипники выбирают после определения диаметра вала, проектный расчет заключается в выборе из каталога подшипника соответствующего типа средней серии, у которого диаметр внутреннего кольца равен диаметру вала. После этого выполняется проверочный расчет подшипников. Существует два вида проверочных расчетов подшипников качения:

1) по статической грузоподъемности для предотвращения пластических деформаций тел и дорожек качения. Расчет выполняют при частоте вращения $n < 1$ мин⁻¹;

2) по динамической грузоподъемности для предотвращения усталостного контактного выкрашивания тел и дорожек качения. Расчет выполняется при $n \geq 1$ мин⁻¹.

Расчет подшипников качения

1. По согласованию с преподавателем выбрать вал, тип и номер подшипников.

2. Из лабораторной работы № 6 принять реакции в опорах подшипников R_1 и R_2 .

3. Определить значения коэффициента осевой X , радиальной Y нагрузки и коэффициента осевого нагружения e . В зависимости от типа подшипника качения методики их определения различаются.

Для шарикового радиального подшипника:

– из табл. ПЗ.1 (прил. 3) найти статическую грузоподъемность S_0 подшипника;

– составить расчетную схему нагружения подшипников (рис. 7.3);

– рассчитать осевую нагрузку F_x . Для этого вычислить алгебраическую сумму всех внешних осевых сил F_a и осевых составляющих S радиальных нагрузок (для шариковых радиальных под-

шипников $S = 0$). При этом осевые силы, нагружающие данный подшипник (направленные против осевой составляющей S этого подшипника), считают положительными, а разгружающие его – отрицательными. Если полученная сумма окажется положительной, то расчетная сила F_x для подшипника определяется как алгебраическая сумма внешних осевых сил F_a и силы S противоположного подшипника. Если сумма окажется отрицательной, то за расчетную силу F_x принимается сила S данного подшипника.

Рассмотрим пример (рис. 7.3).

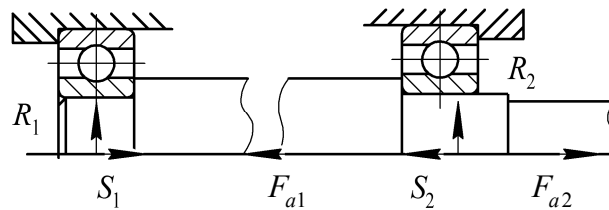


Рис. 7.3 Расчетная схема нагружения шариковых радиальных подшипников для определения F_x

Так как на валу установлены шариковые радиальные подшипники, осевые составляющие радиальных сил будут равны $S_1 = 0$ Н, $S_2 = 0$ Н, $F_{a1} = 564$ Н, $F_{a2} = 640$ Н. Определяем сумму сил, действующих на левый подшипник:

$$-S_1 + F_{a1} + S_2 - F_{a2} = -0 + 564 + 0 - 640 = -76 \text{ Н.}$$

Сумма сил отрицательная, поэтому расчетная сила в левой опоре будет равна осевой составляющей радиальной силы в этой опоре: $F_{x \text{ лв}} = S_1 = 0$ Н.

Сумма сил, действующая на правую опору, будет равна

$$S_1 - F_{a1} - S_2 + F_{a2} = 0 - 564 - 0 + 640 = 76 \text{ Н.}$$

Сумма сил положительна, поэтому расчетная сила в правой опоре будет равна

$$F_{x \text{ пр}} = S_1 - F_{a1} + F_{a2} = 0 - 564 + 640 = 76 \text{ Н.}$$

Далее необходимо:

– рассчитать отношения $\frac{F_x}{C_0}$ и $\frac{F_x}{R V}$, где R – суммарная реак-

ция опоры, действующая на подшипник, Н; V – коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$, наружного – $V = 1,2$);

– по табл. 7.1 найти значение коэффициента e , соответствующего отношению $\frac{F_x}{C_0}$;

– сравнив значения отношения $\frac{F_x}{RV}$ и коэффициента e из табл. 7.1, выписать значение коэффициентов X и Y .

Таблица 7.1

Значения коэффициентов радиальной X и осевой Y нагрузок для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников

Угол контакта α	$\frac{F_x}{C_0}$	$\frac{F_x}{RV} > e$		e	Угол контакта α	$\frac{F_x}{C_0}$	$\frac{F_x}{RV} > e$		E
		Y	X				Y	X	
0°	0,014	2,30	0,56	0,19	12°	0,014	1,81	0,45	0,30
	0,028	1,99		0,22		0,029	1,62		0,34
	0,056	1,71		0,26		0,057	1,46		0,37
	0,084	1,55		0,28		0,086	1,34		0,41
	0,110	1,45		0,30		0,111	1,22		0,45
	0,170	1,31		0,34		0,170	1,13		0,48
	0,280	1,15		0,38		0,290	1,04		0,52
	0,420	1,04		0,42		0,430	1,01		0,54
	0,560	1,00		0,44		0,570	1,00		0,54

Примечание. При $\frac{F_x}{RV} \leq e$ принимают $X = 1$ и $Y = 0$; Y и e для промежуточных значений отношений $\frac{F_x}{RV}$ определяют интерполированием.

Для шарикового радиально-упорного подшипника

– из табл. ПЗ.2 (прил. 3) найти статическую грузоподъемность C_0 подшипника;

– коэффициент осевого нагружения e вычислить по следующим формулам:

при угле контакта $\alpha = 12^\circ$

$$e = 10^{\frac{\lg\left(\frac{R}{C_0}\right) - 1,144}{4,729}}, \tag{7.1}$$

где R – суммарная реакция опоры, Н;

при $\alpha = 15^\circ$

$$e = 10^{\frac{\lg\left(\frac{R}{C_0}\right) - 1,766}{7,363}}; \quad (7.2)$$

при $\alpha = 18^\circ$ $e = 0,57$;

– вычислить осевые составляющие реакций опор от действия радиальных сил по формулам:

$$S_1 = e R_1, \quad S_2 = e R_2; \quad (7.3)$$

определить расчетные осевые нагрузки F_{x1} и F_{x2} на подшипники в соответствии с условиями нагружения (см. рис. 7.4 и с. 95–96);

– найти коэффициенты X и Y по табл. 7.1.

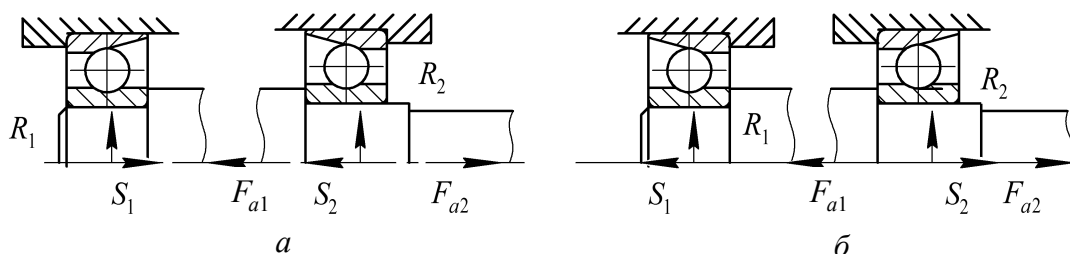


Рис. 7.4 Расчетная схема нагружения шариковых радиально-упорных подшипников для определения F_x :

а – установка подшипников «враспор»;

б – установка подшипников «врастяжку»

Для роликового конического радиально-упорного подшипника:

– из табл. ПЗ.3 (прил. 3) найти значение коэффициента e для выбранного подшипника;

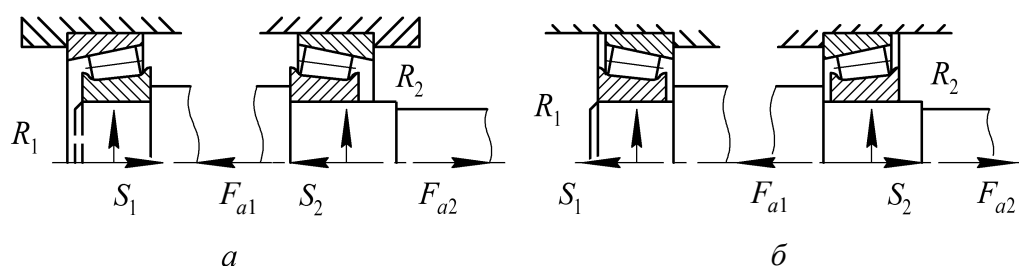
– вычислить осевые составляющие реакций опор от действия радиальных сил по формулам:

$$S_1 = 0,83e R_1, \quad S_2 = 0,83e R_2; \quad (7.4)$$

определить расчетные осевые нагрузки F_{x1} и F_{x2} на подшипники согласно условиям нагружения (см. выше, рис. 7.5);

– если $\frac{F_x}{RV} \leq e$, то коэффициенты радиальной и осевой нагрузок равны $X = 1$ и $Y = 0$.

Если $\frac{F_x}{RV} > e$, то коэффициенты радиальной X нагрузки $X = 0,4$, а коэффициент осевой нагрузки $Y = 0,4 \operatorname{ctg} \beta$.

Рис. 7.5. Расчетная схема для определения F_x :

а – установка подшипников «враспор»;

б – установка подшипников «втяжку»

4. Рассчитать эквивалентную динамическую нагрузку, действующую на подшипники по формулам:

– при отсутствии осевой нагрузки F_x

$$P_3 = VRK_6K_T, \quad (7.5)$$

– при $\frac{F_x}{RV} \leq e$ – по формуле (7.5),

– при $\frac{F_x}{RV} > e$

$$P_3 = (XVR + YF_x)K_6K_T, \quad (7.6)$$

где V – коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$, наружного – $V = 1,2$); R – суммарная реакция опоры, действующая на подшипник, Н; K_6 – коэффициент безопасности (при спокойной нагрузке $K_6 = 1$, нагрузке с малыми толчками $K_6 = 1,0-1,2$; нагрузке с умеренными толчками $K_6 = 1,3-1,5$); K_T – температурный коэффициент (табл. 7.2); X – коэффициент радиальной нагрузки; Y – коэффициент осевой нагрузки; F_x – осевая нагрузка, Н.

Таблица 7.2

Значение коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника, °C	до 100	125	150	175	200
K_T	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25

5. Вычислить расчетную долговечность L , млн. оборотов, по формуле

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^m, \quad (7.7)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, Н; P_3 – эквивалентная нагрузка, Н; $m = 3$ для шариковых подшипников, $m = 10/3$ для роликовых подшипников.

6. Рассчитать долговечность работы подшипника из условия

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} \geq [L_h], \quad (7.8)$$

где n – частота вращения подшипника, мин^{-1} ; $[L_h]$ – заданная долговечность (36 000 ч для зубчатых редукторов и 20 000 ч для червячных). Допускается снижать часовую долговечность до 10 000 и 5000 ч.

7. Сделать заключение о годности подшипника.

Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель лабораторной работы; техническую характеристику подшипников; расчетную схему для определения расчетных осевых составляющих сил, действующих на подшипники; результаты проверочного расчета подшипников; выводы.

Контрольные вопросы



1. Каково назначение подшипников?
2. По каким признакам классифицируют подшипники?
3. Методика проектного и проверочного расчета подшипников.
4. Какая цель проектного расчета?
5. Какая цель проверочного расчета?
6. По какому критерию делают проверочный расчет подшипников?
7. Как сделать заключение о годности подшипников?

ИСПЫТАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА СДВИГ

Цель работы: определение теоретических и экспериментальных зависимостей сдвигающей силы (F_c) от момента закручивания (T_3) болта в напряженном болтовом соединении; сопоставление теоретических и экспериментальных зависимостей $F_c = f(T_3)$.

Оборудование, приборы и инструменты: ручной пресс, динамометрический ключ со сменными головками, штангенциркуль, болты с соответствующими шайбами и гайками, сменные вставки различной шероховатости.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с резьбовыми соединениями [1, с. 16–49; 2, с. 62–97].

Общие сведения

При приложении к колодке 3 сдвигающей силы F_c (рис. 8.1) они удерживаются от сдвига между боковыми пластинами 2, сохраняя зазоры между стержнем болта и отверстием в колодке за счет сил трения (F_f), которые возникают на поверхности стыка:

$$F_c = F_f i, \quad (8.1)$$

где i – количество стыков (в нашем случае $i = 2$). Болт в данном случае работает на растяжение от силы затяжки (F_3). Сила сдвига (F_c), при которой колодка сдвигается, является максимальной для данной затяжки (F_3). В свою очередь сила трения рассчитывается по формуле

$$F_f = F_n f_c, \quad (8.2)$$

где F_n – нормальная сила в стыке; f_c – коэффициент трения в стыке. Поскольку нормальная сила F_n вызвана силой затяжки F_3 и направлена в одну и ту же сторону,

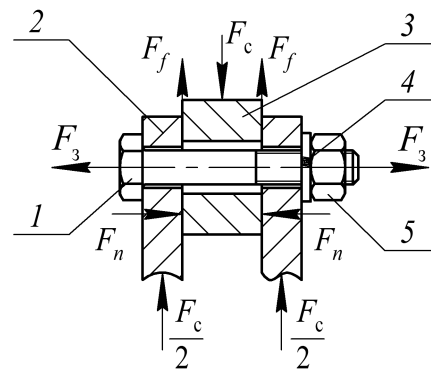


Рис. 8.1. Схема нагружения соединения:
1 – болт; 2 – боковые пластины;
3 – колодка; 4 – шайба;
5 – гайка

можно сделать заключение, что $F_n = F_3$. Изменив силу F_n на F_3 , из выражений (8.1) и (8.2) получим зависимость для определения силы сдвига от силы затяжки:

$$F_c = F_3 f_c i. \quad (8.3)$$

Известно, что сила затяжки F_3 связана с моментом закручивания (T_3) следующей зависимостью:

$$T_3 = T_p + T_T = \frac{F_3 d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho')}{2} + \frac{F_3 f_T (D_0 + d_0)}{4}, \quad (8.4)$$

где T_p – момент сил трения в резьбе, Н · мм; T_T – момент сил трения на опорном торце гайки, Н · мм; d_2 – средний диаметр резьбы, мм; γ – угол подъема по среднему диаметру, определяемый по уравнению

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p}{\pi d_2}, \quad (8.5)$$

где p – шаг резьбы, мм; ρ' – приведенный угол трения, рассчитываемый по формуле

$$\rho' = \operatorname{arctg} f', \quad (8.6)$$

где f' – приведенный коэффициент трения в резьбе, равный

$$f' = \frac{f_p}{\cos(0,5\alpha)}, \quad (8.7)$$

где f_p – коэффициент трения в резьбе; α – угол профиля резьбы, для метрической $\alpha = 60^\circ$; f_T – коэффициент трения на торце гайки; D_0 – внешний диаметр опорной поверхности гайки, мм (рис. 8.2); d_0 – внутренний диаметр опорной поверхности гайки, мм (рис. 8.2).

Подставив в уравнение (8.3) значение F_3 , найденное из зависимости (8.4), получим

$$F_c = \frac{T_3 f_c i}{\left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho') + \frac{f_T (D_0 + d_0)}{4} \right]} \quad (8.8)$$

или

$$F_c = K T_3,$$

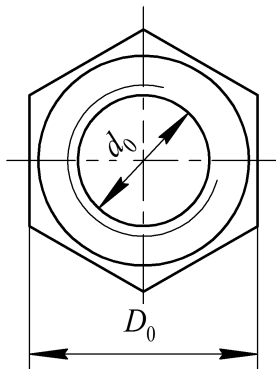


Рис. 8.2. Размеры гайки

где $K = \frac{f_c^i}{\left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho') + \frac{f_T(D_0 + d_0)}{2} \right]}$ – постоянная величина для

данных условий эксперимента.

Таким образом, зависимость $F_c = f(T_3)$ является линейной. Поскольку при эксперименте F_c и T_3 определяются по индикаторам динамометрического ключа и динамометрической пружины достаточно точно, то положение теоретической кривой зависимости $F_c = f(T_3)$ на графике во многом будет зависеть от правильного выбора коэффициента трения в резьбе f_p , на торце гайки f_T и поверхности стыка f_c . Поэтому теоретическое значение T_3 не всегда соответствует его действительной величине, определяемой экспериментальным путем.

Для предупреждения остаточных деформаций болта, которые могут возникать в стержне болта при чрезмерном закручивании гайки, необходимо определить допустимую силу затяжки $[F_3]$, которая из условия прочности болта на растяжение находится по уравнению

$$[F_3] = \frac{\pi d_1^2 [\sigma_p]}{4 \cdot 1,3}, \quad (8.9)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы; $[\sigma_p]$ – допустимое напряжение на растяжение для материала болта. В нашем случае болт выполнен из стали Ст3, имея $\sigma_T = 220$ МПа. Принимаем коэффициент безопасности $n = 2,0$, тогда допустимое напряжение

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{220}{2} = 110 \text{ МПа.}$$

Если найденное $[F_3]$ из зависимости (8.9) подставим в формулу (8.4), то получим соответствующий допустимый момент закручивания $[T_3]$, который не должен быть превышен при закручивании гайки, чтобы избежать возникновения остаточных деформаций в стержне болта.

Описание установки

Винтовой пресс (рис. 8.3) имеет две стойки 2, неподвижно закрепленные в основании 1 и траверсе 12. Винт 8 жестко соединен с маховиком 11 и зафиксирован от осевого перемещения в траверсе упорным подшипником 10. При вращении маховика 11 винт 8

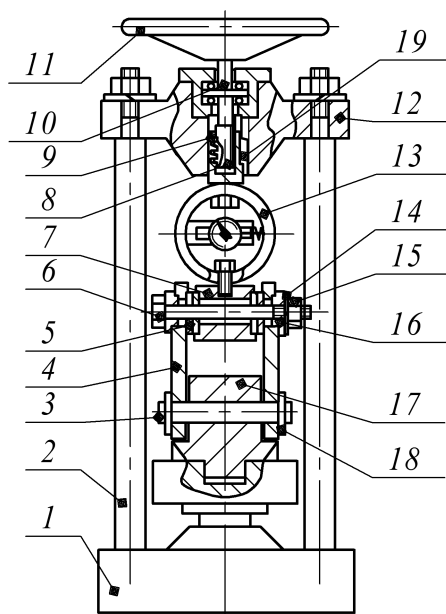


Рис. 8.3. Ручной винтовой пресс:
 1 – основание; 2 – стойка; 3 – ось;
 4 – пластины боковые; 5 – вкладка;
 6 – болт; 7 – колодка верхняя;
 8 – винт; 9 – ползун;
 10 – подшипник упорный;
 11 – маховик; 12 – траверса;
 13 – пружина динамометрическая;
 14 – шайба; 15 – гайка; 16 – втулка;
 17 – колодка нижняя; 18 – кольцо
 упорное пружинное; 19 – шпонка

вкручивается или выкручивается в ползун 9, который удерживается от вращения шпонкой и тем самым перемещается в траверсе 12.

Ползун 9 через кольцевую динамометрическую пружину 13 соединен с верхней колодкой 7 исследуемого болтового соединения. Пластины 4, прижатые к верхней колодке 7 болтом 6 с гайкой 15, шайбой 14 и втулкой 16, закреплены на оси 3, которая неподвижно установлена в нижней колодке 17.

Пластины 4 на оси от перемещения в осевом направлении удерживаются пружинным упорным кольцом 18. Верхняя колодка 7 выполняет функции колодки на рис. 8.1.

Перемещение верхней колодки 7 относительно пластин 4 осуществляется вращением маховика 11.

Для контроля положения верхней колодки 7 относительно пластин 4 на них нанесены метки.

Расстояние между крайними метками на пластине 4 соответствует максимальному зазору между стержнем болта 6 и краем отверстия в верхней колодке 7.

В начальном положении колодка 7 при помощи маховика 11 укрепляется так, чтобы ее метка совмещалась с верхней меткой на пластине 4. Снижение колодки 7 за нижнюю метку на пластине недопустимо, так как при этом выбирается зазор и стержень болта станет работать на срез.

Устройство и принцип работы динамометрического ключа

Динамометрический ключ предназначен для контроля момента затяжки. Он представляет собой упругий стержень 2 (рис. 8.4) с

рукояткой 1 и индикатором 3, закрепленным в колодке 4, на квадратный выступ которой надевается головка ключа 5 для соответствующей гайки. При закручивании гайки к рукоятке 1 прикладывается сила, которая изгибает упругий стержень 2 (как консольную балку). Величина деформации стержня, которая фиксируется индикатором 3, пропорциональна моменту закручивания, который находится через тарировочный коэффициент.

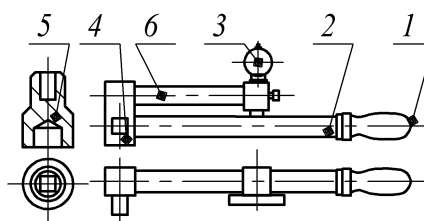


Рис. 8.4. Устройство динамометрического ключа:
1 – рукоятка; 2 – стержень;
3 – индикатор; 4 – колодка;
5 – головка ключа

Для получения достоверных результатов сила должна прикладываться только к ручке 1 ключа.

В результате тарировки динамометрического ключа и динамометрической пружины 13 (рис. 8.3) получены следующие тарировочные коэффициенты: $\mu_1 = 3900 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ (одно деление индикатора для динамометрического ключа); $\mu_2 = 305 \text{ Н}$ (одно деление индикатора для динамометрической пружины).

Порядок выполнения работы

Подготовка установки к работе

Выбрать болт с соответствующей шайбой и гайкой (по согласованию с преподавателем), динамометрический ключ с соответствующей головкой под гайку.

Определение теоретического значения силы сдвига F_c

1. Измерить штангенциркулем наружный диаметр резьбы болта d и шаг резьбы P (см. рисунок в табл. 8.1). Шаг необходимо вычислить по формуле

$$P = \frac{S}{n}, \quad (8.10)$$

где S – длина нарезной части болта; n – количество витков резьбы на нарезной части.

Таблица 8.1

Геометрические параметры метрической резьбы

Шаг резьбы P	Диаметр резьбы			Высота профиля H_1
	наружный $d = D$	средний $d_2 = D_2$	внутренний $d_1 = D_1$	
С крупным шагом				
2	(14)	12,701	11,835	1,082
2	16	14,701	13,835	1,082
2,5	(18)	16,376	15,294	1,353
2,5	20	18,376	17,294	1,353
С мелким шагом				
0,5	(14)	13,675	13,459	0,270
	16	15,675	15,459	
	(18)	17,675	17,459	
	20	19,675	19,459	
0,75	(14)	13,513	13,188	0,406
	16	15,513	15,188	
	(18)	17,513	17,188	
	20	19,513	19,188	
1,0	(14)	13,350	12,918	0,541
	16	15,350	14,918	
	(18)	17,350	16,918	
	20	19,350	18,918	
1,25	(14)	13,188	12,647	0,676
1,5	(14)	13,026	12,376	0,812
	16	15,026	14,376	
	(18)	17,026	16,376	
	20	19,026	18,376	
2,0	(18)	16,701	15,835	1,082
	20	18,701	17,835	

Результаты измерений согласовать со стандартными значениями (ГОСТ 9150–59, табл. 8.1), выбрать остальные необходимые параметры из стандарта, записать их в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Результаты измерений

Параметры		Условные обозначения	Значения
Наружный диаметр резьбы, мм		d	
Шаг резьбы, мм		P	
Внутренний диаметр резьбы, мм		d_1	
Средний диаметр резьбы, мм		d_2	
Угол подъема винтовой линии резьбы, град.		γ	
Угол профиля резьбы, град.		α	
Материал болта		Сталь Ст3	
Допускаемое напряжение растяжения материала болта, МПа		$[\sigma_p]$	
Допускаемая сила затяжки, Н		$[F_3]$	
Диаметры опорной поверхности гайки, мм	внешний	D_0	
	внутренний	d_0	
Коэффициент трения	в резьбе	f_p	
	в стыке	f_c	
	на торце гайки	f_r	
Приведенный угол трения для резьбы, град.		ρ'	
Шероховатость боковых поверхностей колодки и пластин		Ra	
Состояние поверхностей стыка соединения (со смазкой, без смазки)		—	

2. Измерить внешний D_0 и внутренний d_0 диаметры опорной поверхности торца гайки.

3. Определить: угол подъема винтовой линии резьбы γ по среднему диаметру d_2 по формуле (8.5); допускаемое напряжение на растяжение материала болта $[\sigma_p]$; приведенный угол трения ρ' по формуле (8.6); допускаемую силу затяжки $[F_3]$ по формуле (8.9).

4. Все найденные значения занести в табл. 8.3.

5. Определить по формуле (8.4) допускаемое значение момента закручивания $[T_3]$, которое соответствует допускаемой силе затяжки $[F_3]$, а также значения $[T_3]$, которые соответствуют $0,75[F_3]$;

$0,5[F_3]$; $0,25[F_3]$, приняв значения коэффициентов трения в резьбе f_p и на торце гайки f_t по табл. 8.4 (по согласованию с преподавателем). Для полученных значений моментов рассчитать соответствующее им количество делений индикатора по формуле

$$n_1 = \frac{[T_3]}{\mu_1}, \quad (8.11)$$

где μ_1 – тарировочный коэффициент для динамометрического ключа.

Результаты расчетов занести в табл. 8.3.

Таблица 8.3

Результаты опытов

Параметры	$0,25[T_3]$	$0,5[T_3]$	$0,75[T_3]$	$[T_3]$
Допускаемая сила затяжки $[F_3]$, рассчитанная по формуле (8.8), Н				
Допускаемое теоретическое значение момента закручивания $[T_3]$, найденное по формуле (8.4), Н · мм				
Теоретическая сила сдвига F_c , рассчитанная по формуле (8.3), Н				
Показания индикатора динамометрического ключа n_1				
Показания индикатора динамометрической пружины n_2				
Значения силы сдвига F_c , найденные экспериментальным путем, Н				

Таблица 8.4

Значение коэффициента трения

Шероховатость поверхности R_a		Коэффициент трения f		Шероховатость поверхности R_a		Коэффициент трения f	
первой	второй	без смазки	со смазкой	первой	второй	без смазки	со смазкой
5,0	5,0	0,32	0,14	1,25	0,63	0,18	0,03
5,0	2,5	0,30	0,13	0,63	0,63	0,13	0,02
2,5	2,5	0,26	0,08	0,63	0,32	0,12	0,02
2,5	1,25	0,25	0,06	0,32	0,32	0,11	0,01
1,25	1,25	0,19	0,04	–	–	–	–

6. По формуле (8.3) вычислить значения силы сдвига F_c при $0,25[F_3]$; $0,5[F_3]$; $0,75[F_3]$; $[F_3]$, взяв соответствующее значение коэффициента трения в стыке f_c в табл. 8.4 (по согласованию с преподавателем). Результаты занести в табл. 8.3.

7. Построить график зависимости теоретических значений силы сдвига F_c от момента закручивания T_3 .

Определение экспериментальных значений силы сдвига F_c

1. Одеть пластины 4 на ось 3 (рис. 8.3); совместить отверстия в пластинах 4 и верхней колодке 7 вращением маховика 11 и вставить болт 6, установить шайбу 14 и закрутить рукой гайку 15 на 1,5–2 оборота. Прижать фиксирующую от поворота болта планку к грани головки болта и закрепить ее шурупами.

2. Вращая маховик 11, добиться крайнего верхнего положения колодки 7 относительно боковых пластин 4. Для этого совместить метку на колодке 7 с верхней меткой на боковой пластине 4. При этом отсутствует зазор между стержнем болта 6 и нижней частью отверстия в колодке 7.

3. Взять динамометрический ключ с нужной головкой под гайку и установить индикатор 3 (рис. 8.4) на ноль. Затянуть гайку болта 6 (рис. 8.3) динамометрическим ключом до момента, который соответствует $0,25[T_3]$ (см. табл. 8.3). Момент фиксируется по шкале индикатора ключа. Ключ плавно вращать только за ручку до требуемого показания стрелки индикатора ключа n_1 .

4. Установить на ноль индикатор на динамометрической пружине 13. Вращать маховик 11 так, чтобы ползун 9 опускался до остановки стрелки индикатора и быстрого перемещения ее на 2–3 деления в обратном направлении. В этот момент сила сдвига F_c и сила трения в стыке F_f уравниваются и соединение не воспринимает нагрузку большую, чем сила трения по кося стыка (смещается вниз относительно боковых пластин). Наибольшее показание индикатора динамометрической пружины n_2 занести в табл. 8.3.

5. Без снятия затяжки повторить действия по п. 3 и 4, но при T_3 , равным $0,5[T_3]$; $0,75[T_3]$; $[T_3]$. Все эксперименты необходимо сделать за одно перемещение метки на колодке 7 от верхней до нижней метки на пластине 4. Только в этом случае между верхней частью отверстия в колодке 7 и стержнем болта 6 сохраняется зазор.

6. Вычислить значение экспериментальной силы сдвига по формуле

$$F_c = \mu_2 n_2, \quad (8.12)$$

где μ_2 – тарировочный коэффициент динамометрической пружины; n_2 – показания индикатора динамометрической пружины. Результаты занести в табл. 8.3.

7. На теоретическом графике построить экспериментальную кривую аналогичных зависимостей.

Сравнить полученные экспериментальные и теоретические зависимости F_c от T_3 и сделать выводы.

Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель работы; схему исследуемого резьбового соединения (рис. 8.1); устройство и принцип работы динамометрического ключа (рис. 8.4); табл. 8.2 и 8.3; график зависимости F_c от T_3 ; выводы.

Контрольные вопросы



1. Устройство и принцип работы ручного винтового пресса.
2. Устройство и принцип работы динамометрического ключа.
3. Как увеличить силу сдвига при одинаковой силе затяжки?
4. Как влияет шероховатость и состояние поверхностей стыка на силу сдвига?
5. Какая существует зависимость изменения силы сдвига при изменении момента закручивания?
6. Чем объяснить возможное несоответствие теоретического и практического значений силы сдвига?
7. Зачем необходимо находить $[F_3]$?
8. Как влияют коэффициенты трения в стыке f_c , на торце гайки f_m и в резьбе f_p на величину силы сдвига F_c ?

ИСПЫТАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, НАГРУЖЕННОГО ВНЕШНЕЙ СИЛОЙ, РАСКРЫВАЮЩЕЙ СТЫК ДЕТАЛЕЙ

Цель работы: экспериментально определить силу, которую воспринимает болт после затяжки и приложения внешней нагрузки к соединению.

Оборудование, приборы и инструменты: лабораторная установка, штангенциркуль.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по резьбовым соединениям [1, с. 83–85; 2, с. 31–35; 3, с. 170–173].

Общие сведения

Болты, которыми крепят кронштейны (рис. 9.1), крышки емкостей (рис. 9.2), соединяют фланцы муфт (рис. 9.3), сначала закручиваются с силой затяжки F_z . При этом затяжка должна обеспечить как нераскрытие стыка под нагрузкой, так и герметичность соединения. Затем прикладывают внешнюю нагрузку $F_{вн}$, которая дополнительно нагружает болты.

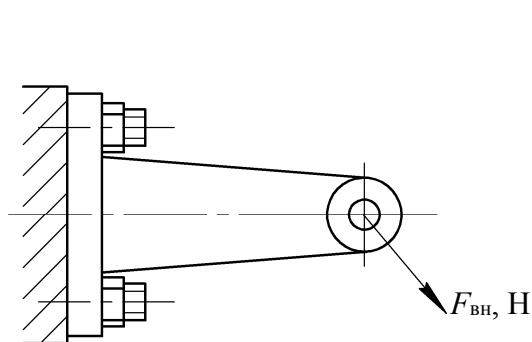


Рис. 9.1. Крепление кронштейна к основанию

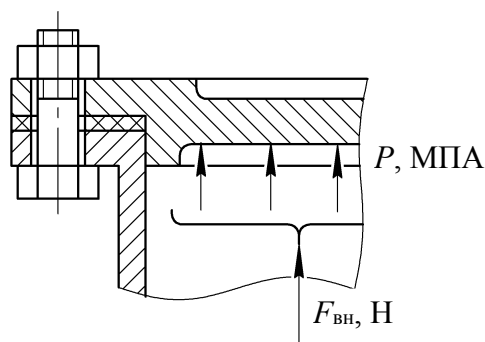


Рис. 9.2. Крепление крышки емкости

Необходимо определить, какие силы разрывают болт. Так как задача распределения $F_{вн}$ между болтом и стыком статически не опре-

делена, то она решается с учетом деформации болта и соединяемых деталей. С этой целью выделим элемент болтового соединения и рассмотрим его работу под воздействием приложенных сил (рис. 9.4)

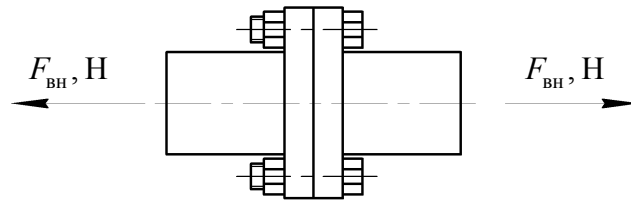


Рис. 9.3. Соединение полумуфт

В исходном состоянии при отсутствии нагрузок деформации болта и деталей стыка равны нулю (рис. 9.4, а).

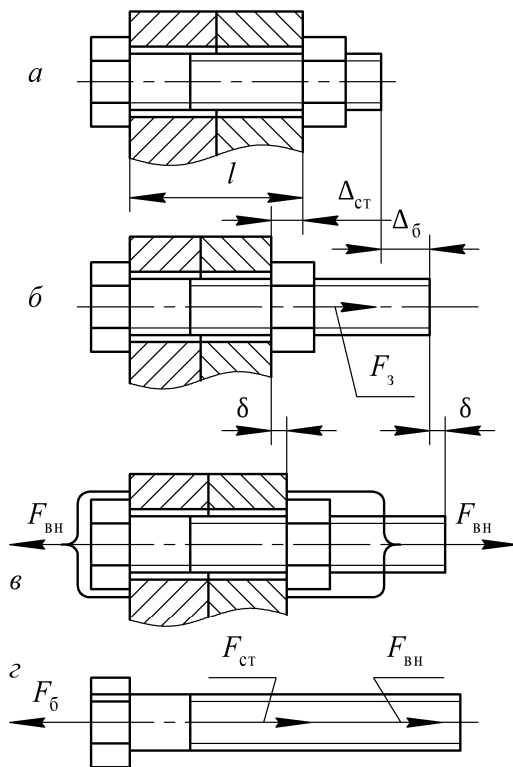


Рис. 9.4. Схема деформаций и сил в болтовом соединении

После приложения силы затяжки F_3 детали стыка сжались на величину $\Delta_{ст}$, а болт растянулся на величину $\Delta_б$ (рис. 9.4, б).

По закону Гука:

$$\Delta_{ст} = \frac{F_3}{C_{ст}}; \quad \Delta_б = \frac{F_3}{C_б}, \quad (9.1)$$

где $C_{ст}$ и $C_б$ – жесткость деталей стыка и болта, Н/мм.

Таким образом, после затяжки величина растягивающей силы, действующей на болт от детали стыка, будет определяться величиной их деформаций $\Delta_{ст}$. После приложения внешней нагрузки $F_{вн}$ на соединение болт дополнительно удлинится на величину δ , а деформация деталей стыка уменьшится на ту же величину δ (рис. 9.4, в) и тем самым уменьшится растягивающая сила

от стыка на болт. Болт получит удлинение: $\delta_б = \Delta_б + \delta$, а стык уменьшит сжатие: $\delta_{ст} = \Delta_{ст} - \delta$. Таким образом, по закону Гука нагрузка на болт будет

$$F_б = (\Delta_б + \delta)C_б, \quad (9.2)$$

а нагрузка в стыке (так называемая остаточная реакция стыка, или остаточная сила предварительной затяжки) станет

$$F_{\text{ст}} = (\Delta_{\text{ст}} - \delta)C_{\text{ст}}. \quad (9.3)$$

Подставим значения $\Delta_{\text{б}}$ и $\Delta_{\text{ст}}$ из выражения (9.1) соответственно в уравнения (9.2) и (9.3). Получим:

$$F_{\text{б}} = F_3 + \delta C_{\text{б}}; \quad (9.4)$$

$$F_{\text{ст}} = F_3 - \delta C_{\text{ст}}. \quad (9.5)$$

Из условия равновесия болта (рис. 9.4, з) имеем

$$F_{\text{б}} = F_{\text{вн}} + F_{\text{ст}}. \quad (9.6)$$

Таким образом, можно сказать, что суммарная нагрузка на болт равна сумме внешней нагрузки и остаточной силе затяжки стыка.

Так как определение остаточной силы затяжки ($F_{\text{ст}}$) является сложной задачей, можно решить совместно уравнения (9.1)–(9.6) и определить силу, действующую на болт с учетом деформаций болта и деталей стыка:

$$F_{\text{б}} = F_3 + \frac{C_{\text{б}}}{C_{\text{б}} + C_{\text{ст}}} F_{\text{вн}}. \quad (9.7)$$

Обозначив коэффициент внешней нагрузки

$$\chi = \frac{C_{\text{б}}}{C_{\text{б}} + C_{\text{ст}}}, \quad (9.8)$$

получим растягивающую силу, действующую на болт после приложения внешней силы $F_{\text{вн}}$, обеспечивающую прочность соединения:

$$F_{\text{б}} = F_3 + \chi F_{\text{вн}}. \quad (9.9)$$

Коэффициент внешней нагрузки χ показывает, какая часть ее действует на болт. Тогда $(1 - \chi)$ – часть внешней нагрузки, действующей на детали стыка. Остаточная сила затяжки стыка будет

$$F_{\text{ст}} = F_3 - (1 - \chi)F_{\text{вн}}. \quad (9.10)$$

Формулы (9.9) и (9.10) действительны, пока остаточная сила предварительной затяжки не уменьшится до нуля, таким образом, условие нераскрытия стыка будет при $F_{\text{ст}} > 0$, а для этого должно выполняться условие $F_3 > (1 - \chi)F_{\text{вн}}$. Иначе (при $F_{\text{ст}} = 0$) начнется раскрытие стыка и плотность соединения нарушится.

Таким образом, для расчета резьбового соединения условие нераскрытия стыка можно записать:

$$F_3 = k(1 - \chi)F_{\text{вн}}, \quad (9.11)$$

где k – коэффициент запаса предварительной затяжки, который зависит от вида нагрузки, приложенной на соединение.

Если выражение (9.11) подставить в формулу (9.9) и учесть действие скручивающего момента трения в резьбе при затяжке, получим расчетную силу, действующую на болт:

$$F_p = [1,3k(1 - \chi) + \chi]F_{\text{вн}}. \quad (9.12)$$

Из формулы (9.12) видно, что для уменьшения силы, действующей на болт, необходимо уменьшить коэффициент внешней нагрузки, а из формулы (9.8) следует, что для уменьшения коэффициента внешней нагрузки необходимо применять болт с меньшей жесткостью (более податливый) или использовать более жесткие детали стыка (прокладки).

Конструктивно податливые болты можно изготовить как показано на рис. 9.5. Прочность болта обусловлена величиной внутреннего диаметра резьбы и существованием в ней концентраторов напряжений. Учитывая отсутствие концентраторов напряжений в гладкой части болта, диаметр стержня можно взять меньше d_1 или просверлить в нем отверстие. При этом болт будет равнопрочным, а его податливость увеличится.

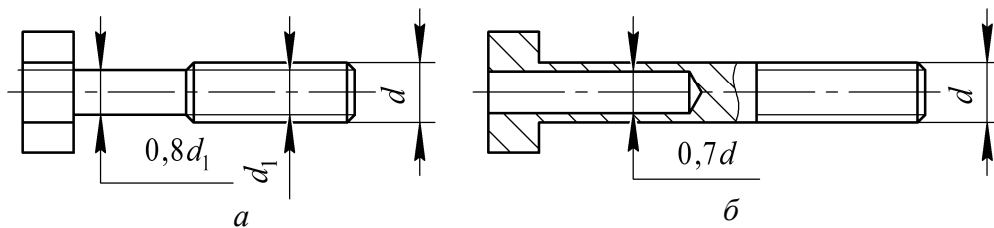


Рис. 9.5. Упругие болты:

a – болты с уменьшенным диаметром гладкой части; b – болты с отверстием

Описание лабораторной установки

Установка (рис. 9.6) моделирует работу болтового соединения. Жесткости болта и деталей стыка условно заменяются жесткостями соответствующих пружин 1 и 2 как более удобными при определении деформаций. Поскольку внешняя нагрузка на болт

передается от соединяемых деталей через гайку, то ее можно приложить непосредственно к болту, что и используется в установке с помощью пружины 3. Изменение усилий пружин осуществляется с помощью гаек: 4 – для пружины стыка 2 и 5 – для пружины внешней нагрузки 3. Величина деформации определяется на линейках: 6 – для болта, 7 – для стыка, 8 – для внешней нагрузки. Контроль наличия усилий в стыке осуществляется с помощью флажка 9, который имеет два положения: горизонтальное – наличие затяжки, вертикальное – отсутствие затяжки (стык раскрыт).

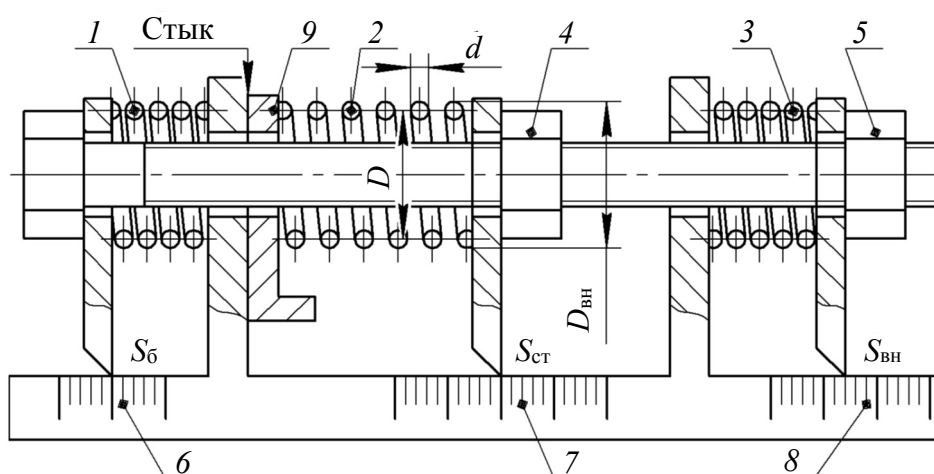


Рис. 9.6. Лабораторная установка

- 1 – пружина, моделирующая жесткость болта;
- 2 – пружина, моделирующая жесткость деталей стыка;
- 3 – пружина, моделирующая внешнюю нагрузку; 4, 5 – гайка;
- 6 – линейка для измерения деформации болта;
- 7 – линейка для измерения деформации деталей стыка;
- 8 – линейка для измерения внешней нагрузки

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством лабораторной установки и определить жесткость C пружин 1, 2, 3 (рис. 9.6) по формуле

$$C = \frac{Gd^4}{8D^3i},$$

где G – модуль сдвига, в нашем случае равен $7,7 \cdot 10^4$ м/мм²; d – диаметр проволоки пружины, мм; D – средний диаметр пружины, мм: $D = D_{\text{вн}} - d$ ($D_{\text{вн}}$ – внешний диаметр пружины, рис. 9.6); i –

расчетное количество витков; $l = i_0 - 1,5$ (i_0 – полное количество витков пружины). Данные занести в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Результаты измерений пружин

Пружины	d , мм	$D_{\text{вн}}$, мм	D , мм	i_0	i	C , Н/мм
Болта						
Стыка						
Внешней нагрузки						

2. Установить пружины в исходное положение, при котором нагрузки равны нулю, деформации всех пружин и зазоров между пружинами и гайками отсутствуют.

Занести в табл. 9.2 значения точек начала отсчета S_0 на линейках болта, стыка и внешней нагрузки.

Таблица 9.2

Результаты расчета

Силовые и геометрические условия эксперимента	Точки отсчета	Единица измерения	Величина деформаций и сил, действующих в соединении		
			Болт	Стык	Внешняя нагрузка
$F_3 = 0$	S_0	мм			
$F_3 > 0$	S_1	мм			
Δ	$S_1 - S_0$	мм			
$F_{\text{вн}} = 0,8F_3$	S_2	мм			
δ	$S_2 - S_0$	мм			
F	–	Н			
$F_{\text{вн}}$ – стык раскрыт	S_3	мм			
δ^{max}	$S_3 - S_0$	мм			
F^{max}	–	Н			

3. Затянуть гайку 4 (рис. 9.6) с расчетной силой F_3 , которая соответствует деформации пружины стыка 2, равной $\Delta_{\text{ст}} = 8-12$ мм (по согласованию с преподавателем). Таким образом, $F_3 = \Delta_{\text{ст}} C_{\text{ст}}$. При этом флажок 9 установить в горизонтальное положение (стык затянут). Занести в табл. 9.2 точки отсчета S_1 с линеек стыка 7 и болта 6. Найти величину деформации болта и стыка как абсолютную разницу показаний $|S_1 - S_0| = \Delta$ (рис. 9.7).

4. Нагрузить зацепление внешней нагрузкой на величину $F_{\text{вн}} \approx 0,8F_3$, для этого пружину 3 сжать гайкой 5 до того, пока на линейке стыка 7 указатель не переместится вправо на 5–9 мм (по согласованию с преподавателем).

Занести в табл. 9.2 точки S_2 на всех линейках и найти деформации пружины болта, стыка и внешней нагрузки:

$$\delta_{\text{б}} = |S_2^{\text{б}} - S_0^{\text{б}}|; \quad \delta_{\text{ст}} = |S_2^{\text{ст}} - S_0^{\text{ст}}|; \quad \delta_{\text{вн}} = |S_2^{\text{вн}} - S_0^{\text{вн}}|.$$

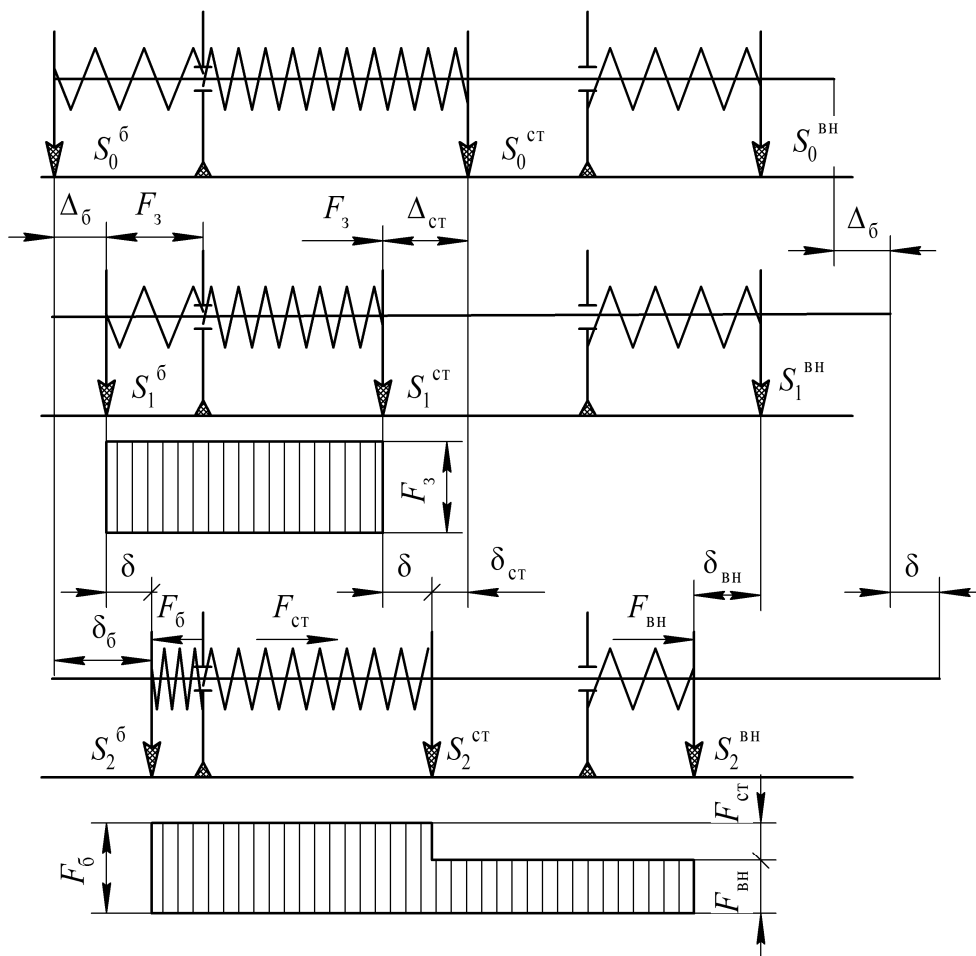


Рис. 9.7. Схема сил и деформаций

5. Найти нагрузки на болт, стык и значение внешней силы:

$$F_{\text{б}} = \delta_{\text{б}} C_{\text{б}};$$

$$F_{\text{ст}} = \delta_{\text{ст}} C_{\text{ст}};$$

$$F_{\text{вн}} = \delta_{\text{вн}} C_{\text{вн}}.$$

6. Найти коэффициент внешней нагрузки по экспериментальным данным:

$$\chi_э = \frac{F_6 - F_3}{F_{вн}}.$$

7. Вычислить теоретический коэффициент внешней нагрузки:

$$\chi_т = \frac{C_6}{C_6 + C_{ст}}.$$

8. Найти погрешность эксперимента по формуле

$$\Delta_э = \left| \frac{\chi_т - \chi_э}{\chi_т} \right| 100\%.$$

9. Вычислить максимальную внешнюю нагрузку, при которой напряжение в стыке отсутствует ($F_{ст} = 0$) и стык раскроется. Для этого необходимо увеличить внешнюю нагрузку (закручивая гайку 5) до тех пор, пока не упадет флажок 9 (напряжение в стыке отсутствует, $S_{ст} = S_0$).

Занести в табл. 9.2 точки отсчета S_3 на всех линейках и высчитать деформации пружин болта и внешней нагрузки. При этом значение $S_3^{ст}$ для пружины стыка 7 должно равняться значению $S_0^{ст}$.

Вычислить максимальные нагрузки:

$$F_{вн}^{max} = \delta_{вн}^{max} C_{вн}; \quad F_6^{max} = \delta_6^{max} C_6.$$

Результаты занести в табл. 9.2.

10. Разгрузить все пружины и привести установку в исходное положение.

Содержание отчета

Отчет должен включать: название и цель работы; рис. 9.4, 9.5; заполненные табл. 9.1, 9.2; выводы.

Контрольные вопросы



1. Какое напряжение испытывают болт и детали стыка только после приложения F_3 ?

2. Как изменяется напряжение в стыке после приложения внешней нагрузки?

3. Чему равна суммарная нагрузка на болт после приложения внешней нагрузки: а) когда болт абсолютно жесткий, а детали стыка упругие; б) когда детали стыка абсолютно жесткие, а болт упругий; в) в реальных условиях?

4. В чем заключается физический смысл коэффициента внешней нагрузки и от чего он зависит?

5. При каких условиях нарушится герметичность соединения?

6. Какое выражение справедливо: а) суммарная нагрузка на болт равна сумме силы предварительной затяжки и части внешней нагрузки; б) болт воспринимает всю внешнюю нагрузку и остаточную затяжку стыка?

7. Какую нагрузку воспринимает болт, если стык раскрылся?

8. Раскроет ли внешняя нагрузка стык деталей, если болт абсолютно жесткий?

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВАЛОВ И ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖА

Цель работы: научиться создавать чертежи валов.

Инструменты: штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм; микрометрический глубиномер с пределом измерения 0–25 мм; ключ 17×19.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по валам [1, с. 219–229; 2, с. 172–180].

Общие сведения

Вал предназначен для поддержания размещенных на нем зубчатых колес, шкивов, звездочек и других деталей машин, а также для передачи крутящего момента. Некоторые валы (гибкие, карданные, торсионные) не поддерживают вращающиеся детали.

Существуют следующие виды валов: прямые (ступенчатые и гладкие) (рис. 10.1, а, г); коленчатые (рис. 10.1, б); гибкие (рис. 10.1, в).

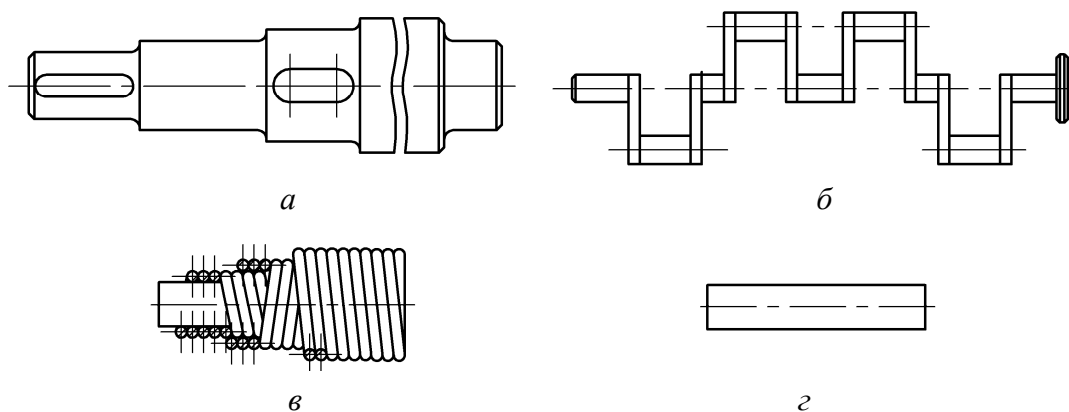


Рис. 10.1. Виды валов:

а – ступенчатый вал; б – коленчатый вал; в – гибкий вал; г – гладкий вал

Коленчатые валы (рис. 10.1, б) преобразуют поступательное движение во вращательное и наоборот. Гибкие валы (рис. 10.1, в) представляют собой витые из проволоки пружины кручения, предназначенные для передачи крутящего момента между узлами ма-

шин, которые изменяют свое положение в процессе работы, например в бормашине.

Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и в курсе «Детали машин» не изучаются.

По форме продольного сечения прямые валы могут быть гладкими (рис. 10.1, *з*) или ступенчатыми (рис. 10.1, *а*). К числу достоинств гладких валов относится простота конструкции и отсутствие концентраторов напряжений. Недостатком таких валов является сложность точного осевого позиционирования насаживаемых на них деталей. Этого недостатка лишены валы ступенчатой формы, которые, кроме того, позволяют экономить материал и обеспечивают удобство сборки. Каждая насаживаемая на вал неразъемная деталь проходит до своей посадочной поверхности свободно, что позволяет избегать повреждения поверхностей и ослабления посадок.

Валы могут быть сплошного (рис. 10.2, *а–з*) и полого (рис. 10.2, *д–з*) сечения. Валы полого сечения имеют меньшую массу (при отношении диаметра отверстия к наружному диаметру, равному 0,75, масса полого вала в 2 раза меньше, чем сплошного). Они также позволяют размещать внутри полости другие детали, например подшипник.

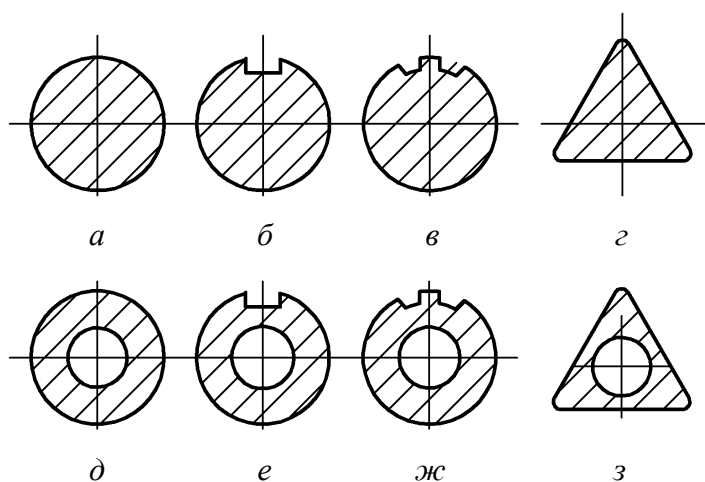


Рис. 10.2. Формы поперечного сечения вала:

- а* – цилиндрическое сплошное;
- б* – цилиндрическое сплошное со шпоночным пазом;
- в* – цилиндрическое сплошное со шлицами;
- г* – профильное сплошное; *д* – цилиндрическое кольцевое;
- е* – цилиндрическое кольцевое со шпоночным пазом;
- ж* – цилиндрическое кольцевое со шлицами; *з* – профильное полое

Полые валы более дорогие, чем валы со сплошным сечением. Иногда для уменьшения стоимости производства их изготавливают из ленты, намотанной по винтовой линии. Эти валы дорогие, но их масса до 60% меньше, чем у валов сплошного сечения.

Отдельные участки валов могут иметь различную форму поперечного сечения: круглую (рис. 10.2, а, д), со шпоночной канавкой (рис. 10.2, б, е), шлицами (рис. 10.2, в, ж), профильную (рис. 10.2, з, з).

В работе даны указания по выполнению чертежей валов и поверхностей валов-шестерен и червяков, которые характерны для валов. Указания по оформлению зубчатых венцов валов-шестерен и витков червяков приведены в лабораторных работах № 11–13.

Размеры и предельные отклонения. На чертежах валов задают сопряженные, цепочные, габаритные и свободные размеры. На рис. 10.3 показан способ задания осевых размеров вала. На этом рисунке обозначены размеры: C_1 и C_2 – сопряженные (длины шпоночных пазов); Γ и Π – габаритный и цепочный, K_1 и K_2 – координирующие расположение шпоночных пазов, удобные для контроля штангенциркулем или шаблоном; l_1 – длина выступающего конца вала (присоединительный размер), l_2 и l_3 – длины посадочных поверхностей (размеры l_1 , l_2 , l_3 отвечают последовательным этапам токарной обработки вала); t – толщина заплечика. Размер удобен для контроля штангенциркулем или шаблоном.

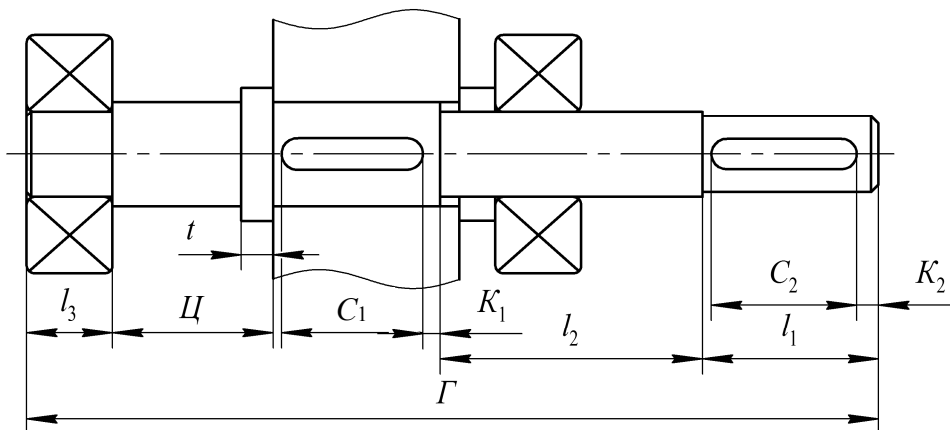


Рис. 10.3. Способ задания основных размеров вала

В данном примере размеры C_1 , C_2 и Π – функциональные, остальные – свободные.

На чертежах валов задают также глубину шпоночного паза – размер t_1 (рис. 10.4, *a*). Если шпоночный паз, расположенный на конце вала, сквозной, то удобнее для контроля задавать размер $(d - t_1)$.

На коническом конце вала глубину шпоночного паза t'_1 (рис. 10.4, *б*) определяют:

$$t'_1 = t_1 + 0,05(0,4l + C), \quad (10.1)$$

где t_1 принимают по табл. П4.2 (прил. 4) для диаметра вала.

Иногда показывают глубину шпоночного паза на среднем диаметре вала $d_{\text{ср}}$. В этом случае на чертеж вала задают расстояние l_0 измерительного сечения (рис. 10.4).

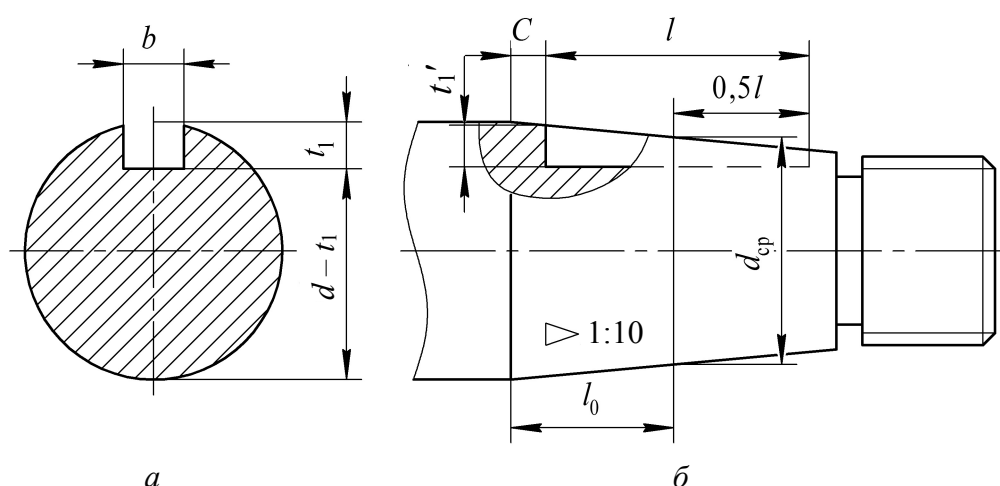


Рис. 10.4. Размеры шпоночных пазов на валах:
a – цилиндрическом; *б* – коническом

На сопряженные размеры задают поля допусков в соответствии с посадками, показанными на сборочном чертеже. На цепочные размеры задают поля допусков или предельные отклонения в зависимости от способа компенсации:

– если компенсатором служит деталь, которую шабруют или шлифуют по результатам измерений при сборке, то в целях уменьшения припуска на шабрение или шлифование поля допусков цепочных размеров следует принимать: для отверстий $H11$, для валов $h11$, остальных $\pm IT11/2$;

– если компенсатором служит набор прокладок, то поля допусков цепочных размеров следует принимать: для отверстий $H12$, для валов $h12$, остальных $\pm IT12/2$;

– если компенсатором служит винт, то вследствие широких компенсирующих способностей винтовой пары поля допусков цепочных размеров принимают: для отверстий $+t$, для валов $-t$, остальных $\pm t/2$.

На свободные размеры задают предельные отклонения чаще всего среднего класса точности.

На ширину шпоночного паза приводят обозначение поля допуска, чаще всего $P9$ (посадка с натягом).

Предельное отклонение глубины шпоночного паза t_1 (рис. 10.4) при сечении шпонки до 6×6 мм – $+0,1$ мм; 6×6 – 32×18 мм – $+0,2$ мм.

На размер $(d - t_1)$ предельные отклонения задают соответственно $-0,1$ и $-0,2$ мм.

На чертежах валов, имеющих элементы шлицевых соединения, по ГОСТ 2.409–74 указывают длину l_1 зубьев полного профиля до сбега (рис. 10.5). Если нужно ограничить выход инструмента, дополнительно показывают размеры: l , или R_{\max} , или l_2 . Для обозначения шероховатости на боковых поверхностях показывают профиль одного зуба.

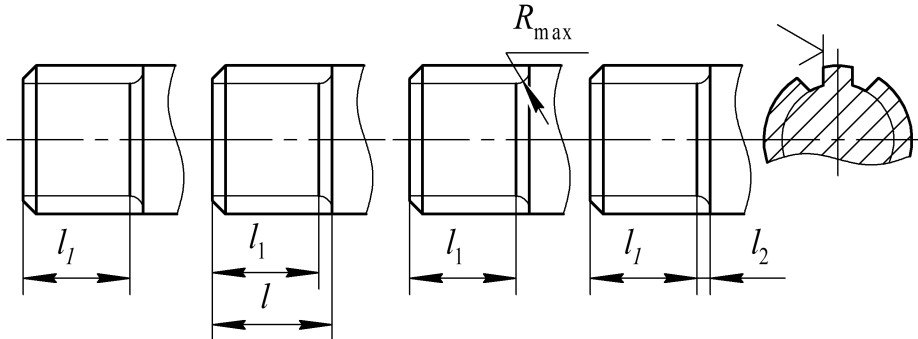


Рис. 10.5. Обозначение размеров шлицев

Условное обозначение элементов шлицевого соединения вала по соответствующему стандарту приводят на полке линии-выноски или в технических требованиях.

Допуски формы и расположения поверхностей. Рабочей осью вала является общая ось посадочных поверхностей для подшипников качения. Эта ось обозначена на рис. 10.6 буквами AB . На этом же рисунке приведены обозначения некоторых размеров (d_p , d_0 , d_b и d), а в рамках – условные обозначения допусков формы и расположения.

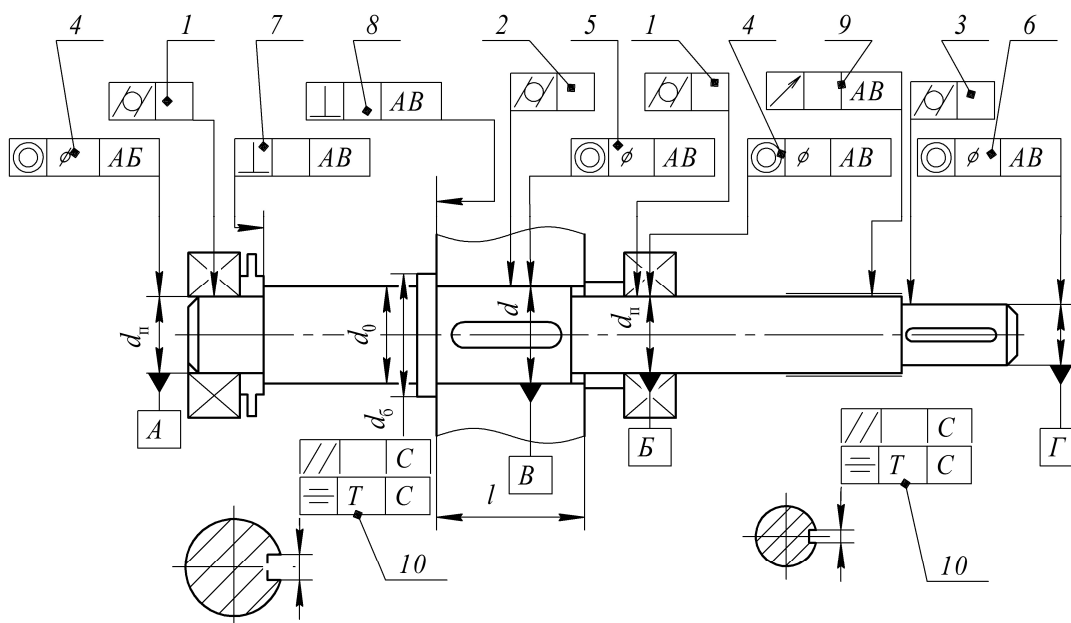


Рис. 10.6. Пример простановки отклонений формы

Назначение каждого из допусков формы или расположения следующее:

- допуск цилиндричности посадочных поверхностей для подшипников качения (поз. 1) задают, чтобы ограничить отклонения геометрической формы этих поверхностей и тем самым ограничить отклонения геометрической формы дорожек качения колец подшипников;

- зубчатые и червячные колеса, а также муфты, шкивы, звездочки сажают на валы с натягом. Чтобы ограничить концентрацию давлений, на посадочные поверхности валов задают допуск цилиндричности (поз. 2, 3);

- допуск соосности посадочных поверхностей для подшипников качения относительно их общей оси (поз. 4) задают, чтобы ограничить перекос колец подшипников качения;

- допуск соосности посадочной поверхности для зубчатого, червячного колеса (поз. 5) задают, чтобы обеспечить нормы кинематической точности и нормы контакта зубчатых и червячных передач;

- допуск соосности посадочной поверхности для полумуфты, шкива, звездочки (поз. 6) назначают, чтобы снизить дисбаланс вала и деталей, установленных на этой поверхности (при токарной и шлифовальной обработке, в зависимости от состояния оборудования и режимов обработки, в пределах 50–80 г · мм/кг).

Поэтому допуск соосности по поз. 6 задают при частоте вращения вала $n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$, а при меньшей частоте его не задают;

– допуск перпендикулярности базового торца вала (поз. 7) назначают, чтобы уменьшить перекос колец подшипников и искажение геометрической формы дорожки качения внутреннего кольца подшипника;

– допуск перпендикулярности базового торца вала (поз. 8) задают для узких колес, у которых $l/d < 0,8$. Допуск задают, чтобы обеспечить выполнение норм контакта зубьев в передаче. При отношении $l/d \geq 0,8$ допуск перпендикулярности по поз. 8 не задают;

– допуск радиального биения поверхности вала (поз. 9), расположенной под резиновой уплотняющей манжетой, задают, чтобы ограничить амплитуду колебаний рабочей кромки резины, вызывающих ее усталостное разрушение. Этот допуск, так же как и в поз. 6, задают при частоте вращения вала $n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Порядок выполнения работы

1. По согласованию с преподавателем выбрать вал.
2. Выполнить эскиз вала.
3. Измерить диаметры и длины участков вала.
4. При наличии шпоночных канавок определить их размеры.
5. По согласованию с преподавателем выбрать поля допусков диаметров вала в местах насаживания деталей (рис. 10.6, поз. 1, 2, 3) и определить допуски размера IT по формуле

$$IT = es - ei, \quad (10.2)$$

здесь es и ei – верхнее и нижнее отклонение размера (табл. 10.1).

Таблица 10.1

Предельные отклонения для валов

Интервал размеров, мм	Поля допусков							
	$js6$		$k6$		$n6$		$p6$	
	Предельные отклонения, мкм							
	es	ei	es	ei	es	ei	es	ei
Свыше 14 до 18	+5,5	-5,5	+12	+1	+23	+12	+29	+18
Свыше 18 до 30	+6,5	-6,5	+15	+2	+18	+15	+35	+22
Свыше 30 до 50	+8,0	-8,0	+18	+2	+33	+17	+42	+26
Свыше 50 до 65	+9,5	-9,5	+21	+2	+39	+20	+51	+32

Окончание табл. 10.1

Интервал размеров, мм	Поля допусков							
	s6		d8		h8		h9	
	Предельные отклонения, мкм							
	<i>es</i>	<i>ei</i>	<i>es</i>	<i>ei</i>	<i>es</i>	<i>ei</i>	<i>es</i>	<i>ei</i>
Свыше 14 до 18	+39	+28	-50	-77	0	-27	0	-43
Свыше 18 до 30	+48	+35	-65	-98	0	-33	0	-52
Свыше 30 до 50	+59	+43	-80	-119	0	-39	0	-62
Свыше 50 до 65	+72	+53	-100	-146	0	-46	0	-74

Определить отклонение от цилиндричности по формуле

$$T_{\phi} = 0,3IT. \quad (10.3)$$

Полученное значение округлить до стандартного из табл. 10.2.

Таблица 10.2

Ряд предпочтительных чисел

1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8
10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
100	120	160	200	250	300	400	500	600	800

6. В месте посадки на вал подшипников (рис. 10.6, поз. 4) по согласованию с преподавателем определить тип подшипников. В зависимости от типа подшипника определить степень точности $st_{\text{п}}$: если подшипники шариковые радиальные и радиально-упорные, то $st_{\text{п}} = 7$; радиальные с короткими цилиндрическими роликами – $st_{\text{п}} = 6$; конические роликовые – $st_{\text{п}} = 5$.

В зависимости от степени точности по табл. 10.3 выбрать значение отклонения от соосности.

Таблица 10.3

Допуски соосности, мкм

Интервалы размеров, мм	Степень точности допусков соосности				
	5	6	7	8	9
	Допуски соосности, мкм				
Свыше 18 до 30	10	16	25	40	60
Свыше 30 до 50	12	20	30	50	80
Свыше 50 до 120	16	25	40	60	100
Свыше 120 до 250	20	30	50	80	120
Свыше 250 до 400	25	40	60	100	160

7. По согласованию с преподавателем выбрать степень кинематической точности колеса и его делительный диаметр (рис. 10.6, поз. 5). По табл. 10.4 определить степень точности допусков соосности st_k , затем по табл. 10.2 выбрать допуск соосности.

Таблица 10.4

Степень точности допусков соосности

Степень кинематической точности передачи	Диаметр делительной окружности, мм		
	свыше 50 до 125	свыше 125 до 280	свыше 280 до 560
	Степень точности допусков соосности		
6	5	6	7
7	6	7	7
8	7	7	8
9	7	8	8

Примечание. Для червячных колес на одну степень точности грубее.

8. По согласованию с преподавателем выбрать частоту вращения вала. По выбранной частоте вращения для участка вала открытой передачи (рис. 10.6, поз. 6), если частота вращения вала $n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$, вычислить допуск соосности по формуле

$$T_{\odot} = \frac{n}{48}. \quad (10.4)$$

Полученное значение округлить до стандартного (табл. 10.2).

Если частота вращения вала $n < 1000 \text{ мин}^{-1}$, допуск соосности не задается.

9. В зависимости от степени точности подшипника $st_{п}$ и диаметра вала (рис. 10.6, поз. 7) по табл. 10.5 выбрать отклонение от перпендикулярности.

10. По степени точности колеса st_k по табл. 10.5 выбрать допуск перпендикулярности для заплечика вала (рис. 10.6, поз. 8).

11. Если частота вращения вала $n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$, определить допуск радиального биения вала в месте установки манжеты (рис. 10.6, поз. 9) по формуле (10.4). Полученное значение округлить до стандартного (табл. 10.2).

Если частота вращения вала $n < 1000 \text{ мин}^{-1}$, допуск радиального биения не задается.

12. По согласованию с преподавателем выбрать посадку шпонки на вал (табл. П4.1, прил. 4) и вычислить допуск размера по формуле

$$IT = ES - EI, \quad (10.5)$$

где ES – верхнее отклонение размера, мм (табл. П4.1); EI – нижнее отклонение размера, мм (табл. П4.1).

Таблица 10.5

Допуски параллельности и перпендикулярности, мкм

Интервалы размеров, мм	Степени точности допусков параллельности, перпендикулярности					
	5	6	7	8	9	10
	Допуски параллельности, перпендикулярности, мкм					
Свыше 16 до 25	4	6	10	16	25	40
Свыше 25 до 40	5	8	12	20	30	50
Свыше 40 до 63	6	10	16	25	40	60
Свыше 63 до 100	8	12	20	30	50	80
Свыше 100 до 160	10	16	25	40	60	100
Свыше 160 до 250	12	20	30	50	80	120
Свыше 250 до 400	16	25	40	60	100	160

13. Вычислить отклонение от симметричности шпоночного паза, равной $T_{\equiv \text{расч}} = 4,0IT$. Полученное значение округлить до числа из ряда предпочтительных (табл. 10.2). Действительное значение отклонения определить из соотношения

$$T_{\equiv} = 0,001T_{\equiv \text{расч}}. \quad (10.6)$$

14. Рассчитать величину отклонения от параллельности шпоночного паза к оси вала из соотношения $T_{// \text{расч}} = 0,6IT$. Полученное значение округлить до числа из табл. 10.2. Действительное значение отклонения определить из соотношения

$$T_{//} = 0,001T_{// \text{расч}}. \quad (10.7)$$

15. По табл. П2.2 определить шероховатости поверхностей вала в места посадки подшипников, колес, шкивов, звездочек и т. д. в зависимости от степени точности.

16. По табл. П2.2 определить шероховатости других поверхностей вала.

17. Начертить чертеж вала.

Содержание отчета

Материал отчета должен содержать: название и цель работы; расчет отклонений формы и взаимного расположения поверхностей; выбор и обоснование шероховатостей поверхностей вала; чертеж вала.

Контрольные вопросы



- 1. С какой целью задают допуск цилиндричности?*
- 2. С какой целью задают допуск соосности?*
- 3. С какой целью задают допуск перпендикулярности?*
- 4. С какой целью задают допуск параллельности?*
- 5. С какой целью задают допуск симметричности?*

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ВЫПОЛНЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Цель работы: изучение конструкции и правил оформления конструкторской документации цилиндрических зубчатых колес.

Инструменты: штангенглубиномер с пределом измерения 0–25 мм; штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по цилиндрическим зубчатым передачам [1, с. 151–160; 2, с. 123–129].

Общие сведения

Зубчатое цилиндрическое колесо (рис. 11.1) состоит из обода 1, ступицы 2 и диска 3.

Обод (венец) воспринимает нагрузку от зубьев и должен быть достаточно прочным, но податливым, чтобы способствовать равномерному распределению нагрузки по длине зуба. Жесткость обода обеспечивает его толщина a (рис. 11.1, в).

Ступица служит для соединения колеса с валом и может быть расположена симметрично, несимметрично относительно обода или равна ему. Это определяется технологическими или конструктивными условиями. Длина ступицы должна быть оптимальной, чтобы обеспечивать устойчивость колеса на валу в перпендикулярной к оси вала плоскости и в то же время получение заготовок ковкой и нарезание шпоночных канавок методом протягивания.

Диск соединяет обод и ступицу. Его толщина определяется в зависимости от способа изготовления колеса. Иногда в дисках выполняют отверстия, используемые при выполнении транспортных операций и обработке колес. При больших размерах колес отверстия обеспечивают снижение массы. В этом случае иногда диск усиливают ребрами или заменяют его спицами.

Острые кромки на торцах ступицы и углах обода притупляют фасками f , размеры которых принимаются по табл. 11.1.

Таблица 11.1

Стандартные размеры фасок f

Диаметр ступицы или обода, мм	f , мм	Диаметр ступицы или обода, мм	f , мм
Свыше 20 до 30	1,0	Свыше 80 до 120	2,5
Свыше 30 до 40	1,2	Свыше 120 до 150	3,0
Свыше 40 до 50	1,6	Свыше 150 до 250	4,0
Свыше 50 до 80	2,0	Свыше 250 до 500	5,0

На рис. 11.1, *а*, *б*, *в* показаны примеры простановки осевых размеров колес: Γ – габаритный размер; b – ширина зубчатого венца.

Если заготовка колеса обрабатывается кругом (рис. 11.1, *б*), то размер a_1 – глубину канавок для удобства выполнения и контроля – проставляют от торцов зубчатого венца. В этом случае толщину диска колеса получают как замыкающий размер цепочки.

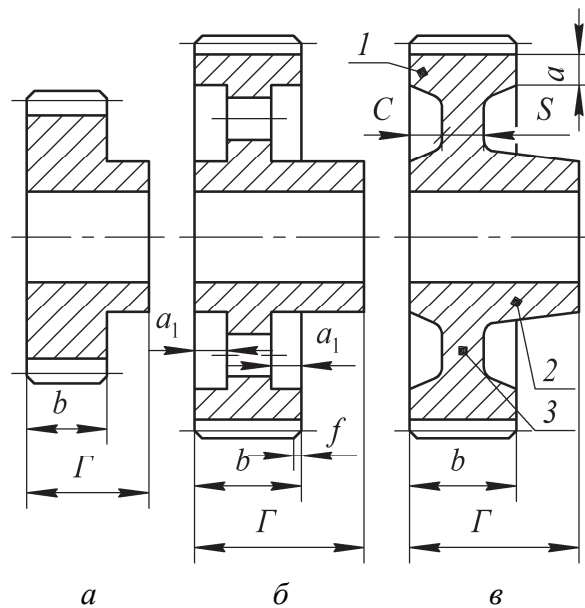


Рис. 11.1. Конструкции цилиндрических колес:
а – без диска; *б* – с диском нарезное;
в – с диском штампованное:
 l – обод; 2 – ступица; 3 – диск

Если заготовку зубчатого колеса получают в штампах, то она поступает на обработку резанием с определенной толщиной диска (рис. 11.1, *в*). Поэтому на чертеже такого колеса указывают толщину диска S и размер, необходимый для обработки резанием торцевой поверхности C .

Кроме прочих размеров колеса указывают диаметр окружности вершин зубьев d_a .

При обработке деталей возникают погрешности не только линейных размеров, но и геометрической формы, а также погрешности в относительном расположении осей, поверхностей и конструктивных элементов деталей. Эти погрешности могут оказывать вредное влияние на работоспособность деталей машин.

На чертеже колеса с цилиндрическим отверстием и шпоночным пазом задают размер $(d + t_2)$ (рис. 11.3, а), который принимают по табл. П4.1 (прил. 4).

Для обеспечения радиального зазора на диаметр вершин зубчатого колеса задают предельные отклонения, соответствующие полям допусков: при модуле до 2,5 мм – $h12$; при модуле свыше 2,5 до 6,3 мм – $h13$; при модуле свыше 6,3 мм – $h14$.

На ширину шпоночного паза чаще всего задают поле допуска J_s9 (ГОСТ 23360). На глубину шпоночного паза (размер $(d + t_2)$ на рис. 11.3) задают предельные отклонения при сечении шпонки до 6×6 мм – $+0,1$ мм; при сечении свыше 6×6 до 32×18 мм – $+0,2$ мм.

На сопряженные, цепочные и свободные размеры задают предельные отклонения по тем же рекомендациям, как и для валов (см. лабораторную работу № 13).

На рис. 11.2 показано зубчатое колесо и условные обозначения баз и допусков формы и расположения поверхностей.

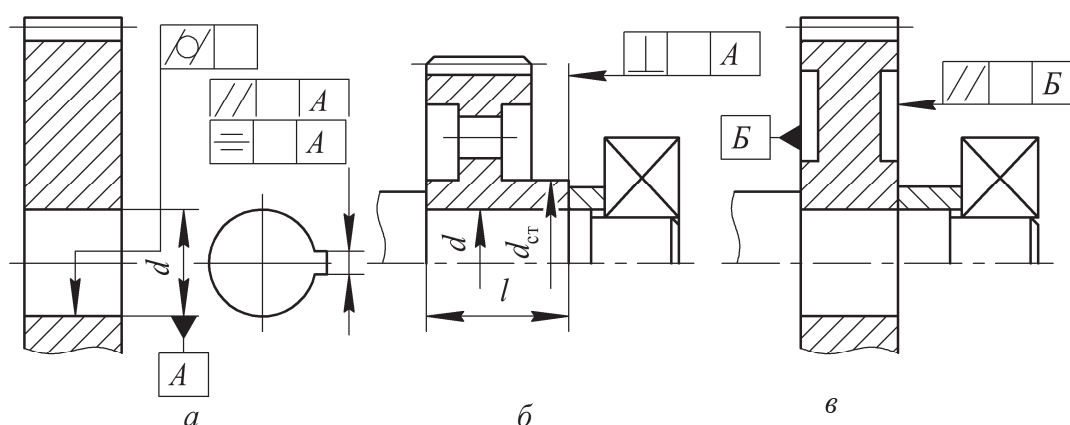


Рис. 11.2. Примеры обозначения отклонений формы и взаимного положения:

а – отклонение от цилиндричности, симметричности;

б – отклонение от перпендикулярности;

в – отклонение от параллельности

Выполнение чертежа колеса

1. По согласованию с преподавателем выбрать зубчатое колесо.
2. Вычислить окружную скорость колеса по формуле

$$V = \frac{\omega d}{2000}, \quad (11.1)$$

где ω – угловая скорость на валу, с^{-1} (по согласованию с преподавателем); d – делительный диаметр колеса, мм.

3. По вычисленной окружной скорости определить степень кинематической точности передачи st (табл. 11.2).

Таблица 11.2

Ориентировочные рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач

Степень точности не ниже	Окружная скорость V , м/с		Характеристика передачи
	$\beta = 0^\circ$	$\beta > 0^\circ$	
6 (высокоточная)	до 15	до 25	Высокоскоростные передачи, кинематические механизмы
7 (точная)	до 10	до 17	Повышенные скорости, повышенные нагрузки
8 (средней точности)	до 6	до 10	Общего применения
9 (пониженной точности)	до 2	до 3,5	Тихоходные передачи

4. Выбрать шероховатость рабочей поверхности зубьев $Ra_{\text{зуб}}$, вершин зубьев колеса $Ra_{\text{зуб.верш}}$, боковой базовой поверхности венца $Ra_{\text{торц}}$, боковой поверхности ступицы $Ra_{\text{торц.ст}}$ в зависимости от степени точности (табл. 11.3). Для остальных поверхностей выбрать шероховатость по табл. П2.2 (прил. 2).

Таблица 11.3

Шероховатости поверхностей зубчатых колес

Наименование поверхности	Степень точности зубчатого колеса			
	6	7	8	9
Боковая (рабочая) поверхность зубьев $Ra_{\text{зуб}}$	0,63	1,25	2,5	5,0
Диаметр вершин зубьев $Ra_{\text{зуб.верш}}$	1,25	2,50	5,0	10,0
Боковая базовая поверхность венца $Ra_{\text{торц}}$	1,25	2,5	5,0	10,0
Боковая поверхность ступицы $Ra_{\text{торц.ст}}$	1,25	2,5	5,0	10,0

В последующих расчетах допуски цилиндричности, симметричности, параллельности, радиального и торцевого биения должны быть округлены до чисел из ряда предпочтительных (табл. 10.2, с. 127).

5. Выбрать допуск радиального биения вершины зуба относительно оси заготовки зубчатого колеса $T_{\text{зуб.табл}}$ (табл. 11.4). Вычислить действительное значение допуска радиального биения по формуле

$$T_{\text{зуб}} = 0,001 T_{\text{зуб.табл}} \quad (11.2)$$

Таблица 11.4

Радиальное биение заготовки зубчатого колеса

Степень точности	Радиальное биение, мкм, при диаметре заготовки, мкм				
	до 50	до 80	до 120	до 200	до 320
6	12	16	20	22	26
7	20	25	32	36	42
8	32	40	50	55	65
9	50	60	80	90	105

6. Выбрать допуск торцевого биения $T_{\text{зуб.торц.табл}}$ базовых поверхностей венца и ступицы относительно оси отверстия $T_{\text{зуб.торц.табл}}$ (табл. 11.5) и вычислить его действительное значение по формуле

$$T_{\text{зуб.торц}} = 0,001 T_{\text{зуб.торц.табл}} \quad (11.3)$$

Таблица 11.5

Торцевое биение базовых поверхностей венца зубчатого колеса

Степень точности	Торцевое биение, мкм, венца колеса $d = 100$ мм шириной B , мм ¹	
	меньше 55	от 55 до 110
6	17	9
7	21	11
8	26	14
9	34	18

Примечание. При $d \neq 100$ мм табличное значение умножить на $0,01d$, где d – делительный диаметр колеса.

Выбрать размеры шпонки и шпоночного паза по диаметру вала под колесом (табл. П4.1, прил. 4).

8. По согласованию с преподавателем выбрать посадку шпонки на ступице (табл. П4.1, прил. 4) и вычислить допуск размера по формуле

$$IT = ES - EI, \quad (11.4)$$

где ES – верхнее отклонение размера, мм; EI – нижнее отклонение размера, мм (табл. П4.1, прил. 4).

9. Вычислить отклонение от симметричности боковых поверхностей шпоночного паза относительно оси отверстия, равной

$T_{\equiv \text{расч}} = 2,0IT$. Полученное значение округлить до числа из ряда предпочтительных (табл. 10.2, с. 127). Действительное значение отклонения определить из соотношения

$$T_{\equiv} = 0,001T_{\equiv \text{расч}}. \quad (11.5)$$

Таблица 11.6

Торцевое биение базовых поверхностей венца и ступицы зубчатого колеса

Степень точности	Торцевое биение, мкм, ступицы при $l_{\text{ст}}/d_{\text{вал}} \leq 1$ и диаметре вала $d_{\text{вал}}$, мм ²		
	до 50	до 80	свыше 80
6	20	30	40
7	20	30	40
8	30	40	50
9	30	40	50

Примечание. При $l_{\text{ст}}/d_{\text{вал}} > 1$ табличное значение умножить на 1,45.

10. Рассчитать величину отклонения от параллельности боковых поверхностей шпоночного паза к оси отверстия из соотношения $T_{// \text{расч}} = 0,5IT$. Полученное значение округлить до числа из табл. 10.2.

11. По согласованию с преподавателем выбрать поле допуска отверстия в ступице колеса. Вычислить допуск размера отверстия $IT_{\text{отв}}$ в ступице под вал по формуле (11.4), приняв значения верхнего и нижнего отклонения по табл. 11.7.

Таблица 11.7

Предельные отклонения, мкм

Интервал размеров	Предельное отклонение, мм, при поле допуска отверстия					
	H6		H7		H8	
	ES	EI	ES	EI	ES	EI
Свыше 10 до 18	+11	0	+18	0	+27	0
Свыше 18 до 30	+13		+21		+33	
Свыше 30 до 50	+16		+25		+39	
Свыше 50 до 80	+19		+30		+46	
Свыше 80 до 120	+22		+35		+54	
Свыше 120 до 180	+25		+40		+63	

12. Выбрать величину отклонения от цилиндричности для отверстия в ступице по формуле

$$T_{\phi} \approx 0,3 IT_{\text{отв}}. \quad (11.6)$$

13. Начертить на листе формата А3 зубчатое колесо в масштабе 1 : 1 (см. рис. 11.3).

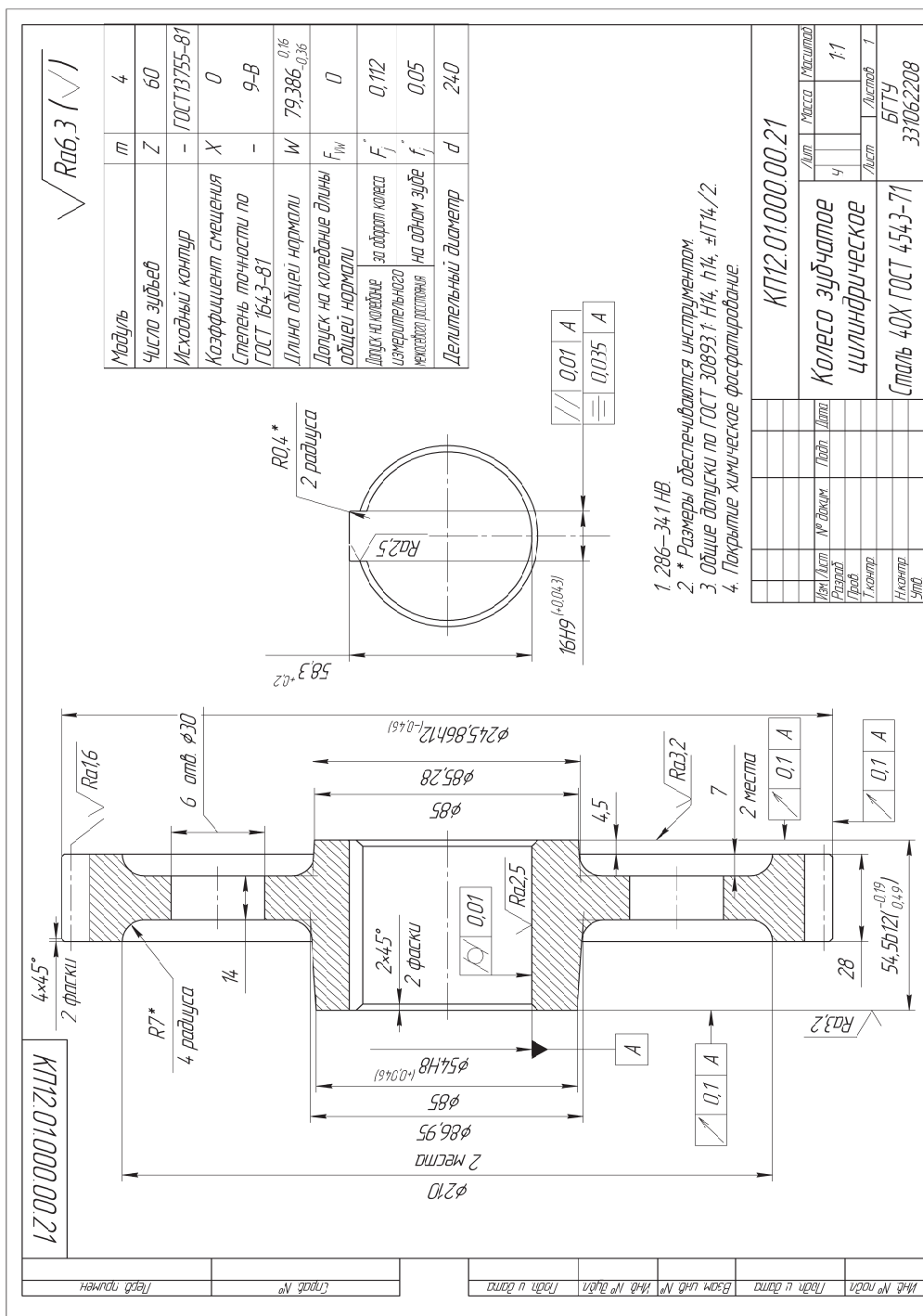


Рис. 1.1.3. Пример чертежа цилиндрического зубчатого колеса

Модуль	m	
Число зубьев	Z	
Угол наклона линии зуба	β	
Направление линии зуба	-	
Нормальный исходный контур		ГОСТ 13755-81
Кэф. смещения	x	
Степень точности	-	
Дл. общ. норм. на зуб.	W	
Делительный диаметр	d	
Сопряж. № рис.		
зуб. кол. Число зубьев	Z	
Межосевое расстояние	a_w	

Рис. 11.4. Таблица параметров зубчатого колеса

14. В таблицу параметров на чертеже (рис. 11.4), расположенную в правом верхнем углу, записать параметры зубчатого колеса (модуль m ; число зубьев Z ; угол наклона β ; направление линии зуба – левое, правое, шевронное; нормальный исходный контур со ссылкой на ГОСТ 13755–81; коэффициент смещения x ; степень точности; вид сопряжения и обозначение стандарта на нормы точности – ГОСТ 1643–81; длина общей нормали на Z_w зубьев W ; делительный диаметр d ; параметры сопряженного колеса – номер рисунка и число зубьев Z ; межосевое расстояние a_w).

15. Для определения длины общей нормали зубьев W необходимо выполнить следующие действия:

– по согласованию с преподавателем выбрать вид сопряжения зубчатого зацепления и вид допуска на боковой зазор;

– из табл. 11.8 по числу зубьев зубчатого колеса выбрать значение длины общей нормали W' при $m = 1$ мм и число зубьев, охватываемых при измерении Z_w ;

– вычислить нормальную длину общей нормали при $\alpha = 20^\circ$, мм, по формуле

$$W^* = (W' + 0,684X)m, \quad (11.7)$$

где X – коэффициент радиального смещения ($X = 0$); m – модуль зацепления, мм;

– по табл. 11.9, в зависимости от степени точности и вида сопряжения, выбрать значение наименьшего отклонения средней длины общей нормали E'_{wms} , мкм;

– из табл. 11.10, в зависимости от значения радиального биения венца $T_{\text{зуб.табл.}}$, выбрать значение наименьшего отклонения средней длины общей нормали E''_{wms} , мкм;

– вычислить наименьшее отклонение средней длины общей нормали, мкм, по формуле

$$E_{wms} = E'_{wms} + E''_{wms}; \quad (11.8)$$

– выбрать значение допуска на среднюю длину общей нормали T_{wm} в зависимости от вида сопряжения и вида допуска на боковой зазор (табл. 11.11);

– вычислить действительную длину общей нормали, указываемую на чертеже для колеса внешнего зацепления по формуле

$$W = 0,001[(W^* - E_{wms}) - T_{wm}]. \quad (11.9)$$

16. В поле технических требований указать требования к твердости материала колеса, требования к неуказанным предельным отклонениям для отверстий, валов и других элементов.

Таблица 11.8

**Длина общей нормали W' цилиндрических зубчатых колес
(при $X = 0$, $\alpha = 20^\circ$, $m = 1,0$ мм)**

Число зубьев Z	Число зубьев, охватываемых при измерении Z_w	Длина общей нормали W'	Число зубьев Z	Число зубьев, охватываемых при измерении Z_w	Длина общей нормали W'
19	3	7,6464	77	9	26,1755
20		7,6604	78		26,1855
21		7,6744	79		26,1995
22		7,6884	80	10	29,1657

Таблица 11.9

Наименьшее отклонения средней длины общей нормали E'_{wms} , мкм

Степень точности	Вид сопряжения	E'_{wms} , мкм, при делительном диаметре d , мм			
		до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250
6	H	8	10	11	12
7		10	10	12	14
6	E	20	24	28	30
7		25	30	30	35
6	D	30	35	40	50
7		35	40	50	55
8		40	50	50	60
6	C	50	60	70	80
7		55	70	70	80
8		60	80	80	100
9		70	80	100	110

Окончание табл. 11.9

Степень точности	Вид сопряжения	E'_{wms} , мкм, при делительном диаметре d , мм			
		до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250
6	B	80	100	110	120
7		100	110	120	140
8		100	110	140	140
9		110	120	140	160
6	A	120	140	180	200
7		140	180	200	200
8		160	200	200	250
9		180	200	250	280

Таблица 11.10

Наименьшее отклонение средней длины общей нормали E''_{wms} , мкм

E''_{wms} , мкм, при допуске на радиальное биение венца $T_{\text{зуб.табл}}$, мм						
св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125
7	9	11	14	18	22	25

Таблица 11.11

Допуск на среднюю длину общей нормали T_{wm} , мкм

Вид сопряжения	Допуск на боковой зазор	T_{wm} , мкм, при допуске на радиальное биение венца $T_{\text{зуб.табл}}$, мкм						
		св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125
		H, E	h	22	25	25	28	30
D	d	35	40	40	40	60	70	80
C	c	45	50	60	70	90	110	120
B	b	55	60	70	100	100	120	140
A	a	80	90	100	110	140	150	180

Содержание отчета

Материал отчета должен содержать: название и цель работы; выбор шероховатостей поверхностей колеса; выбор и расчет отклонений формы и взаимного расположения поверхностей; чертеж колеса.

Контрольные вопросы



1. Из каких элементов состоит колесо?
2. Какой параметр обеспечивает жесткость обода?
3. Какой параметр ступицы обеспечивает устойчивость колеса?
4. С какой целью в диске делают отверстия?
5. От чего зависит размер фасок?
6. От чего зависит шероховатость поверхностей зубчатого колеса?
7. От чего зависит радиальное биение заготовок зубчатых колес?
8. Что надо знать, чтобы определить допуск торцевого биения базовой поверхности венца или ступицы зубчатого колеса?
9. Что надо знать, чтобы определить отклонение от цилиндричности?

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ВЫПОЛНЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ КОНИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Цель работы: изучение конструкции и правил оформления конструкторской документации конических зубчатых колес.

Инструменты: штангенглубиномер с пределом измерения 0–25 мм; штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по коническим зубчатым передачам [1, с. 151–160; 2, с. 123–129].

Общие сведения

Коническое колесо состоит из тех же частей, что и цилиндрическое (обода (венца), диска и ступицы).

На чертеже конического колеса, обработанного кругом, ставят осевые размеры по рис. 12.1, *а*: $Ц_1$ – цепочный, определяющий положение вершины делительного конуса колеса; $Ц_2$ – цепочный, определяющий величину осевого зазора в комплекте вала с подшипниками; a_1 – размер, координирующий положение венца относительно ступицы; a_2 , a_3 – глубина канавок; a_4 – размер, координирующий осевое положение зуба относительно ступицы колеса.

На чертеже конического штампованного колеса ставят осевые размеры по рис. 12.1, *б*: S – толщина диска; C – размер, необходимый для обработки резанием торцевой поверхности.

На чертежах конических зубчатых колес кроме размеров, определяющих форму и величину детали, приводят размеры венца (рис. 12.2): внешние диаметры d_{ae} и d'_{ae} ; ширину венца b ; угол конуса вершин зубьев δ_a ; угол внешнего дополнительного конуса ($90^\circ - \delta$). Звездочкой обозначены размеры для справок.

На чертеже колеса с цилиндрическим отверстием и шпоночным пазом задают размер $(d + t_2)$ (рис. 12.3, *а*), который принимают по табл. П4.1 (прил. 4).

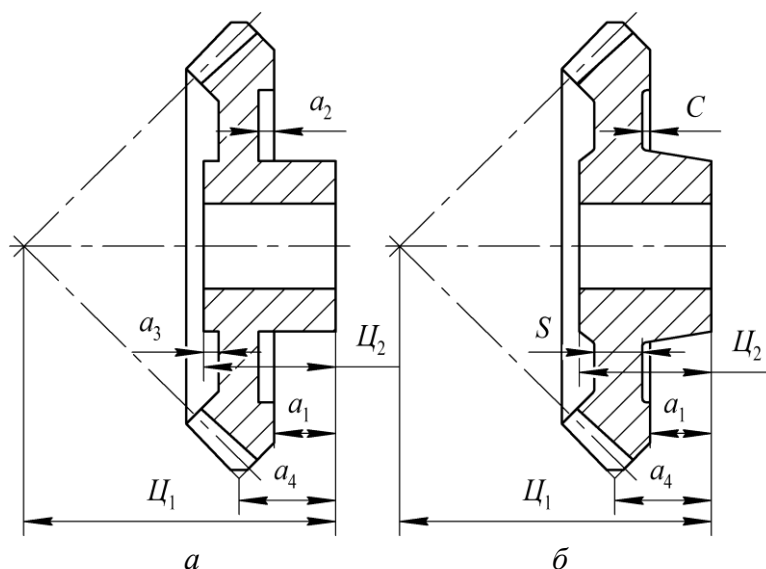


Рис. 12.1. Параметры конического колеса:
 а – обработанного кругом; б – штампованного

На чертеже колеса с коническим отверстием и шпоночным пазом задают размер $(d + t'_2)$ (рис. 12.3, б), который вычисляют по формуле

$$d + t'_2 = d_{cp} + t_2 - 0,02l, \quad (12.1)$$

где d_{cp} – диаметр отверстия посередине длины; t_2 – глубина шпоночного паза (принимают для диаметра d_{cp} по табл. П4.1); l – длина ступицы.

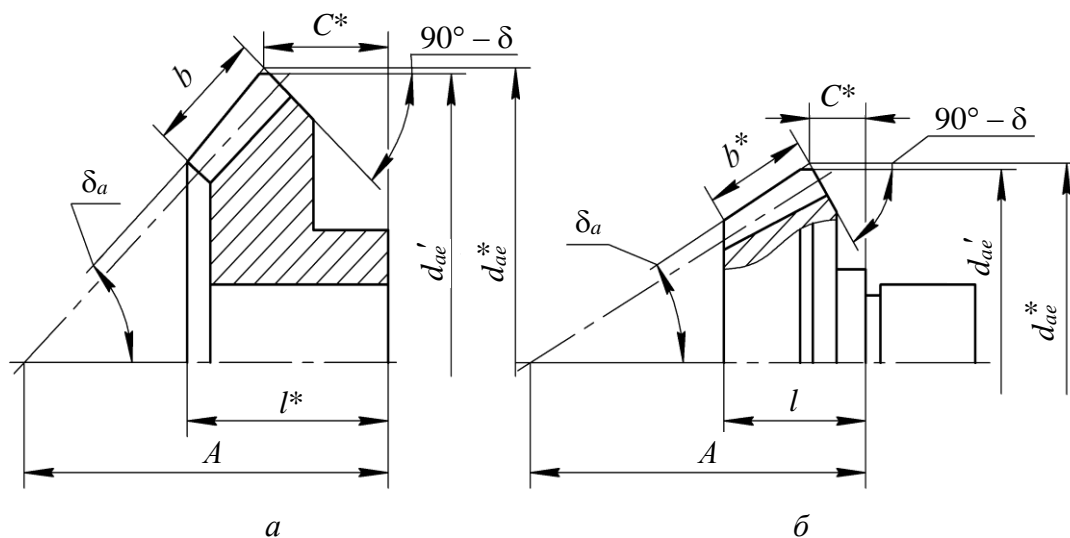


Рис. 12.2. Параметры конического колеса:
 а – обработанного кругом; б – штампованного

Если в отверстиях колеса имеются шлицы, то выноской в масштабе увеличения показывают профиль одной впадины с указанием шероховатости поверхностей.

На внешний диаметр зубчатого венца задают предельные отклонения, соответствующие полям допусков: при модуле до 2,5 мм – $h12$; при модуле свыше 2,5 до 6,3 мм – $h13$; при модуле свыше 6,3 мм – $h14$.

На ширину шпоночного паза чаще всего задают поле допуска J_s9 (ГОСТ 23360). На глубину шпоночного паза (размер $(d + t_2)$ на рис. 12.3, а) задают предельные отклонения при сечении шпонки до 6×6 мм – $+0,1$ мм; при сечении свыше 6×6 до 32×18 мм – $+0,2$ мм.

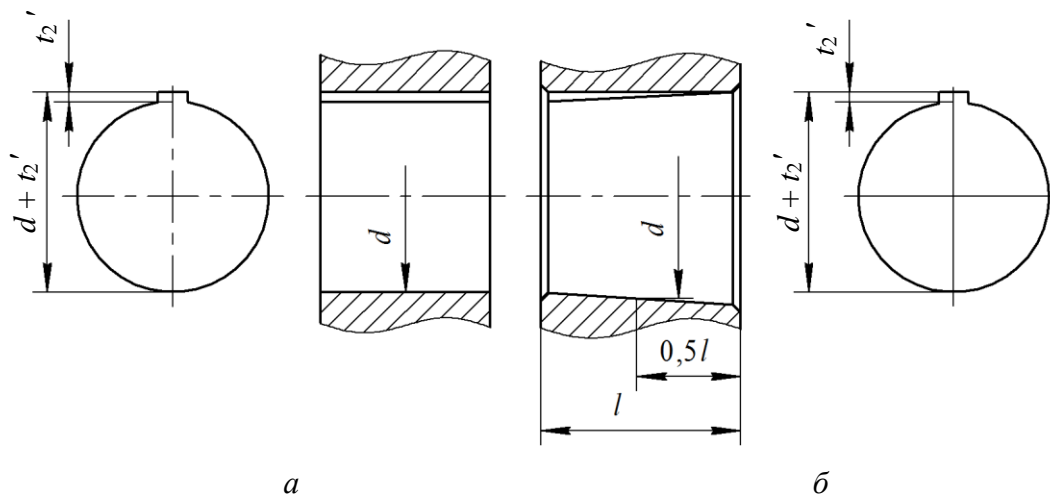


Рис. 12.3. Параметры шпоночного паза в ступице:
а – цилиндрического вала; б – конического вала

На сопряженные, цепочные и свободные размеры задают предельные отклонения по тем же рекомендациям, как и для валов.

Допуски формы и расположения поверхностей, обозначение баз показаны на рис. 12.4.

Назначение каждого из допусков формы и расположения поверхностей следующее:

– допуск цилиндричности посадочной поверхности (T_{ϕ}) назначают, чтобы ограничить концентрацию контактных давлений по посадочной поверхности;

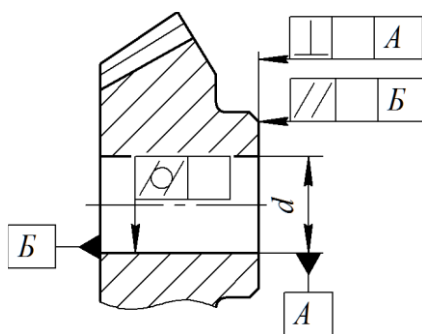


Рис. 12.4. Отклонения формы

– допуск перпендикулярности торца ступицы относительно оси отверстия (T_{\perp}) назначают, чтобы создать точную базу для подшипника качения и уменьшить перекос колец подшипников и искажения геометрической формы дорожки качения внутреннего кольца;

– допуск параллельности торцов ступиц $T_{//}$ колес задают по тем же соображениям, что и допуск перпендикулярности торца ступицы (T_{\perp}). Если у колеса нет выточки и, следовательно, нет размера $d_{ст}$, допуск параллельности относят к условному диаметру

$$d' = (1,5-2,0)d.$$

Тогда в рамке условного обозначения приводят значения допуска параллельности и диаметр измерения, записанный через наклонную черту, например для $d' = 50$ мм:

$$\begin{array}{|c|c|c|} \hline // & 0,016/50 & B \\ \hline \end{array}$$

На чертеже промежуточного кольца задают допуск параллельности торцов на одну степень точнее.

Если торцы ступиц не участвуют в базировании подшипников, то допуски перпендикулярности и параллельности торцов ступицы не назначают.

В технических требованиях чертежей зубчатых колес, вращающихся с высокой частотой, записывают допуск дисбаланса, который определяют по формуле

$$T = em, \quad (12.1)$$

где $e = 2,4 \cdot 10^4/n$ – удельный дисбаланс по 4-му классу точности балансировки (ГОСТ 22061–76), г · мм/кг; n – частота вращения колеса, мин⁻¹; m – масса колеса, кг.

Допуск дисбаланса задают для колес, полностью обработанных при $n \geq 1000$ мин⁻¹; для колес, в которых некоторые поверхности обода, диска и ступицы не обработаны, – при $n \geq 500$ мин⁻¹. В технических требованиях делают запись: «Допускаемый дисбаланс не более ... г · мм».

При частоте вращения колеса соответственно $n < 1000$ мин⁻¹ и $n < 500$ мин⁻¹ допуск дисбаланса не задают.

Выполнение чертежей

1. По согласованию с преподавателем выбрать коническое зубчатое колесо.

2. Вычислить среднюю окружную скорость колеса по формуле

$$V_m = \frac{\omega d_m}{2000}, \quad (12.2)$$

где ω – угловая скорость на валу, с^{-1} (выбирается по согласованию с преподавателем); d_m – средний делительный диаметр колеса, мм (по формуле (2.12)).

2. По вычисленной окружной скорости определить степень кинематической точности передачи st (табл. 12.1).

Таблица 12.1

Ориентировочные рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач

Средняя окружная скорость V_m , м/с	≥ 25	< 25	< 16	< 8	< 4
Степень точности st	5	6	7	8	9

3. Выбрать шероховатость рабочей поверхности зубьев $Ra_{\text{зуб}}$, вершин зубьев колеса $Ra_{\text{зуб.верш}}$, боковой базовой поверхности венца $Ra_{\text{торц}}$, боковой поверхности ступицы $Ra_{\text{торц.ст}}$ в зависимости от степени точности (табл. 12.2). Для остальных поверхностей выбрать шероховатость по табл. П2.2 (прил. 2).

Таблица 12.2

Шероховатость поверхностей Ra , мкм

Вид поверхности	Шероховатость поверхностей Ra , мкм, при степени точности st			
	6	7	8	9
Боковая поверхность зубьев $Ra_{\text{зуб}}$	1,25	2,5	2,5–5	5
Коническая поверхность вершин зубьев и внешнего дополнительного конуса $Ra_{\text{зуб.верш}}$	2,5	2,5	2,5	5
Боковая поверхность торца ступицы $Ra_{\text{торц.ст}}$	1,25	1,25	2,5	2,5
Поверхность ступицы осаживаемой на вал $Ra_{\text{ст}}$:				
при $d_{\text{вал}} \leq 80$ мм	1,25–2,5			
при $d_{\text{вал}} > 80$ мм	2,5–5			

Рассчитанные допуски цилиндричности, симметричности, параллельности, радиального и торцевого биения должны быть округлены до чисел из ряда предпочтительных (табл. 10.2, с. 127).

4. Выбрать допуск торцевого биения тыльной поверхности колеса $T_{\text{зуб.тр.табл}}$ (табл. 12.3). Вычислить действительное значение допуска торцевого биения по формуле

$$T_{\text{зуб.тр}} = 0,001T_{\text{зуб.тр.табл}} \quad (12.3)$$

5. Выбрать допуск биения поверхности вершин зубьев $T_{\text{зуб.вр.табл}}$ по табл. 12.3. Рассчитать действительное значение допуска по формуле

$$T_{\text{зуб.вр}} = 0,001T_{\text{зуб.вр.табл}} \quad (12.4)$$

Таблица 12.3

**Допуски формы и расположения поверхностей
для заготовок конического колеса, мкм**

Вид поверхности	Наружный диаметр поверхности d_3 , мм			
	25–100	100–150	150–250	>250
Торцевое биение наружной поверхности колеса $T_{\text{зуб.тр.табл}}$	10–15	15–25	25–35	30–45
Биение поверхности вершин зубьев $T_{\text{зуб.вр.табл}}$	30	40	50	60
Торцевое биение торца ступицы $T_{\text{зуб.торц.табл}}$	15	25	35	45
Радиальное биение наружного диаметра вершин зубьев $T_{\text{зуб.нр.вр.табл}}$	25	38	50	60

6. Выбрать допуск торцевого биения $T_{\text{зуб.торц.табл}}$ базовой поверхности ступицы (табл. 12.3) и вычислить его действительное значение по формуле

$$T_{\text{зуб.торц}} = 0,001T_{\text{зуб.торц.табл}} \quad (12.5)$$

7. Выбрать допуск радиального биения наружного диаметра вершин зубьев $T_{\text{зуб.нр.вр.табл}}$ (табл. 12.3). Действительное значение допуска найти из соотношения

$$T_{\text{зуб.нр.вр}} = 0,001T_{\text{зуб.нр.вр.табл}} \quad (12.6)$$

8. Выбрать размеры шпонки и шпоночного паза по диаметру вала под колесом (табл. П4.1, прил. 4).

9. По согласованию с преподавателем выбрать посадку шпонки на ступице (табл. П4.1, прил. 4) и вычислить допуск размера по формуле

$$IT = ES - EI, \quad (12.7)$$

где ES – верхнее отклонение размера, мм (табл. П4.1); EI – нижнее отклонение размера, мм (табл. П4.1).

10. Вычислить отклонение от симметричности шпоночного паза, равной $T_{\equiv \text{расч}} = 2,0IT$. Полученное значение округлить до числа из ряда предпочтительных (табл. 10.2, с. 127). Действительное значение отклонения определить из соотношения

$$T_{\equiv} = 0,001T_{\equiv \text{расч}}. \quad (12.8)$$

12. Рассчитать величину отклонения от параллельности шпоночного паза к оси вала из соотношения $T_{// \text{расч}} = 0,5IT$. Полученное значение округлить до числа из табл. 10.2.

12. По согласованию с преподавателем выбрать поле допуска отверстия в ступице колеса. Вычислить допуск размера отверстия $IT_{\text{отв}}$ в ступице под вал по формуле (12.7), приняв значения верхнего и нижнего отклонения по табл. 11.7 (с. 136).

13. Выбрать величину отклонения от цилиндричности для отверстия в ступице по формуле

$$T_{\phi} \approx 0,3 IT_{\text{отв}}. \quad (12.9)$$

14. Начертить на листе формата А3 зубчатое колесо в масштабе 1 : 1 (см. рис. 12.5).

15. В таблицу параметров на чертеже (рис. 12.5), расположенную в правом верхнем углу на расстоянии 20 мм от верхнего края, записать параметры зубчатого венца (средний нормальный модуль m_m ; число зубьев Z ; тип зуба; осевую форму зуба; средний угол наклона зуба β ; направление линии зуба – левое, правое, шевронное; нормальный исходный контур со ссылкой на ГОСТ 16202–81; коэффициент смещения x ; угол делительного конуса δ ; степень точности; межосевой угол передачи; внешний окружной модуль m_{te} ; внешнее конусное расстояние R_e ; средний делительный диаметр d_m).

16. В поле технических требований указать требования к твердости материала колеса, требования к неуказанным предельным отклонениям для отверстий, валов и других элементов.

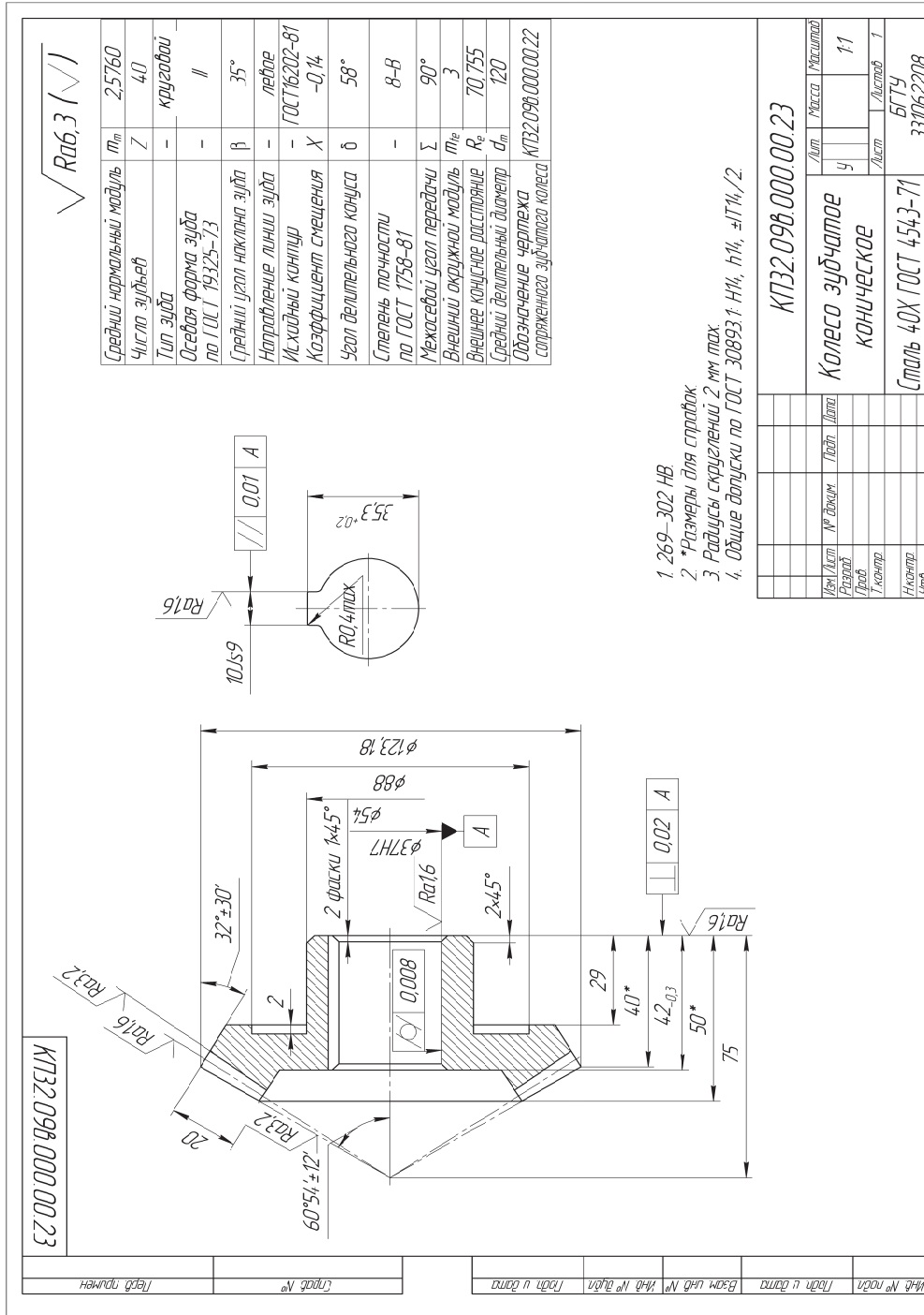


Рис. 12.5. Пример чертежа конического зубчатого колеса

Содержание отчета

Материал отчета должен содержать: название и цель работы; расчет отклонений формы и взаимного расположения поверхностей; выбор и обоснование шероховатостей поверхностей колеса; чертеж колеса.

Контрольные вопросы



1. Из каких элементов состоит колесо?
2. Какой параметр ступицы обеспечивает устойчивость колеса?
3. С какой целью в диске делают отверстия?
4. От чего зависит размер фасок?
5. От чего зависит шероховатость поверхностей зубчатого колеса?
6. От чего зависит радиальное биение заготовок зубчатых колес?
7. Что надо знать, чтобы определить допуск торцевого биения базовой поверхности венца или ступицы зубчатого колеса?
8. Что надо знать, чтобы определить отклонение от цилиндричности?

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ВЫПОЛНЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА

Цель работы: изучение конструкции и правил оформления конструкторской документации червячных зубчатых колес.

Инструменты: штангенглубиномер с пределом измерения 0–25 мм; штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по червячным зубчатым передачам [1, с. 151–160; 2, с. 123–129].

Общие сведения

Червячные колеса закрытых передач обычно изготавливают сборными (рис. 13.1, *а*, *б*, *в*). Посадку бронзового венца на чугунный или стальной центр выбирают с гарантированным натягом: $\frac{H7}{s6}$, $\frac{H7}{r6}$, $\frac{H7}{p6}$.

Во избежание больших напряжений в теле венца не рекомендуется применять посадки с большими натягами. Во время работы происходит уменьшение натяга, так как бронзовый венец больше нагревается, чем чугунный (стальной) центр, а также вследствие большего коэффициента линейного расширения бронзы, чем чугуна (стали).

Для предупреждения смещения обода относительно центра предусматривают дополнительное крепление винтами, а иногда штифтами. Винты располагают с обеих сторон в шахматном порядке, смещая их относительно друг друга на 45°. Иногда вместо винтов используют болты, которые завинчивают до отказа, а затем их выступающую часть срезают. Отверстия под винты сверлят и нарезают в сборе (рис. 13.1, *а*). Такие бандажированные конструкции используют для червячных колес небольших размеров (при $a = 80–200$ мм).

В червячных колесах передач средних и больших размеров (при $a = 200–600$ мм) фланец бронзового венца чаще всего крепят к чугунному центру болтами (4–8 шт.) (рис. 13.1, *б*).

В крупносерийном и массовом производстве обычно используют составную литую биметаллическую конструкцию колеса (рис. 13.1, в). Ее получают отливкой, вставив в кокиль для литья бронзового венца чугунный центр. Для гарантии против проворота венца на боковой поверхности центра делают различной формы пазы.

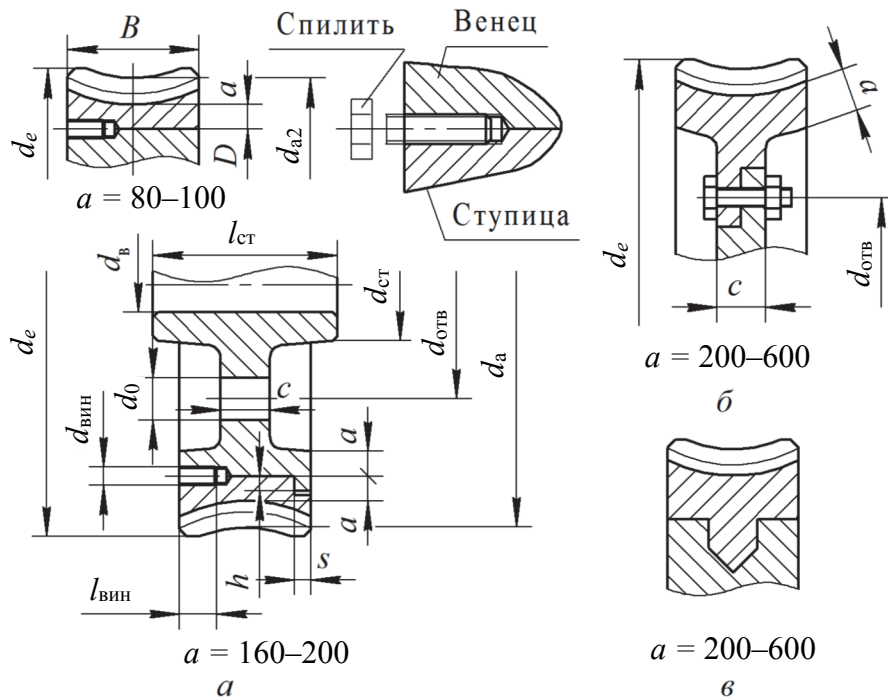


Рис. 13.1. Конструкция червячного колеса:
 а – крепление венца винтами; б – крепление венца болтами;
 в – биметаллическое колесо:
 $c \approx (0,20-0,35)B$; $a = (1,5-2,0)m > 10 \text{ мм}$; $h \approx 0,1B$; $s \approx 1,5h$;
 $d_{вин} \approx (1,2-1,5)m$; $l_{вин} \approx (0,3-0,4)B$

Посадки колеса на вал $\frac{H7}{k6}$, $\frac{H7}{n6}$, $\frac{H7}{s6}$, $\frac{H7}{r6}$, выбор их зависит

от передаваемой нагрузки.

Колесо обычно соединяется с валом призматической шпонкой. В осевом направлении оно закрепляется распорными втулками, уступами вала. При этом должна обеспечиваться возможность регулировки червячного зацепления за счет осевого смещения колеса.

По ГОСТ 3675–81 устанавливается точность изготовления червячных колес, которая выбирается по окружной скорости червяка. Базовой является 7-я степень точности. Основной вид сопряжения – с нормальным гарантированным боковым зазором.

При использовании окружности и торца венца в качестве технологических или измерительных баз следует ограничивать радиальное биение окружности вершин и биение базового торца.

Допускаемые отклонения формы и расположения поверхностей такие же, как и для цилиндрических колес зубчатых передач.

Выполнение чертежей

1. По согласованию с преподавателем выбрать червячное колесо.
2. Вычислить скорость скольжения по формуле

$$V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60\,000 \cos \gamma}, \quad (13.1)$$

где d_1 – делительный диаметр червяка, мм, определяется по формуле (4.5); n_1 – частота вращения вала червяка, мин^{-1} (выбрать по согласованию с преподавателем); γ – угол подъема винтовой линии червяка, град., определяется по формуле (4.10).

3. По вычисленной окружной скорости определить степень кинематической точности передачи st (при $V_s \leq 2$ м/с $st = 9$; при 2 м/с $< V_s \leq 5$ м/с – $st = 8$; при 5 м/с $< V_s \leq 10$ м/с – $st = 7$; при $V_s > 10$ м/с – $st = 6$).

4. Выбрать шероховатость боковой поверхности зубьев $Ra_{\text{зуб}}$, вершин зубьев колеса $Ra_{\text{зуб.верш}}$, боковой базовой поверхности венца $Ra_{\text{торц}}$, боковой поверхности ступицы $Ra_{\text{торц.ст}}$ в зависимости от степени точности (табл. 13.1). Для остальных поверхностей шероховатость выбрать по табл. П2.2 (прил. 2).

Таблица 13.1

Шероховатость поверхностей Ra , мкм

Вид поверхности	Значения шероховатости при степени точности			
	6	7	8	9
Боковая поверхность зубьев $Ra_{\text{зуб}}$	1,25	1,25	2,5	5
Вершины зубьев колеса $Ra_{\text{зуб.верш}}$	5	5–10	10	10
Боковая базовая поверхность венца $Ra_{\text{торц}}$	2,5	2,5–5	5	10
Боковая поверхность торца ступицы $Ra_{\text{торц.ст}}$				
Поверхность ступицы осаживаемая на вал $Ra_{\text{ст}}$	1,25–2,5			
при $d_{\text{вал}} \leq 80$ мм				
при $d_{\text{вал}} > 80$ мм	2,5–5			

В последующих расчетах допуски цилиндричности, симметричности, параллельности, радиального и торцевого биения должны быть округлены до чисел из ряда предпочтительных (табл. 10.2, с. 127).

5. Выбрать допуск радиального биения $T_{\text{зуб.табл}}$ заготовки зубчатого колеса (табл. 13.2). Вычислить действительное значение допуска радиального биения по формуле

$$T_{\text{зуб}} = 0,001T_{\text{зуб.табл.}} \quad (13.2)$$

Таблица 13.2

Радиальное биение заготовки червячного колеса $T_{\text{зуб.табл}}$, МКМ

Степень точности	Радиальное биение, мкм, при диаметре d_2 , мм						
	≤ 50	≤ 80	≤ 120	≤ 200	≤ 320	≤ 500	≤ 800
6	12	16	20	22	26	32	40
7	20	25	32	36	42	50	60
8	32	40	50	55	65	80	100
9	50	60	80	90	105	120	160

6. Выбрать допуск торцевого биения $T_{\text{зуб.торц.табл}}$ базовых поверхностей венца и ступицы (табл. 13.3) и вычислить его действительное значение по формуле

$$T_{\text{зуб.торц}} = 0,001T_{\text{зуб.торц.табл.}} \quad (13.3)$$

7. Выбрать размеры шпонки и шпоночного паза по диаметру вала под колесом (табл. П4.1, прил. 4).

Таблица 13.3

Торцевое биение базовых поверхностей венца и ступицы $T_{\text{зуб.торц.табл}}$, МКМ

Степень точности	Осевое биение, мкм				
	венца колеса при $d = 100$ мм и ширине венца b , мм		ступицы при $L_{\text{ст}}/d_{\text{вал}} \leq 1$ и $d_{\text{вал}}$, мм		
	меньше 55	от 55 до 110	до 50	свыше 50 до 80	свыше 80
6	17	9	20	30	40
7	21	11	20	30	40
8	26	14	30	40	50
9	34	18	30	40	50

Примечание. 1. При $d \neq 100$ мм табличное значение осевого биения умножить на $0,01d$, где d – делительный диаметр колеса. 2. При $L_{\text{ст}}/d_{\text{вал}} > 1$ табличное значение осевого биения умножить на 1,4–1,5.

8. По согласованию с преподавателем выбрать посадку шпонки на ступице (табл. П4.1, прил. 4) и вычислить допуск размера по формуле

$$IT = ES - EI, \quad (13.4)$$

где ES – верхнее отклонение размера, мм (табл. П4.1); EI – нижнее отклонение размера, мм (табл. П4.1).

9. Вычислить отклонение от симметричности шпоночного паза, равной $T_{\equiv \text{расч}} = 2,0IT$. Полученное значение округлить до числа из ряда предпочтительных (табл. 10.2, с. 127). Действительное значение отклонения определить из соотношения

$$T_{\equiv} = 0,001T_{\equiv \text{расч}}. \quad (13.5)$$

10. Рассчитать величину отклонения от параллельности шпоночного паза к оси вала из соотношения $T_{// \text{расч}} = 0,5IT$. Полученное значение округлить до числа из табл. 10.2.

11. Вычислить допуск размера отверстия $IT_{\text{отв}}$ в ступице под вал по формуле (13.4), приняв значения верхнего и нижнего отклонения по табл. 11.7 (с. 136).

12. Выбрать величину отклонения от цилиндричности для отверстия в ступице по формуле

$$T_{\phi} \approx 0,3 IT_{\text{отв}}. \quad (13.6)$$

13. Начертить на листе формата А3 зубчатое колесо в масштабе 1 : 1 (см. рис. 13.2).

14. В таблицу параметров на чертеже (рис. 13.2), расположенную в правом верхнем углу, записать параметры зубчатого венца (модуль m ; число зубьев Z ; направление линии зуба – левое, правое; коэффициент смещения x ; исходный производящий червяк со ссылкой на ГОСТ 19036–81; степень точности; межосевое расстояние a_w ; делительный диаметр колеса d_2 ; вид сопряженного червяка – ZA, ZI, ZN ; число витков сопряженного червяка).

15. В технических требованиях указать требования к неуказанным предельным отклонениям.

Содержание отчета

Материал отчета должен содержать: название и цель работы; выбор шероховатостей поверхностей колеса; выбор и расчет отклонений формы и взаимного расположения поверхностей; чертеж колеса.

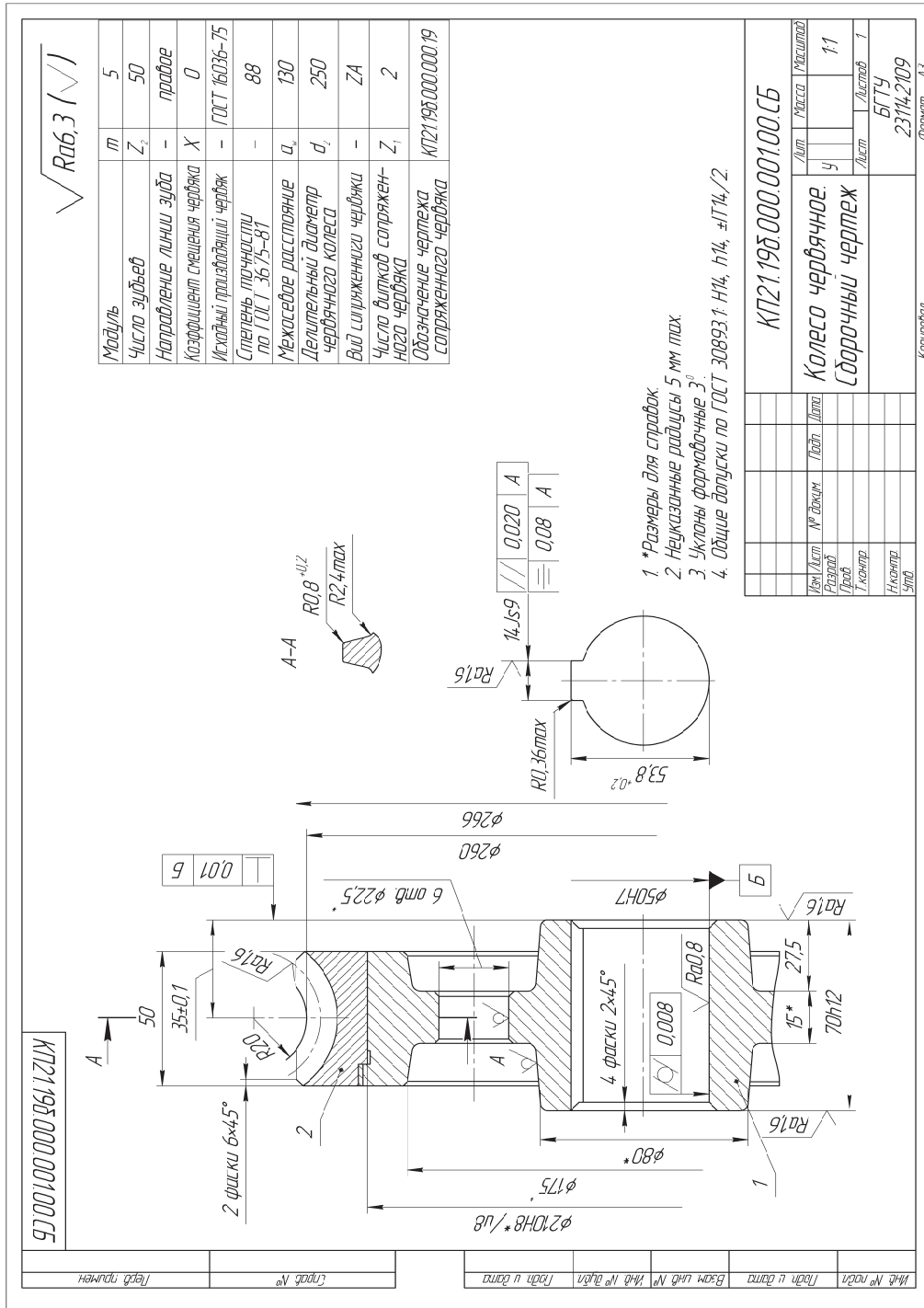


Рис. 13.2. Пример чертежа червячного колеса

Контрольные вопросы



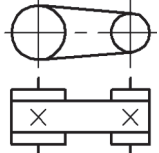
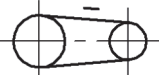
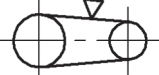
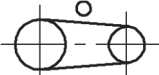
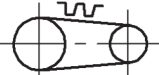
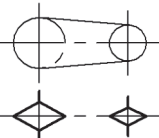
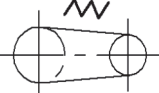
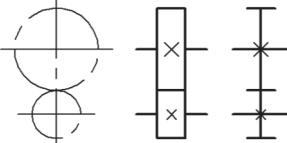
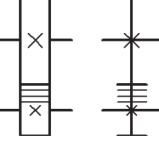
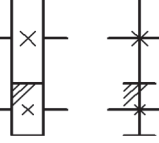
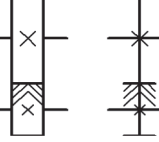
- 1. Как определить степень точности передачи?*
- 2. Как выбрать параметры шероховатости элементов червячного колеса?*
- 3. Как определить допуски цилиндричности, симметричности, параллельности, радиального и торцевого биения?*
- 4. Почему необходимо устанавливать допуск параллельность?*
- 5. Почему необходимо устанавливать допуск радиального и торцевого биения?*
- 6. Почему необходимо устанавливать допуск цилиндричности?*

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

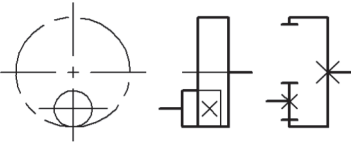




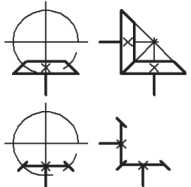
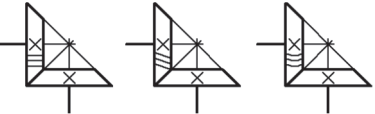
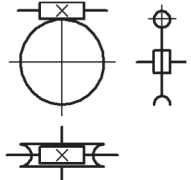
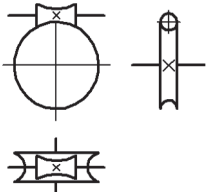


ОБОЗНАЧЕНИЯ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ В СХЕМАХ. ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИКИ (ПО ГОСТ 2.770–80)

Наименования	Обозначения	
Вал, валик, ось, стержень, шатун и т. п.	—	
Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа): а) радиальные б) упорные		
Подшипники: а) радиальные	скольжения 	качения 
б) радиально-упорные односторонние		
в) радиально-упорные двухсторонние		
г) упорные односторонние		
д) упорные двухсторонние		
Муфта. Общее обозначение без уточнения типа		
а) глухая		
б) упругая		
Тормоз. Общее обозначение без уточнения типа		
Храповые зубчатые механизмы с наружным зацеплением односторонние	 	
Фрикционные передачи с цилиндрическими роликами	  	
Маховик на валу		

Продолжение прил. 1

Наименования	Обозначения
Передача ремнем без уточнения типа	
Передача плоским ремнем	
Передача клиновидным ремнем	
Передача круглым ремнем	
Передача зубчатым ремнем	
Передача цепью: а) общее обозначение без уточнения типа цепи	
б) зубчатой	
Передачи зубчатые (цилиндрические): а) внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев)	
б) то же с прямыми зубьями	
с косыми зубьями	
с шевронными зубьями	

Окончание прил. 1

Наименования	Обозначения
в) внутреннее зацепление	
Винт, передающий движение	
Гайка на винте, передающем движение: а) неразъемная	
б) неразъемная с шариками	
в) разъемная	
Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические а) общее обозначение без уточнения типа зубьев	
б) с прямыми, спиральными и круговыми зубьями	
Червячные передачи с цилиндрическим червяком	
Червячные глобоидные передачи	
Передачи зубчатые реечные (общее обозначение без уточнения типа зубьев)	
Пружины цилиндрические сжатия	

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ПОСАДКИ, ДОПУСКИ И ШЕРОХОВАТОСТИ

Таблица П2.1

Посадки основных деталей редукторов

Обозначение посадки	Примеры применения
$\frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}$	Зубчатые и червячные колеса на валах при тяжелых и ударных нагрузках без дополнительного крепления шпонками (шлицами) (обеспечивается большой натяг)
$\frac{H7}{p6}$	Зубчатые и червячные колеса, зубчатые полумуфты на валах при тяжелых нагрузках с дополнительным креплением шпонкой. Венцы червячных колес на центр (обеспечивается небольшой натяг)
$\frac{H7}{n6}$	Зубчатые колеса, шестерни на валах, фрикционные и кулачковые муфты с дополнительным креплением шпонками (переходная посадка)
$\frac{H7}{js6}$	Стаканы под подшипники качения в корпус, распорные втулки в высокооборотистых передачах (переходная посадка)
$\frac{H7}{h8}; \frac{H7}{d8}$	Крышки торцовые узлов на подшипниках качения (посадка с зазором)
$\frac{H8}{h8}; \frac{H8}{h9}$	Распорные кольца, втулки, крышки подшипников (посадка с зазором при $S_{\min} = 0$)
$\frac{L0}{k6}$	Внутренние кольца подшипников качения на валах (посадка с натягом)
$\frac{H7}{l0}$	Наружные кольца подшипников качения в неподвижном корпусе (посадка с зазором)
$\frac{H7}{js6}; \frac{H7}{k6}$	Шкивы, звездочки, зубчатые колеса и муфты (переходная посадка)

Таблица П2.2

Шероховатость поверхности конструктивных элементов деталей

Вид поверхности	Ra , мкм
Цилиндрические поверхности центрирующие	0,8
Цилиндрические поверхности не центрирующие	3,2
Поверхности валов под резиновые манжеты	0,2
Посадочные поверхности под подшипник на валу	0,8
Канавки, фаски, радиусы галтелей на валах	6,3
подшипников качения класса точности 0	1,6
зубчатых, червячных колес при отношении длины отверстия в ступице к диаметру отверстия $l/d \leq 0,8$	1,6
$l/d > 0,8$	3,2
Цилиндрические поверхности вала под зубчатые колеса, шкивы, звездочки, полумуфты	1,25
Поверхности шпоночных пазов на валах:	
рабочие	3,2
нерабочие	6,3
Поверхности шпоночных пазов в отверстиях колес:	
рабочие	1,6
нерабочие	3,2
Поверхности шлицев на валах: боковая поверхность шлица соединения:	
неподвижного	1,6
подвижного	0,8
Поверхности шлицев в отверстиях колес:	
боковая поверхность зубьев соединения:	
неподвижные	1,6
подвижные	0,8
цилиндрические поверхности, центрирующие соединения:	
неподвижные	1,6
подвижные	0,8
цилиндрические поверхности нецентрирующие	3,2
Свободные (нерабочие) поверхности выступов зубьев колес, витков червяков, звездочек цепных передач, шкива, фаски и выточки на колесах, отверстия под болты и винты	6,3

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

ПОДШИПНИКИ

Подшипники шариковые радиальные однорядные (по ГОСТ 8338–75)

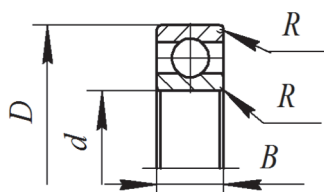


Рис. ПЗ.1. Габаритные размеры шариковых радиальных однорядных подшипников

Таблица ПЗ.1

Основные размеры и параметры шариковых радиальных однорядных подшипников

Условное обозначение подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	R , мм	Грузоподъемность, кН		Условное обозначение подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	R , мм	Грузоподъемность, кН	
					динамическая C	статическая C_0						динамическая C	статическая C_0
Особо легкая серия					Легкая серия								
104	20	42	12	1,0	9,36	4,5	204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
105	25	47	12	1,0	11,2	5,6	205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8	206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5	207	35	72	17	2,0	25,5	13,7
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3	208	40	80	18	2,0	32,0	17,8
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2	209	45	85	19	2,0	33,2	18,6
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2	210	50	90	20	2,0	35,1	19,8
Средняя серия					Тяжелая серия								
303	17	47	14	1,5	13,5	6,65	403	17	62	17	2,0	22,9	11,8
304	20	52	15	2,0	15,9	7,8	405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
305	25	62	17	2,0	22,5	11,4	406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
306	30	72	19	2,0	29,1	14,6	407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0	408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4	409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0	410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
310	50	100	27	3,0	61,8	36,0	411	55	140	33	3,5	100,0	63,0

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

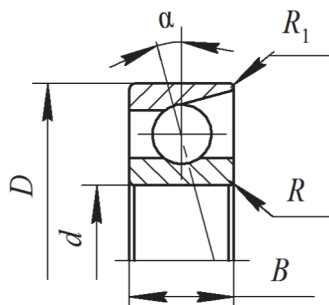


Рис. ПЗ.2. Габаритные размеры шариковых радиально-упорных подшипников

Таблица ПЗ.2

Основные размеры и параметры шариковых радиально-упорных подшипников

Условное обозначение подшипника		d , мм	D , мм	B , мм	R , мм	R_1 , мм	Грузоподъемность, кН			
							динамическая C типа		статическая C_0 типа	
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$						36 000	46 000	36 000	46 000
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	14,8	8,31	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	15,7	9,1	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	21,9	12,0	12,0
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	30,8	29,0	17,8	16,4
36208	46208	40	80	18	2,0	1,0	38,9	36,8	23,2	21,3
36209	46209	45	85	19	2,0	1,0	41,2	38,7	25,1	23,1
36210	46210	50	90	20	2,0	1,0	43,2	40,6	27,0	24,9

Подшипники роликовые конические однорядные (по ГОСТ 333–79)

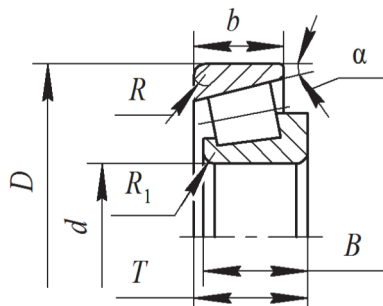


Рис. ПЗ.3. Габаритные размеры роликовых конических однорядных подшипников

Таблица ПЗ.3

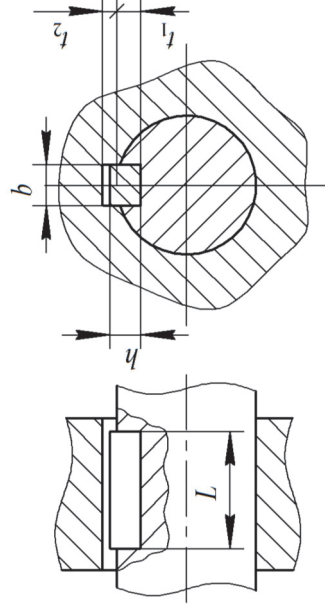
**Основные размеры и параметры
роликовых конических однорядных подшипников**

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки		
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>R</i>	<i>R</i> ₁	динамическая <i>C</i>	статическая <i>C</i> ₀	<i>e</i>	<i>Y</i>	<i>Y</i> ₀
Легкая серия ($\alpha = 12-16^\circ$)												
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,360	1,666	0,916
7205	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,360	1,666	0,916
7206	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,365	1,645	0,905
7207	35	72	18,5	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,369	1,624	0,893
7208	40	80	20,0	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,383	1,565	0,861
7209	45	85	21,0	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,414	1,450	0,798
7210	50	90	22,0	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,374	1,604	0,882
Легкая широкая серия ($\alpha = 12-16^\circ$)												
7506	30	62	21,5	20,5	17	1,5	0,5	36,0	27,0	0,365	1,645	0,905
7507	35	72	24,5	23,0	20	2,0	0,8	53,0	40,0	0,346	1,733	0,953
7508	40	80	25,0	23,5	20	2,0	0,8	56,0	44,0	0,381	1,575	0,866
7509	45	85	25,0	23,5	20	2,0	0,8	60,0	46,0	0,416	1,442	0,793
7510	50	90	25,0	23,5	20	2,0	0,8	62,0	54,0	0,421	1,426	0,784
Средняя серия ($\alpha = 10-14^\circ$)												
7304	20	52	16,5	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,296	2,026	1,114
7305	25	62	18,5	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,360	1,666	0,916
7306	30	72	21,0	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,337	1,780	0,979
7307	35	80	23,0	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,319	1,881	1,035
7308	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,278	2,158	1,187
7309	45	100	27,5	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,287	2,090	1,150
7310	50	110	29,5	29	23	2,5	1,0	100,0	75,5	0,310	1,937	1,065
Средняя широкая серия ($\alpha = 11-15^\circ$)												
7604	20	52	22,5	21	18,5	2,0	0,8	31,5	22,0	0,298	2,011	1,106
7605	25	62	25,5	24	21	2,0	0,8	47,5	36,6	0,273	2,194	1,205
7606	30	72	29,0	29	23	2,0	0,8	63,0	51,0	0,319	1,882	1,035
7607	35	80	33,0	31	27	2,5	0,8	76,0	61,5	0,296	2,026	1,114
7608	40	90	35,5	33	28,5	2,5	0,8	90,0	67,5	0,296	2,026	1,114
7609	45	100	38,5	36	31	2,5	0,8	114,0	90,5	0,291	2,058	1,131
Средняя серия* ($\alpha = 25-29^\circ$)												
27306	30	72	21,0	19,0	14,0	2,0	0,8	35,0	20,6	0,721	0,833	0,458
27307	35	80	23,0	21,0	15,0	2,5	0,8	45,0	29,0	0,786	0,763	0,420
27308	40	90	25,5	23,0	17,0	2,5	0,8	56,0	37,0	0,786	0,763	0,420
27310	50	110	29,5	29,0	19,0	3,0	1,0	80,0	53,0	0,797	0,752	0,414

* По ГОСТ 7260-81.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ С ПРИЗМАТИЧЕСКИМИ ШПОНКАМИ



Габаритные размеры шпоночного соединения с призматической шпонкой

Таблица П4.1

Размеры призматических шпонок и сечений пазов, их предельные отклонения, мм

Вал	Шпонка				Шпоночный паз				
	b (h9)	h (h9) (h11)	L (h14)	Радиус закругления r или фаска $s \times 45^\circ$ min max	Верхнее (ES) и нижнее (EI) отклонение при соединении		Глубина на t_2	Радиус закругления r или фаска $s \times 45^\circ$ min max	
Свыше	До			свободное (D10)	плотное (P9)			min	max
10	12	4	8-45	0,16	0,25	4	1,8	0,08	0,16
12	17	5	10-56	0,25	0,40	5	$2,3^{+0,10}$	0,16	0,25
17	22	6	14-70			6			

Окончание табл. П4.1

Вал	Шпонка				Шпоночный паз					
	b ($h9$)	h ($h9$) ($h11$)	L ($h14$)	Радиус закругления r или фаска $s \times 45^\circ$ min max	b	Верхнее (ES) и нижнее (EI) отклонение при соединении		Глубина на t_2	Радиус закругления r или фаска $s \times 45^\circ$ min max	
Свыше	До					свободное ($D10$)	нормальное ($Js9$)	плотное ($P9$)		
22	30	8	7	18–90	8	+0,098 +0,040	$\pm 0,018$	-0,015 -0,051	3,3	
30	38	10	8	22–110	10				3,3	
38	44	12	8	28–140	12				3,3	
44	50	14	9	36–160	14	+0,120	$\pm 0,021$	-0,018	3,8	0,40
50	58	16	10	45–180	16	+0,050		-0,061	4,3	
58	65	18	11 ($h11$)	50–200	18				4,4	
65	75	20	12	56–220	20				4,9 ^{+0,020}	
75	85	22	14	63–250	22	+0,149		-0,022	5,4	
85	95	25	14	70–280	25	+0,065	$\pm 0,026$	-0,074	5,4	0,40
95	110	28	16	80–320	28				6,4	
110	130	32	18	90–360	32	+0,180		-0,026	7,4	
130	150	36	20	100– 400	36	+0,080	$\pm 0,031$	-0,106	8,4 ^{+0,30}	0,70
										1,00

Примечание. Стандартная длина шпонок L (мм) выбирается из ряда (по ГОСТ 23360): 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Таблица П4.2
Концы валов конические (из ГОСТ 12081–72), мм

Номинальный диаметр вала d	l_1	l_2	$d_{\text{ср}}$	b	h	t_1	t_2	d_1	d_2	l_3	l_4
20	50	36	18,2	4	4	2,5	1,8	M12×1,25	M6	9,0	11,3
22			20,2								
25	60	42	22,9	5	5	3,0	2,3	M16×1,5	M8	14,0	15,7
28			25,9								
32	80	58	29,1	6	6	3,5	2,8	M20×1,5	M10	17,0	19,0
36			33,1								
40	110	82	35,9	10	8	5,0	3,3	M24×2	M16	26,0	28,5
45			40,9	12							
50	140	105	45,9	12	9	5,5	3,8	M36×2	M20	32,0	35,0
56			51,9	14							
63	71	105	57,75	16	10	6,0	4,3	M42×3	M24	36,0	39,3
71			65,75	18	11	7,0	4,4				

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник / М. Н. Иванов. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
2. Гузенков, П. Г. Детали машин: учеб. пособие для студентов вузов / П. Г. Гузенков. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1982. – 351 с.
3. Решетов, Д. Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
4. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для машиностроительных специальностей вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985. – 416 с.
5. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование: учеб. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Минск: Технопринт, 2001. – 290 с.
6. Серый, И. С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / И. С. Серый. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1987. – 367 с.
7. Якушев, И. А. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / И. А. Якушев. – М.: Машиностроение, 1979. – 468 с.
8. Допуски и посадки. Справочник: в 2 ч. / В. Д. Мягков [и др.]. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1982. – Ч. 1. 543 с.; Ч. 2. – 448 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
Основные положения по технике безопасности.....	4
Общие сведения.....	5
<i>Лабораторная работа № 1. Изучение конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора и определение параметров зацепления.....</i>	<i>22</i>
<i>Лабораторная работа № 2. Изучение конструкции одноступенчатого конического редуктора и определение параметров зацепления.....</i>	<i>38</i>
<i>Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции планетарного редуктора и определение КПД.....</i>	<i>47</i>
<i>Лабораторная работа № 4. Изучение конструкции червячного редуктора и определение параметров зацепления.....</i>	<i>58</i>
<i>Лабораторная работа № 5. Определение КПД червячного редуктора.....</i>	<i>72</i>
<i>Лабораторная работа № 6. Изучение условий эксплуатации валов в редукторах и их прочностные расчеты.....</i>	<i>81</i>
<i>Лабораторная работа № 7. Изучение конструкции подшипников качения и методика их расчета.....</i>	<i>93</i>
<i>Лабораторная работа № 8. Испытание болтового соединения, работающего на сдвиг.....</i>	<i>101</i>
<i>Лабораторная работа № 9. Испытание болтового соединения, нагруженного внешней силой, раскрывающей стык деталей.....</i>	<i>111</i>
<i>Лабораторная работа № 10. Изучение конструкции валов и выполнение чертежа.....</i>	<i>120</i>
<i>Лабораторная работа № 11. Изучение конструкции и выполнение технической документации цилиндрического зубчатого колеса.....</i>	<i>131</i>
<i>Лабораторная работа № 12. Изучение конструкции и выполнение технической документации конического зубчатого колеса.....</i>	<i>142</i>

<i>Лабораторная работа № 13. Изучение конструкции и выполнение технической документации червячного колеса</i>	151
Приложение 1	158
Приложение 2	161
Приложение 3	163
Приложение 4	166
Литература	169

Учебное издание

Осоко Сергей Анатольевич
Дулевич Александр Федорович

ДЕТАЛИ МАШИН

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

Учебно-методическое пособие

Редактор *О. П. Приходько*
Компьютерная верстка *О. Ю. Шантарович*
Корректор *О. П. Приходько*

Подписано в печать 30.06.2014. Формат 60×84 ¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,0. Уч.-изд. л. 10,3.
Тираж 50 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/227 от 20.03.2014.
ЛП № 02330/12 от 30.12.2013.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.