www.dm-monster.ru

Курсовое проектирование деталей машин для студентов, преподавателей и инженеров.

DM-Monster DEMO 3D - мощнейшая программа позволяющая рассчитать курсовой по деталям машин и получить БЕСПЛАТНО результаты расчёта, сведённые в таблицы, файл данных расчёта, а также ТРЕХМЕРНУЮ КОМПОНОВКУ ПРИВОДА В ГРАФИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКЕ КОМПАС И ТРЁХМЕРНЫЕ ДЕТАЛИ ПРИВОДА В ГРАФИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКЕ КОМПАС и КОМПАС LT!
При желании можно загрузить свой файл данных и сделать перекомпоновку валов привода, ориентируясь на трёхмерную компоновку привода или же сделать перерасчёт какой-либо части курсового (полезно, если необходимо показывать расчёты преподавателю по частям).

Расчёты в программе DM-Monster можно выполнить по учебникам:
- Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М., Ицкевич Г.М., Козинцов В.П. "Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для учащихся.", М.:Машиностроение, 1987 г. 416с.;
- Дунаев П.Ф., Леликов О.П. 'Конструирование узлов и деталей машин', М.: Издательский центр 'Академия', 2003. 496 с.;
- Шейнблит А.Е. "Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие.", Изд. 2-е, перераб. и доп. - Калининград: Янтарный сказ, 2004 г., 454 с.: ил., черт. - Б. ц.
Причем можно выполнить все расчёты по одному учебнику, а можно сделать расчёты в курсовом по нескольким учебникам (разные разделы по разным учебникам).

Программа DM-Monster может рассчитать практически любой курсовой проект по деталям машин, при этом не нужно иметь под рукой никаких учебников. В ПРОГРАММЕ НЕТ НИКАКИХ ОГРАНИЧЕНИЙ НА СХЕМЫ ПРИВОДОВ. Все схемы формируются в программе при предварительной и окончательной компоновках валов. Таким образом, можно сформировать абсолютно любую схему привода. Подробнее о построении схем можно посмотреть в документации к программе. Программой DM-Monster выполняются абсолютно все необходимые этапы расчётов курсовой работы по деталям машин: кинематический расчёт, расчёт передач (цилиндрические прямозубые, косозубые, шевронные, раздвоенные, соосные передачи внешнего или внутреннего зацепления, конические прямозубые, косозубые передачи, червячные, цепные и ременные передачи), расчёт конструкций шестерен, колёс, звёздочек, шкивов, расчёт нагрузок на валах, построение эпюр, выбор подшипников, расчёт корпуса редуктора, расчёт шпонок, выбор муфт, прочностной расчёт валов, выбор смазки и т.п.

По полученному файлу данных можно заказать вывод ПОЛНОЙ, ГОТОВОЙ К СДАЧЕ пояснительной записки в Word-е и набросков чертежей деталировок и чертежа компоновок валов привода (2D - двухмерные) в AutoCAD-е. Пояснительная записка, качественно отформатированная, содержит все этапы расчётов, эпюры нагрузок валов, рисунки, ссылки на формулы в учебниках. Формулы имеют красивый вид: корни, черта дроби, степени и т. п.

Примеры высылаемых результатов можно посмотреть на сайте www.dm-monster.ru

DM-Monster 3D и **DM-Monster 3D PRO** - лицензионные программы, обладающие дополнительными возможностями вывода полной ПЗ, а также чертежей деталировок и наброска компоновочного чертежа в КОМПАС-е, КОМПАС-е LT или в AutoCAD-е версии 14.0 и выше. Лицензионная версия DM-Monster 3D обладает всеми возможностями программы DM-Monster DEMO 3D кроме получения/загрузки файла данных расчёта.

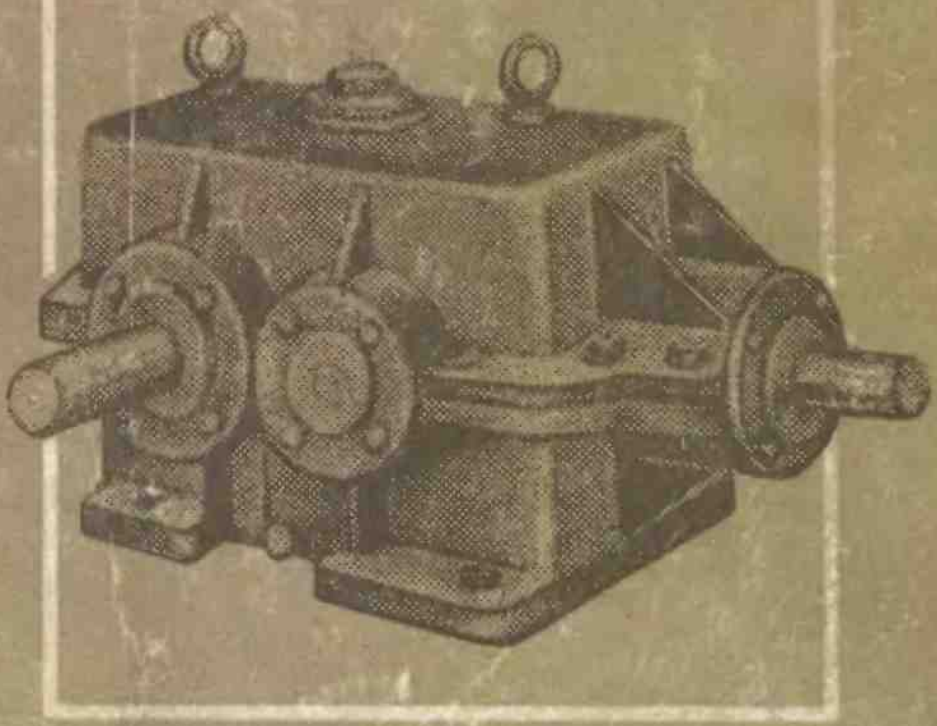
DM-Monster 3D Draw - программа, позволяющая по введённым геометрическим параметрам получить 3D и 2D чертежи в КОМПАСе и 2D чертежи в AutoCAD-е шестерен, колёс цилиндрической и конической передач, червяка и колёса червячной передачи, шкивов ременной передачи, звёздочек цепной передачи. ДЕМО-версия программы выводит чертежи ТОЛЬКО зубчатой цилиндрической передачи.

Ведётся приём заказов курсовых. Максимальное качество за минимальную цену. Подробности см. на сайте www.dm-monster.ru

www.dm-monster.ru

Н.Ф. КИРКАЧ, Р.А. БАЛАСАНЯН

РАСЧЕТ и проектирование деталей МАШИН



«ОСНОВА»

ББК 34.42я73
К43

УДК 621.81(075)

Рецензенты: кафедра «Материаловедение, теория конструкционных материалов и детали машин» Киевского политехнического института

Редакция естественнонаучной литературы
Зав. редакцией *Е. П. Иващенко*

Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А.

К43 Расчет и проектирование деталей машин : [Учеб. пособие для техн. вузов].— 3-е изд., перераб. и доп.— Х.: Основа, 1991.— 276 с.: схем.
ISBN 5-11-001049-8

Пособие состоит из двух частей. В первой части изложены методы расчета и проектирования механических передач — ременных, цепных, зубчатых и червячных.

Во второй части приведены методы компоновки приводов, расчета и проектирования валов, соединений, подбора подшипников качения, расчета и проектирования передачи винт — гайка скольжения, проектирования плит и рам.

Справочные данные приведены в пределах, необходимых для выполнения курсового проекта.

Для студентов технических вузов.

Табл. 193. Ил. 155. Библиогр.: 24 назв.

К $\frac{2702000000\text{-}017}{M226(04)\text{-}91}$ БЗ 12-9-90 ББК 34.42я73

ISBN 5-11-001049-8

© Издательское объединение «Выща школа», 1987, 1988
© Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А., 1991, с изменениями

ПРЕДИСЛОВИЕ

Технический уровень всех отраслей народного хозяйства в значительной мере определяется уровнем развития машиностроения. Решениями правительства предусмотрено создание и внедрение новых высокопроизводительных орудий труда, превосходящих по своим технико-экономическим показателям лучшие отечественные и мировые достижения. Одним из направлений решения этой задачи является совершенствование и развитие конструкций и методов расчета создаваемых машин и подготовка высококвалифицированных инженеров широкого профиля.

Проектирование по курсу «Детали машин» входит в учебные планы всех механических специальностей. Оно является завершающим этапом в цикле базовых общетехнических дисциплин. Проект по «Деталям машин» — первая самостоятельная конструкторская работа, в ходе выполнения которой у студентов, не имеющих опыта проектирования, возникает много трудностей. Поэтому потребность в пособиях по расчету и проектированию деталей машин исключительно велика.

В пособии приведены основные данные, необходимые для расчета и проектирования механических приводов общемашиностроительного назначения. Рассмотрены вопросы компоновки привода и отдельных его узлов, конструирование узлов и деталей, расчета и проектирования передач (ременных, цепных, зубчатых, червячных, передач винт — гайка), валов, шпоночных и шлицевых соединений, подбора подшипников качения, муфт, резьбовых соединений, проектирования плит и рам.

Пособие состоит из двух частей. Для расчета и проектирования отдельного вида передачи, соединения или узла можно пользоваться материалом, приведенным в соответствующей части. Для выполнения курсового проекта в целом необходимо использовать обе части пособия.

Третье издание с учетом замечаний и пожеланий, поступивших в адрес авторов, переработано и расширено. Глава 2 пособия дополнена примером расчета поликлиноременной передачи и образцом рабочего чертежа шкива для поликлинового ремня.

В главу 3 включены сведения по отделке зубьев, пример расчета конических передач с круговыми зубьями и образец рабочего чертежа конического зубчатого колеса с круговым зубом. Для иллюстрации последовательности расчетов в конце каждой главы приведены числовые примеры.

При подготовке рукописи авторы использовали многолетний опыт курсового проектирования в Харьковском политехническом институте.

Отзывы и пожелания, касающиеся улучшения книги, просим направлять по адресу: 310002, г. Харьков-2, ул. Фрунзе, 21, Харьковский политехнический институт.

ЧАСТЬ I

ГЛАВА 1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

1.1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Курсовой проект по деталям машин — первая самостоятельная расчетно-конструкторская работа, в ходе выполнения которой студент приобретает навыки практического приложения теоретических знаний, полученных при изучении фундаментальных и общетехнических дисциплин.

На первых этапах работы над проектом особенно важно, чтобы студент освоил опыт проектирования, накопленный в промышленности и отраженный в ГОСТах, стандартах СЭВ, отраслевых нормалях и других нормативных материалах.

Знания и опыт, приобретенные студентом в процессе проектирования, являются основой для дальнейшей конструкторской работы, а также для выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломному проекту.

При самостоятельной работе над проектом у студента вырабатывается умение выбирать оптимальные варианты полученных решений (расчетов, конструирования, компоновки). Выполнение этой задачи значительно облегчает использование ЭВМ. Их применение уменьшает трудоемкость расчетов, обеспечивает точность вычислений, позволяет оптимизировать конструкцию по массе, габаритам и другим параметрам.

В объеме курсового проекта такая оптимизация может быть произведена при проектировании многоступенчатых редукторов с обеспечением условий равнопрочности деталей с минимальным суммарным межосевым расстоянием, разбивке общего передаточного числа редуктора между отдельными его ступенями и т. д.

Основные задачи проектирования по деталям машин следующие:

1. Расширить и углубить знания, полученные при изучении предшествующих теоретических курсов.

2. Закрепить навыки практических расчетов использованием вычислительных средств (микрокалькуляторов, цифровых ЭВМ).

3. Приобщить студентов к элементам научно-исследовательской работы путем более глубокой проработки отдельных вопросов.

4. Усвоить общие принципы расчета и конструирования типовых деталей и узлов с учетом конкретных эксплуатационных и технологических требований и экономических соображений.

5. Ознакомиться с Государственными стандартами, справочными материалами и правилами их использования. Особое значение стандартизация приобретает в машиностроении, отличающемся многообразием типоразмеров и конструктивных форм изделий, применяемых материалов и инструментов.

Благодаря стандартизации, повышается качество продукции, снижается стоимость, удешевляется ремонт, обеспечивается взаимозаменяемость вышедших из строя деталей и т. д. Стандартизация технических условий, расчетов и методов испытаний способствует улучшению качества и повышению надежности изделий.

В СССР правила проектирования и оформления проекта определены Государственными стандартами Единой системы конструкторской документации (ЕСКД). Последовательность и характер создания конструкторской документации регламентированы ГОСТ 2.103—68. Линейные размеры изделий (диаметр, длина, высота) согласуют с ГОСТ 6636—69 (приложение, табл. 1).

1.2. ТЕМАТИКА КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ОБЪЕМ ПРОЕКТА

Тематика заданий на курсовой проект соответствует программе курса «Детали машин» с учетом программ предшествующих курсов.

Задание составляется так, чтобы студент мог освоить и проработать наибольшее число общих элементов машин (передач, соединений, муфт, валов, опор, литья, точеных, сварных, штампованных и других деталей). Задание обычно является комплексной инженерной задачей, включающей кинематические и силовые расчеты и компоновку составляющих элементов в едином агрегате.

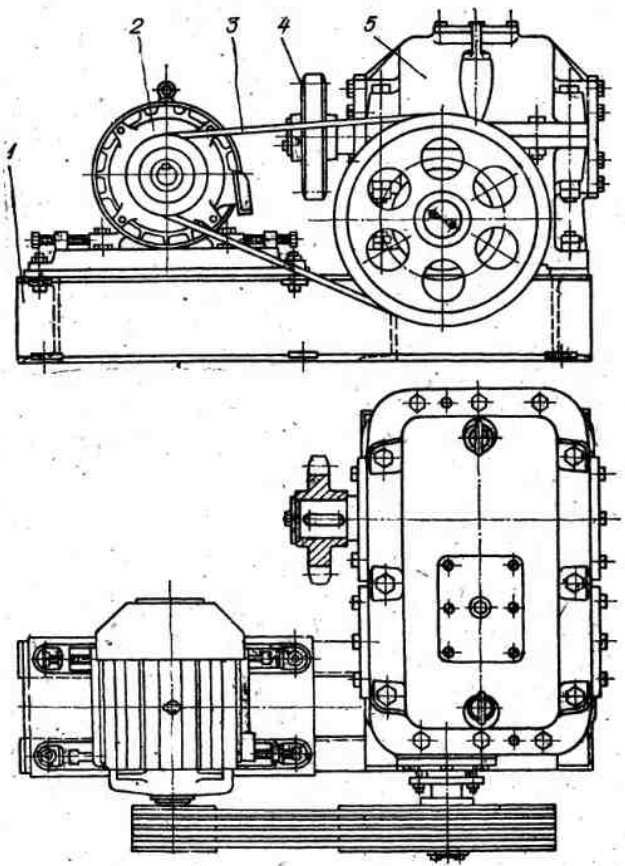


Рис. 1.1. Привод конвейера:
1 — рама, *2* — электродвигатель; *3* — ременная передача; *4* — звездочка; *5* — редуктор червячно-цилиндрический

Этим требованиям отвечают такие объекты проектирования, как приводы машин технологического и транспортирующего оборудования: смесители, питатели, подъемники, транспортеры, конвейеры, лебедки (рис. 1.1... 1.7). Приводы указанных объектов включают зубчатые или червячные редукторы общего назначения, на примере конструирования которых возможно закрепление основных тем, изучаемых в теоретическом курсе. Обычно проект состоит из 3...5 листов чертежей (в зависимости от специализации студента) и пояснительной записки.

1.3. ОБЗОР ОСНОВНЫХ ТИПОВ РЕДУКТОРОВ

Редуктором называют механизм, выполненный в виде отдельного агрегата, служащий для понижения угловой скорости и соответственно повышения крутящих моментов.

Редуктор — неотъемлемая составная часть современного оборудования. В приводах общемашиностроительного назначения, разрабатываемых при курсовом проектировании, редуктор является основным и наиболее трудоемким узлом.

Приведем краткую характеристику основных типов редукторов, применяемых в приводах:

1. Одноступенчатые цилиндрические редукторы обычно выпускаются в интервале передаточных чисел $u = 2...6, 3$, в основном с косозубым зацеплением, при больших межосевых расстояниях — с шевронными колесами. Прямозубые передачи применяются редко. Выбор схемы расположения осей валов (горизонтальной или вертикальной) определяется условиями компоновки привода.

2. Одноступенчатые конические редукторы служат для передачи крутящего момента между пересекающимися осями, обычно под углом 90°. Конические колеса в изготовлении менее технологичны, чем цилиндрические. Зацепление выполняется в основном с круговыми зубьями со средним углом наклона линии зуба 35°. Передаточное число редуктора с прямозубыми колесами $u \leqslant 4$, с круговыми зубьями — $u \leqslant 5$.

3. Цилиндрические двухступенчатые редукторы развернутой схемы (рис. 1.8, *а*) применяются обычно в интервале передаточных чисел $u = 8...40$. Простота конструкции обусловила широкое их применение в промышленности. Несимметричное расположение колес относительно опор вызывает концентрацию нагрузки по длине зуба, поэтому такие редукторы требуют жестких валов.

4. Цилиндрические двухступенчатые редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 1.8, *б*) характеризуются симметричным расположением колес тихоходной передачи. Для обеспечения равномерной нагрузки обеих зубчатых пар быстроходной ступени их выполняют косозубыми, с противоположным направлением зубьев. При этом наименее нагруженные быстроходный и промежуточный валы устанавливают на роликовых цилиндрических опорах с безбортовым наружным кольцом для обеспечения осевого перемещения.

К недостаткам редуктора относятся технологические требования, связанные с обеспечением одинакового углового положения шпоночных пазов относительно зубьев раздвоенного колеса, симметричного расположения зубьев раздвоенной шестерни в окружном направлении.

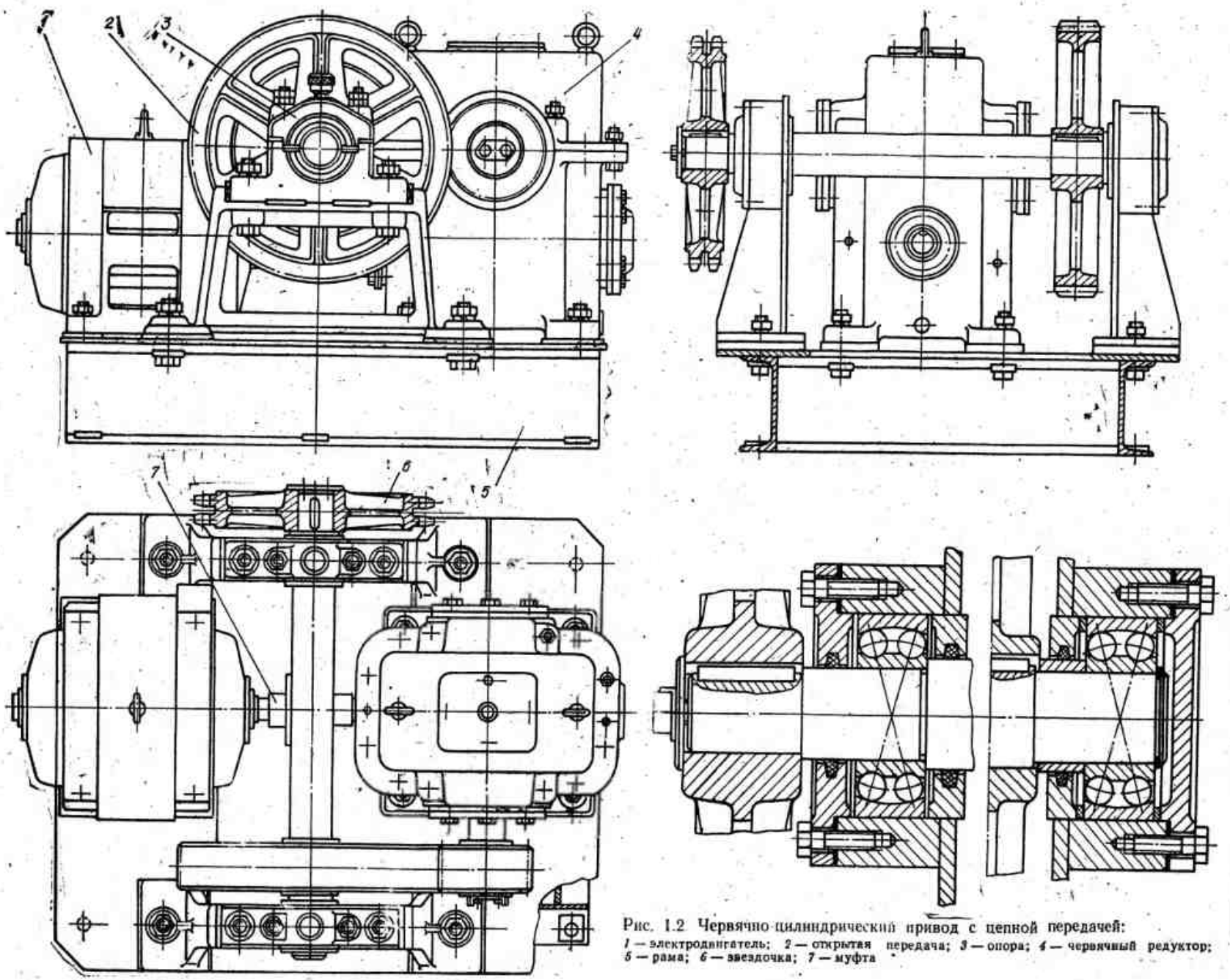


Рис. 1.2 Червячно-цилиндрический привод с цепной передачей:
1 — электродвигатель; *2* — открытая передача; *3* — опора; *4* — червячный редуктор; *5* — рама; *6* — звездочка; *7* — муфта

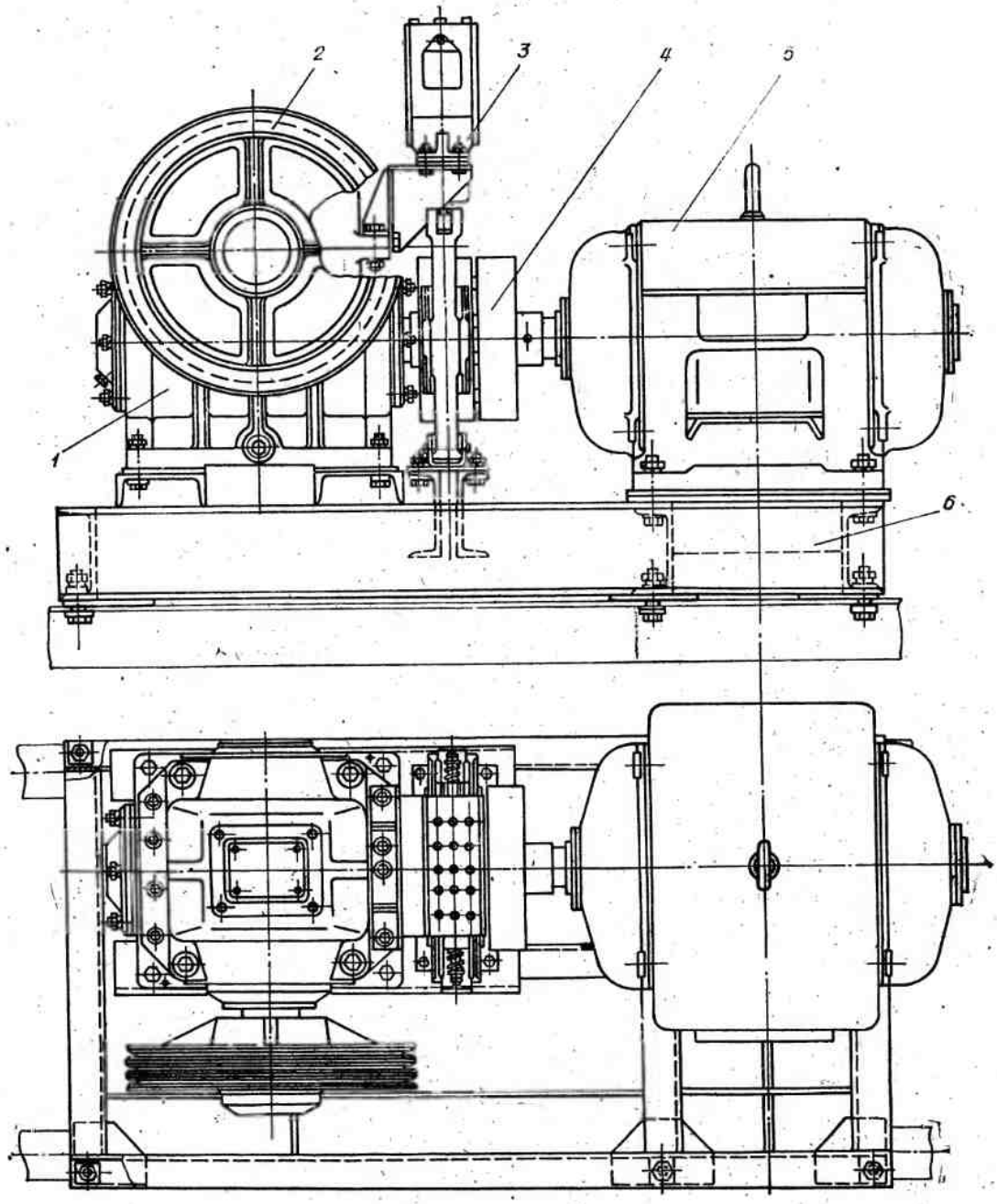


Рис. 1.3. Привод пассажирского лифта:
1 — червячный редуктор; *2* — канатоведущий шкив; *3* — тормоз; *4* — муфта; *5* — электродвигатель; *6* — рама

Редукторы имеют ограниченное применение и используются в тяжело нагруженных приводах.

5. Соосные редукторы (рис. 1.8, *в*) характеризуются малыми габаритами по длине и симметричным расположением зубчатых колес относительно опор быстроходного и тихоходного валов. Они удобны при компоновке привода.

Недостатки соосных редукторов: недогруженность быстроходного вала, большие габариты в направлении геометрических осей, большая длина промежуточного вала.

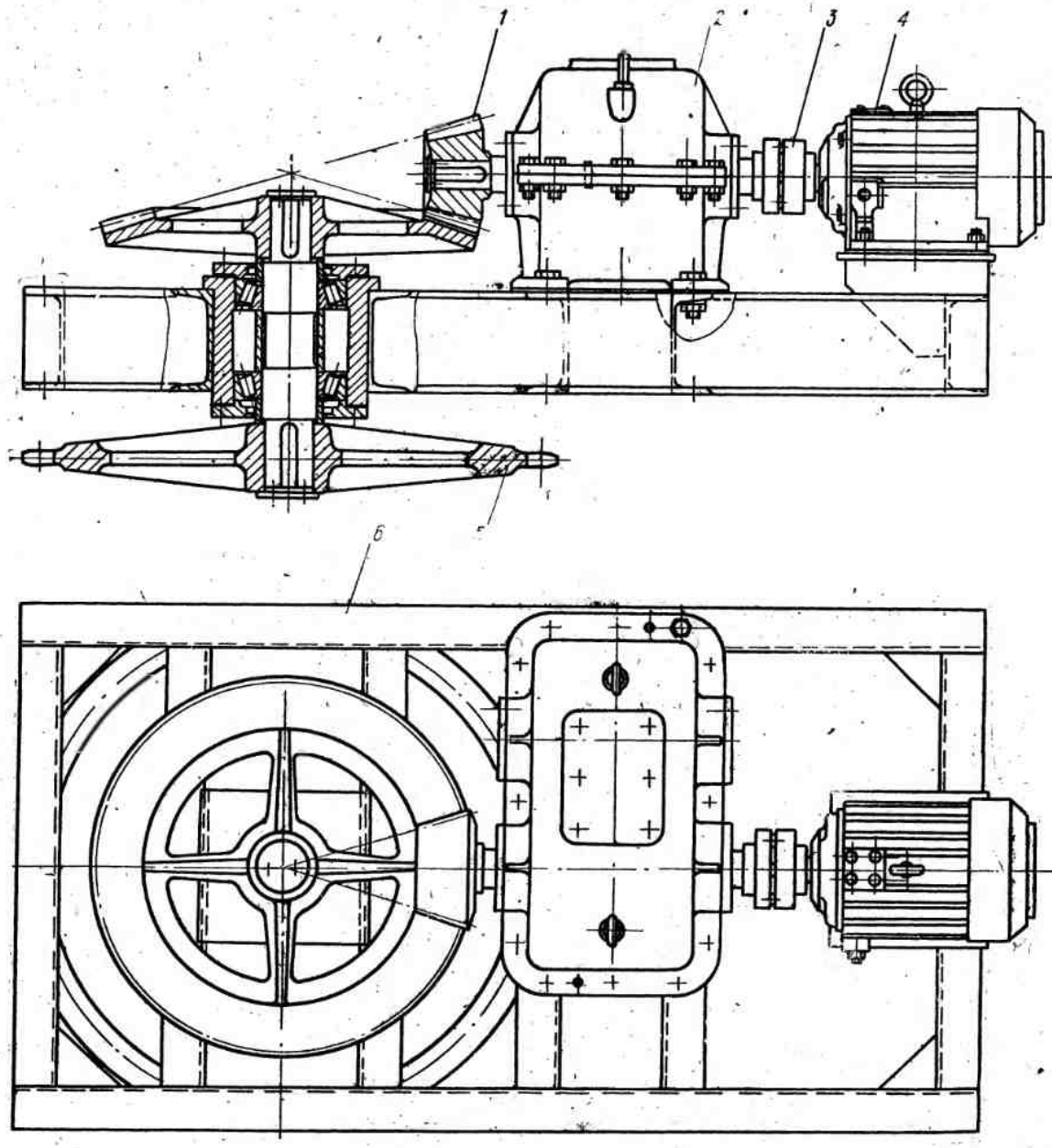


Рис. 1.4. Привод подвесного конвейера:
1 — открытая передача; *2* — редуктор зубчатый; *3* — муфта; *4* — электродвигатель; *5* — звездочка; *6* — рама

6. Коническо-цилиндрический редуктор (рис. 1.8, *г*) предназначен для передачи движения между пересекающимися осями валов. Интервал передаточных чисел: при прямозубых конических колесах $u = 22$, при конических круговых зубьях — до 31,5. Для конических передач характерны меньшая нагрузочная способность и высокая стоимость изготовления; чувствительность к ошибкам монтажа; концентрация нагрузки по длине зуба, обусловленная консольным расположением шестерни относительно опор.

При монтаже шестерни между опорами вала (рис. 1.8, *д*) неравномерность нагрузки предупреждается, но при этом усложняется конструкция редуктора.

7. Червячный редуктор с цилиндрическим червяком (рис. 1.8, *е*) применяется для пере-

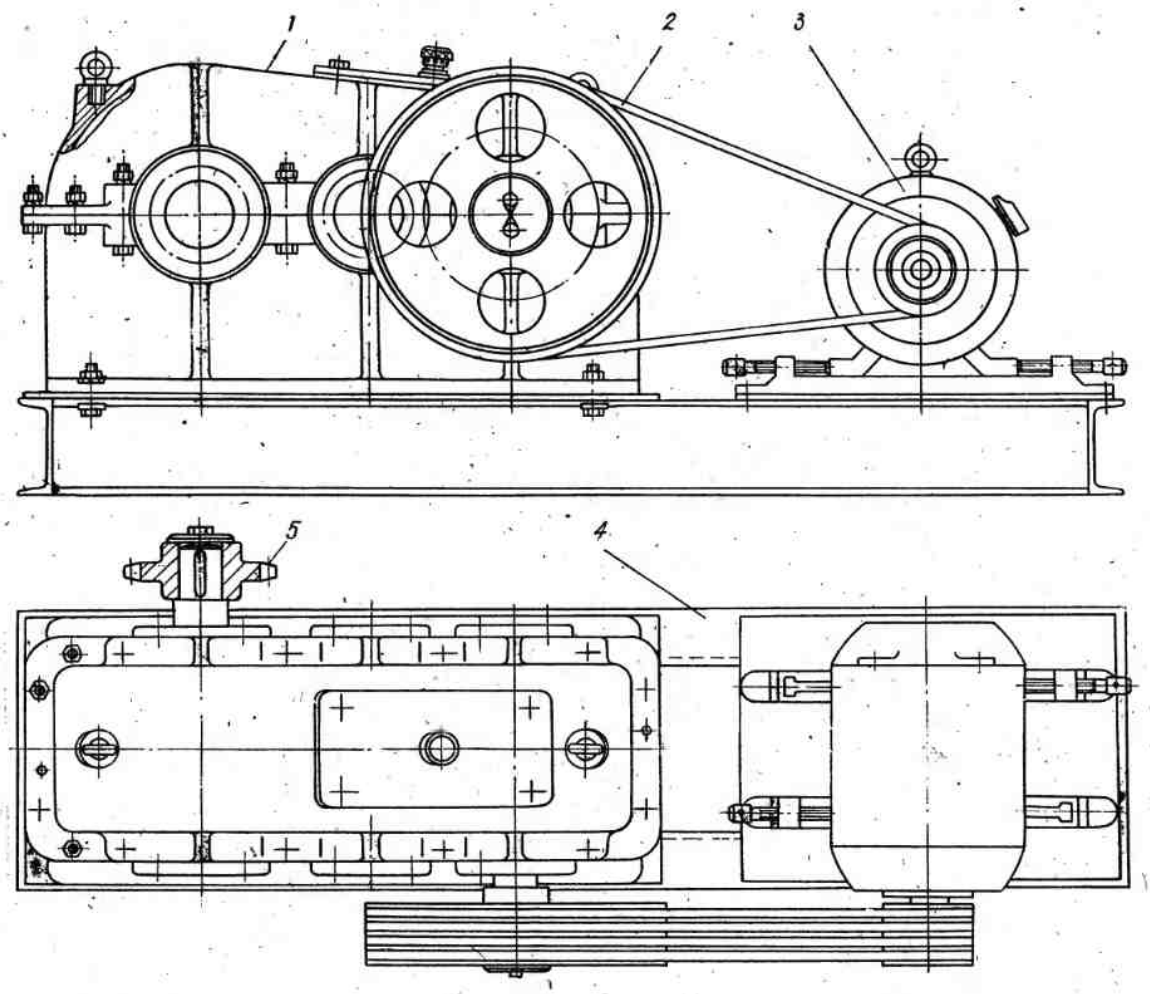


Рис. 1.5. Зубчато-ременной привод:
1 — редуктор зубчатый; *2* — ремень клиновый; *3* — электродвигатель; *4* — рама; *5* — звездочка

дачи движения между перекрещивающимися осями валов. Различают три компоновочные схемы червячных редукторов: с нижним, верхним и боковым расположением червяка.

Если окружная скорость $v = 4...6$ м/с, принимают нижнее расположение червяка, обеспечивающее лучшие условия смазки зацепления и подшипников. При больших скоростях возрастают потери на размешивание смазки, поэтому рекомендуется верхнее расположение червяка. В этом случае ухудшаются условия смазки, особенно при запуске редуктора.

Червячные редукторы с боковым расположением червяка применяются в тех случаях, когда это оправдано условиями компоновки (приводы подвесных конвейеров, всевозможных поворотных устройств и т. п.).

Достоинства и недостатки червячных передач см. в подразд. 3.7.1 гл. 3.

В непрерывно работающих приводах ввиду большого тепловыделения применение червячных редукторов нецелесообразно.

8. Червячный редуктор с глобоидным червяком (рис. 1.8, *ж*) отличается высокой нагрузочной способностью и КПД. Это обусловлено благоприятным контактом зубьев передачи и условием образования масляной пленки.

Недостатки глобоидных редукторов: сложность монтажа, связанная с осевой регулировкой колеса и червяка, необходимость специального оборудования для нарезания червяка.

Глобоидные редукторы применяются в приводах с малой продолжительностью включения.

9. Мотор-редуктор представляет собой агрегат, в котором конструктивно объединены электродвигатель и редуктор. На рис. 1.9 по-

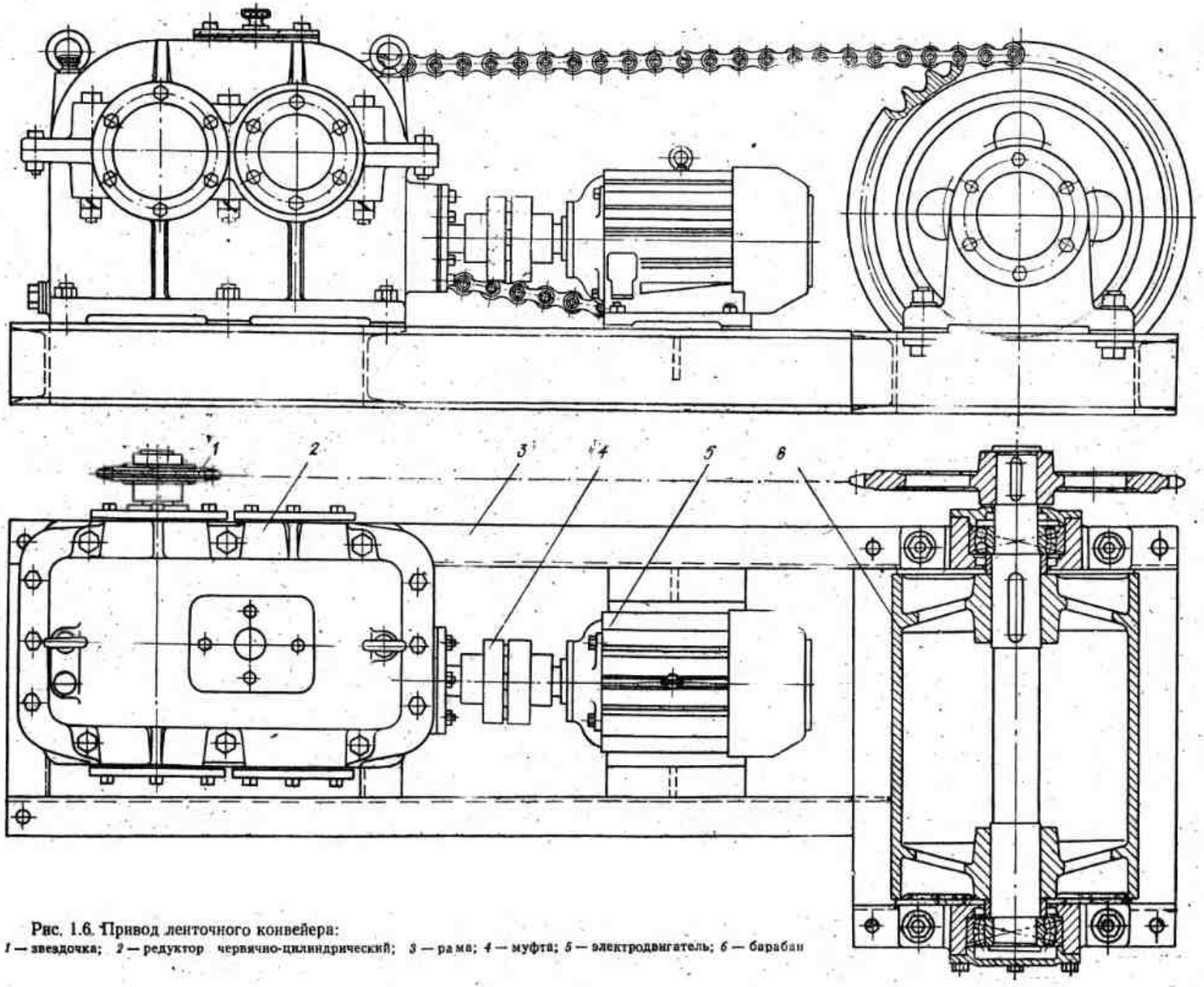


Рис. 1.6. Привод ленточного конвейера:
1 — звездочка; *2* — редуктор червячно-цилиндрический; *3* — рама; *4* — муфта; *5* — электродвигатель; *6* — барабан

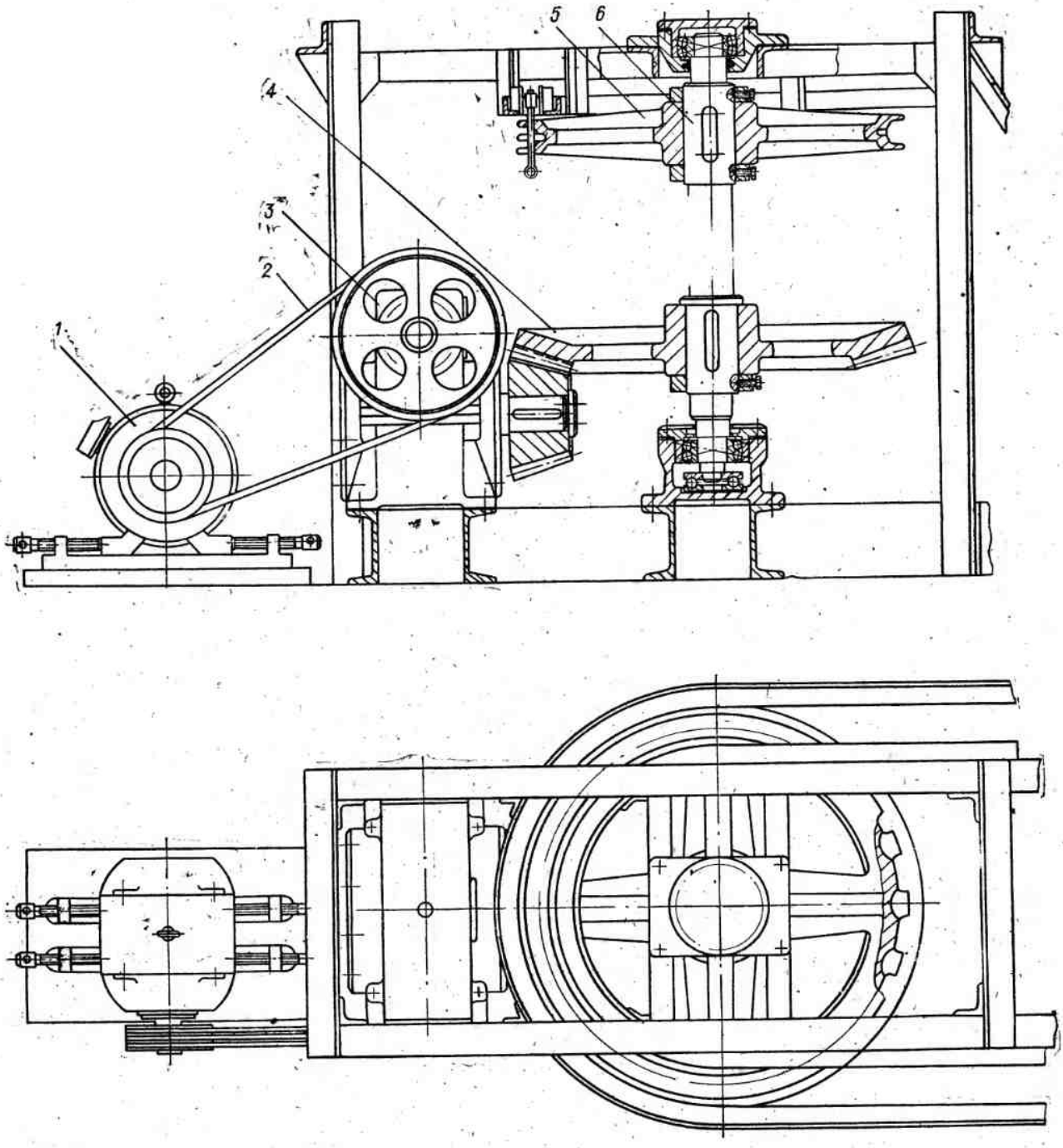


Рис. 1.7. Привод цепного конвейера:
1 — электродвигатель; *2* — ремень клиновый; *3* —редуктор червячный; *4* — открытая передача; *5* — звездочка; *6* — вал

казан общий вид мотор-редуктора типа МЦ2С с двухступенчатой цилиндрической передачей. Такая компоновка приводов имеет следующие преимущества: небольшие габаритные размеры и массу на единицу передаваемого момента; обеспечение точности расположения вала двигателя относительно входного вала редуктора; удобство монтажа привода.

Ряд мотор-редукторов типа МЦ2С обеспечивает крутящие моменты на выходном валу

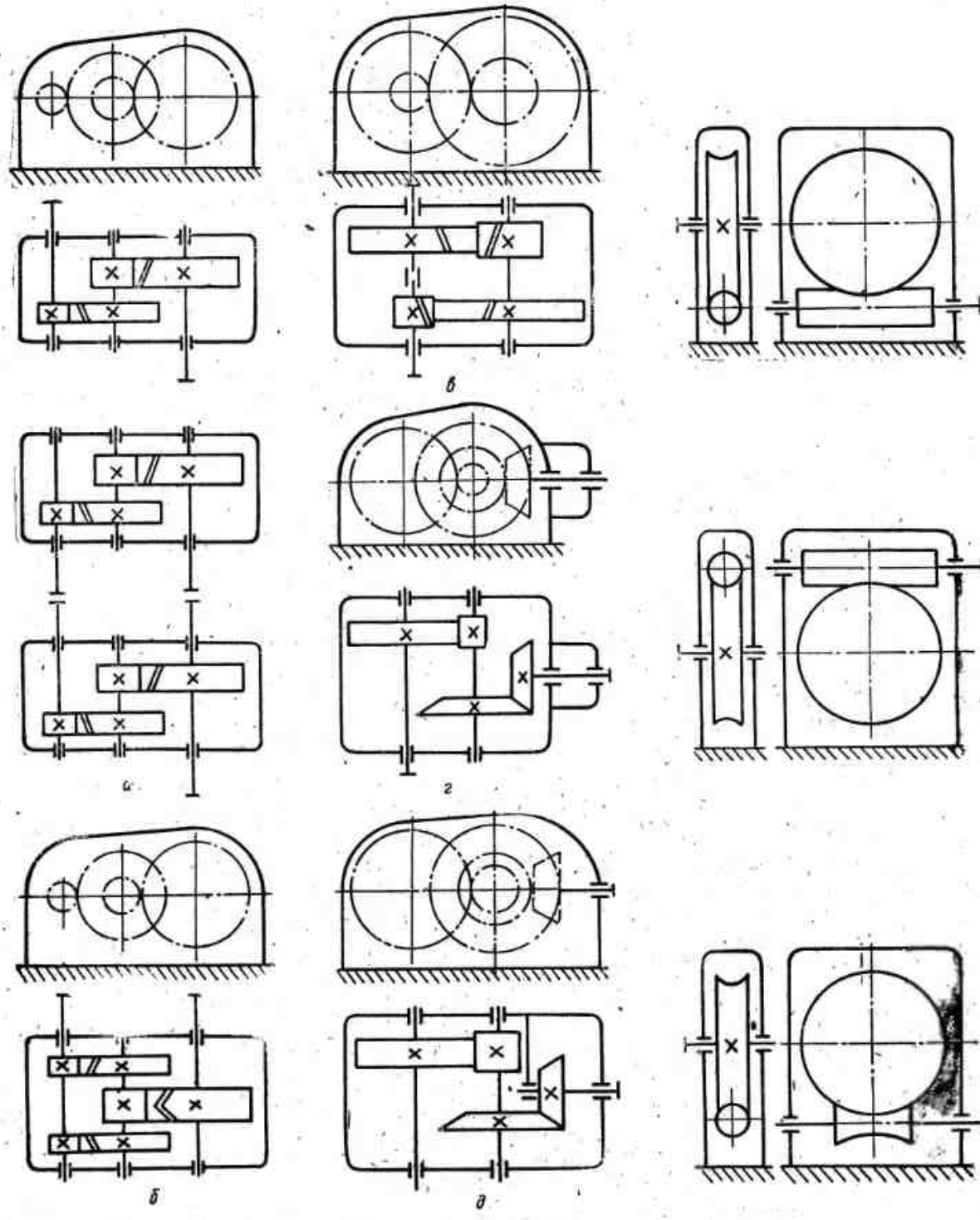


Рис. 1.8. Схемы основных типов редукторов (пояснения см. в тексте)

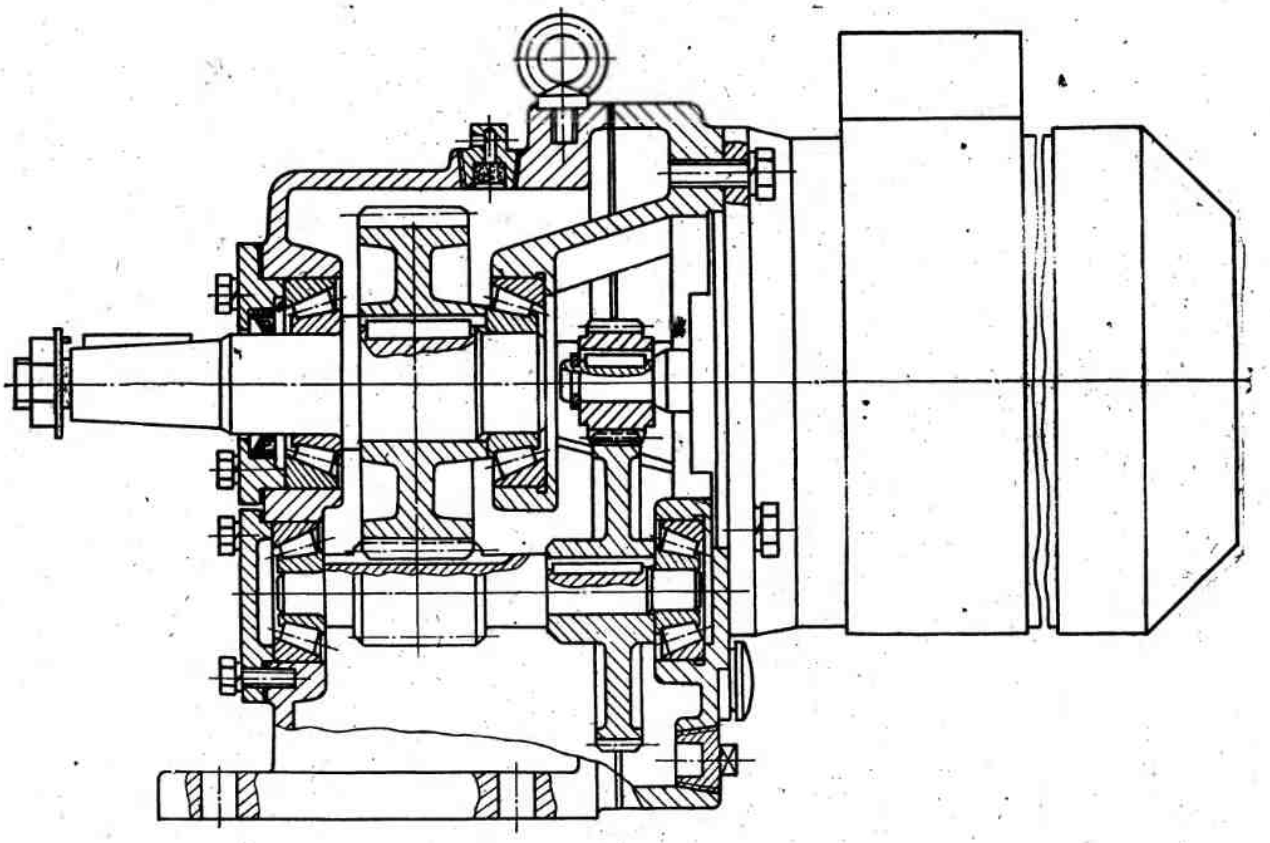


Рис. 1.9. Мотор-редуктор с двухступенчатой цилиндрической зубчатой парой

125—1000 Н·м при частоте вращения 28... 180 мин$^{-1}$.

Мотор-редукторы комплектуются асинхронными трехфазными короткозамкнутыми электродвигателями повышенной точности по ГОСТ 21404—75. Это позволяет монтировать шестерню непосредственно на валу двигателя.

В настоящее время серийно выпускают мотор-редукторы, включающие типы редукторов: цилиндрические одноступенчатые горизонтальные, цилиндрические двухступенчатые соосные, планетарные зубчатые двухступенчатые, волновые зубчатые одно- и двухступенчатые.

1.4. ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Работа над курсовым проектом обычно выполняется в следующей последовательности.

1. Подбор материалов по заданию (знакомство с подобными конструкциями по литературным источникам, стендам, макетам либо натурным образцам, имеющимся в зале проектирования).

2. Выбор потребной мощности электродвигателя, определение общего передаточного числа привода и распределение его по отдельным передачам.

3. Расчет основных параметров передач: межосевого расстояния, диаметра и ширины шкивов и зубчатых колес, валов, выбор муфт и других деталей.

4. Разработка на миллиметровой бумаге эскиза общего вида привода в масштабе 1 : 1 или в масштабе уменьшения (в зависимости от габаритов) по ГОСТ 2.302—68. При эскизной проработке проверяется рациональность принятых параметров узлов и деталей с точки зрения их компоновки в механизме. Одновременно выясняется необходимость корректировки первоначально принятых передаточных чисел, выбора материала и термообработки зубчатых передач и т. п.

По мере проработки конструкции отдельных узлов эскиз общего вида привода дорабатывается.

5. Проектирование узлов: редуктора, ременной или цепной передачи, барабана либо

звездочки с валом, опорами, муфтой; опорной конструкции.

Основным узлом привода является редуктор, для окончательного конструктивного оформления которого выполняются расчеты, уточняющие размеры, конструктивные формы и крепление отдельных деталей.

В ходе проектирования необходимо предусмотреть устройства, обеспечивающие подачу смазки ко всем трущимся поверхностям с целью обеспечения их износостойкости, а также устройства для замены ее и контроля уровня.

При проектировании общего вида привода и редуктора следует руководствоваться указаниями, приведенными в главе 4, ч. 2.

Учитывая, что студент, впервые встречающийся с конструктивной разработкой машины, испытывает значительные затруднения, разработке эскизов следует уделять большое внимание. На эскизах прорабатываются окончательно формы и размеры деталей.

Расчет не может выполняться без вычерчивания деталей и узлов, так как только из чертежа можно определить необходимые для расчета размеры.

Проектные расчеты являются приближенными. Окончательные расчеты выполняются в форме проверочного. Пояснительная записка оформляется (по ГОСТ 2.106—68*) на основании чернового варианта, который начинают составлять в процессе проектирования.

1.5. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Расчет привода начинают с выбора электродвигателя по потребной мощности и условиям эксплуатации, указанным в задании на проект. Выбранный двигатель проверяют на нагрев при установившемся и переходных режимах и при кратковременной перегрузке. Однако если привод предназначен для работы при длительной или незначительно меняющейся нагрузке, необходимость в такой проверке отпадает. В заданиях на курсовой проект предполагаются именно такие условия работы.

Если мощность на выходном валу привода $N_в$ (кВт) не задана, то она может быть определена:

1) по крутящему моменту $T_в$ ($Н \cdot м$) на выходном валу и угловой скорости $\omega_в$ (рад/с)

$$N_в = \frac{T_в \omega_в}{1000} \text{ кВт}; \qquad (1.1)$$

2) по крутящему моменту $T_в$ (Н · м) на выходе и частоте вращения $n_в$ (мин$^{-1}$)

$$N_в = \frac{T_в n_в}{9550} \text{ кВт}; \qquad (1.2)$$

3) по тяговому усилию $F_{tв}$ (Н) на выходе и скорости v (м/с)

$$N_в = \frac{F_{tв} v}{1000} \text{ кВт}. \qquad (1.3)$$

Угловая скорость на выходном валу при заданной частоте вращения $n_в$ (мин$^{-1}$) определяется по формуле

$$\omega_в = \frac{\pi n_в}{30} \text{ рад/с}. \qquad (1.4)$$

Частота вращения выходного вала при известной скорости выходного звена v (м/с) и диаметре звена D (мм)

$$n_в = \frac{60\,000 v}{\pi D} \text{ мин}^{-1}. \qquad (1.5)$$

Если указаны скорость движения цепи на выходе v (м/с) шаг цепи t (мм) и число зубьев z звездочки, то частота вращения выходного вала

$$n_в = \frac{60\,000 v}{zt} \text{ мин}^{-1}. \qquad (1.6)$$

По мощности на выходном валу $N_в$ (кВт) определяют расчетную мощность электродвигателя:

$$N_д = \frac{N_в}{\eta} \text{ кВт}, \qquad (1.7)$$

где η — КПД привода, равный произведению частных КПД:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \cdots \eta_n. \qquad (1.8)$$

Здесь $\eta_1, \eta_2 \ldots$ — КПД отдельных звеньев кинематической цепи, ориентировочные значения которых без учета потерь в подшипниках приведены ниже.

При проверочных расчетах значения КПД уточняются.

С учетом расчетной мощности $N_д$ (кВт) по каталогу выбирают двигатель, номинальная мощность которого N должна быть равна или больше расчетной мощности двигателя, т. е. $N \geqslant N_д$.

Общее передаточное число привода

$$u = \frac{n_д}{n_в},$$

где $n_д$ — частота вращения вала выбранного электродвигателя; $n_в$ — частота вращения выходного вала привода. Если она не задана в исходных данных, ее определяют по одной из формул (1.4)...(1.6).

Элемент привода	η
Ступень зубчатого редуктора (закрытого):	
цилиндрическая	0,96...0,98
коническая	0,95...0,97
Зубчатая передача открытая:	
цилиндрическая	0,92...0,94
коническая	0,91...0,93
Ступень червячного редуктора:	
при однозаходном червяке	0,7...0,75
при двухзаходном червяке	0,75...0,85
Ременная передача:	
плоскоременная	0,95...0,97
клиноременная	0,94...0,96
Цепная передача роликовой или зубчатой цепью:	
закрытая	0,95...0,97
открытая	0,91...0,93
Подшипники качения (одна пара)	0,99...0,995
Подшипники скольжения (одна пара):	
при жидкостном трении	0,99...0,995
при полужидкостном трении	0,975...0,985
Муфты компенсирующие	0,985...0,995

Предварительная разбивка общего передаточного числа по ступеням привода выполняется по условию $u = u_1 u_2 ... u_n$. Здесь u_1, u_2, u_n — передаточные числа отдельных передач привода, средние их значения приведены ниже.

Тип передачи	u
Зубчатая в редукторе	3...6
Открытая зубчатая:	
цилиндрическая	4...6
коническая	3...5
Червячная:	
с однозаходным червяком	28...80
с двухзаходным червяком	14...40
Цепная	2...6
Ременная	2...4

При выборе частных передаточных чисел по возможности не следует принимать максимальные значения, указываемые в справочниках, так как это приводит к увеличению габаритных размеров передач.

Рекомендации для разбивки передаточных чисел редукторов между его ступенями даны в подразд. 3.3 гл. 3.

В процессе проектирования передаточные числа отдельных звеньев уточняются в соответствии со стандартными параметрами. Отклонение фактических передаточных чисел от номинальных устанавливается для одноступенчатых цилиндрических и конических редукторов — 3 %; двухступенчатых цилиндрических и коническо-цилиндрических — 4 %; трехступенчатых цилиндрических и коническо-цилиндрических — 5 %; червячных одноступенчатых — 4 %.

При курсовом проектировании применяют трехфазные асинхронные двигатели, широко использующиеся в промышленности вследствие простоты конструкции и малой стоимости, простоты ухода, непосредственного включения в трехфазную сеть переменного тока без преобразователей.

Для проектируемого привода могут подойти двигатели с различными частотами вращения, поэтому из нескольких вариантов оптимальный применяется в соответствии с эксплуатационными требованиями. При этом следует иметь в виду, что с повышением частоты вращения масса, габариты и стоимость двигателя уменьшаются, снижается и ресурс. Поэтому для приводов общемашиностроительного назначения принимают двигатели с частотой вращения $n_д \approx 1000...1500$ мин$^{-1}$. Применение двигателей с частотой $n_д = 750$ мин$^{-1}$ и ниже допускается лишь в технически обоснованных случаях.

Синхронная частота вращения ротора (при отсутствии нагрузки), т. е. частота вращения магнитного поля

$$n_c = \frac{60f}{p} \text{ мин}^{-1},$$

где f — частота тока в сети, $\frac{1}{c}$; p — число пар полюсов.

Синхронная угловая скорость

$$\omega_c = \frac{2\pi f}{p} \text{ рад/с}.$$

При стандартной частоте $f = 50\frac{1}{c}$ и числе пар полюсов от 1 до 6 синхронная частота вращения n_c — 3000; 1500; 1000; 750; 600; 500 мин$^{-1}$.

Частота вращения ротора двигателя под нагрузкой из-за скольжения ротора относительно вращающегося магнитного поля всегда меньше синхронной.

В ГОСТах на электродвигатели указывается частота вращения ротора при номинальной нагрузке, она и является расчетной при определении общего передаточного числа привода, т. е. $n_д = n_н$. Там же приведено отношение пускового момента к номинальному $\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$, которое должно быть больше соответствующего значения, указанного в задании на проект.

Основные технические данные и габаритные размеры асинхронных двигателей серии 4А закрытого обдуваемого исполнения приведены в приложении (табл. 2, 3).

ГЛАВА 2. ПЕРЕДАЧИ ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

2.1. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В простейшем виде ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов и гибкой связи — ремня, надетого на шкивы с натяжением (рис. 2.1). Передача нагрузки осуществляется за счет трения между ремнем и шкивами.

В механических приводах ременные передачи применяются обычно в качестве понижающей. В сочетании с зубчатой передачей ременную устанавливают на менее нагруженную быстроходную ступень.

Достоинства ременных передач: простота конструкции и малая стоимость; возможность передачи нагрузки на большие расстояния; плавность хода и бесшумность работы; эластичность привода, смягчающая колебания нагрузки; работоспособность при высоких частотах вращения; способность предохранения привода при перегрузках за счет проскальзывания ремня; пониженная чувствительность к погрешностям монтажа.

К недостаткам следует отнести: сравнительно большие габариты (в несколько раз больше, чем зубчатых); непостоянство передаточного числа из-за упругого скольжения ремня; повышенные (по сравнению с зубчатой передачей) нагрузки на валы и опоры, обусловленные большим предварительным натяжением ремня; низкая долговечность ремня (1000...5000 ч); неприменимость во взрывоопасных помещениях ввиду электризации ремня; необходимость предохранения от попадания минеральных масел (особенно на прорезиненные ремни).

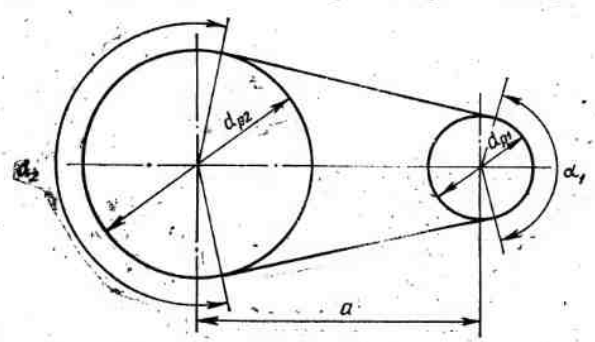


Рис. 2.1. Схема передачи с двумя шкивами

2.2. ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Вследствие большой гибкости ремня плоскоременные передачи по сравнению с другими видами ременных передач характеризуются более высокой плавностью, долговечностью и КПД. Передачи работают при скорости $v = 5...100$ м/с и передаваемой мощности до 50 кВт. Ограничение нижнего предела скорости и мощности связано с увеличением габаритов передачи. Верхний предел скорости ограничивается ухудшением условий эксплуатации ремней в связи с ростом действующих центробежных сил (работа сопровождается тепловыделением, образованием воздушных подушек в зонах набегания ремня на шкивы, уменьшением долговечности и КПД).

В зависимости от скорости ремня различают: обыкновенные ($v \leqslant 30$ м/с) и быстроходные ($v > 30$ м/с) передачи, используемые обычно как ускоряющие в приводах шпинделей, сепараторов и др.

2.2.2. ОБЫКНОВЕННАЯ ПЛОСКОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Для нее используются конечные ремни, поставляемые в рулонах. После отрезки требуемой длины ремня концы его соединяют склейкой, сшиванием, либо скрепляют металлическими соединителями. Место соединения бывает жестче и тяжелее остальных частей ремня, что приводит к вибрациям и ударам о шкивы, уменьшению долговечности ремня и ограничению скорости до 25...30 м/с.

Ориентировочные значения КПД обыкновенных плоскоременных передач при нагрузках, близких к расчетной, при двух шкивах принимают 0,95...0,97.

2.2.3. ТИПЫ РЕМНЕЙ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Промышленность выпускает следующие типы стандартных приводных ремней: тканевые прорезиненные (ГОСТ 38.05.98—76), хлопчатобумажные (ГОСТ 6982—75), шерстяные (ОСТ/НКТП 3157), кожаные (ГОСТ 18679—73*), из синтетических материалов (МРТУ 17—645—67). Благодаря прочности, эластичности, малой чувствительности к влаге и колебаниям температуры, для передач при $v \leqslant 30$ м/с широко применяются тканевые прорезиненные ремни. Их выпускают трех типов: А — нарезные, с ре-

зиновыми прослойками между всеми прокладками и с кромками, защищенными водоупорным составом; Б — послойно завернутые как с резиновыми прослойками, так и без них; В — спирально завернутые без резиновых прослоек. Наличие прослоек придает ремню гибкость.

Тяговые элементы ремня (прокладки) выполняются из тканей на синтетической основе БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2 (ГОСТ 19700—74) и хлопчатобумажной (бельтинги) Б-800 и Б-820 (ГОСТ 2924—67).

Для предохранения ткани от механических повреждений, воздействия сырости и химически активных сред применяются ремни с резиновыми обкладками.

Ремни всех типов изготовляются в рулонах по 8, 20 и 30 м в зависимости от ширины. Ремни типа А и Б по специальным заказам выполняются бесконечными.

Стандартные ширина и число прокладок i прорезиненных ремней приведены в табл. 2.1, а число прокладок, толщина и минимальные расчетные диаметры шкивов $d_{p\min}$ — в табл. 2.2.

Таблица 2.1. Стандартная ширина b и число прокладок i прорезиненных ремней

Ширина b, мм	Число прокладок i
20; 25; 30; 40	3...5
50; (60); 63; (70); 71; (75)	3...5
80; (85); 90; 100; 112	3...6
(115); 125; 160; 180	4...6
200; 224; 250	
280; (300); 355	4...8
400; 450	5...8
500; (550); 560	5...9

Примечание. Ширину, указанную в скобках, для новых передач выбирать не следует.

Таблица 2.2. Число прокладок, толщина и минимальные диаметры шкивов для плоских прорезиненных ремней

Число слоев (прокладок) i	Толщина δ, мм		$d_{p\min}$, мм			
			с прослойками		без прослоек	
	с прослойками	без прослоек	рекомендуемый	допускаемый	рекомендуемый	допускаемый
Бельтинг Б-800 и Б-820						
2	3,0	2,5	125	90	100	80
3	4,5	3,75	170	140	140	112
4	6	5	224	180	200	140
5	7,5	6,25	315	224	250	180
6	9	7,5	355	280	315	224
7	10,5	8,75	400	315	355	250
8	12	10	500	355	400	315
9	13,5	11,25	560	400	450	355
БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2						
3	3,6	3,0	140	112	125	90
4	4,8	4,0	180	140	160	112
5	6,0	5,0	224	180	200	140
6	7,2	6,0	280	200	224	180
7	8,4	7,0	315	250	280	200
8	9,6	8,0	355	280	315	224
9	10,8	9,0	400	315	355	250

2.2.4. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ОБЫКНОВЕННЫХ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Тип ремня. Наибольшее применение получили прорезиненные ремни нарезной конструкции типа А как более гибкие и допускающие большие скорости. Ремни завернутых конструкций с повышенной износостойкостью кромок предпочтительны для передач с кромочными направляющими, перекрестных.

Тип ремня определяется условиями эксплуатации: характером передаваемой нагрузки, скоростью ремня, передаваемой мощностью, конструкцией ременной передачи, условиями окружающей среды.

Выбор типа прорезиненного ремня можно производить по характеристике, приведенной в табл. 2.3.

Таблица 2.3. Характеристика приводных прорезиненных ремней

Показатели и условия работы		Приводные прорезиненные ремни
Удельная тяговая способность		Высокая
Наибольшая скорость, м/с		Тип А — 30 Тип Б — 20 Тип В — 15
Резкие колебания рабочей нагрузки (удары)		Допускаются незначительные
Кратковременные перегрузки		До 20...30%
Сохраняют начальное натяжение (при a = const)		Хорошо
Возможность применения в перекрестных передачах и на ступенчатых шкивах с закраинами (ребордами)		Применимы ремни без обкладок
Допускаемая температура, С°		До 60°
Среда	Повышенная влажность, едкие пары, газы, кислоты, водяные пары	Пригодны с двухсторонней обкладкой
	Щелочи, Бензин	Не пригодны
	Пыль	Пригодны ремни без обкладок

Приводные ремни из других материалов имеют ограниченное применение в общемашиностроительных приводах и здесь не рассматриваются.

Диаметр меньшего шкива. С увеличением d_{p1} снижается напряжение изгиба в ремне, повышается долговечность, тяговая способность и КПД передачи, уменьшается окружное усилие и сечение ремня. Минимальные расчетные диаметры шкивов в зависимости от слойности или толщины ремня приведены в табл. 2.2.

При проектном расчете передачи для ориентировочного выбора диаметра меньшего шкива (мм) рекомендуется формула М. А. Саверина:

$$d_{p1} \approx (1100 \ldots 1300) \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}}, \qquad (2.1)$$

где N_1 — передаваемая мощность, кВт; n_1 — частота вращения быстроходного вала, мин$^{-1}$.

Если нет ограничений на габариты передачи, то обычно выбирают один из стандартных диаметров, следующих за минимальным (табл. 2.4).

Диаметр большего шкива d_{p2} (мм)

$$d_{p2} = d_{p1} u (1 - \varepsilon). \qquad (2.2)$$

Здесь $u = \frac{n_1}{n_2}$ — передаточное число (рекомендуется $u = 2 \ldots 4$); $\varepsilon = 0{,}01$ — коэффициент скольжения прорезиненного ремня. Диаметр d_{p2} также округляется по стандарту (табл. 2.4).

При выбранных диаметрах d_{p1} и d_{p2} определяют окончательное передаточное числоременной передачи

$$u_p = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1 - \varepsilon)} \qquad (2.3)$$

и уточняют передаточные числа остальных передач привода с тем, чтобы общее передаточное число отличалось от заданного не более чем на 4 %.

Скорость ремня v (м/с)

$$v = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \cdot 1000}, \qquad (2.4)$$

где d_{p1} — расчетный диаметр меньшего шкива, мм; n_1 — частота вращения меньшего шкива, мин$^{-1}$.

Межосевое расстояние a (мм) для открытых передач с натяжением ремня за счет его упругости (рис. 2.2; 2.3) рекомендуется

$$a \geqslant 2(d_{p1} + d_{p2}). \qquad (2.5)$$

Длина ремня L (мм) при выбранном межосевом расстоянии

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a}. \qquad (2.6)$$

Таблица 2.4. Диаметры шкивов и стрела выпуклости, мм (ГОСТ 17383—73)

Диаметр d_p	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112
Допускаемое отклонение	±0,5	±0,6		±0,8		±1,0		±1,2		
Стрела выпуклости h	0,3									
Диаметр d_p	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355
Допускаемое отклонение	±1,6		±2,0			±2,5		±3,2		
Стрела выпуклости h	0,4		0,5		0,6		0,8		1,0	
Диаметр d_p	400	450	500	560	630	710	800	900		
Допускаемое отклонение	±4,0			±5,0			±6,3			
Стрела выпуклости h при ширине $B \leqslant 125$	1,0									
140...160	1,2		1,5							
180...200	1,2		1,5		2,0					
224	1,2		1,5		2,0			2,5		

Число пробегов ремня ν, $\left(\frac{1}{c}\right)$:

$$\nu = \frac{v}{L} \leqslant [\nu], \qquad (2.7)$$

где v — скорость ремня, м/с; L — длина ремня, м; $[\nu]$ — допускаемое число пробегов, $\frac{1}{c}$. Для обеспечения долговечности в рассматриваемой передаче $[\nu] = 5\frac{1}{c}$. Если неравенство (2.7) не удовлетворяется, длину ремня определяют из условия

$$L = \frac{v}{[\nu]}. \qquad (2.8)$$

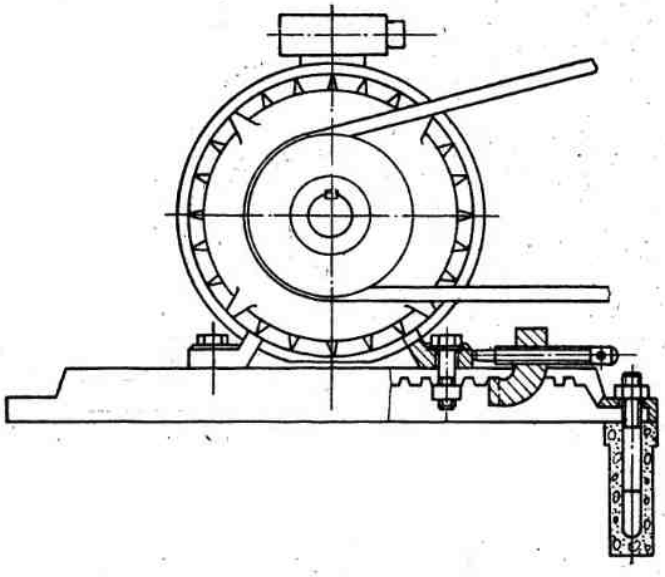


Рис. 2.2. Установка двигателя на салазках

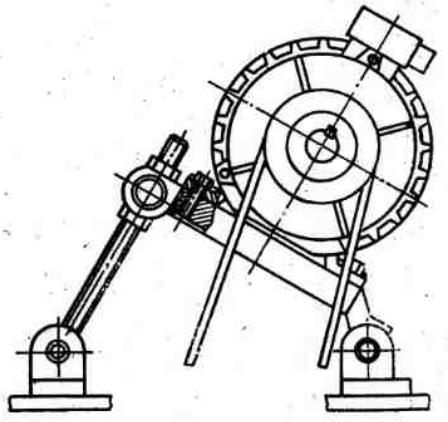


Рис. 2.3. Установка двигателя на шарнирной плите

По окончательно принятой длине ремня пересчитывают межосевое расстояние:

$$a = \frac{2L - \pi(d_{p1} + d_{p2}) + \sqrt{[2L - \pi(d_{p1} + d_{p2})]^2 - 8(d_{p2} - d_{p1})^2}}{8}. \quad (2.9)$$

Для создания натяжения ремня и подтягивания при вытяжке конструкция передачи должна допускать увеличение межосевого расстояния на $0{,}025L$. Обычно с этой целью двигатель устанавливают на салазках (рис. 2.2) или на шарнирной плите (рис. 2.3). Размеры салазок и плит приведены в приложении (табл. 4, 5). В ряде случаев для упрощения конструкции передачи натяжение ремней осуществляется путем сшивания. Для обеспечения необходимого натяжения в процессе эксплуатации такие ремни периодически перешивают.

Угол обхвата на меньшем шкиве

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a}. \quad (2.10)$$

Он должен быть не менее 150°. Если α_1 окажется меньше рекомендованного, то необходимо увеличить межосевое расстояние a и пересчитать по формуле (2.6) требуемую длину ремня L.

Предварительное натяжение ремня должно обеспечить необходимую тяговую способность и достаточную долговечность ремня. В прорезиненных ремнях основную нагрузку несут тканевые прокладки, резиновые же прослойки воспринимают незначительную часть нагрузки. Поэтому в качестве характеристики тяговой способности прорезиненного ремня принимается удельная сила предварительного натяжения (приходящаяся на единицу ширины одной прокладки) — s_0.

Для прорезиненных ремней рекомендуются следующие значения s_0: 2,0 Н/мм — для передач с натяжением за счет упругости ремня при малом межосевом расстоянии и угле наклона передачи к горизонту $\geqslant 60°$; 2,25 Н/мм — при том же виде натяжения, но сравнительно большом межосевом расстоянии и угле наклона $< 60°$; 2,5 Н/мм — при автоматическом натяжении.

Следовательно, для каждой ветви ремня усилие от предварительного натяжения (Н)

$$S_0 = s_0 bi, \quad (2.11)$$

где b — ширина ремня, мм; i — число слоев (прокладок).

2.2.5. РАСЧЕТ ОБЫКНОВЕННЫХ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Расчет ведется по тяговой способности (по кривым скольжения), долговечность ремня приближенно учитывается при выборе параметров d_{p1}, a, u.

Допускаемое номинальное удельное окружное усилие q_0 (Н/мм) в зависимости от s_0 для ремней различной толщины (с различным числом слоев) при $\alpha_1 = \alpha_2 = 180°$, скорости ремня $v = 10$ м/с, спокойной односменной работе и нормальных условиях окружающей среды приведено в табл. 2.5.

Таблица 2.5. **Номинальное удельное окружное усилие q_0, передаваемое прорезиненными ремнями из ткани БКНЛ-65 и бельтинга Б-820**

Число слоев (прокладок) i	Диаметр меньшего шкива d_{p1}, мм	Номинальное удельное окружное усилие q_0, Н/мм при натяжении σ_0, Н/мм			
		2	2,25	2,5	3
2	80	5,0	5,4	5,8	6,6
	100	5,2	5,6	6,0	6,8
	⩾125	5,3	5,7	6,1	6,9
3	125	8,1	7,3	8,8	10,0
	160	7,3	8,5	9,1	10,3
	⩾200	7,5	8,7	9,3	10,5
4	180	10,2	11,1	12,0	13,4
	224	10,5	11,4	12,3	13,8
	⩾280	10,7	11,6	12,5	14,1
5	250	12,7	14,0	15,1	17,0
	315	13,0	14,4	15,5	17,4
	⩾400	13,2	14,6	15,8	17,7
6	315	15,6	17,0	18,3	20,5
	400	15,9	17,3	18,7	21,0
	⩾500	16,1	17,6	19,0	21,4
7	400	18,3	20,0	21,5	24,2
	500	18,6	20,4	21,9	24,7
	⩾630	18,9	20,7	22,2	25,1
8	500	21,1	23,0	24,7	27,8
	630	21,5	23,4	25,2	28,4
	⩾800	21,8	23,7	25,6	28,8

Примечание. При работе передач в условиях повышенной влажности и температуры, запыленности, насыщения окружающего воздуха парами масла табличные значения q_0 снижаются на 10...30 %.

Таблица 2.6. **Коэффициент C_0, учитывающий вид передачи и угол наклона к горизонту**

Вид передачи	C_0 при угле наклона к горизонту		
	0...60°	60...80°	80...90°
Открытая передача с натяжением ремня за счет его упругости	1,0	0,9	0,8
Передача с автоматическим натяжением	1,0		

Допускаемые удельные окружные усилия (Н/мм) для условий эксплуатации, отличающихся от исходных, определяются с помощью поправочных коэффициентов

$$[q] = q_0 C_0 C_\alpha C_p C_v. \qquad (2.12)$$

Здесь C_0 — коэффициент, учитывающий вид передачи и угол наклона ее к горизонту (табл. 2.6); C_α — коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на малом шкиве (табл. 2.7); C_p — коэффициент, учитывающий режим работы (табл. 2.8);

Таблица 2.7. **Коэффициент C_α, учитывающий влияние угла обхвата на малом шкиве α_1^0**

α_1^0	140	150	160	170	180	190	200	210	220
C_α	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0	1,05	1,1	1,15	1,20

Таблица 2.8. **Коэффициент режима работы C_p**

Группа рабочих машин	Группа двигателей								
	А			Б			В		
	Количество смен работы								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
I	1	0,87	0,72	0,92	0,8	0,66	0,84	0,73	0,60
II	0,92	0,8	0,66	0,84	0,73	0,60	0,78	0,68	0,56
III	0,84	0,73	0,60	0,78	0,68	0,56	0,71	0,62	0,51
IV	0,78	0,68	0,56	0,71	0,62	0,51	0,61	0,53	0,44

Группы двигателей:

А — электрический однофазный, трехфазный с пуском через автотрансформатор или переключением со звезды на треугольник, постоянного тока шунтовой, двигатель внутреннего сгорания с двумя или тремя цилиндрами;

Б — электрический переменного тока с высоким пусковым моментом, постоянного тока компаундный, двигатель внутреннего сгорания с двумя или тремя цилиндрами;

В — электрический переменного тока, короткозамкнутый с прямым пуском, постоянного тока сериесный, одноцилиндровый двигатель внутреннего сгорания.

Группы рабочих машин:

I — электрические генераторы легкие; насосы, компрессоры центробежные и ротационные, ленточные конвейеры; станки токарные, сверлильные, шлифовальные; веялки, сепараторы, легкие грохоты;

II — электрические генераторы; поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами; вентиляторы и воздуходувки; цепные конвейеры, элеваторы; станки фрезерные, зубофрезерные, револьверные; дисковые пилы для дерева; прядильные, бумажные, пищевые машины;

III — поршневые насосы и компрессоры с одним и двумя цилиндрами; вентиляторы и воздуходувки тяжелые; конвейеры винтовые; скребковые; станки строгальные, долбежные; прессы; ткацкие машины;

IV — подъемники, экскаваторы, драги, прессы с легким маховиком, ножницы, молоты, бегуны, глиномялки, мельницы, дробилки, лесопильные рамы.

Таблица 2.9. Коэффициент C_v, учитывающий влияние центробежных сил

Скорость ремня, м/с	1	5	10	15	20	25	30
Коэффициент C_v	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68

C_v — коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил (табл. 2.9).

Необходимая ширина ремня (мм)

$$b = \frac{F_t}{[q]}, \qquad (2.13)$$

где $F_t = \frac{2T_1}{d_{p1}}$ — окружная сила, Н; (T_1 — крутящий момент на быстроходном валу, Н · мм; d_{p1} — диаметр меньшего шкива, мм); $[q]$ — допускаемое удельное окружное усилие, Н/мм определяется по формуле (2.12).

Полученная ширина ремня округляется по стандарту (табл. 2.1) с проверкой соответствия ширины b и числа слойности прокладок i. При их несоответствии производят перерасчет, задаваясь другой толщиной (слойностью i) или другим диаметром d_{p1}.

Давление ремня на валы плоскоременной передачи (Н)

$$Q = 2S_0 \sin\frac{\alpha_1^0}{2}, \qquad (2.14)$$

где S_0 — усилие натяжения ветви ремня (формула 2.11); α_1^0 — угол обхвата на меньшем шкиве (формула 2.10).

Учитывая, что для передач с периодическим подтягиванием ремня запас натяжения принят 1,5,

$$Q_{max} = 1{,}5Q. \qquad (2.15)$$

Ширина обода шкивов B (мм) выбирается по ширине ремня (табл. 2.10).

2.2.6. ШКИВЫ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

При окружной скорости до 30 м/с шкивы обычно изготовляют из чугуна СЧ15. Для быстроходных передач вследствие действия центробежных сил прочность чугуна оказывается недостаточной. Если скорость до 45 м/с, применяют стальное литье 25Л.

При $d_p > 500$ мм и серийном производстве находят применение сварные шкивы из проката и штампованных элементов, используемые при скорости до 60 м/с. Чаще шкивы изготовляются литыми, а при малых диаметрах — точеными.

ГОСТ 17383—73 регламентирует три вида исполнения рабочей поверхности обода шкива: выпуклый (рис. 2.4, *а*, *б*), цилиндрический, цилиндрический с двойной конусностью (рис. 2.4, *в*). Там же даны значения стрелы выпуклости h (табл. 2.4).

Долговечность ремней, работающих на шкивах с цилиндрической формой рабочей поверхности, приведена выше. Однако для предохранения бокового скольжения ремня (сползания), обусловленного погрешностью монтажа передачи либо изготовления формы рабочей поверхности обода, последняя выполняется выпуклой, описанной в осевом сечении дугой окружности, или цилиндрической с двухсторонней конусностью.

Выпуклость обычно предусматривается на большем шкиве, так как суммарное напряжение изгиба в радиальном и осевом направлениях меньше, чем на малом шкиве. При $u = 1$ делается выпуклым ведомый шкив, а при $v > 25$ м/с выпуклыми должны быть оба шкива.

Расчетным для определения передаточного числа передачи при наличии выпуклости считается наибольший диаметр обода.

Для уменьшения износа ремня вследствие упругого скольжения и проскальзывания шероховатость рабочей поверхности обода должна

Таблица 2.10. Стандартные ширины обода шкивов B, мм (ГОСТ 17383—73)

Ширина ремня, b	Ширина обода шкива, B	Допускаемое отклонение	Ширина ремня, b	Ширина обода шкива, B	Допускаемое отклонение	Ширина ремня, b	Ширина обода шкива, B	Допускаемое отклонение
20	25	±1,0	71	80	±1,5	140	160	±2,0
25	32		80	90		160	180	
32	40		90	100		180	200	
40	50		100	112		200	224	
50	63		112	125		224	250	
63	71		125	140		250	280	

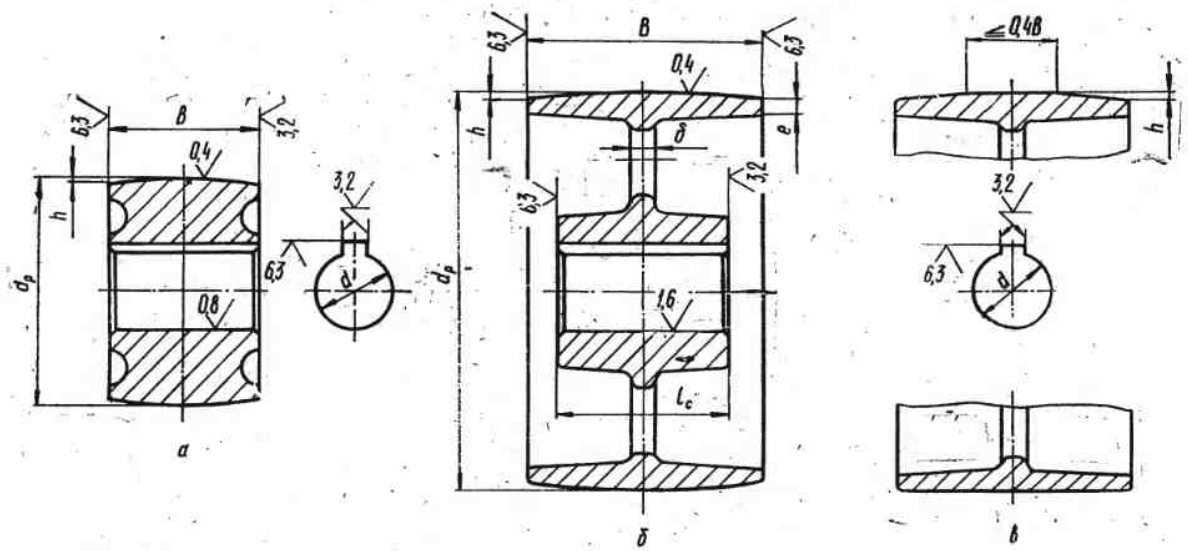


Рис. 2.4. Конструкция шкивов плоскоременных передач: *а* — монолитная конструкция; *б, в* — дисковая конструкция

быть не более $R_a = 1{,}25...2{,}5$ мкм. Рабочие поверхности желательно полировать.

По конструкции литые и точеные шкивы изготовляются монолитными, с диском, со спицами (только литые). Типичная конструкция монолитного шкива показана на рис. 2.4, *а*, шкив с диском приведен на рис. 2.4, *б*. Толщина диска $\delta = (0{,}25...0{,}35)\,d$ (но не менее 8 мм), где d — диаметр вала.

В дисках предусматривают отверстия для крепления шкива при обработке, облегчения транспортировки и уменьшения массы. У литых шкивов отверстия служат также для выхода литейных газов при отливке.

Шкивы со спицами используют при окружной скорости $v < 25$ м/с, если скорость выше, применяют шкивы с диском. У шкивов со спицами при ширине обода $B \leqslant 300$ мм спицы располагают в один ряд, в более широких шкивах — в два ряда. При диаметре шкива до 500 мм ставят четыре спицы, от 500 до 1600 мм — шесть спиц.

Основные размеры шкивов с одним рядом спиц показаны на рис. 2.5.

Спицы выполняют эллиптического сечения. Отношение малой оси сечения спицы к большой $\frac{a_x}{c_x} = 0{,}4...0{,}5$. Спицы рассчитывают на изгиб.

Условная высота (большая ось) сечения спицы в условном диаметральном сечении шкива при допускаемом напряжении для чугуна СЧ15 $[\sigma_и] = 30$ МПа; $\frac{a}{c} = 0{,}4$ (рис. 2.8)

$$c = \sqrt[3]{\frac{T}{0{,}4z}}\ \text{мм}. \qquad (2.16)$$

Здесь z — число спиц; T — крутящий момент на валу, Н · мм.

Размеры спицы по наружному диаметру шкива:

$$c_0 = 0{,}8c;\ a_0 = 0{,}8a. \qquad (2.17)$$

У шкивов со спицами обод (а также ступицу) делают с ребрами в плоскости расположения спиц для более равномерного охлаждения и уменьшения внутренних напряжений в местах соединения спицы с ободом, а также для увеличения жесткости обода.

Толщина обода у края литых шкивов (рис. 2.4, *б*)

$$e = 0{,}005d_р + 3\ \text{мм}, \qquad (2.18)$$

сварных

$$e = 0{,}004\,(b + 0{,}5d_р) + 4\ \text{мм}; \qquad (2.19)$$

где b и $d_р$ — соответственно ширина ремня и расчетный диаметр шкива, мм. Высота ребра (рис. 2.8)

$$s = e + 0{,}02B, \qquad (2.20)$$

e — толщина обода у края шкива, мм; B — ширина шкива, мм.

Диаметр ступицы шкивов всех типов

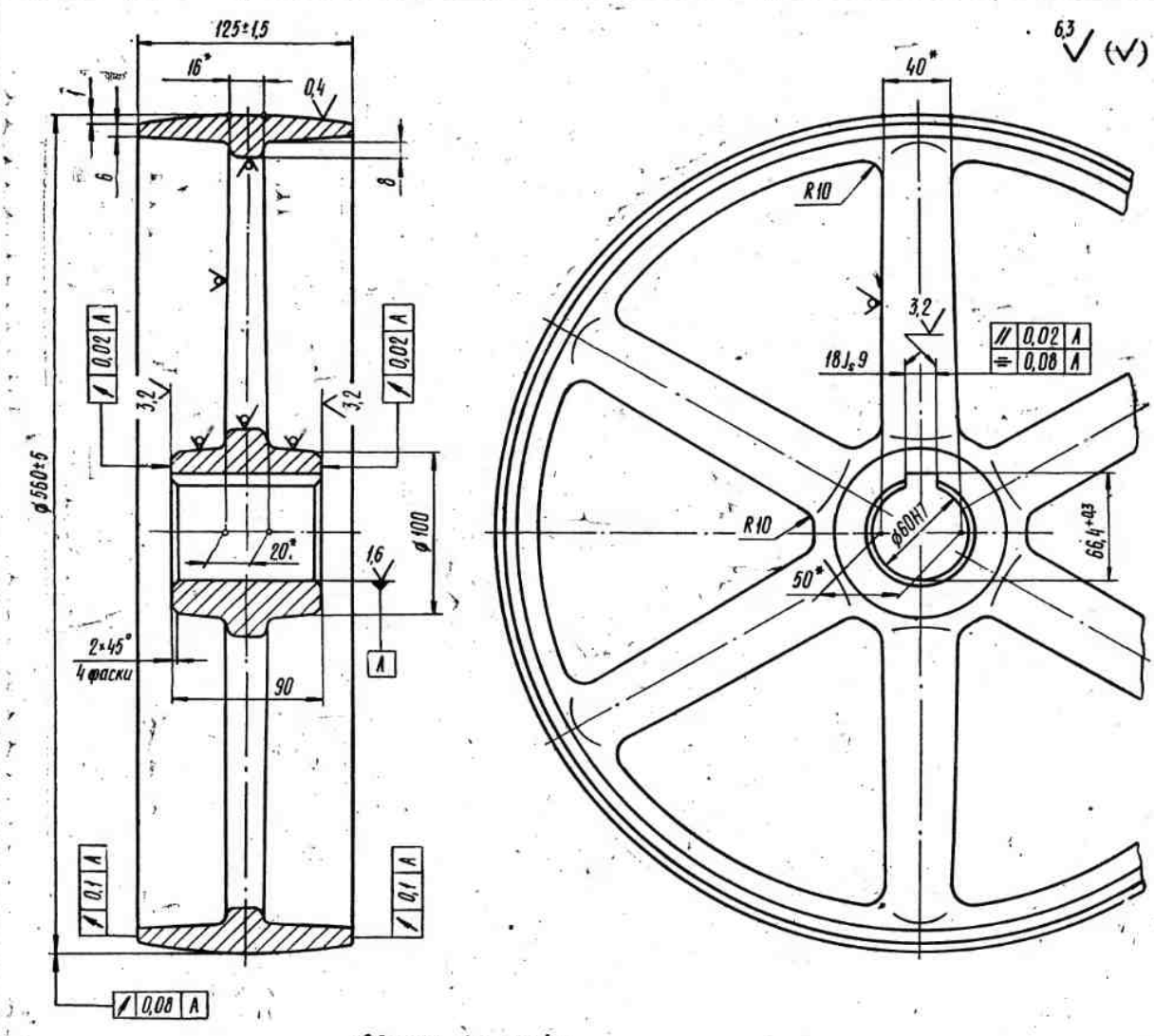
$$d_с = (1{,}8...2{,}0)d, \qquad (2.21)$$

длина ступицы (для шкивов со спицами при однорядном расположении спиц)

$$l_с = (1{,}5...2{,}0)\,d. \qquad (2.22)$$

Здесь, как и прежде, d — диаметр вала.

Расточка посадочного отверстия ступицы бывает цилиндрической и конической. Реко-



1.* Размеры для справок.
2. Формовочные уклоны 3°
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: диаметров H14, h14, остальных $J_s 16$; поверхностей $\pm \frac{IT16}{2}$
4. На рабочей поверхности шкива пористости и раковины не допускаются
5. Балансировать статически. Дисбаланс не более 6 г·см
6. Неуказанные литейные радиусы 4...5 мм.

						Лит	Масса	Масшт.
		№ докум	Подп	Дата	Шкив			
Студент								
Проверил						Лист	Листов	
					СЧ15 ГОСТ 1412-79			

Рис. 2.5. Рабочий чертеж литого шкива со спицами

мендуемые диаметры расточки ступицы и ее длина для каждого размера шкива приведены в ГОСТ 17383—73.

Допускаемые отклонения расчетных диаметров $d_р$ по ГОСТ 17383—73 приведены в табл. 2.4.

Неуказанные предельные отклонения обработанных несопрягаемых поверхностей: отверстий — по H14, валов — по $h14$, остальных — по j_s16.

Предельные отклонения длины ступицы с коническим посадочным отверстием не более $h13$. Радиальное биение обода шкива не должно превышать 7-й степени точности, торцовое биение — 8-й степени точности по ГОСТ 24643—81. Нормы радиального и торцового биения обода шкивов приведены в табл. 2.11.

Таблица 2.11. **Радиальные и торцовые биения обода шкивов**

Радиальное биение		Торцовое биение	
Диаметр $d_р$, мм	Биение, мкм	Диаметр $d_р$, мм	Биение, мкм
Свыше 50 до 120	40	Свыше 60 до 160	40
Свыше 120 до 260	50	Свыше 160 до 400	60
Свыше 260 до 500	60	Свыше 400 до 1000	100
Свыше 500 до 800	80	—	—

Каждый шкив для работы со скоростью выше 5 м/с должен быть статически отбалансирован. Допускаемый дисбаланс:

v м/с	5...10	10...15	15...20	20...25	25...30	40
Дисбаланс не более, г·см	6	3	2	1,6	1	0,5

Шкивы быстроходных передач для лучшей балансировки обрабатывают кругом. В подобных случаях внутреннюю поверхность обода и наружную поверхность ступицы выполняют цилиндрическими.

Посадочное отверстие под вал должно иметь шероховатость не выше $R_a = 1{,}25...2{,}5$ мкм, остальные обработанные поверхности $R_a = 6{,}3$ мкм. Необработанные поверхности шкивов должны быть окрашены.

Передача крутящего момента осуществляется шпоночным или шлицевым соединением. При шпоночном соединении и цилиндрическом сопряжении назначают следующие посадки: в случае нереверсивной спокойной нагрузки — H7/к6; нереверсивной нагрузки с умеренными толчками и ударами — H7/$m6$; реверсивной нагрузки с большими толчками и ударами — H7/р6.

В осевом направлении шкалы крепятся стопорными винтами либо торцовыми шайбами.

2.2.7. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ОБЫКНОВЕННЫХ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Последовательность расчета иллюстрируется на примере.

Пример. Рассчитать открытую плоскоременную передачу от асинхронного двигателя мощностью $N_1 = 7$ кВт при $n_1 = 1440$ мин$^{-1}$ ($\omega_1 = 151$ рад/с) и передаточном числе $u = 2$. Работа односменная, нагрузка спокойная. Передача горизонтальная. Натяжение ремня — за счет его упругости (передвижением двигателя по салазкам). Условия окружающей среды — нормальные. Требования к габаритам — жесткие.

1. Выбираем прорезиненный ремень типа А с тканью БКНЛ-65 с резиновыми прослойками (см. с. 17 и табл. 2.3).

2. Ориентировочный диаметр меньшего шкива по формуле (2.1):

$$d_{p1} = (1100 \ldots 1300)\sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} =$$

$$= 1100\sqrt[3]{\frac{7}{1440}} = 186 \text{ мм}.$$

3. По табл. 2.2 принимаем диаметр меньшего шкива $d_{p1} = 180$ мм, толщину ремня $\delta = 4{,}8$ мм, число прокладок $i = 4$.

4. Диаметр большего шкива по формуле (2.2) $d_{p2} = d_{p1}u(1 - \varepsilon) = 180 \cdot 2(1 - 0{,}01) = 356$ мм.

По ГОСТ 17383—73 (табл. 2.4) ближайший размер $d_{p2} = 355$ мм.

5. Действительное передаточное число по формуле (2.3)

$$u_р = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1 - \varepsilon)} = \frac{355}{180(1 - 0{,}01)} = 1{,}992.$$

6. Скорость ремня по формуле (2.4)

$$v = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 180 \cdot 1440}{60 \cdot 1000} 13{,}56 \text{ м/с}.$$

7. Минимальное межосевое расстояние по формуле (2.5)

$$a = 2(d_{p1} + d_{p2}) = 2(180 + 355) = 1070 \text{ мм},$$

принимаем $a = 1100$ мм.

8. Расчетная длина ремня по формуле (2.6)

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 1100 + \frac{\pi}{2}(180 + 355) +$$

$$+ \frac{(355 - 180)^2}{4 \cdot 1100} = 3046 \text{ мм}.$$

К этой длине необходимо добавить для соединения концов ремня отрезок ΔL, размер которого зависит от способа соединения.

9. Число пробегов ремня по формуле (2.7)

$$\nu = \frac{v}{L} = \frac{13{,}56}{3{,}046} = 4{,}45 < [\nu] = 5\,\frac{1}{\text{с}}.$$

10. Угол обхвата на меньшем шкиве по формуле (2.10)

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} = 180^\circ - 60^\circ \times$$

$$\times \frac{355 - 180}{1100} = 170^\circ > [\alpha] = 150^\circ.$$

11. Удельная сила предварительного натяжения (см. с. 19) для передач с натяжением за счет упругости ремня при большом межосевом расстоянии и горизонтальном ее расположении $s_0 = 2{,}25$ Н/мм.

12. Удельное окружное усилие (табл. 2.5) при $s_0 = 2{,}25$ Н/мм, $i = 4$ и $d_{p1} = 180$ мм, $q_0 = 11{,}1$ Н/мм.

13. Находим поправочные коэффициенты: $C_0 = 1{,}0$ по табл. 2.6; $C_\alpha = 0{,}97$ по табл. 2,7; $C_p = 1{,}0$ по табл. 2.8; $C_v = 0{,}97$ по табл. 2.9.

14. Допускаемое удельное окружное усилие по формуле (2.12)

$$[q] = q_0 C_0 C_\alpha C_p C_v = 11{,}1 \cdot 1{,}0 \cdot 0{,}97 \cdot 1{,}0 \cdot 0{,}97 = 10{,}43 \text{ Н/мм}.$$

15. Ширина ремня по формуле (2.13)

$$b = \frac{F_t}{[q]} = \frac{2T_1}{d_{p1}[q]},$$

где

$$T_1 = 9550 \cdot 10^3 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \cdot 10^3 \frac{7}{1440} = 46429 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

тогда

$$b = \frac{2 \cdot 46429}{180 \cdot 10{,}43} = 49{,}46 \text{ мм}.$$

По табл. 2.1 округляем ширину ремня до стандартной $b = 50$ мм. При этом проверяем соответствие выбранной (по табл. 2.2) и окончательно принятой (по табл. 2.1) слойности прокладок i. В рассматриваемом случае $i = 4$, т. е. соответствие слойности соблюдено.

16. Усилие от предварительного натяжения ремня по формуле (2.11)

$$S_0 = s_0 b i = 2{,}25 \cdot 50 \cdot 4 = 450 \text{ Н}.$$

17. Давление ремня на валы по формуле (2.14)

$$Q = 2S_0 \sin\frac{\alpha_1^\circ}{2} = 2 \cdot 450 \sin\frac{170^\circ}{2} = 896 \text{ Н}.$$

Учитывая, что для передач с периодическим подтягиванием ремня запас натяжения принят 1,5 (формула 2.15),

$$Q_{max} = 1{,}5Q = 1{,}5 \cdot 896 = 1344 \text{ Н}.$$

18. Ширина обода шкивов по ГОСТ 17383—73 (табл. 2.10), соответствующая ширине ремня $b = 50$ мм, $B = 63$ мм.

2.3. ПЕРЕДАЧИ КЛИНОВЫМИ И ПОЛИКЛИНОВЫМИ РЕМНЯМИ

2.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Клиновая форма ремня с боковыми рабочими поверхностями обеспечивает увеличение тяговой способности ремня за счет повышенного трения. Это позволяет, по сравнению с плоскоременной передачей, снизить натяжение ремня, уменьшить усилия на валы и опоры, а также угол обхвата и межосевые расстояния. Однако клиновые ремни более жесткие, имеют большую массу, что ограничивает скорость эксплуатации, из-за большой высоты профиля испытывают повышенные напряжения изгиба, внутренние деформации и нагрев.

В многоручьевых передачах, вследствие разноразмерности ремней по длине, а также погрешности монтажа, нагрузка на ремни распределяется неравномерно. КПД несколько меньше, чем у плоскоременных передач (0,94...0,96), передаваемая мощность — до 400 кВт.

Передачи поликлиновыми ремнями являются развитием клиноременных передач. Поликлиновые ремни сочетают гибкость и монолитность плоских ремней и повышенную тяговую способность клиновых.

Поликлиновые ремни ввиду меньшей массы работают плавно, допускают большие скорости, позволяют использовать шкивы меньшего диаметра. На работоспособность и износ ремня существенно влияет погрешность шагов между рабочими поверхностями ремня и шкивов. Точность монтажа поликлиновых передач должна быть повышенной. Мощность, передаваемая поликлиновым ремнем,— до 1000 кВт.

Клиновые и поликлиновые ремни изготовляются бесконечными.

2.3.2. ТИПЫ РЕМНЕЙ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В приводах с постоянным передаточным числом применяются следующие типы клиновых ремней:

а) нормального сечения по ГОСТ 1284—80 (рис. 2.6, *а*);

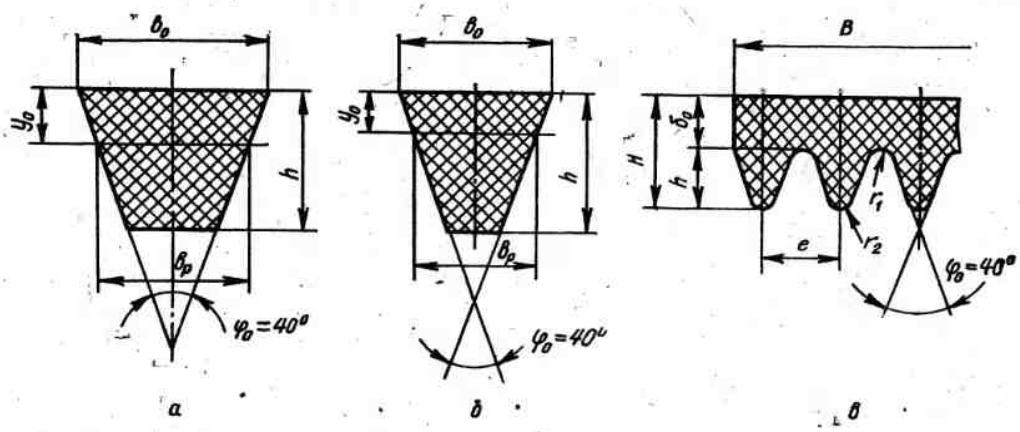


Рис. 2.6. Типы клиновых ремней для передач с постоянным передаточным числом: *а* — нормального сечения; *б* — узкого сечения; *в* — поликлиновые

б) узкого сечения по ТУ 38—40534—75 (рис. 2.6, *б*);

в) поликлиновые по ТУ 38—105763—84 (рис. 2.6, *в*).

Ремни нормального сечения используют при окружных скоростях до 30, узкие — до 40 м/с. Узкие ремни примерно равной площади сечения передают в 1,5...2 раза большую мощность, чем ремни нормального сечения. Передачи с поликлиновыми ремнями работают со скоростями до 40 м/с и передаточными числами до 10. Габариты их меньше, чем у других ременных передач.

Ремни нормального сечения являются основными. По сравнению с ремнями других типов они наиболее широко используются в общем машиностроении. Поэтому передачи с такими ремнями рекомендуется применять и в курсовых проектах.

Ремни нормального сечения выпускаются семи размеров: О, А, Б, В, Г, Д, Е. Они могут работать при температуре от —30 до + 60 °С.

Ремни узкого сечения выпускаются четырех размеров: УО, УА, УБ, УВ.

Характеристики некоторых типов ремней приведены в табл. 2.12. В ней также указаны минимальный расчетный диаметр меньшего шкива d_{p1}, крутящие моменты на быстроходном шкиве, для которых рекомендуется применять рассматриваемое сечение ремня, а также погонная масса ремня q (кг/м). Стандартные длины L (мм) клиновых и поликлиновых ремней приведены ниже:

1-й ряд

400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000...

2-й ряд

425, 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1060, 1180, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000, 3350, 3750, 4250, 4750...

Таблица 2.12. **Размеры клиновых ремней**

Тип ремней	Обозначение	Размеры сечения, мм (рис. 2.6, *а*, *б*)				F_1, см²	Расчетная длина L, мм	$d_{p\,min}$, мм	$T_б$, Н · м	q, кг/м
		b_p	h	b_0	y_0					
Нормальные	О	8,5	6,0	10	2,1	0,47	400...2500	63	<30	0,07
	А	11,0	8,0	13	2,8	0,81	560...4000	90	15...60	0,10
	Б	14,0	10,5	17	4,0	1,38	1000...6300	125	50...150	0,18
	В	19,0	13,5	22	4,8	2,30	1800...10600	200	120...600	0,3
	Г	27,0	19,0	32	6,9	4,76	3150...15000	315	450...2400	0,62
Узкие	УО	8,5	8	10	2	0,56	630...3550	63	<150	0,07
	УА	11,0	10	13	2,8	0,95	800...4500	90	90...400	0,12
	УБ	14,0	13	17	3,5	1,58	1250...8000	140	300...2000	0,2
	УВ	19,0	18	22	4,8	2,78	2000...8000	224	>1500	0,37

Таблица 2.13. Размеры поликлиновых ремней

Обозначение	Размеры сечения, мм (рис. 2.6, *в*)						Расчетная длина L, мм	Число ребер		$d_{p\,min}$, мм	$T_б$, Н·м	q_{10}, кг/м
	e	H	h	$r_{1\,max}$	$r_{2\,max}$	δ_0		рекомендуемое	допускаемое			
К	2,4	4	2,35	0,1	0,4	2	400...2000	2...36	36	40	<40	0,09
Л	4,8	9,5	4,85	0,2	0,7	4,8	1250...4000	4...20	50	80	18...400	0,45
М	9,5	16,7	10,45	0,4	1	7	2000...4000	2...20	50	180	>130	1,6

Пределы длин для каждого сечения указаны в табл. 2.12. Для узких клиновых и поликлиновых ремней длины берут по первому ряду.

Стандартные расчетные диаметры шкивов (по нейтральному слою ремня) даны в табл. 2.21, размеры поликлиновых ремней — в табл. 2.13, где q — погонная масса (кг/м) ремня с 10 ребрами.

2.3.3. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧ КЛИНОВЫМИ И ПОЛИКЛИНОВЫМИ РЕМНЯМИ

Рассмотрим передачу с двумя шкивами (рис. 2.1). В соответствии с заданным или выбранным типом ремня и в зависимости от крутящего момента на быстроходном валу по табл. 2.12 или 2.13 выбирают сечения ремня. Может оказаться, что для заданного крутящего момента подходят ремни двух сечений. В этом случае расчеты обычно ведутся в двух вариантах. Окончательный выбор производят при сравнении рассчитанных вариантов.

Минимальный расчетный диаметр меньшего шкива (табл. 2.12, 2.13) принимают только в случае очень жестких требований, предъявляемых к габаритам привода. В остальных случаях используют один из стандартных диаметров, следующих за минимальным (табл. 2.21). По передаточному числу ременной передачи определяют диаметр большего шкива d_{p2} (формула 2.2). В рассматриваемом случае коэффициент скольжения $\varepsilon = 0{,}02$. Диаметр d_{p2} также округляется по стандарту в соответствии с табл. 2.21.

При выбранных диаметрах шкивов определяют фактическое передаточное число ременной передачи u_p (формула 2.3) и уточняют передаточные числа остальных передач привода с тем, чтобы общее передаточное число отличалось от заданного не более чем на 4 %.

Межосевое расстояние a ременной передачи определяется компоновкой привода. Оно должно находиться в пределах

$$0{,}55\,(d_{p1} + d_{p2}) + h \leqslant a \leqslant 2\,(d_{p1} + d_{p2}), \quad (2.23)$$

где h — высота сечения ремня.

Если межосевое расстояние не задано, рекомендуется выбирать его по табл. 2.14. При выбранном межосевом расстоянии находят расчетную длину ремня L (формула 2.6). Расчетную длину ремня округляют по стандартной (см. с. 26). При стандартной длине ремня пересчитывают межосевое расстояние a (формула 2.9).

Таблица 2.14. Рекомендуемые межосевые расстояния клиноременных передач

u	1	2	3	4	5	6
$\frac{a}{d_{p2}}$	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85

Для компенсации отклонений размеров ремней и шкивов, удобства монтажа и снятия ремней, а также для создания их натяжения и подтягивания при вытяжке конструкция передачи должна допускать изменение межосевого расстояния в сторону уменьшения на $0{,}01L$ при клиновых и на $0{,}013L$ — при поликлиновых ремнях, в сторону увеличения на $0{,}025L$ для клиновых, и на $0{,}02L$ — для поликлиновых ремней. Как и в случае плоскоременных передач двигатель устанавливают на салазках (рис. 2.2) либо на шарнирной плите (рис. 2.3). Размеры салазок и плит приведены в приложении (табл. 4, 5). Далее проверяют угол обхвата на меньшем шкиве (формула 2.10). Он должен быть не менее 110°.

2.3.4. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ КЛИНОВЫМИ И ПОЛИКЛИНОВЫМИ РЕМНЯМИ

Передачи клиновыми и поликлиновыми ремнями рассчитывают по тяговой способности и долговечности.

Мощность (кВт), допускаемая на один клиновой ремень или поликлиновой ремень с десятью ребрами, определяется по формуле

$$[N] = (N_0 C_\alpha C_L + \Delta N_н)\, C_p. \quad (2.24)$$

Здесь N_0 — мощность, допускаемая на один ремень при $\alpha = 180°$, $u = 1$, исходной длине L_0

и спокойной работе (табл. 2.15; 2.16; 2.17); C_α — коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность ремня (табл. 2.18); C_L — коэффициент, учитывающий влияние длины ремня на его долговечность, определяется в зависимости от отношения $\frac{L}{L_0}$ (табл. 2.19); $C_р$ — коэффициент режима работы (табл. 2.8); $\Delta N_и = 0{,}0001\,\Delta T_и n_б$ — поправка, учитывающая уменьшение влияния на долговечность изгиба ремня на большом шкиве с увеличением передаточного числа; $\Delta T_и$ — поправка к крутящему моменту на быстроходном валу, Н · м (табл. 2.20); $n_б$ — частота вращения быстроходного вала, мин$^{-1}$.

Расчетное число клиновых ремней в передаче

$$z = \frac{N}{[N]}. \qquad (2.25)$$

Таблица 2.15. **Мощность N_0, передаваемая одним клиновым ремнем при $u = 1$, $\alpha_1 = 180°$, длине L_0 и спокойной односменной работе**

Сечение ремня	Расчетный диаметр d_{p1}, мм	N_0 (кВт) при скорости ремня v, м/с					
		3	5	10	15	20	25
О $L_0 = 1320$ мм	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	—
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65
	90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10
А $L_0 = 1700$ мм	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	—
	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70
Б $L_0 = 2240$ мм	125	0,92	1,39	2,26	2,80	—	—
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	—
	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43
	224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05
В $L_0 = 3750$ мм	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	—
	224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1
Г $L_0 = 6000$ мм	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6
	500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5

Таблица 2.16. **Мощность N_0, передаваемая одним узким клиновым ремнем при $u = 1$, $\alpha_1 = 180°$, длине L_0 и спокойной односменной работе**

Сечение ремня	Расчетный диаметр d_{p1}, мм	N_0 (кВт) при скорости ремня v, м/с					
		5	10	15	20	25	30
УО $L_0 = 1600$ мм	63	0,95	1,50	1,80	1,85	—	—
	71	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	—
	80	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	—
	90	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
	100	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35
	112	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15
УА $L_0 = 2500$ мм	90	1,56	2,57	—	—	—	—
	100	1,89	3,15	4,04	4,46	—	—
	112	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	—
	125	2,41	4,23	5,67	6,60	7,12	7,10
	140	2,64	4,70	6,30	7,56	8,25	8,43
	160	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94
УБ $L_0 = 3550$ мм	140	2,95	5,00	6,37	—	—	—
	160	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	—
	180	3,80	6,70	9,05	10,6	1,41	11,5
	200	4,12	7,30	10,0	11,9	13,6	13,3
	224	4,26	7,88	10,7	13,0	14,9	15,1
	250	4,66	8,50	11,6	14,1	11,5	16,8
УВ $L_0 = 5600$ мм	224	5,45	9,40	12,3	14,1	—	—
	250	6,05	10,6	14,2	16,6	17,6	17,1
	280	6,60	11,5	16,3	18,7	20,5	20,7
	315	7,08	12,8	17,4	20,9	23,2	23,9

Натяжение ремней в передаче неодинаково вследствие разницы в размерах канавок и различия в длине и ширине ремней. Для уменьшения разброса в натяжении ремней их при изготовлении сортируют по отклонениям длин на группы, указываемые в маркировке ремня. Комплект ремней для передачи составляется из ремней одной группы. Сменять ремни рекомендуется комплектами.

С учетом неравномерности распределения нагрузки между ремнями действительное число ремней в передаче

$$z' = \frac{z}{C_z}, \qquad (2.26)$$

где C_z — коэффициент числа ремней:

z —	1	2...3	4...6	свыше 6
C_z —	1	0,95	0,9	0,85

Для повышения безотказности работы передачи не следует принимать $z' = 1$. Целесообразно иметь в передаче $z' = 3...6$.

Таблица 2.17. **Мощность N_0, передаваемая поликлиновым ремнем с 10 ребрами при $u = 1$, $\alpha_1 = 180°$, длине L_0 и спокойной работе**

Сечение ремня	Расчетный диаметр d_{p1}, мм	N_0 (кВт) при скорости ремня v, м/с					
		5	10	15	20	25	30
К $L_0 = 710$ мм	50	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	—
	56	1,80	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2
	63	1,90	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8
	71	2,00	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4
	80	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9
	90	2,15	3,9	5,4	6,7	7,7	8,4
	100	2,20	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7
Л $L_0 = 1600$ мм	80	3,9	6,4	7,9	8,3	—	—
	90	4,5	7,6	9,7	10,8	—	—
	100	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	—
	112	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	—
	125	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
	140	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0
	160	6,7	12,0	16,2	19,4	21,2	21,5
М $L_0 = 2240$ мм	180	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
	200	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4
	224	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3
	250	19,7	34,4	45,9	53,8	57	56
	280	21,0	37,4	50,3	59,8	65	64

Таблица 2.18. **Коэффициент C_α, учитывающий влияние угла обхвата**

α_1^0	100	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,74	0,79	0,83	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1

Таблица 2.19. **Коэффициент C_L, учитывающий влияние длины ремня на его долговечность**

Тип ремня	Значение C_L при L/L_0						
	0,5	0,66	0,8	1	1,2	1,4	1,6
Клиновой нормального сечения	0,86	0,89	0,95	1	1,04	1,07	1,10
Клиновой узкий и поликлиновой	0,89	0,91	0,96	1	1,03	1,06	1,08

Число ребер поликлинового ремня

$$z = \frac{10N}{[N]}. \qquad (2.27)$$

Рекомендуемое число ребер указано в табл. 2.13.

Для расчета валов и подшипников необходимо знать усилия, действующие на валы.

Таблица 2.20. **Поправка $\Delta T_н$ на передаточное число к моменту на быстроходном валу**

Тип ремня	Сечение ремня	$\Delta T_н$ (Н · м) при передаточном числе u				
		1,21...1,3	1,31...1,4	1,41...1,6	1,61...2,39	2,4 и больше
Клиновой нормального сечения	О	0,3	0,35	0,38	0,4	0,5
	А	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
	Б	2,1	2,3	2,6	2,9	3,1
	В	5,8	6,6	7,3	8,0	9,0
	Г	21,0	23	26,0	28,4	31,0
Клиновой узкий	УО	1,2	1,4	1,5	1,7	1,8
	УА	2,8	3,1	3,5	3,8	4,2
	УБ	5,8	6,6	7,3	8,0	8,8
	УВ	14,0	16,0	17,6	19,4	21,0
Поликлиновой	К	0,44	0,5	0,55	0,6	0,7
	Л	3,6	4,0	4,5	5,0	5,4
	М	27,6	31,0	34,5	38,0	41,4

Сила начального натяжения одного клинового ремня, (Н)

$$S_{0,1} = \frac{780N}{vC_\alpha C_p z'} + qv^2, \qquad (2.28)$$

где v — скорость ремня, м/с (формула 2.4); C_α — приведен в табл. 2.18; C_p — коэффициент режима работы (табл.2.8); z' —число ремней; q — масса одного погонного метра ремня (табл. 2.12). Усилие, действующее на валы клиноременной передачи,

$$Q \approx 2S_{0,1}z' \sin\frac{\alpha_1^0}{2}. \qquad (2.29)$$

Здесь α_1^0 — угол обхвата на меньшем шкиве.

Для поликлинового ремня с числом ребер z сила начального натяжения, (Н)

$$S_0 = \frac{780N}{vC_\alpha C_p} + \frac{q_{10}z}{10}v^2, \qquad (2.30)$$

где q_{10} — масса одного погонного метра ремня с десятью ребрами (табл. 2.13).

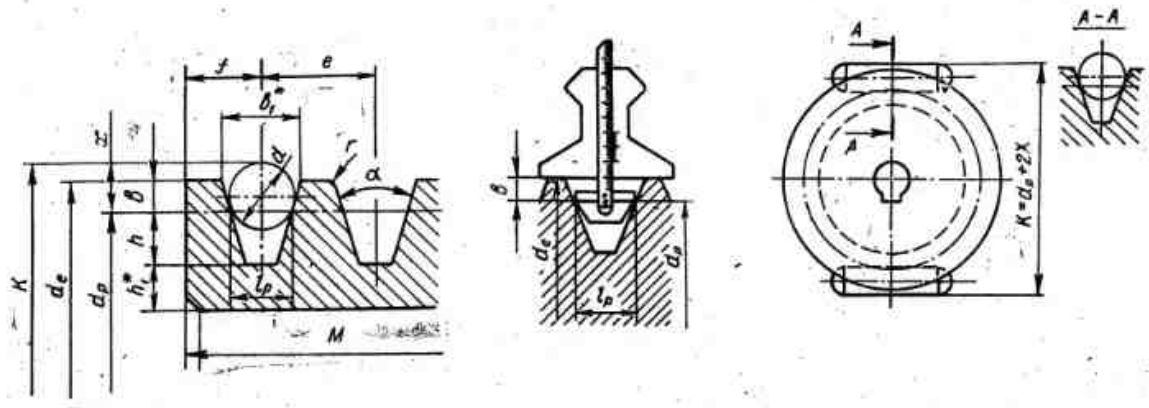
Усилие, действующее на валы поликлиновой ременной передачи,

$$Q \approx 2S_0 \sin\frac{\alpha_1^0}{2}. \qquad (2.31)$$

2.3.5. ШКИВЫ КЛИНОРЕМЕННЫХ И ПОЛИКЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Материалы для изготовления шкивов принимаются такие же, как для шкивов плоскоременных передач (см. 2.2.6. Шкивы плоскоременных передач).

Таблица 2.21. Размеры обода шкивов клиноременных передач, мм



Тип ремня	Сечение ремня	l_p	h, не менее	e	e^* номинальный	e^* предельное отклонение	f номинальный	f предельное отклонение	r	Расчетные диаметры окружностей, проходящих через центр тяжести сечения ремня, мм: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400...								Рекомендуется		
										h_1^* min	$\alpha = 34°$		$\alpha = 36°$		$\alpha = 38°$		$\alpha = 40°$		d		x
											d_p	b_1^*	d_p	b_1^*	d_p	b_1^*	d_p	b_1^*	номинальный	предельное отклонение	
Нормальный	О	8,5	7,0	2,5	12	±0,3	8,0	±1	0,5	6	63...71	10,0	80...100	10,1	112...160	10,2	180	10,3	9,0	±0,01	6,0
	А	11	8,7	3,3	15		10,0	+2 −1	1,0	6	90...112	13,1	125...160	13,3	180...400	13,4	450	13,5	11,6	±0,015	7,6
	Б	14	10,8	4,2	19	±0,4	12,5		1,0	8	125...160	17,0	180...224	17,2	250...500	17,4	560	17,6	14,7	—	9,6
	В	19	14,3	5,7	25,5	±0,5	17,0	+3 −1	1,5	10	—	—	200...315	22,9	355...630	23,1	710	23,3	20,0	±0,02	13,1
	Г	27	20,0	8,1	37,0	±0,6	24,0		2	12	—	—	315...450	32,5	500...900	32,8	1000	33,2	28,5	±0,02	18,8
Узкий	УО	8,5	10,0	2,5	12	±0,3	8	±1	0,5		63...80	10	—	—	>80	10,2	—	—	9,0	±0,02	6,0
	УА	11,0	13,0	3	15		10	+2 −1	1,0		90...112	12,8	—	—	>112	13,1	—	—	12,0		8,5
	УБ	14	17,0	4	19	±0,4			1,0		140...180	16,4	—	—	>180	16,7	—	—	15,0		10,2
	УВ	19	19,0	5	26	±0,5			1,5		224...315	22	—	—	>315	22,4	—	—	20,0		13,1

Примечание. * Предельные отклонения расстояния между первой и любой другой канавкой в многоканавочном шкиве не должны превышать предельных отклонений, указанных для размера e.

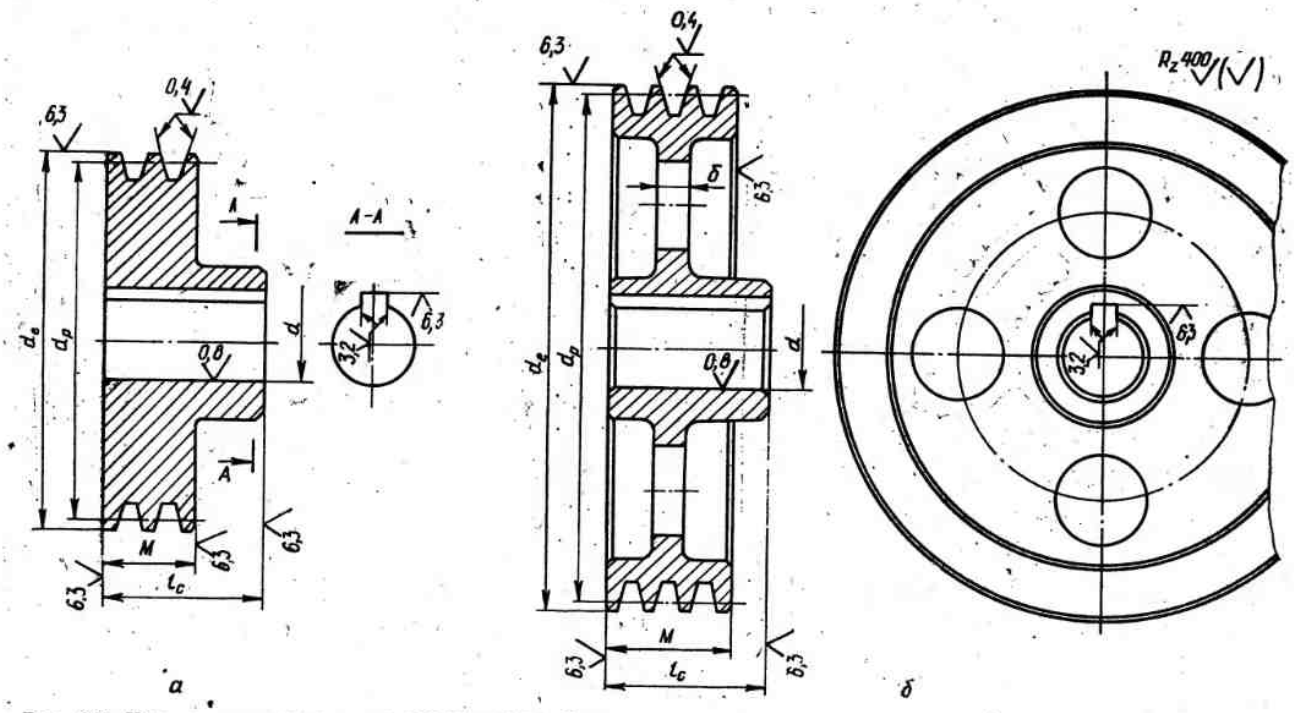
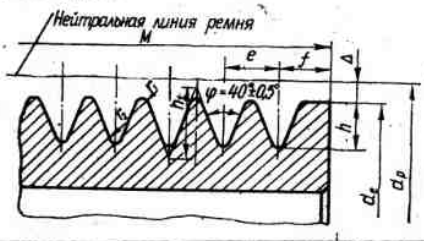


Рис. 2.7. Конструкция шкивов клиноременных передач: *а* — монолитная конструкция; *б* — дисковая конструкция

При серийном производстве целесообразны сварные шкивы из тонкостенных штампованных элементов.

Размеры профиля канавок и обода литых и точеных шкивов клиноременных передач приведены в табл. 2.21, поликлиновых передач — в табл. 2.22.

Таблица 2.22. **Размеры профилей канавок шкивов поликлиновых передач**



Сечение ремня	e*	f	h_t	Δe_Σ**	h	r_1	r_2	Δ
К	2,4±0,03	3,5	3,3	0,1	$2{,}35^{+0{,}1}$	0,3	0,2	1
Л	4,8±0,04	5,5	6,6	0,15	$4{,}85^{+0{,}15}$	0,5	0,4	2,4
М	9,5±0,05	10	13,05	0,2	$10{,}35^{+0{,}2}$	0,8	0,6	3,5

Примечания. * — см. примечание к табл. 2.21; ** — накопленная погрешность 10 шагов, при меньшем числе шагов ошибка пропорционально уменьшается.

Рабочие поверхности канавок должны иметь шероховатость не более $R_a = 2{,}5$ мкм, а при малых диаметрах шкивов — не более 1,25 мкм. Рабочие поверхности желательно полировать.

Наружный диаметр и ширина обода клиноременных шкивов соответственно

$$d_e = d_0 + 2b, \qquad (2.32)$$

$$M = (z' - 1)\,e + 2f; \qquad (2.33)$$

для поликлиновых ремней

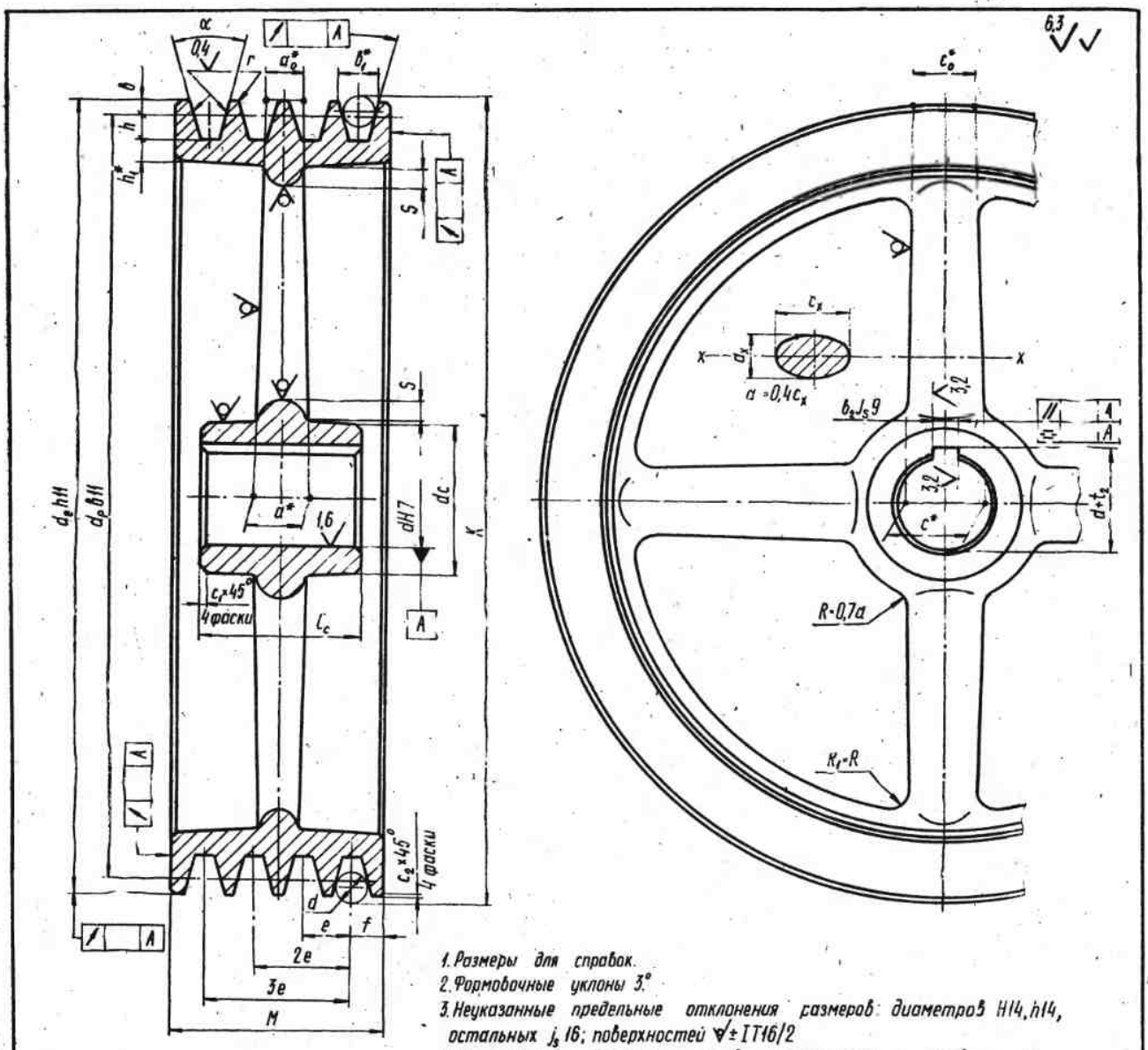
$$d_e = d_p - 2\Delta, \qquad (2.34)$$

$$M = (z - 1)\,e + 2f. \qquad (2.35)$$

По конструкции литые и точеные шкивы выпускаются монолитными, с диском, со спицами (только литые). Область применения шкивов различных типов дана в табл. 2.23. Типичная конст-

Таблица 2.23. **Пределы расчетных диаметров и число канавок клиноременных шкивов различных типов по ГОСТ 20889—80 и ГОСТ 20897—80**

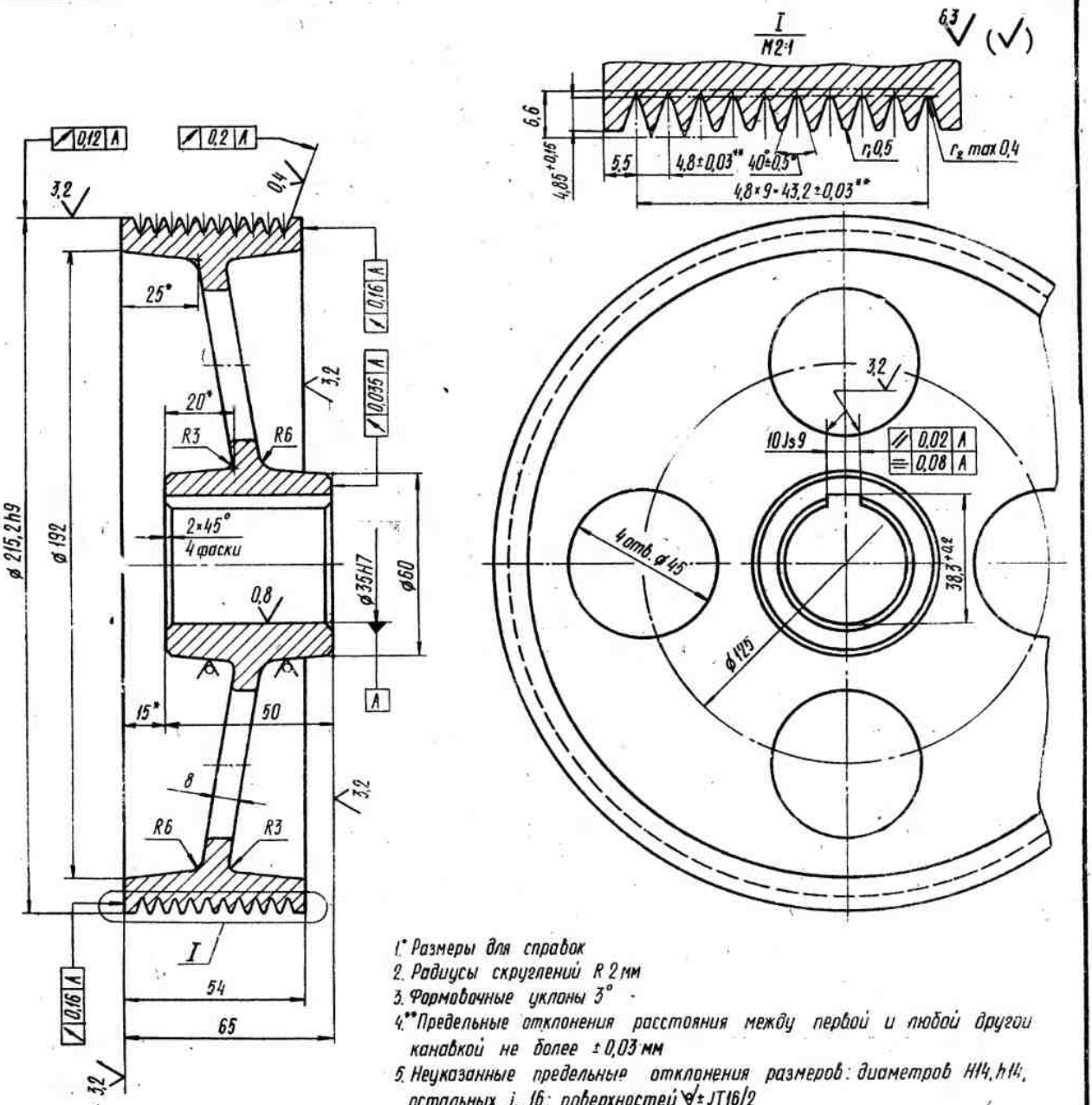
Сечение ремня	Расчетные диаметры шкивов d_p, мм			Число канавок
	монолитный	с диском	со спицами	
О	63...90	80...160	180	1...4
А	90...100	112...200	224	1...6
Б	—	125...250	280	1...7
В	—	200...355	400	1...8
Г	—	315...400	450	1...8



1. Размеры для справок.
2. Формовочные уклоны 3°.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: диаметров H14, h14, остальных j_s16; поверхностей $\forall \pm IT16/2$
4. На рабочей поверхности шкива пористости и раковины не допускаются
5. Балансировать статически, дисбаланс не более ... г·м.
6. Неуказанные литейные радиусы ... мм
7. Радиусы скруглений ... мм max

						Лит.	Масса	Масшт
		№ докум	Подп	Дата	Шкив			
Студент						Лист	Листов	
Проверил								
					СЧ15 ГОСТ 1412-85			

Рис. 2.8. Рабочий чертеж литого шкива со спицами



1.* Размеры для справок
2. Радиусы скруглений R 2 мм
3. Формовочные уклоны 3°
4.** Предельные отклонения расстояния между первой и любой другой канавкой не более ± 0,03 мм
5. Неуказанные предельные отклонения размеров: диаметров H14, h14, остальных j_s 16; поверхностей ∀ ± JT16/2
6. Балансировать статически, дисбаланс не более 3 г.м.
7. На рабочей поверхности пористости и раковины не допускаются

					Лит	Масса	Масшт.
		№ докум.	Подп	Дата			
Студент							
Проверил					Лист	Листов
					СЧ 15 ГОСТ 1412-85		

Рис. 2.9. Рабочий чертеж шкива для поликлинового ремня

рукция монолитного шкива приведена на рис. 2.7, *а*, а шкива с диском — на рис. 2.7, *б*.

Рабочие чертежи шкивов для клиновых и поликлиновых ремней приведены на рис. 2.8, 2.9.

Конструктивные параметры шкивов (размеры спиц, ступицы, число спиц, толщина диска) определяются, как и для шкивов плоскоременных передач (см. 2.2.6. Шкивы плоскоременных передач). Высота ребра

$$s = h_1 + 0{,}02M, \qquad (2.36)$$

где h_1 — см. табл. 2.21.

Основные размеры шкивов клиноременных передач регламентированы ГОСТ 20889—80. ГОСТы относятся к шкивам монолитным, с диском и со спицами. Они регламентируют количество ремней, размеры и расположение канавок под ремни, ширину обода, длину ступицы, диаметр посадочного отверстия и относительное осевое расположение обода и ступицы, но не определяют конструкцию остальных элементов шкива. Диаметры шкивов для поликлиновых ремней выбирают из того же стандартного ряда, что и для шкивов клиновых ремней (см. табл. 2.21).

Допуски на расстояние между осью крайней канавки и торцом шкива, а также на расстояние между осями канавок приведены в табл. 2.21.

Предельные отклонения диаметров d_p до 500 мм — по $b11$; свыше 500 мм — по $d11$. Диаметр d_p определяют одним из двух методов: с помощью глубиномера и с помощью двух цилиндрических роликов (см. рис. к табл. 2.21). При измерении глубиномером должен быть также найден в качестве вспомогательного параметра диаметр d_e. Рекомендуемые диаметры роликов d и измерительные размеры x и K шкивов для клиновых ремней даны в табл. 2.21. Допустимая разница в размерах канавок K одного и того же шкива для клиновых ремней не должна превышать:

для сечения	О; УО	А; УА	Б; УБ	В; УВ
δK, мм	0,2	0,2	0,2	0,3.

Предельные отклонения наружных диаметров d_e — по $h11$. Неуказанные предельные отклонения обрабатываемых несопрягаемых поверхностей: отверстий — по H14, валов — по $h14$, остальные — по j_s16. Предельное отклонение длины ступицы с коническим посадочным отверстием не должно быть более $h13$. Предельные отклонения угла канавки для механически обработанных шкивов не должны быть более 1° — для ремней сечений О, А, Б; 30′ — для ремней сечений В, Г, Д, Е и поликлиновых.

Биение конусной рабочей поверхности канавки шкива на каждые 100 мм диаметра, замеренное перпендикулярно к образующей конуса, не должно быть более 0,2 мм при частоте вращения шкива до 8 $с^{-1}$; 0,15 мм при частоте вращения шкива 8...16 $с^{-1}$, 0,10 мм — при частоте вращения шкива более 16 $с^{-1}$. Радиальные и торцовые биения обода шкивов приведены в табл. 2.24.

Каждый шкив для работы со скоростью выше 5 м/с должен быть сбалансирован. Нормы точности статической балансировки даны ниже.

Окружная скорость шкива, м/с	Допускаемый дисбаланс, г · м
Свыше 5 до 10	6
Свыше 10 до 15	3
Свыше 15 до 20	2
Свыше 20	1

Внутреннее отверстие ступицы под вал должно иметь шероховатость не более $R_a = 2{,}5$ мкм, остальные обработанные поверхности (наружный диаметр, торцы обода и ступицы) — $R_z = 6{,}3$ мкм, необработанные литые поверхности — $R_a = 400$. Необработанные поверхности шкивов должны быть окрашены.

Нормальная эксплуатация ременной передачи обеспечивается при условии правильного монтажа шкивов. Непараллельность осей шкивов не должна превышать 1 мм на длине 100 мм; смещение рабочих поверхностей шкивов — не более 2 мм на 1 м межосевого расстояния. Для поликлиновых передач указанные погрешности не должны превышать соответственно 0,6 и 1,5 мм.

Таблица 2.24. **Радиальные и торцовые биения обода шкивов**

Радиальные биения		Торцовые биения	
диаметр d_1, мм	биение, мкм	диаметр d_1, мм	биение, мкм
Свыше 50 до 120	100	Свыше 60 до 160	100
Свыше 120 до 260	120	Свыше 160 до 400	160
Свыше 260 до 500	160	Свыше 400 до 1000	250
Свыше 500 до 800	200		

2.3.6. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА КЛИНОРЕМЕННОЙ И ПОЛИКЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧ

Последовательность расчета показана на примерах.

Пример 1. Рассчитать клиноременную передачу привода ленточного транспортера от асин-

хронного электродвигателя при следующих исходных данных: $N_1 = 4$ кВт, $n_1 = 1430$ мин$^{-1}$, $u = 4$. Работа двухсменная, нагрузка спокойная.

Решение.

1. Крутящий момент на быстроходном валу

$$T_6 = 9550\frac{N_1}{n_1} = 9550\frac{4}{1430} = 26{,}7 \ H \cdot м.$$

2. При данном моменте по табл. 2.12 принимаем сечение ремня „А" с размерами: $b_p = 11$ мм, $h = 8$ мм, $b_0 = 13$ мм, $y_0 = 2{,}8$ мм, $F_1 = 0{,}81$ см^2.

3. Диаметр меньшего шкива в соответствии с рекомендациями табл. 2.12 $d_{p\,min} = 90$ мм, но так как в рассматриваемом случае нет жестких ограничений к габаритам передачи, то для повышения долговечности ремня принимаем d_p следующий за минимальным (табл. 2.21), т. е. $d_{p1} = 100$ мм.

4. Диаметр большего шкива по формуле (2.2)

$$d_{p2} = d_{p1}u(1-\varepsilon) = 100 \cdot 4(1-0{,}02) = 392 \text{ мм}.$$

Стандартный диаметр по ГОСТ 17383—73 (табл. 2.21) $d_{p2} = 400$ мм.

5. Фактическое передаточное число по формуле (2.3)

$$u_p = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1-\varepsilon)} = \frac{400}{100(1-0{,}02)} = 4{,}08.$$

6. Скорость ремня по формуле (2.4)

$$v = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 100 \cdot 1430}{60 \cdot 1000} = 7{,}5 \text{ м/с}.$$

7. Частота вращения ведомого вала

$$n_2 = \frac{d_{p1} n_1 (1-\varepsilon)}{d_{p2}} = \frac{100 \cdot 1430(1-0{,}02)}{400} = 350{,}35 \text{ мин}^{-1}.$$

8. Межосевое расстояние согласно рекомендациям (табл. 2.14)

$$a = 0{,}95 d_{p2} = 0{,}95 \cdot 400 = 380 \text{ мм}.$$

9. Расчетная длина ремня по формуле (2.6)

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 380 + \frac{\pi}{2}(100 + 400) + \frac{(400-100)^2}{4 \cdot 380} = 1604 \text{ мм}.$$

Стандартная длина ремня (см. с. 26) $L = 1600$ мм.

10. По стандартной длине L уточняем действительное межосевое расстояние по формуле (2.9):

$$a = \frac{2L - \pi(d_{p1} + d_{p2}) + \sqrt{[2L - \pi(d_{p1} + d_{p2})]^2 - 8(d_{p2} - d_{p1})^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1600 - \pi(100 + 400) + \sqrt{[2 \cdot 1600 - \pi(100 + 400)]^2 - 8(400-100)^2}}{8} \cong$$

$$\cong 378 \text{ мм}.$$

Минимальное межосевое расстояние для удобства монтажа и снятия ремней (см. с. 27)

$$a_{min} = a - 0{,}01L = 378 - 0{,}01 \cdot 1600 = 362 \text{ мм}.$$

Максимальное межосевое расстояние для создания натяжения и подтягивания ремня при вытяжке

$$a_{max} = a + 0{,}025L = 378 + 0{,}025 \cdot 1600 = 418 \text{ мм}.$$

11. Угол обхвата на меньшем шкиве по формуле (2.10)

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{400-100}{378} = 132 > [\alpha_1] = 110^\circ.$$

12. Исходная длина ремня (табл. 2.15) $L_0 = 1700$ мм. Относительная длина $L/L_0 = 1600/1700 = 0{,}94$.

13. Коэффициент длины (табл. 2.19) $C_L = 0{,}977$.

14. Исходная мощность при $d_{p1} = 100$ мм и $v = 7{,}5$ м/с (табл. 2.15) $N_0 = 1{,}275$ кВт.

15. Коэффициент угла обхвата (табл. 2.18) $C_\alpha \cong 0{,}86$.

16. Поправка к крутящему моменту на передаточное число (табл. 2.20) $\Delta T_н = 1{,}2$ Н · м.

17. Поправка к мощности (см. с. 28)

$$\Delta N_н = 0{,}0001 \Delta T_н n_б = 0{,}0001 \cdot 1{,}2 \cdot 1430 = 0{,}17 \text{ кВт}.$$

18. Коэффициент режима работы при указанной нагрузке (табл. 2.8) $C_p = 0{,}73$.

19. Допускаемая мощность на один ремень по формуле (2.24)

$$[N] = (N_0 C_\alpha C_L + \Delta N_н) C_p = (1{,}275 \cdot 0{,}86 \times 0{,}977 + 0{,}17)\ 0{,}73 = 0{,}96 \text{ кВт}.$$

20. Расчетное число ремней по формуле (2.25)

$$z = \frac{N}{[N]} = \frac{4}{0{,}96} = 4{,}16.$$

21. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки (см. с. 28), $C_z = 0{,}9$.

22. Действительное число ремней в передаче по формуле (2.26)

$$z' = \frac{z}{C_z} = \frac{4{,}16}{0{,}9} = 4{,}62.$$

Принимаем число ремней $z' = 5$.

23. Сила начального натяжения одного клинового ремня по формуле (2.28)

$$S_{0,1} = \frac{780N}{vC_\alpha C_p z'} + qv^2 = \frac{780 \cdot 4}{7{,}5 \cdot 0{,}86 \cdot 0{,}73 \cdot 5} + \\ + 0{,}1 \cdot 7{,}5^2 = 138 \text{ Н},$$

где $q = 0{,}1$ кг/м (см. табл. 2.12).

24. Усилие, действующее на валы передачи по формуле (2.29),

$$Q \approx 2S_{0,1} z' \sin\frac{\alpha_1^\circ}{2} = 2 \cdot 138 \cdot 5 \sin\frac{132^\circ}{2} = 1206 \text{ Н}.$$

25. Размеры обода шкивов (табл. 2.21)

$l_p = 11$ мм; $h = 8{,}7$ мм; $b = 3{,}3$ мм; $e = 15 \pm 0{,}3$ мм; $f = 10^{+2}_{-1}$ мм; $r = 1{,}0$ мм; $h_{1\min} = 6$ мм; $\alpha_1 = 34^\circ$; $\alpha_2 = 38^\circ$.

26. Наружные диаметры шкивов по формуле (2.32)

$$d_{e1} = d_{p1} + 2b = 100 + 2 \cdot 3{,}3 = 106{,}6 \text{ мм};$$
$$d_{e2} = d_{p2} + 2b = 400 + 2 \cdot 3{,}3 = 406{,}6 \text{ мм}.$$

27. Ширина обода шкивов по формуле (2.33)

$$M = (z' - 1)\, e + 2f = (5 - 1)\, 15 + \\ + 2 \cdot 10 = 80 \text{ мм}.$$

Пример 2. Рассчитать поликлиновую передачу по исходным данным примера 1.

Р е ш е н и е. 1. Крутящий момент на быстроходном валу

$$T_6 = 9550\frac{N_1}{n_1} = 9550\frac{4}{1430} = 26{,}7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. При данном моменте по табл. 2.13 принимаем сечение ремня „Л" с размерами: $e = 4{,}8$ мм; $H = 9{,}5$ мм; $h = 4{,}85$ мм; $r_{1\max} = 0{,}2$ мм; $r_{2\max} = 0{,}7$ мм; $\delta_0 = 4{,}8$ мм.

3. Диаметр меньшего шкива в соответствии с рекомендациями табл. 2.13 $d_{p\min} = 80$ мм, но так как в исходных данных не оговариваются жесткие требования к габаритам передачи, то для повышения долговечности ремня принимаем стандартный диаметр d_{p1} следующий за минимальным (табл. 2.21), т. е. $d_{p1} = 90$ мм.

4. Диаметр большего шкива по формуле (2.2)

$$d_{p2} = d_{p1} u (1 - \varepsilon) = 90 \cdot 4 (1 - 0{,}02) = 352{,}8 \text{ мм}.$$

Стандартный диаметр по ГОСТ 17383—73 (табл. 2.21) $d_{p2} = 355$ мм.

5. Фактическое передаточное число по формуле (2.3)

$$u_p = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1 - \varepsilon)} = \frac{355}{90 (1 - 0{,}02)} = 4{,}02.$$

6. Скорость ремня по формуле (2.4)

$$V = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 90 \cdot 1430}{60 \cdot 1000} = 6{,}7 \text{ м/с}.$$

7. Частота вращения ведомого вала

$$n_2 = \frac{d_{p1} n_1 (1 - \varepsilon)}{d_{p2}} = \frac{90 \cdot 1430 (1 - 0{,}02)}{355} = 355 \text{ мин}^{-1}.$$

8. Межосевое расстояние согласно рекомендациям (табл. 2.14)

$$a = 0{,}95 \cdot d_{p2} = 0{,}95 \cdot 355 = 337 \text{ мм}.$$

9. Расчетная длина ремня по формуле (2.6)

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a} = \\ = 2 \cdot 337 + \frac{\pi}{2}(90 + 355) + \frac{(355 - 90)^2}{4 \cdot 337} = 1424 \text{ мм}.$$

Стандартная длина ремня (см. с. 26) $L = 1400$ мм.

10. По стандартной длине L уточняем действительное межосевое расстояние по формуле (2.9)

$$a = \frac{2L - \pi(d_{p1} + d_{p2}) + }{8} \rightarrow \\ \rightarrow \frac{+\sqrt{[2L - \pi(d_{p1} + d_{p2})]^2 - 8(d_{p2} - d_{p1})^2}}{8} = \\ = \frac{2 \cdot 1400 - \pi(90 + 355) + }{8} \rightarrow \\ \rightarrow \frac{+\sqrt{[2 \cdot 1400 - \pi(90 + 355)]^2 - 8(355 - 90)^2}}{8} \cong \\ \cong 327 \text{ мм}.$$

Минимальное межосевое расстояние для удобства монтажа и снятия ремней (см. с. 27)

$$a_{\min} = a - 0{,}013L = 327 - 0{,}013 \cdot 1400 = 309 \text{ мм}.$$

Максимальное межосевое расстояние для создания натяжения и подтягивания ремня при вытяжке

$$a_{\max} = a + 0{,}02L = 327 + 0{,}02 \cdot 1400 = 355 \text{ мм}.$$

11. Угол обхвата на меньшем шкиве по формуле (2.10)

$$\alpha_1^0 = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} = 180^\circ - \\ - 60^\circ \frac{355 - 90}{327} = 131^\circ > [\alpha_1] = 110^\circ.$$

12. Исходная длина ремня (табл. 2.17) $L_0 = 1600$ мм. Относительная длина $L/L_0 = 1400/1600 = 0{,}875$.

13. Коэффициент длины (табл. 2.19) $C_L = 0{,}97$.

14. Исходная мощность при $\alpha_{p1} = 90$ мм и $v = 6{,}7$ м/с, передаваемая поликлиновым ремнем с 10 ребрами (табл. 2.17) $N_0 = 5{,}554$ кВт.

15. Коэффициент угла обхвата (табл. 2.18) $C_\alpha = 0{,}86$.

16. Поправка к крутящему моменту на передаточное число (табл. 2.20) $\Delta T_и = 5{,}4$Н · м.

17. Поправка к мощности (см. с. 28)

$$\Delta N_и = 0{,}0001 \Delta T_и n_б = 0{,}0001 \cdot 5{,}4 \cdot 1430 = 0{,}77 \text{ кВт}.$$

18. Коэффициент режима работы при указанной нагрузке (табл. 2.8) $C_р = 0{,}73$.

19. Допускаемая мощность, передаваемая поликлиновым ремнем с 10 ребрами по формуле (2.24)

$$[N] = (N_0 C_\alpha C_L + \Delta N_и) C_р = (5{,}554 \cdot 0{,}86 \cdot 0{,}97 + 0{,}77) \cdot 0{,}73 = 3{,}944 \text{ кВт}.$$

20. Число ребер поликлинового ремня по формуле (2.27)

$$Z = \frac{10N}{[N]} = \frac{10 \cdot 4}{3{,}944} = 10{,}14.$$

Принимаем число ребер (табл.2.13) $Z = 10$.

21. Сила начального натяжения поликлинового ремня с числом ребер $Z = 10$ по формуле (2.30)

$$S_0 = \frac{780N}{VC_\alpha C_р} + \frac{q_{10}Z}{10} v^2 = \frac{780 \cdot 4}{6{,}7 \cdot 0{,}86 \cdot 0{,}73} + \frac{0{,}45 \cdot 10}{10} \cdot 6{,}7^2 = 762 \text{ Н},$$

где $q = 0{,}45$ кг/м (см. табл. 2.13).

22. Усилие, действующее на валы поликлиновой ременной передачи по формуле (2.31)

$$Q \cong 2S_0 \sin \frac{\alpha_1^0}{2} = 2 \cdot 762 \sin \frac{131^\circ}{2} = 1371 \text{ Н}.$$

23. Размеры профиля обода шкива (табл. 2.22)

$e = 4{,}8 \pm 0{,}04$ мм; $f = 5{,}5$ мм; $h_t = 6{,}6$ мм; $h = 4{,}85^{+0{,}15}$ мм; $r_1 = 0{,}5$ мм; $r_{2\,max} = 0{,}4'$ мм; $\Delta = 2{,}4$ мм.

24. Наружные диаметры шкивов по формуле (2.34)

$$d_{e1} = d_{p1} - 2\Delta = 90 - 2 \cdot 2{,}4 = 85{,}2 \text{ мм};$$
$$d_{e2} = d_{p2} - 2\Delta = 355 - 2 \cdot 2{,}4 = 350{,}2 \text{ мм}.$$

25. Ширина обода шкива по формуле (2.35)

$$M = (Z - 1)e + 2f = 9 \cdot 4{,}8 + 2 \cdot 5{,}5 = 54{,}2 \text{ мм}.$$

Принимаем $M = 54$ мм.

Сравнение результатов расчета клиноременной и поликлиноременной передач показывает, что применение поликлинового ремня уменьшает габаритные размеры передачи (межосевое расстояние, диаметры и ширину шкивов), но при этом несколько возрастают нагрузки, действующие на валы передачи.

2.4. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Применяемые в машиностроении цепи по назначению делятся на три основные группы: приводные, тяговые и грузовые. Ниже рассматриваются приводные цепи, предназначенные для передачи движения от одного вала к другому.

Основными элементами цепной передачи являются ведущая и ведомая звездочки и охватывающая гибкая связь — цепь (рис. 2.10).

Приводные цепи используются для работы со значительными скоростями, характеризуются повышенной точностью изготовления и относительно малым шагом для уменьшения динамических нагрузок. В передачах общего машиностроения скорость цепи достигает до 15 м/с, передаваемая мощность до 100 кВт, в специальных приводах скорость цепи — 35 м/с, мощность — 3500 кВт.

Достоинства цепных передач: малые габариты по сравнению с ременной передачей; постоянство (среднего за оборот) передаточного числа; малые нагрузки на валы и опоры (при использовании принципа зацепления отпадает необходимость предварительного натяжения цепи); достаточно высокий КПД (до 0,97); возможность передачи движения на большие расстояния.

Недостатки цепных передач: износ шарниров цепи, вызывающий увеличение шага цепи и нарушение правильности зацепления; неравномерность движения цепи (особенно при малых числах зубьев меньшей звездочки), что приводит к вибрациям и шуму при работе передачи; чувствительность к ошибкам монтажа; высокая стоимость цепей и сравнительно малая долговечность.

2.4.2. ТИПЫ ЦЕПЕЙ

Наибольшее распространение получили следующие типы приводных цепей: втулочные по ГОСТ 13568—75 (рис. 2.11); роликовые по ГОСТ 13568—75 (рис. 2.12); зубчатые по ГОСТ 13552—81 (рис. 2.13).

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной прочностной характеристикой — разрушающая нагрузка, устанавливаемая опытным путем и регламентируемая ГОСТом. В соответствии с международным стандартом шаг цепи t принят кратным дюйму: 8; 9,525; 12,7; 15,875; 19,05; 25,4 мм и т. д. (5/16; 3/8; 1/2; 5/8; 3/4; 1″ и т. д.).

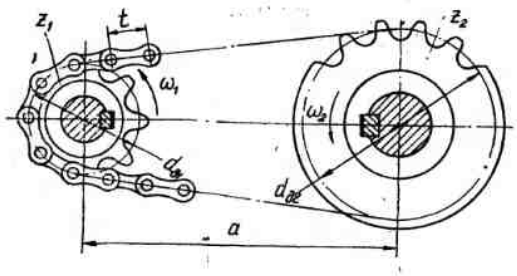


Рис. 2.10. Схема цепной передачи

Втулочные цепи изготовляют с малым шагом $t = 9{,}525$ мм однорядными (тип ПВ) и двухрядными (тип 2ПВ). Они наиболее просты по конструкции (отсутствует ролик), вследствие чего износ цепи и звездочек возрастает, но снижается масса и стоимость цепи. Область применения этих цепей ограничена окружной скоростью $v \leqslant 10$ м/с.

Роликовые цепи в отличие от втулочных снабжены дополнительно свободно насаженными на втулки роликами, в связи с чем из-

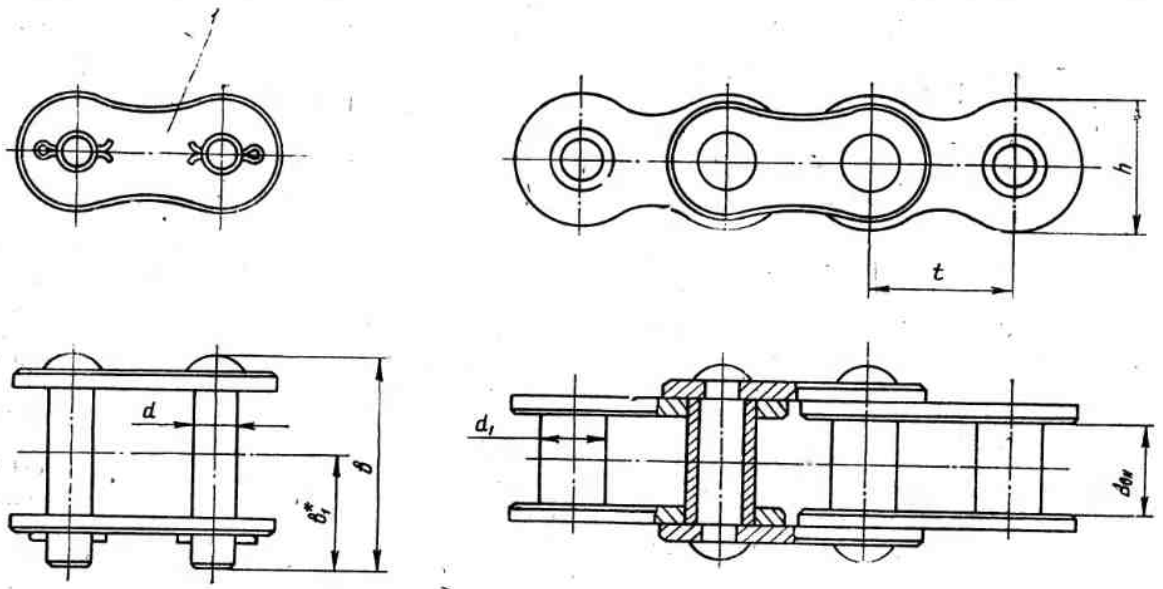


Рис. 2.11. Втулочная цепь

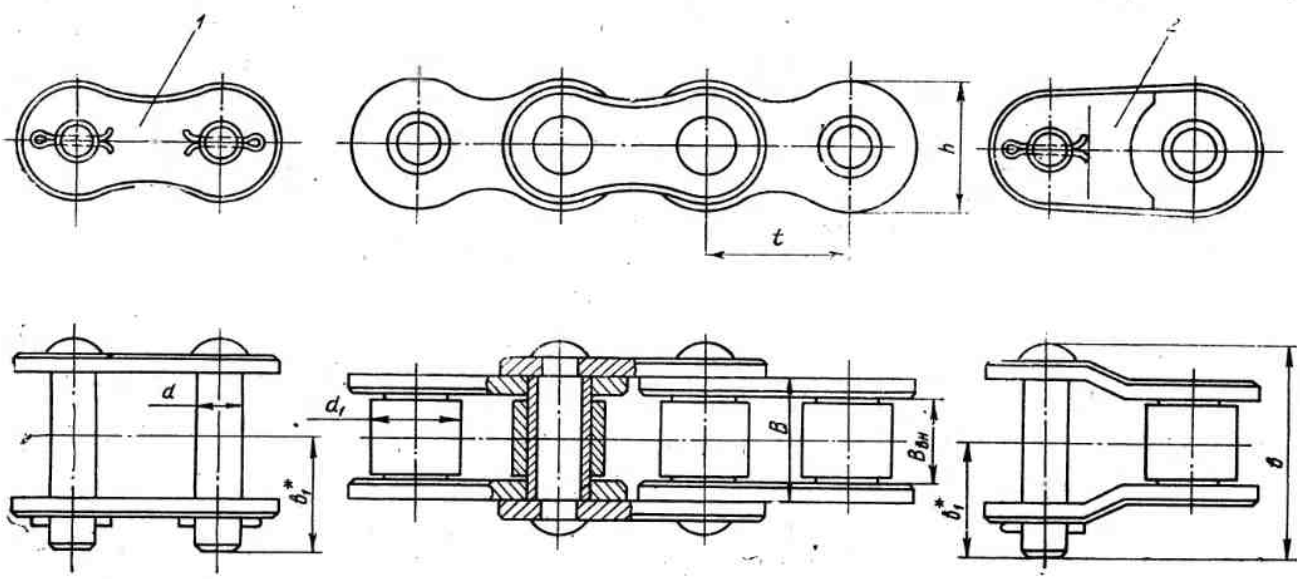


Рис. 2.12. Роликовая цепь:

1 — звено соединительное; *2* — звено переходное; b_1^* — размер для справок

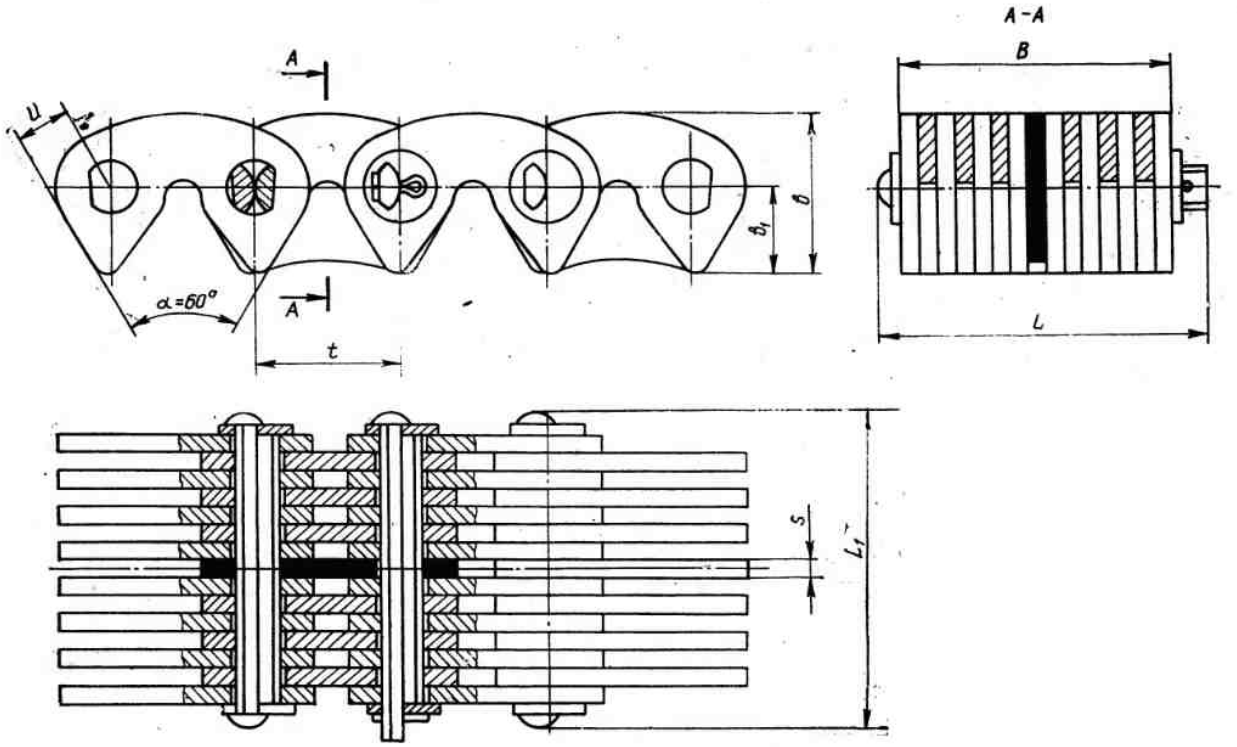


Рис. 2.13. Зубчатая цепь с шарнирами качения

носостойкость цепи и звездочек выше; одновременно повышается масса и стоимость цепи.

ГОСТ 13568—75 охватывает следующие типы приводных роликовых цепей:

ПРЛ — однорядные легкой серии с диапазоном шагов $t = 15{,}875...50{,}8$ мм;

ПР — однорядные нормальной серии, $t = 8{,}0...63{,}5$ мм;

2ПР — двухрядные нормальной серии, $t = 12{,}7...50{,}8$ мм;

3ПР — трехрядные нормальной серии, $t = 12{,}7...50{,}8$ мм;

4ПР — четырехрядные нормальной серии, $t = 19{,}05$ мм;

ПРД — однорядные длиннозвенные, $t = 31{,}75...76{,}2$ мм;

ПРИ — однорядные с изогнутыми звеньями, $t = 78{,}1...140$ мм.

Концы цепи соединяются соединительным или переходным звеном (рис. 2.12); последнее менее прочно, чем основное. Поэтому в приводах рекомендуется применять четное количество звеньев, допускающее соединение без переходного звена.

Зубчатые цепи, конструктивно более совершенные, работают более плавно и с меньшим шумом, обеспечивают высокую кинематическую точность передачи. Работоспособность зубчатых цепей определяется в основном конструкцией ее шарниров, совершенствование которых должно привести к уменьшению потерь на трение.

По сравнению с роликовыми зубчатые цепи надежнее, так как разрыв одной пластины не ведет к разрыву всего звена, однако они тяжелее и дороже. При одном и том же шаге и скорости зубчатые цепи применяют для передачи мощности в более широком диапазоне, чем роликовые, благодаря возможности изменения ширины цепи в значительных пределах.

Характеристики роликовых однорядных цепей и зубчатых цепей с шарнирами качения приведены в приложении (табл. 6, 7).

В общем машиностроении преимущественно применяют роликовые цепи с прямыми пластинами и зубчатые цепи. Тип цепи определяется назначением передачи и технико-экономическими показателями. Наиболее распространены роликовые однорядные цепи. Многорядные роликовые цепи весьма чувствительны к неточности изготовления и монтажа передачи. Их следует применять лишь там, где нет возможности использовать однорядную цепь для заданных условий работы.

Область применения роликовых цепей обычно ограничена скоростью цепи до 15 м/с. Зуб-

чатые цепи используют при значительных скоростях (до 35 м/с), высоких требованиях к надежности и бесшумности передач. Широкое применение зубчатых цепей сдерживается их высокой стоимостью.

2.4.3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ

Полезная мощность, передаваемая цепью (кВт),

$$N = \frac{F_t V}{1000}. \qquad (2.37)$$

где F_t — окружная сила, Н; v — скорость движения цепи, м/с.

Средняя скорость движения цепи (м/с)

$$v = \frac{znt}{60 \cdot 1000}. \qquad (2.38)$$

Здесь z — число зубьев звездочки; n — частота вращения звездочки, мин$^{-1}$; t — шаг цепи, мм.

Скорость цепи и частота вращения звездочки ограничены износостойкостью шарниров цепи. С увеличением скорости растет работа сил трения в шарнирах и сила удара цепи о звездочку, а также уровень шума. Наибольшее распространение получили тихоходные и среднескоростные передачи с окружной скоростью $v \leqslant 15$ м/с.

Высокоточные цепи с малым шагом и большим числом зубьев малой звездочки при условии тщательного монтажа и хорошей смазки обеспечивают работоспособность привода при скорости до 30...35 м/с.

Передаточное число цепной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Здесь ω_1, n_1, z_1— угловая скорость, частота вращения и число зубьев ведущей звездочки; ω_2, n_2, z_2— то же для ведомой звездочки. Рекомендуется $u \leqslant 7$, в тихоходных передачах при $v \leqslant 3$ м/с и спокойной нагрузке — $u \leqslant 10$.

При малых числах зубьев звездочек увеличивается угол поворота шарнира $\psi = \frac{360}{z_{min}}$, возрастает работа сил трения, а следовательно, износ шарниров; повышается неравномерность хода цепи и скорость ее удара о звездочку, а также уровень шума.

Минимальное число зубьев для маломощных и тихоходных передач зубчатыми цепями $z_{min} = 13$, роликовыми цепями $z_{min} = 7$. Для силовых передач рекомендуемые числа зубьев z_1 в зависимости от передаточного числа при условии обеспечения плавности и долговечности работы приведены в табл. 2.25.

Таблица 2.25. **Рекомендуемое число зубьев меньшей звездочки z_1**

Цепь	z_1 при передаточном числе						z_{min}
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	>6	
Втулочная и роликовая	31...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15	13
Зубчатая	35...32	32...30	30...27	27...23	23...19	19...17	17

Максимальное число зубьев z_{max}. Зависит от предельно допускаемого увеличения шага Δt, вызываемого износом шарниров.

С учетом допускаемого увеличения шага $\Delta t \leqslant 3$ % и типа цепи принимают для зубчатой цепи $z_{max} = 120...140$; для втулочной и роликовой цепей $z_{max} = 100...120$.

С увеличением шага цепи возрастает ее несущая способность, но при этом повышается неравномерность хода и энергия удара, а также уровень шума. Поэтому необходимо стремиться к выбору цепи с минимально допустимым для заданной нагрузки шагом. При известном межосевом расстоянии a рекомендуется следующий размер шага:

$$\frac{a}{80} \leqslant t \leqslant \frac{a}{25}. \qquad (2.39)$$

Рекомендуемые значения шага цепи в зависимости от частоты вращения и числа зубьев малой звездочки приведены в табл. 2.26.

Таблица 2.26. **Допускаемая частота вращения малой звездочки $n_{1\,max}$, мин$^{-1}$**

Цепь	$n_{1\,max}$ при t, мм								
	9,52	12,70	15,875	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,70
Роликовые ПР при $z_1 \geqslant 15$	2500	1250	1000	900	800	630	500	400	300
Зубчатые с шарнирами качения при $z_1 \geqslant 17$	—	3300	2650	2000	1650	1350	—	—	—

Примечания. 1. Для закрытых передач с цепями повышенной точности при относительно спокойной нагрузке и безупречной смазке n_{max} могут быть в 1,5...2 раза выше.

2. Для передач с длиннозвенными цепями ПРД значения n_{max} уменьшать на 30...40 %.

Межосевое расстояние. Минимальное межосевое расстояние определяется из условий, при которых цепь должна охватывать не менее

Таблица 2.27. **Параметры передач, обеспечивающие синфазное вращение**

ω	l_t	ΔL_t	C_ω
9	8	4	1,4257
11	12	5	1,7446
13	17	6	2,0633
17	29	8	2,7007
20	20	9	3,1787
24	29	11	3,8158
29	28	13	4,6121
31	32	14	4,9305
43	37	19	6,8402

пяти зубьев на малой звездочке. При $u \leqslant 3$; $a_{min} \leqslant 06 \times (D_{e1}+D_{e2})$. При $u \geqslant 3$; $a_{min} = 0{,}5\ (D_{e1} + D_{e2})\ (0{,}9 + 0{,}1u)$, где D_{e1}, D_{e2} — соответственно наружные диаметры малой и большой звездочек.

Наибольшее межосевое расстояние $a_{max} \leqslant 80\ t$.

Длина цепи. Выражается в шагах или в числах звеньев:

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1+z_2}{2} + \left(\frac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{t}{a}. \quad (2.40)$$

Значение L_t округляется до целого, по возможности четного, числа звеньев, чтобы не применять переходных звеньев. По округленному значению L_t уточняют расчетное межосевое расстояние (мм):

$$a_p = \frac{t}{4}\left[L_t - \frac{z_1+z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1+z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2}\right]. \quad (2.41)$$

Межосевое расстояние, выраженное в шагах цепи,

$$a_t = \frac{a_p}{t}. \quad (2.42)$$

С учетом предварительного провисания холостой ветви цепи, необходимого для нормальной работы передачи, монтажное межосевое расстояние

$$a_м = (0{,}998 \ldots 0{,}996)\, a_p. \quad (2.43)$$

Вследствие кинематических особенностей передачи цепь и ведомая звездочка движутся неравномерно. Динамические инерционные силы, возникающие в передаче при большой частоте вращения, значительно влияют на нагрузочную способность передачи. Для уменьшения инерционных сил необходимо, чтобы в ветви цепи, сопрягаемой со звездочками, содержалось целое число звеньев, что обеспечивает синфазное вращение звездочек.

Параметры ряда передач, позволяющие наиболее просто осуществить синфазное вращение, приведены в табл. 2.27, где $\omega = z_2 - z_1$ — разность чисел зубьев звездочек; l_t — длина сопрягаемой ветви в шагах; ΔL_t — поправка на длину замкнутой цепи в шагах; C_ω — полуразность диаметров делительных окружностей в шагах.

Для передач с параметрами из табл. 2.27 межосевое расстояние в шагах

$$a_t = \sqrt{l_t^2 + C_\omega^2}; \quad (2.44)$$

длина цепи в шагах

$$L_t = 2l_t + z_2 - \Delta L_t. \quad (2.45)$$

При проектировании передачи необходимо следить за выполнением условия

$$a = a_t t \geqslant a_{min}. \quad (2.46)$$

Рассмотренный тип передач с синфазным вращением звездочек предложен А. А. Готовцевым [3].

Наиболее рационально горизонтальное положение цепной передачи или наклонное с углом не более 45° к горизонту. При вертикальном расположении передачи необходима непрерывная регулировка провисания цепи.

2.4.4. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Основным критерием работоспособности для большинства цепных передач является износостойкость цепи, характеризуемая степенью износа шарниров (увеличением шага цепи) до установленной нормы. В соответствии с этим расчет цепных передач производится согласно условию, по которому давление в шарнирах не должно превышать допустимое.

2.4.5. РАСЧЕТ НАГРУЗОК ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Натяжение ветвей цепи определяется в предположении нормального начального натяжения (т. е. цепь при монтаже не перетянута) и достаточной жесткости валов и опор.

Суммарное натяжение, испытываемое соответственно ведомой и ведущей ветвью,

$$F_{\Sigma вм} = F_f + F_ц \text{ и } F_{\Sigma вщ} = F_f + F_ц + F_t k_1, \quad (2.47)$$

где $F_f = k_f q g a$, H — натяжение от провисания ведомой ветви цепи под собственным весом; k_f — коэффициент провисания: для горизонтальных передач $k_f = 6$, наклоненных к горизонту под углом 40° $k_f = 3 \ldots 4$, вертикальных и близких к ним $k_f = 1 \ldots 2$; q — масса одного метра цепи, кг (приложение, табл. 6,7); a — межосевое расстояние, м; $g = 9{,}8$ м/с^2 — ускорение силы тяжести;

$$F_ц = qv^2, \text{ Н} \quad (2.48)$$

— натяжение от центробежных сил (при скорости цепи $v \leqslant 12$ м/с сила $F_ц$ мала и ее в расчете не учитывают);

$$F_t = \frac{1000N}{v}, \text{ Н} \qquad (2.49)$$

— окружное усилие; k_1 — ксэффициент, учитывающий характер передаваемой нагрузки: $k_1 = 1$ — при спокойной нагрузке, $k_1 = 1{,}25...1{,}5$ — при нагрузке с толчками или переменной.

Расчетная нагрузка, действующая на валы цепной передачи, определяется геометрическим суммированием натяжений ведущей $F_{\Sigma вщ}$ и ведомой $F_{\Sigma вм}$ ветвей без учета центробежной силы, которая действует по контуру цепи и не оказывает давления через звездочку на вал.

Приближенно нагрузку, действующую на вал для передач, наклоненных к горизонту до 40°, принимают как

$$R = (1{,}15 \ldots 1{,}20)\, F_t. \qquad (2.50)$$

2.4.6. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Нагрузочная способность и выбор роликовых цепей. Мощность, передаваемая цепью (кВт), зависит от допускаемых удельных давлений в шарнирах, характеристики цепи, конструкции цепной передачи, условий эксплуатации и определяется по зависимости

$$N = \frac{[p]\, S_{оп} K_m v}{K_э 1000}, \qquad (2.51)$$

где $[p]$ — допускаемое удельное давление в шарнирах цепи, (МПа) (табл. 2.28); $S_{оп}$ — проекция опорной поверхности шарнира, мм^2 (приложение, табл. 6); K_m — коэффициент, учитывающий число рядов цепи $z_р$; при $z_р = 1$; 2; 3; 4; соответственно $K_m = 1$; 1,7; 2,5; 3; $K_э = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6$ — коэффициент эксплуатации. Для роликовых и зубчатых цепей частные коэффициенты приведены ниже.

Условия работы передачи	$K_э = K_1 \ldots K_6$
Характер нагрузки:	
спокойная	$K_1 = 1$
с толчками или переменная	$K_1 = 1{,}25...1{,}5$
Способ регулировки межосевого расстояния:	
оттяжная звездочка или нажимной ролик	$K_2 = 1{,}1$
передвигающиеся опоры	$K_2 = 1$
нерегулируемое (постоянное) расстояние	$K_2 = 1{,}25$
Межосевое расстояние:	
$a \leqslant 25\,t$	$K_3 = 1{,}25$
$a = (30...50)\,t$	$K_3 = 1$
$a = (60...80)\,t$	$K_3 = 0{,}9$
Положение передачи в пространстве:	
наклон линии центров звездочек к горизонту до 70°;	$K_4 = 1$
наклон линии центров звездочек к горизонту более 70°	$K_4 = 1{,}25$
Способ смазки:	
непрерывная (масляная ванна или от насоса)	$K_5 = 0{,}8$
капельная или внутришарнирная (регулярная)	$K_5 = 1$
периодическая (нерегулярная)	$K_5 = 1{,}5$
Продолжительность работы:	
односменная	$K_6 = 1$
двухсменная	$K_6 = 1{,}25$
непрерывная	$K_6 = 1{,}5$

Примечание. При условии $K_э > 3$ необходимо изменить условия работы передачи.

При проектном расчете проекция опорной поверхности шарнира выражается через квадрат шага цепи $S_{оп} = S_t t^2$, тогда шаг цепи (мм)

$$t = 183 \sqrt[3]{\frac{N K_э 10}{S_t [p] z_1 n_1 K_m}}. \qquad (2.52)$$

Для цепи ПР по ГОСТ 13568—75 $S_t \cong 0{,}28$. Рассчитанный по формуле шаг необходимо согласовывать со стандартным шагом (приложе-

Таблица 2.28. Допускаемое удельное давление в шарнирах $[p]$ для втулочных и роликовых цепей при $z_1 = 15...30$

Шаг цепи t, мм	$[p]$ (МПа) при n (мин$^{-1}$)											
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800	3200
12,7...15,875	35	31,5	28,7	26,2	24,2	22,4	21,0	18,5	16,6	15,0	13,7	—
19,05...25,4	35	30	26,2	23,4	21,0	19,0	17,5	15,0	—	—	—	—
31,75...38,1	35	28,7	24,2	21,0	18,5	10,0	10	—	—	—	—	—
44,45...50,8	35	26,2	21,0	17,5	10	—	—	—	—	—	—	—

Примечание. Для роликовых цепей повышенной точности и прочности значения $[p]$ можно повышать на 30...40 %.

ние, табл. 6), при этом должно быть удовлетворено условие $n_1 \leqslant n_{1max}$ по табл. 2.26 и условие (2.39).

Проверочный расчет срока службы. Срок службы цепи T (ч) определяется по уточненным ее параметрам:

$$T = 5200 \frac{\Delta t K_c \sqrt{z_1} \sqrt[3]{a_t u}}{p^3 \sqrt{v} K_э}, \qquad (2.53)$$

где $\Delta t \leqslant 3\ \%$ — допускаемое увеличение шага цепи, %; $K_c = \frac{k_{сп}}{\sqrt{v}}$ — коэффициент смазки; $K_{сп}$ — коэффициент, учитывающий способ смазки (табл. 2. 29); $p = \frac{F_t}{S_{оп}}$ — фактическое удельное давление, МПа.

Таблица 2.29. **Значение коэффициента способа смазки $k_{сп}$**

Способ смазки	v_{max}, м/с	$k_{сп}$	Способ смазки	v_{max}, м/с	$k_{сп}$
Без смазки	⩽4,0	0,15	Капельная (5... ... 15 капель в минуту)	⩽7	1,8
Нерегулярная	⩽5,0	0,5	Масляная ванна	⩽8	2,5
Периодическая (не более чем через 16 ч)	⩽6,0	1,4	Центробежная	⩽15	3,1
Консистентная внутришарнирная (через 15 ч)	⩽6,0	1,6	Циркуляционная	⩾20	4,0

Проверочный расчет цепи по запасу прочности n. Выбранная по стандарту цепь проверяется по запасу прочности:

$$n = \frac{Q_{разр}}{F_{\Sigma вщ}} \geqslant [n], \qquad (2.54)$$

где $Q_{разр}$ — разрушающая нагрузка, Н (приложение, табл. 6); $[n]$ — допускаемый запас прочности (табл. 2.30); $F_{\Sigma вш}$ — см. формулу (2.47).

Выбор зубчатых цепей. Рабочую ширину цепи B (мм) определяют в зависимости от заданной нагрузки F_t (Н) по формуле

$$B = \frac{0{,}25 F_t \sqrt[3]{v} K_э}{t}. \qquad (2.55)$$

Здесь v — скорость цепи, м/с; $K_э$ — см. с. 42; t — шаг цепи, мм.

В приведенных формулах v и t неизвестны, поэтому ширина цепи B определяется методом подбора. По выбранному числу зубьев z_1 (табл. 2.25) и шагу t (табл. 2.26), который следует согласовать с зависимостью (2.39), находят по формуле (2.38) скорость цепи. Расчетную ширину B округляют по стандартному значению (см. приложение, табл. 7).

При скорости цепи $v \geqslant 10$ м/с окружную силу F_t следует умножить на коэффициент, учитывающий центробежные нагрузки $\left(1 + \frac{0{,}1qv}{N}\right)$, где q — кг (приложение, табл. 7), N — кВт.

Запас прочности цепи n определяют по формуле (2.54), $[n] \geqslant 20...25$ при скорости цепи $v \geqslant 4$ м/с.

2.4.7. СМАЗКА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Рациональный выбор способа смазки и смазочных материалов существенно повышает долговечность и надежность цепных передач, улучшает теплоотвод, снижает уровень шума.

Таблица 2.30. **Запас прочности цепи по износостойкости и усталостной выносливости при регулярной смазке, спокойной нагрузке и средних параметрах цепной передачи ($a_t = 30...40$; $z_1 = 16...19$; $\Delta t = 3\ \%$; $K_c = 1$)**

Тип цепи	Срок службы (примерный), ч	Значения $[n]$ при скорости цепи v, м/с								
		0,4	0,8	1	2	4	6	8	10	12
ПР-12,7-900-1	2000	8,6	9,0	9,0	10,0	10,8	10,8	11,2	12,7	13,5
ПР-12,7-1820-1	4000	10,2	10,6	10,7	11,9	15,0	17,2	18,9	20,3	21,6
ПР-12,7-1820-2	2000	7,0	7,0	7,2	7,6	8,0	8,6	9,0	10,0	10,5
ПР-15,875-2270-2	4000	7,8	8,2	8,3	9,3	11,5	13,2	14,5	15,6	16,6
ПР-19,05-3180	2000	6,0	6,5	6,5	7,0	7,0	7,5	8,0	9,0	9,0
ПР-25,4-5670	2000	6,0	6,5	6,5	7,0	7,0	7,5	8,0	9,0	9,0
ПР-31,75-8850	4000	7,5	7,5	8,0	8,0	8,4	9,6	10,6	11,3	12,1
ПР-38,1-12760	8000	9,8	10,0	12,6	13,3	16,8	19,2	21,1	22,7	24,2
ПР-44,45-17240	10000	10,8	13,3	15,0	16,6	21,0	24,05	26,4	28,4	30,0

Примечание. Ожидаемый срок службы цепи уточняют делением на коэффициент характера нагрузки k_1 (см. с. 42) и умножением на коэффициент смазки цепи $k_{сп}$ (см. табл. 2.29).

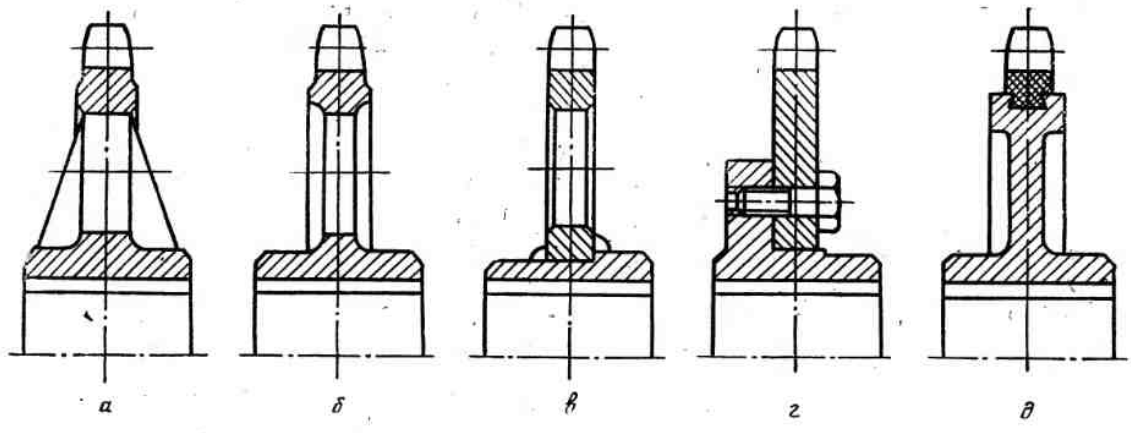


Рис. 2.14. Звездочки:
а — литые со спицами; *б* — литые с диском; *в* — сварные; *г* — составные; *д* — с зубчатым венцом из пластмасс

Способ смазки	Скорость цепи, v, м/с
Периодическая смазка	
Ручная. Масло наносится на ведомую ветвь цепи с внутренней ее стороны при помощи напитанной щетки или кисти каждые 6...8 ч. Способ смазки не всегда обеспечивает равномерность смазки всех шарниров	⩽2
Консистентная внутришарнирная. Осуществляется периодически через 120...180 ч погружением цепи в подогретое до температуры разжижения масла. Применяется для цепных передач транспортных машин	⩽1
Капельная. Смазка подается масленкой-капельницей или лубрикатором (ручным насосом) на внутреннюю поверхность ведомой ветви (5...15 капель в минуту)	⩽4
Непрерывная смазка	
Картерная погружением. Погружение звеньев ведомой ветви в масло в самой нижней ее части не должно превышать высоты звена во избежание вспенивания масла и ухудшения смазки. Периодичность смены масла ≈500...1000 ч	⩽6
Струйная циркуляционная. Смазка осуществляется поливанием от насоса под избыточным давлением 0,05...0,4 МПа ведомой ветви в зазоры между пластинами. За счет стекающего с цепи масла улучшается теплоотвод	⩽10
Центробежная разбрызгиванием. Производится при помощи разбрызгивающих устройств (дисков, колец, стрелок), расположенных на одной из звездочек. Уровень масла в картере должен быть ниже цепи	
Циркуляционная распыливанием. Капли масла, распыляясь струей воздуха под избыточным давлением 0,05...0,15 МПа, проникают в зазоры цепи и оседают на поверхности звездочек. Расход смазки составляет 10...20 капель в час	⩽15

Различают периодическую смазку для малоответственных низкоскоростных передач при скорости $v < 2$ м/с и непрерывную смазку для средне- и высокоскоростных передач.

Рекомендация по выбору способа смазки цепных передач приведена ниже.

Рекомендация по выбору сорта масла дана в табл. 2.31.

2.4.8. ПРИВОДНЫЕ ЗВЕЗДОЧКИ

По назначению звездочки делятся на ведущие, ведомые и вспомогательные (натяжные, оттяжные, обводные). По конструктивному исполнению различают звездочки со спицами, без спиц, цельные, составные из диска и ступицы (рис. 2.14).

Основные элементы звездочек (ступица, диск, спица, венец) проектируются так же, как аналогичные элементы зубчатых колес и шкивов ременных передач.

Профилирование зубьев звездочек для приводных роликовых и втулочных цепей производят по ГОСТ 591 — 69 при $\frac{t}{d_1} \leqslant 2$ и по ГОСТ 592 — 75 при $\frac{t}{d_1} > 2$, где d_1 — соответственно диаметр ролика либо втулки.

ГОСТ 591—69 предусматривает два типа износоустойчивых выпукло-вогнутых профилей: со смещением (рис. 2.15, *а*) и без смещения (рис. 2.15, *б*) центров дуг впадин. Профиль со смещением центров дуг впадин, рекомендуемый как основной, компенсирует разноразмерность по шагу и применяется в нереверсивных передачах. Профиль без смещения центров дуг не компенсирует разноразмерности

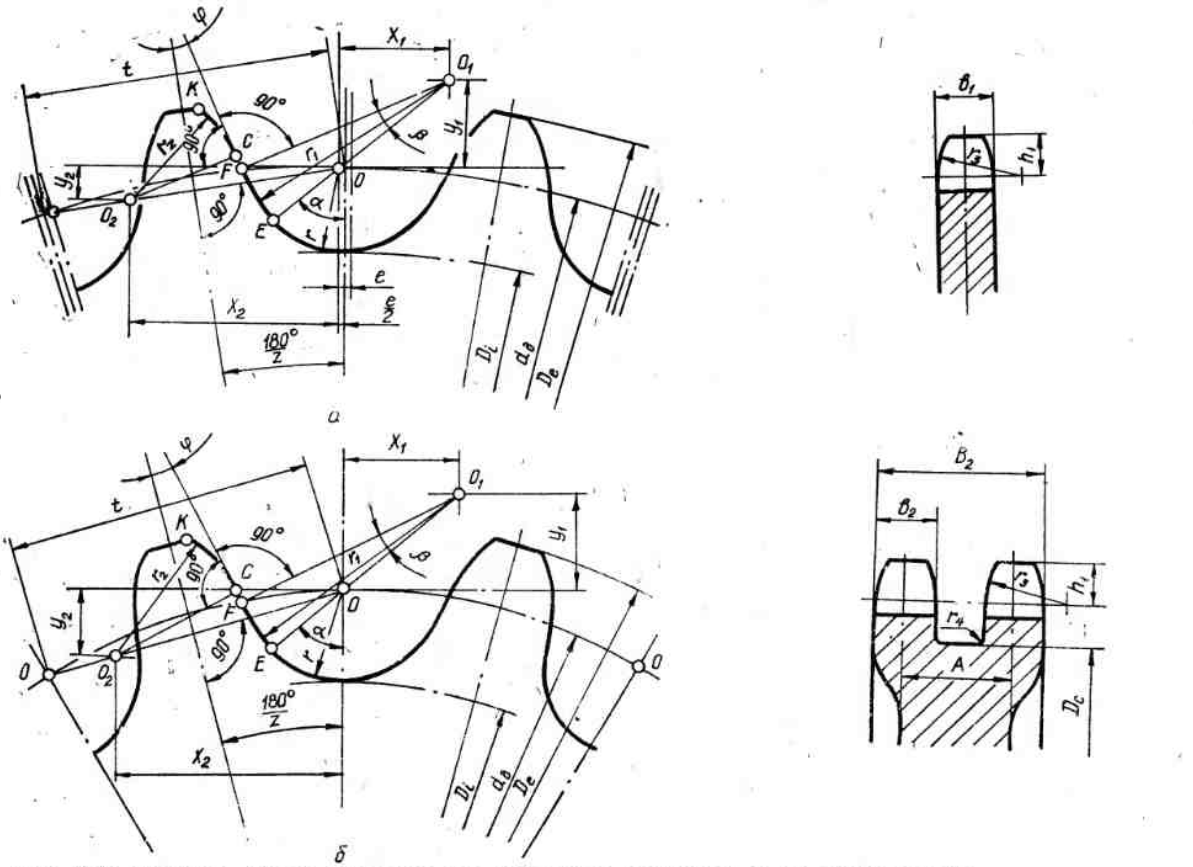


Рис. 2.15. Профиль зубьев звездочек для приводных роликовых и втулочных цепей:
а — со смещением центров дуг впадин; *б* — без смещения центров дуг впадин

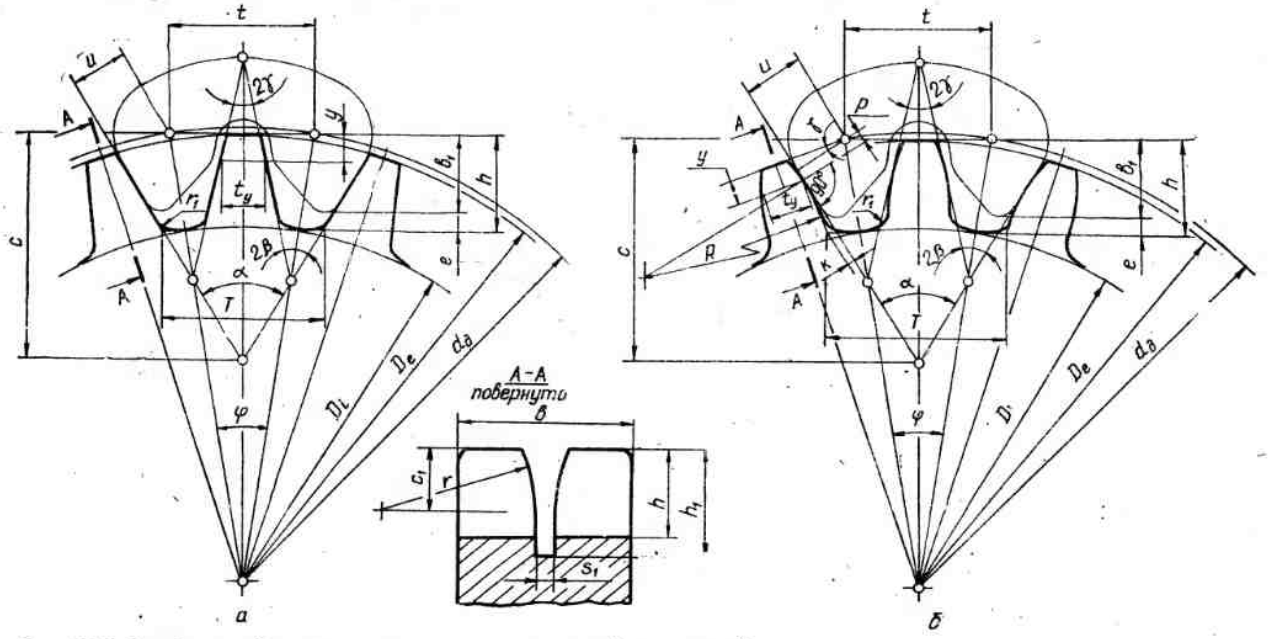
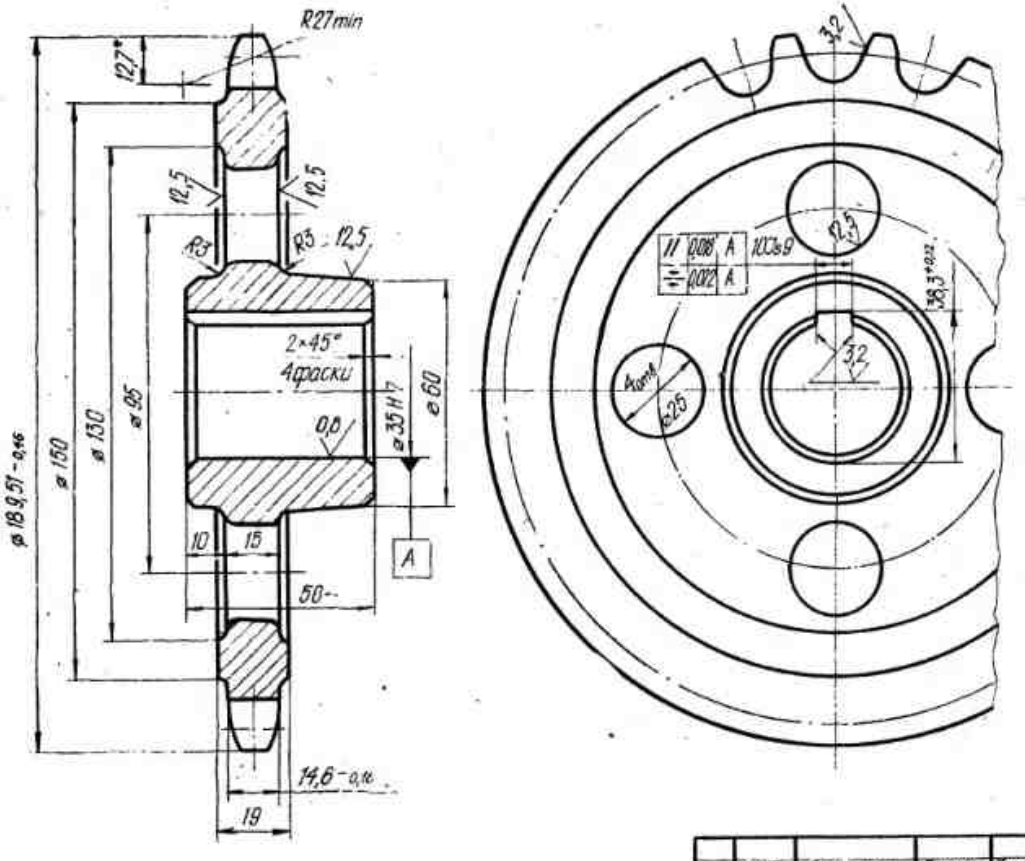


Рис. 2.16. Профиль зубьев звездочек для приводных зубчатых цепей:
а — прямолинейный с постоянным углом вклинивания; *б* — криволинейный с постоянным исходным углом вклинивания



Число зубьев		z	22
Сопрягаемая цепь	Шаг	t	25,4
	Диаметр ролика	d_1	15,88
Профиль зуба по ГОСТ591-69		–	без смещения
Класс точности по ГОСТ591-69		–	2
Диаметр окружности впадин		D_i	162,47
Допуск на разность шагов		δ_t	0,1
Радиальное биение окружности впадин		E_D	0,25
Торцовое биение зубчатого венца		–	0,25
Диаметр делительной окружности		d_δ	178,48
Сопрягаемая цепь	Ширина внутренней пластины	h	24,2
	Расстояние между внутренними пластинами	$B_{вн}$	15,88

1. 45...48 $HRC_э$
2. *Размер для справок
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстия H14; вала h14; остальных $\frac{IT14}{2}$
4. Радиусы скруглений 1,5 мм

Курс	Семестр	Группа	Тема

№ докум.	Подпись	Дата

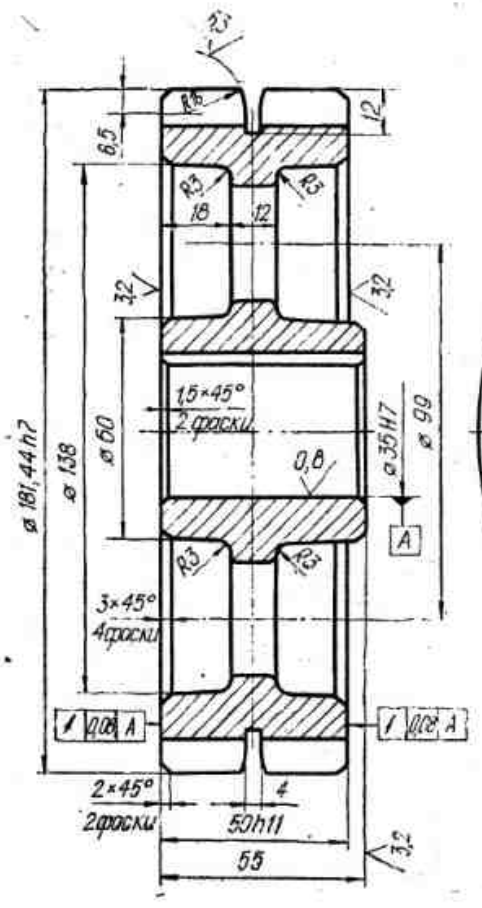
Разраб.
Принял

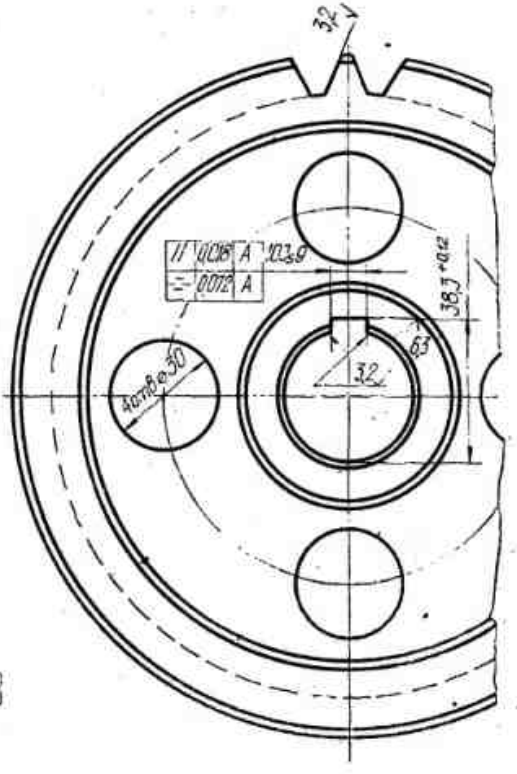
Звездочка приводной роликовой цепи

Лит	Масса	Масшт.
Лист	Листов	

Сталь 40Х ГОСТ 4543-71

Рис. 2.17. Рабочий чертеж звездочки для роликовой цепи





Цепь 3-15-5,7 ГОСТ 13552-81		
Число зубьев звездочки	z	36
Радиус построения криволинейного профиля	R	38,1
Наибольший зазор между рабочей гранью пластины и зубом	K	0,635
Профиль зуба		ГОСТ 13576-81
Класс точности		1 класс ГОСТ 13576-81
Диаметр делительной окружности	$d_д$	182,15

1. 50...55 $HRC_э$
2. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстия H14; вала h14; остальных $\pm\frac{IT14}{2}$
3. Радиусы скруглений 2 мм

Курс	Семестр	Группа	Тема			
	№ докум.	Подп.	Дата	Звездочка приводной зубчатой цепи	Лит.	Масса	Масштаб
					Лист	Листов	
				Сталь 40Х ГОСТ 4543-71			

Рис. 2.18. Рабочий чертеж звездочки для зубчатой цепи

по шагу цепи и применяется в реверсивных передачах.

В зависимости от скорости движения цепи ГОСТ 591—69 устанавливает три класса точности изготовления. Звездочки первого класса точности используют при скорости цепи $v > 8$ м/с, второго класса — при $v < 8$ м/с, третьего — при $v \leqslant 3$ м/с. Метод расчета профиля зубьев звездочек по ГОСТ 591—69 приведен ниже — размеры (мм), рис. 2.15 и табл. 2.32.

Профиль зубьев звездочек для приводных зубчатых цепей установлен ГОСТ 13576—81, в котором предусматриваются два типа профиля зуба: прямолинейный с постоянным углом вклинивания $\alpha = 60°$ (рис. 2.16, *а*) и криволинейный с постоянным исходным углом вклинивания (рис. 2.16, *б*).

Криволинейный профиль применяют в передачах при средних и высоких скоростях ($v \geqslant 5$ м/с) как более точный по сравнению с прямолинейным. Метод расчета профиля зубьев звездочек по ГОСТ 13576—81 приведен ниже — размеры (мм), рис. 2.16 и табл. 2.33.

Рабочие чертежи звездочек выполняются в соответствии с нормами ЕСКД и ГОСТ 2.408—68 (для втулочных и роликовых цепей) и ГОСТ 2.425—74 (для зубчатых цепей).

Предельные отклонения размеров зубьев и венцов звездочек втулочных и роликовых цепей приведены в табл. 2.34, звездочек зубчатых

Таблица 2.31. **Характеристика масел для смазывания цепных передач**

Удельное давление в шарнире цепи, (МПа)	Способ смазки	Ручная и капельная система смазки при температуре окружающей среды 20 °С			Непрерывная картерная смазка при температуре 20 °С		
	Скорость цепи, м/с	До 1	1...5	Свыше 5	До 5	5...10	Свыше 10
До 10	Вязкость кинематическая сСт при 50 °С (или 10^6 м²/с)	20	28...36	36...50	20	28...36	28...36
	Марка масла	Индустриальное 20	Индустриальное 30	Индустриальное 40	Индустриальное 20	Индустриальное 30	Индустриальное 30
От 10 до 20	Вязкость кинематическая сСт при 50° С (или 10^6 м²/с)	28...36	36...50	50...65	28...36	36...50	36...50
	Марка масла	Индустриальное 30	Индустриальное 45	Машинное Т	Индустриальное 30	Индустриальное 45	Индустриальное 45
От 20 до 30	Вязкость кинематическая сСт при 50 °С (или 10^6 м²/с)	36...50	50...65	74...82	36...50	50...65	50...65
	Марка масла	Индустриальное 45	Машинное Т	Цилиндровое легкое 11	Индустриальное 45	Машинное Т	Машинное Т
Свыше 30	Вязкость кинематическая сСт при 50 °С (или 10^6 м²/с)	50...65	74...82	111...133	50...65	74...82	74...82
	Марка масла	Машинное Т	Автол 10	Автол 18	Машинное Т	Цилиндровое легкое 11	Цилиндровое легкое 11

Таблица 2.32. Расчет профиля зубьев звездочек для приводных роликовых и втулочных цепей (ГОСТ 591—69). Размеры, мм (см. рис. 2.15)

Параметры	Расчетные формулы
Шаг цепи, t Диаметр ролика цепи (для втулочных цепей — диаметр втулки), d_1 Число зубьев звездочки, z	Размеры цепи по ГОСТ 13568-75
Диаметр делительной окружности, $d_д$	$d_д = \dfrac{t}{\sin\dfrac{180°}{z}}$
Диаметр окружности выступов, D_e	$D_e = t\left(0{,}5 + \operatorname{ctg}\dfrac{180°}{z}\right)$
Диаметр окружности впадин, D_i	$D_i = d_д - 2r$
Радиус впадин, r	$r = 0{,}5025d_1 + 0{,}05$
Радиус сопряжения, r_1	$r_1 = 0{,}8d_1 + r = 1{,}3025d_1 + 0{,}05$
Радиус головки зуба, r_2	$r_2 = d_1(1{,}24\cos\varphi + 0{,}8\times\cos\beta - 1{,}3025) - 0{,}05$
Половина угла впадины, α	$\alpha = 55° - \dfrac{60°}{z}$
Угол сопряжения, β	$\beta = 18° - \dfrac{56°}{z}$
Угол профиля зуба, φ	$\varphi = 17° - \dfrac{64°}{z}$
Прямой участок профиля, FC	$FC = d_1(1{,}24\sin\varphi - 0{,}8\sin\beta)$
Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги выступа зуба, OO_2	$OO_2 = 1{,}24d_1$
Смещение центров дуг впадин, e	$e = 0{,}03t$
Координаты точки, O_1	$x_1 = 0{,}8d_1\sin\alpha$ $y_1 = 0{,}8d_1\cos\alpha$
Ширина зуба b_1 и b_2	$b_1 = 0{,}93B_{BH} - 0{,}15$ мм $b_2 = 0{,}9B_{BH} - 0{,}15$ мм
Координаты точки, O_2	$x_2 = 1{,}24d_1\cos\dfrac{180°}{z}$ $y_2 = 1{,}24d_1\sin\dfrac{180°}{z}$
Радиус закругления зуба, r_3	$r_3 = 1{,}7d_1$
Расстояние от вершины зуба до линии центра дуг зацеплений, h_1	$h_1 = 0{,}8d_1$
Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным шагом), L_x	$L_x = d_д\cos\dfrac{95°}{z} - 2r$, (рис. 2.15, *а*)
Диаметр обода, D_c	$L_x = d_д\cos\dfrac{90°}{z} - 2r$, (рис. 2.15, *б*) $D_c = t\operatorname{ctg}\dfrac{180°}{z} - 1{,}3h$, где h — см. табл. 6 приложения

Таблица 2.33. Расчет профиля зубьев звездочек для приводных зубчатых цепей (ГОСТ 13576—81). Размеры, мм (см. рис. 2.16)

Параметры	Расчетные формулы
Исходные данные для построения	
Шаг цепи, t Расстояние от центра шарнира до рабочей грани звена, u	Размеры по ГОСТ 13552-81
Расстояние от оси пластины до вершины зуба звена, b_1 Ширина цепи, B	Размеры по ГОСТ 13552-81
Толщина пластины, s Угол наклона рабочих граней, α Число зубьев звездочки, z	$\alpha = 60°$ const
Геометрический расчет построения профиля зуба	
Диаметр делительной окружности, $d_д$	$d_д = \dfrac{t}{\sin\dfrac{180°}{z}}$
Диаметр наружной окружности, D_e	$D_e = \dfrac{t}{\operatorname{tg}\dfrac{180°}{z}}$
Диаметр окружности впадин, D_i	$D_i = d_д - 2\dfrac{h}{\cos\dfrac{180°}{z}}$
Высота зуба, h	$h = b_1 + e$
Радиальный зазор, e	$e = 0{,}1t$
Радиус построения криволинейного профиля зуба, R	$R = 2{,}4t$
Наибольший зазор между рабочей гранью пластин и зубом, K	$K = 0{,}04t$
Угол поворота звена на звездочке, φ	$\varphi = \dfrac{360°}{z}$
Угол впадины зуба, β	$2\beta = \alpha - \varphi$
Угол заострения зуба, γ	$\gamma = 30° - \dfrac{360°}{z}$
Ширина зуба, b	$b = B + 2s$
Расстояние от вершины зуба до линии центров, C_1	$C_1 \approx 0{,}4t$
Радиус закругления торца и направляющей проточки, r	$r \approx t$
Глубина проточки, h_1	$h_1 \approx 0{,}75 + h$
Ширина проточки, s_1	$s_1 = 2s$
Контрольные размеры	
Толщина t_y зуба на высоте y	$t_y = t - 2(u\cos\gamma - p\sin\gamma)$, (где $p = 0{,}1t$ — см. рис. 2.16, *б*)
Измерительная высота, y	$y = u\sin\gamma + p\cos\gamma$
Расстояние между кромками рабочих граней зубьев T при $\alpha = 60°$	$T = t + \dfrac{2u - h}{0{,}866}$

Таблица 2.34. Предельные отклонения размеров зубьев и венцов звездочек (ГОСТ 591—69)

Параметры	Шаг t, мм	Классы точности при диаметре звездочки, мм																	
		1						2						3					
		До 120	Свыше 120 до 260	Свыше 260 до 500	Свыше 500 до 800	Свыше 800 до 1250	Свыше 1250	До 120	Свыше 120 до 260	Свыше 260 до 500	Свыше 500 до 800	Свыше 800 до 1250	Свыше 1250	До 120	Свыше 120 до 260	Свыше 260 до 500	Свыше 500 до 800	Свыше 800 до 1250	Свыше 1250
		Предельные отклонения и допуски, мкм																	
Разность шагов, δt (одной звездочки)	До 20	25	32	40	50	60	—	60	80	100	120	160	—	160	200	250	320	400	—
	Свыше 20 до 35	32	40	50	60	80	—	80	100	120	160	200	—	200	250	320	400	500	—
Диаметр окружности выступов, D_e	—	$h11$						$h12$						h_{14}			—2400	—2400	—3000
Диаметр окружности впадин D_i и наибольшая хорда, L_x	—	$h10$						$h11$						$h12$					
Диаметр впадины зуба ($2r$)	—	$h10$						$h11$						$h12$					
Ширина b_1, b_2 зуба и B_2 венца	—	$h11$						$h12$						$h14$					
Радиальное биение окружности впадин и осевое биение зубчатого венца	—	80	100	120	160	200	250	200	250	320	400	500	630	500	630	800	1000	1250	1600

Примечание. Допуск на размер b_1 для однорядной звездочки настоящим стандартом не нормируется (допускается округление b_1 до 1 мм в меньшую сторону).

цепей — в табл. 2.35. Материал для звездочек выбирают в зависимости от условий эксплуатации передачи. При работе звездочки подвергаются износу, ударным и циклическим нагрузкам, причем ведущая звездочка работает в менее благоприятных условиях.

Рекомендации для выбора материала звездочек и необходимой термической обработки приведены в табл. 2.36 [17].

Примеры выполнения рабочих чертежей звездочек для роликовой и зубчатой цепи приведены соответственно на рис. 2.17 и рис. 2.18.

2.4.9. МОНТАЖ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Работоспособность цепных передач в значительной степени зависит от качества монтажа. Нормы точности монтажа для стационарных приводов приведены ниже.

Таблица 2.35. Предельные отклонения размеров зубьев и венцов звездочек (ГОСТ 13576—81)

Параметры	Шаг t, мм	Классы точности при диаметре звездочки, мкм									
		1					2				
		До 120	Свыше 120 до 260	Свыше 260 до 500	Свыше 500 до 800	Свыше 800 до 1200	До 120	Свыше 120 до 260	Свыше 260 до 500	Свыше 500 до 800	Свыше 800 до 1200
		Предельные отклонения и допуски, мкм									
Разность шагов, Δt (одной звездочки)	До 20	25	32	40	50	60	60	80	100	120	160
	Свыше 20 до 35	32	40	50	60	80	80	100	120	160	200
Диаметр наружной окружности, D_e	—	$h7$					$h8$				
Диаметр окружности впадин, D_i	—	$h11$					$h12$				
Ширина, b	—	$h11$					$h12$				
Толщина, t_y	—	$h7$					$h8$				
Радиальное биение окружности впадин	—	60	80	110	140	175	160	200	275	350	430
Торцовое биение зубчатого венца	—	53	80	110	140	175	135	200	275	350	430

1. Непараллельность валов звездочек не должна превышать 0,1 мм на 100 мм длины.

2. Смещение (Δs) двух смежных звездочек от одной плоскости в зависимости от межосевого расстояния (a) должно быть в пределах:

a мм . . . 300; 500; 700; 1000; 1500,
Δs мм . . . 0,58; 0,72; 0,85; 1,0; 1,25.

3. Допускаемые отклонения межосевого расстояния (Δa) двухзвездных цепных передач при различных углах наклона передачи (φ) к горизонту даны в табл. 2.37.

В связи с вытягиванием цепи в результате износа и контактных обмятий в шарнирах конструкция цепных передач должна обеспечивать возможность регулировки ее натяжения. Распространена конструкция подвижных салазок, на которых крепятся подшипники вала привода.

При точно заданном межосевом расстоянии a, исключающем подвижность одной из осей, используются натяжные и оттяжные звездочки или гладкие ролики, устанавливаемые на ведомой ветви цепи в местах наибольшего провисания. В случае необходимости допускается удаление звеньев.

Рекомендуемое значение стрелы провисания холостой ветви $f \leqslant (0{,}01...0{,}03)a$.

2.4.10. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Пример 1. Рассчитать цепную передачу с роликовой цепью от асинхронного электродвигателя к приводу пластинчатого конвейера по следующим данным: мощность электродвигателя $N = 7{,}5$ кВт; частота вращения $n_1 = 975$ мин$^{-1}$ (102 рад/с); передаточное число $u = 3$; работа в две смены; нагрузка спокойная. Электродвигатель установлен на салазках, смазка цепи непрерывная (окунанием); передача расположена под углом 40° к горизонту.

Р е ш е н и е. 1. Согласно условиям эксплуатации передачи принимаем (см. с. 42); $K_1 = 1$ (нагрузка спокойная); $K_2 = 1$ (передвигающиеся опоры); $K_3 = 1$ (с учетом зависимости 2.39 принимаем $a = 40t$); $K_4 = 1$ (передача расположена под углом 40° к горизонту); $K_5 = 0{,}8$

Таблица 2.36. **Материалы, термическая обработка и твердость звездочек**

Марка материала (ГОСТ)	Вид термической обработки	Твердость	$\sigma_в$, МПа	Область применения
Сталь 15, 20 (1050—74)	Цементация, закалка, отпуск	*HRC* 55...60	900	Ведущие и ведомые звездочки с $z \leqslant 25$ при ударных нагрузках
Сталь 45, 45Г 50, 50Г (1050—74) Сталь 45Л, 50Л (977—75)	Закалка, отпуск	*HRC* 45...50	1300	Ведущие и ведомые звездочки с $z \leqslant 40$, работающие без резких толчков и ударов
Сталь 15Х, 20Х (4543—71)	Цементация, закалка, отпуск	*HRC* 55...60	1000	Ведущие и ведомые звездочки с $z \leqslant 30$ при динамических нагрузках и больших передаваемых усилиях
Сталь 40Х; 40 ХН, 45ХН (4543—71) Сталь 45Г2 (1050—74)	Закалка, отпуск, закалка с нагревом т. в. ч. или газопламенная закалка, отпуск	*HRC* 50...55	1500	Ведущие и ведомые звездочки ответственного назначения в цепях повышенного качества, где требуется высокая износостойкость и прочность зубьев звездочки
Чугун СЧ18 (1412—79)	Закалка, отпуск	*HB* 321... 429	180... 280	Ведомые звездочки с $z \geqslant 50$ с обязательной термической обработкой. Для работы со скоростью $v \leqslant 3$ м/с.

Таблица 2.37. **Допускаемые отклонения на межосевые расстояния двухзвездных цепных передач**

a, мм	$\varphi°$					
	$0 < \varphi < 30°$		$30° < \varphi < 60°$		$60° < \varphi < 90°$	
	$-\Delta a$, мм	$+\Delta a$, мм	$-\Delta a$, мм	$+\Delta a$, мм	$-\Delta a$, мм	$+\Delta a$, мм
300	0,28	0,17	0,15	0,25	0,035	0,51
500	0,50	0,22	0,25	0,33	0,06	0,66
700	0,70	0,27	0,35	0,40	0,08	0,81
1000	0,95	0,31	0,50	0,46	0,12	0,93
1500	1,4	0,40	0,75	0,63	0,17	1,2

Примечание. Предельные отклонения на межосевые расстояния многозвездных цепных передач рекомендуется устанавливать симметричными в пределах общего поля допусков на межосевые расстояния двухзвездных передач.

(смазка окунанием); $K_6 = 1{,}25$ (работа в две смены). При этом коэффициент эксплуатации передачи $K_э = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 = 1 \times 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}8 \cdot 1{,}25 = 1{,}0$.

2. Коэффициент $S_t = 0{,}28$ — для цепи ПР по ГОСТ 13568—75 (см. с. 42).

3. По табл. 2.26 при $n_1 = 975$ мин$^{-1}$ выбираем предварительно шаг цепи $t = 15{,}875$ мм.

4. По шагу $t = 15{,}875$ мм и $n_1 = 975$ мин$^{-1}$ допускаемое удельное давление в шарнирах (табл. 2.28) принимаем $[p] = 22{,}6$ МПа (получено интерполированием).

5. По табл. 2.25 при $u = 3$ принимаем число зубьев ведущей звездочки $z_1 = 25$.

6. Коэффициент, учитывающий число рядов цепи, (см. с. 42) $K_m = 1$ (при числе рядов $z_р = 1$).

7. Расчетный шаг цепи (формула 2.52)

$$t = 183 \sqrt[3]{\frac{NK_э 10}{S_t \cdot [p]\, z_1 n_1 K_m}} = 183 \sqrt[3]{\frac{7{,}5 \cdot 1{,}0 \cdot 10}{0{,}28 \cdot 22{,}6 \cdot 25 \cdot 975 \cdot 1}} = 14{,}4 \text{ мм}.$$

8. По стандарту (см. приложение, табл. 6) принимаем цепь ПР — 15, 875 —2270—2, у которой $t = 15{,}875$ мм; $Q_{разр} = 22700$ Н; $S_{оп} = 70{,}9$ мм^2; масса 1 м цепи $q = 1{,}0$ кг.

9. Проверяем условие $n_1 \leqslant n_{1max}$. По табл. 2.26 при $t = 15{,}875$ мм допускаемая частота $n_{1max} = 1000$ мин$^{-1}$; следовательно, условие выполнено.

10. Окружная скорость цепи (формула 2.38)

$$v = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000} = \frac{25 \cdot 975 \cdot 15{,}875}{60 \cdot 1000} = 6{,}45 \text{ м/с}.$$

11. Окружное усилие, передаваемое цепью (формула 2.49),

$$F_t = \frac{1000N}{v} = \frac{1000 \cdot 7{,}5}{6{,}45} = 1163 \text{ Н}.$$

12. Среднее удельное давление в шарнирах цепи (см. с. 43)

$$p = \frac{F_t}{S_{оп}} = \frac{1163}{70{,}9} = 16{,}4 \text{ МПа},$$

что меньше допускаемого удельного давления $[p] = 22{,}6$ МПа (табл. 2.28), принятого для частоты вращения $n_1 = 975$ мин$^{-1}$.

13. Определяем срок службы цепи (формула 2.53):

$$T = 5200 \frac{\Delta t K_c \sqrt{z_1} \sqrt[3]{a_t \mu}}{p \sqrt[3]{v} K_э},$$

для этого предварительно находим: допускаемое увеличение шага цепи $\Delta t = 3$ % (см. с. 43), коэффициент смазки цепи (см. с. 43)

$$K_c = \frac{K_{сп}}{\sqrt{v}} = \frac{2{,}5}{\sqrt{6{,}45}} = 0{,}98,$$

где $K_{сп} = 2,5$ (табл. 2.29); межосевое расстояние, выраженное в шагах (формула 2.42),

$$a_t = \frac{a}{t} = \frac{40t}{t} = 40.$$

Тогда

$$T = 5200 \frac{3 \cdot 0,98 \cdot \sqrt{25} \cdot \sqrt[3]{40 \cdot 3}}{16,4 \sqrt[3]{6,45} \cdot 1} \cong 12446 \text{ ч},$$

что больше ожидаемого срока службы, $T = 4000 \cdot K_{сп} = 4000 \cdot 2,5 = 10000$ ч (табл. 2.30).

Расчет нагрузок цепной передачи. 1. Натяжение от провисания ведомой ветви от собственной массы (см. с. 41)

$$F_f = K_f q g a = 4 \cdot 1,0 \cdot 9,81 \cdot 0,635 = 25 \text{ Н},$$

где $K_f = 4$ — коэффициент провисания (см. с. 41);

$$a = 40t = 40 \cdot 15,875 = 635 \text{ мм}.$$

2. Натяжение от центробежных сил при скорости цепи $v \leqslant 12$ м/с не учитывается (см. с. 41).

3. Окружное усилие $F_t = 1163$ Н (вычислено выше).

4. Суммарное натяжение ведущей ветви (формула 2.47)

$$F_{\Sigma вщ} = F_f + F_t k_1 = 25 + 1163 \cdot 1,0 = 1188 \text{ Н}.$$

5. Нагрузка, действующая на валы (формула 2.50)

$$R \cong (1,15 \ldots 1,2) F_t = 1,2 \cdot 1163 = 1395 \text{ Н}.$$

Проверяем цепь по запасу прочности (формула 2.54):

$$n = \frac{Q_{разр}}{F_{\Sigma вщ}} = \frac{22700}{1188} = 19,5,$$

что больше допускаемого $[n] = 13,2$ (табл. 2.30).

Геометрический расчет передачи. 1. Межосевое расстояние

$a = 635$ мм (вычислено выше).

2. Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 u = 25 \cdot 3 = 75.$$

3. Длина цепи, выраженная в шагах (формула 2.40),

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{t}{a} =$$

$$= \frac{2 \cdot 635}{15,875} + \frac{25 + 75}{2} + \left(\frac{75 - 25}{2\pi}\right)^2 \frac{15,875}{635} = 131,58.$$

Количество звеньев цепи округляем до четного числа $L_t = 132$, чтобы избежать применения переходного соединительного звена.

4. Действительное межосевое расстояние, соответствующее округленной длине L_t, не вычисляем, так как электродвигатель установлен на салазках.

5. Делительные окружности звездочек определяем по табл. 2.32:

ведущей

$$d_{д1} = \frac{t}{\sin \frac{180°}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180°}{25}} = 126,66 \text{ мм},$$

ведомой

$$d_{д2} = \frac{t}{\sin \frac{180°}{z_2}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180°}{75}} = 379,15 \text{ мм}.$$

Пример 2. Рассчитать цепную передачу с зубчатой цепью от асинхронного электродвигателя к приводу металлорежущего станка по следующим данным: мощность электродвигателя $N = 11$ кВт; частота вращения $n_1 = 1460$ мин$^{-1}$ (152,8 рад/с); передаточное число $u = 4,2$: работа непрерывная; нагрузка спокойная; смазка внутришарнирная; передача расположена под углом 30° к горизонту; электродвигатель установлен на салазках.

Р е ш е н и е. 1. По табл. 2.26, а также с учетом рекомендаций (см. с. 40) при $n_1 = 1460$ мин$^{-1}$ выбираем шаг цепи $t = 15,875$ мм.

2. По табл. 2.25 при $u = 4,2$ рекомендуемое число зубьев $z_1 = 25$.

3. Окружная скорость цепи (формула 2.38)

$$v = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000} = \frac{25 \cdot 1460 \cdot 15,875}{60 \cdot 1000} = 9,65 \text{ м/с}.$$

4. Окружное усилие, передаваемое цепью (формула 2.49),

$$F_t = \frac{1000N}{v} = \frac{1000 \cdot 11}{9,65} = 1139 \text{ Н}.$$

5. Согласно условиям эксплуатации передачи принимаем (см. с. 42) $K_1 = 1$ (нагрузка спокойная); $K_2 = 1$ (передвигающиеся опоры); $K_3 = 1$ (с учетом зависимости 2.39 принимаем $a = 40t$); $K_4 = 1$ (передача расположена под углом 30°); $K_5 = 1$ (смазка внутришарнирная); $K_6 = 1,5$ (работа непрерывная). При этом коэффициент эксплуатации $K_э = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \times K_5 \cdot K_6 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 = 1,5$.

6. Расчетная ширина цепи (формула 2.55)

$$B = \frac{0,25 F_t \sqrt[3]{v} K_э}{t} = \frac{0,25 \cdot 1139 \sqrt[3]{9,65} \cdot 1,5}{15,875} = 57,9 \text{ мм}.$$

По стандарту выбираем (см. приложение табл. 7) цепь 3—15—7,8, у которой $B = 62$ мм; $Q_{разр} = 78\,000$ Н; $q = 4,4$ кг.

Расчет нагрузок цепной передачи. 1. Натяжение от провисания ведомой ветви от собственной массы (см. с. 41)

$$F_f = K_f bqa = 3{,}5 \cdot 4{,}4 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}635 = 96 \text{ Н},$$

где $K_f = 3{,}5$ — коэффициент провисания (см. с. 41);

$$a = 40t = 40 \cdot 15{,}875 = 635 \text{ мм}.$$

2. Натяжение от центробежных сил (формула 2.48)

$$F_ц = qv^2 = 4{,}4 \cdot 9{,}65^2 = 410 \text{ Н}.$$

3. Окружное усилие $F_t = 1139$ Н (определено выше).

4. Суммарное натяжение ведущей ветви (формула 2.47)

$$F_{\Sigma вщ} = F_t + F_ц + F_f k_1 = 96 + 410 + 1139 \cdot 1{,}0 = 1708 \text{ Н}.$$

5. Нагрузка, действующая на валы (формула 2.50),

$$R = (1.15...1{,}2)F_t = 1{,}2 \cdot 1139 \cong 1367 \text{ Н}.$$

Проверяем цепь по запасу прочности (формула 2.54):

$$n = \frac{Q_{разр}}{F_{\Sigma вщ}} = \frac{78000}{1708} = 45{,}7,$$

что значительно больше допускаемого $[n] = 20...25$ (см. с. 43).

Геометрический расчет передачи. 1. Межосевое расстояние $a = 635$ мм (определено выше).

2. Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 \cdot u = 25 \cdot 4{,}2 = 105$.

3. Длина цепи, выраженная в шагах (формула 2.40),

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{t}{a} =$$

$$= \frac{2 \cdot 635}{15{,}875} + \frac{25 + 105}{2} + \left(\frac{105 - 25}{2\pi}\right)^2 \frac{15{,}875}{635} = 149{,}05.$$

Количество звеньев цепи округляем до четного числа $L_t = 150$, чтобы избежать применения переходного соединительного звена.

4. Действительное межосевое расстояние, соответствующее округленной длине L_t, не вычисляем, так как электродвигатель установлен на салазках.

5. Делительные окружности звездочек определяем по табл. 2.33:

ведущей

$$d_{д1} = \frac{t}{\sin\frac{180°}{z_1}} = \frac{15{,}875}{\sin\frac{180°}{25}} = 126{,}66 \text{ мм},$$

ведомой

$$d_{д2} = \frac{t}{\sin\frac{180°}{z_2}} = \frac{15{,}875}{\sin\frac{180°}{105}} = 529{,}87 \text{ мм}.$$

ГЛАВА 3. ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Среди механических передач зубчатые получили самое широкое распространение.

Достоинства их: высокая нагрузочная способность и надежность в работе; постоянство передаточного числа; высокий КПД (при тщательном изготовлении и надлежащей смазке до 0,99 в одной ступени); компактность; работоспособность в широком диапазоне нагрузок и скоростей; технологичность изготовления (зубья могут быть нарезаны простым инструментом с прямолинейной режущей кромкой).

Недостатки зубчатых передач: источник шума и вибраций; чувствительность к погрешностям изготовления и монтажа; высокая стоимость изготовления точных передач.

3.2. ОБОЗНАЧЕНИЯ РАСЧЕТНЫХ ВЕЛИЧИН

Простейшая зубчатая передача состоит из двух сцепляющихся зубчатых колес. Колесо с меньшим числом зубьев называется шестерней, с бо́льшим — колесом. При равенстве числа зубьев шестерней называется ведущее зубчатое колесо, а колесом — ведомое. Термин «зубчатое колесо» является общим и относится и к шестерни, и к колесу.

Буквенные обозначения, общие для обоих зубчатых колес, сопровождаются индексом 1 для шестерни и индексом 2 для колеса.

В пособии рассматриваются стальные зубчатые колеса с эвольвентным зацеплением и стандартным исходным контуром.

Предполагается, что из предыдущих теоретических курсов студенту известны геометрия, кинематика и способы изготовления зубчатых колес. Обозначения основных терминов, касающиеся геометрического и прочностного расчетов передач, приведены в табл. 3.1, 3.2.

3.3. РАЗБИВКА ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА МЕЖДУ СТУПЕНЯМИ РЕДУКТОРОВ

При проектировании многоступенчатых редукторов от целесообразной разбивки общего передаточного числа в значительной мере за-

Таблица 3.1. Обозначение основных терминов, необходимых для расчета геометрии и прочности зубчатых передач

Обозначение	Термин
m	Нормальный модуль
a	Делительное межосевое расстояние
a_w	Межосевое расстояние
b	Ширина зубчатого венца
b_w	Рабочая ширина зубчатого венца
c^*	Коэффициент радиального зазора исходного контура
d	Делительный диаметр зубчатого колеса
d_b	Основной диаметр
d_w	Начальный диаметр
d_a, d_f	Диаметры вершин и впадин зубьев
h_a^*, h_f^*	Коэффициенты высоты головки и ножки зубьев
m_{te}, m_n	Внешний окружной и средний нормальный модули
R_m	Среднее конусное расстояние конического колеса
ρ_f	Радиус закругления зуба рейки исходного контура
u	Передаточное число
x	Коэффициент радиального смещения исходного контура
x_τ	Коэффициент тангенциального смещения
z	Число зубьев зубчатого колеса шестерни)
α	Угол профиля рейки в нормальном сечении
α_t	Угол профиля рейки в торцовом сечении
d_{wm}	Средний начальный диаметр конического колеса
d_m	Средний делительный диаметр конического колеса
α_w	Угол зацепления прямозубой передачи
α_w, α_{tw}	Угол зацепления косозубой передачи соответственно в нормальном и торцовом сечении
β_b	Угол наклона зубьев на диаметре d_b
β	Угол наклона зубьев на диаметре d
β_w	Угол наклона зубьев на диаметре d_w
δ	Угол делительного конуса конического колеса
δ_w	Угол начального конуса
δ_a, δ_f	Углы конусов вершин и впадин
ε_α	Коэффициент торцового перекрытия
ε_β	Коэффициент осевого перекрытия
ψ_a, ψ_d, ψ_k, ψ_m	Коэффициент ширины венца: $\psi_a = \frac{b_w}{a_w}$, $\psi_d = \frac{b_w}{d'_w}$, $\psi_k = \frac{b_w}{R_e}$, $\psi_m = \frac{b_w}{R_m}$
Σ	Межосевой угол

висят масса и габариты редуктора; рациональность смазки и компоновки элементов редуктора в корпусе, эффективность использования нагрузочной способности каждой ступени и т. д.

Разбивка передаточного числа производится по различным условиям: равнопрочности быстроходной и тихоходной ступеней; одинакового погружения быстроходной и тихоходной ступеней в масло; минимальных габари-

Таблица 3.2. Обозначения, принятые при расчете зубчатых колес на прочность

Обозначение	Параметр
E	Модуль упругости материала
F_{Ft}, F_{Ht}	Исходная окружная сила H
K_d, K_{dm}	Вспомогательные коэффициенты, используемые в проектировочном расчете на контактную прочность
K_{FC}	Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки
K_{FL}, K_{HL}	Коэффициент долговечности
K_{Fv}, K_{Hv}	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении
K_{Fw}, K_{Hw}	Коэффициент, учитывающий приработку зубьев
$K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями
$K_{F\beta}$, $K_{H\beta}$	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца
K_L	Коэффициент, учитывающий влияние смазки
K_{xF}, K_{xH}	Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса
T	Крутящий момент
m_F, m_H	Показатель кривой усталости
N_{FE}, N_{HE}	Эквивалентное число циклов перемен напряжений
N_{FO}, N_{HO}	Базовое число циклов перемен напряжений
N_Σ	Суммарное число циклов перемен напряжений
N	Мощность, кВт
n	Частота вращения, мин$^{-1}$
N_i	Число циклов перемен напряжений за время действия нагрузки T_i
S_F, S_H	Коэффициент безопасности
v	Окружная скорость, м/с
W_{Ft}, W_{Ht}	Удельная расчетная окружная сила, Н/мм
W_{Fv}, W_{Hv}	Удельная окружная динамическая сила, Н/мм
Y_F	Коэффициент, учитывающий форму зуба
Y_R	Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зуба
Y_s	Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений
Y_β	Коэффициент, учитывающий наклон зуба
Y_ε	Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев
Z_H	Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев
Z_M	Коэффициент, учитывающий механические свойства материала зубчатых колес
Z_R	Коэффициент, учитывающий шероховатость поверхностей зубьев
Z_v	Коэффициент, учитывающий окружную скорость
Z_ε	Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий
ν	Коэффициент Пуассона
σ_B	Предел прочности (временное сопротивление)

Окончание табл. 3.2

Обозначение	Параметр
σ_T	Предел текучести
σ_F	Расчетное напряжение на переходной поверхности, МПа
$\sigma_{F\,\lim}$, $\sigma_{H\lim}$	Предел выносливости зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений, МПа
$[\sigma_F]$, $[\sigma_H]$	Допускаемое напряжение соответственно при расчете на выносливость при изгибе и контактную прочность, МПа
σ_H	Расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления, МПа
$\sigma^{\circ}_{F\,\lim b}$, $\sigma_{H\,\lim b}$	Предел выносливости, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа

Примечание. Здесь индекс F относится к расчетам зубьев на излом (изгиб), индекс H — к расчетам контактной прочности; коэффициенты K — к расчетам изломной и контактной прочности; Y — к расчетам изломной прочности; Z — к расчетам контактной прочности.

тов редуктора в плоскости, перпендикулярной к осям вращения; минимальной массы и т. д.

Универсальных рекомендаций разбивки передаточных чисел, удовлетворяющих всем перечисленным требованиям, не существует.

Вопрос разбивки передаточного числа следует решать как частную задачу применительно для данного конкретного случая.

В редукторах общемашиностроительного назначения, которые разрабатываются при курсовом проектировании, разбивка передаточного числа производится из условия равнопрочности зубчатых колес и их одинакового погружения в масляную ванну.

Ориентировочные рекомендации по разбивке передаточных чисел различных типов редукторов приводятся ниже.

После выполнения прочностных расчетов либо для учета различных конструктивных требований, предъявляемых к редуктору, возможна корректировка разбивки.

В одноступенчатых цилиндрических и конических редукторах для серийного производства передаточные числа должны иметь следующие стандартные значения (ГОСТ 21426—75).

u							
	1-й ряд	2,0	2,5	3,1	4,0	5,0	6,3
	2-й ряд	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1

Примечание. Не рекомендуется принимать для одноступенчатых цилиндрических редукторов $u > 6{,}3$ и одноступенчатых конических редукторов $u > 5$.

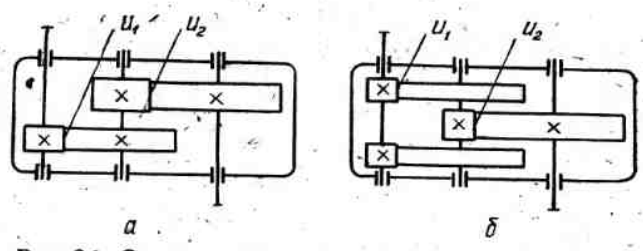


Рис. 3.1. Схема цилиндрического двухступенчатого редуктора:
а — с последовательным расположением ступеней; *б* — с раздвоенной быстроходной ступенью

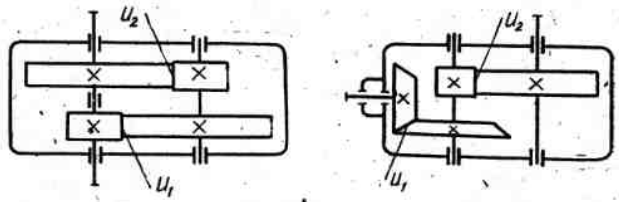


Рис. 3.2. Схема двухступенчатого соосного редуктора

Рис. 3.3. Схема двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора

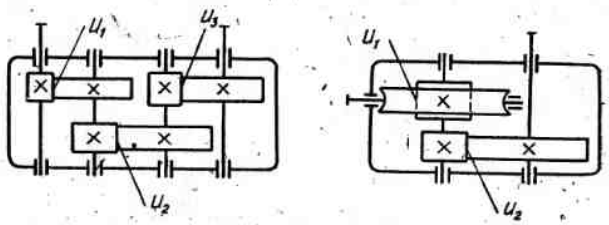


Рис. 3.4. Схема трехступенчатого цилиндрического редуктора

Рис. 3.5. Схема червячно-цилиндрического редуктора

В двухступенчатых цилиндрических редукторах развернутой схемы (рис. 3.1, *а*, *б*) передаточное число быстроходной ступени

$$u_1 = (1{,}1 \ldots 1{,}15)\sqrt{u_p}.$$

где u_p — общее передаточное число редуктора.

В двухступенчатых соосных редукторах (рис. 3.2) передаточное число тихоходной ступени

$$u_2 = 0{,}95\sqrt{u_p}.$$

В двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторах (рис. 3.3) передаточное число тихоходной (цилиндрической) ступени

$$u_2 = 1{,}1\sqrt{u_p}.$$

В трехступенчатых цилиндрических редукторах (рис. 3.4) передаточное число второй (промежуточной) ступени

$$u_2 = \sqrt[3]{u_p};$$

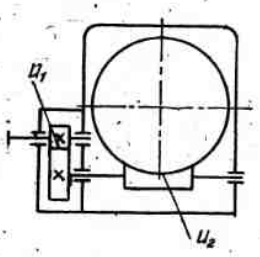


Рис. 3.6. Схема цилиндрическо-червячного редуктора

первой и третьей ступеней совместно

$$u_1 u_3 = \frac{u_p}{u_2};$$

первой ступени

$$u_1 = 1{,}2\sqrt{u_1 u_3},$$

третьей ступени

$$u_3 = \frac{u_1 u_3}{u_1}.$$

Передаточные числа одноступенчатых червячных редукторов приведены на с. 15. Рекомендуемые передаточные числа цилиндрической пары комбинированных редукторов: червячно-цилиндрических (рис. 3.5) — $u_2 = 3{,}15 \ldots 5$; цилиндрическо-червячных (рис. 3.6) — $u_1 = 1{,}6 \ldots 3{,}15$.

3.4. ИСХОДНЫЙ КОНТУР, ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ

3.4.1. ИСХОДНЫЙ КОНТУР

В основу профилирования зубьев зубчатых колес и режущего инструмента для их нарезания положен стандартный исходный контур так называемой основной рейки (рис. 3.7, *а*). Контршаблон к контуру основной рейки соответствует исходному контуру производящей (инструментальной) рейки, который отличается от основного контура удлиненной головкой зубьев для создания радиального зазора $c = c^* m$. Параметры исходного контура выражаются в долях модуля.

В конических передачах функции производящей рейки выполняются плоским производящим колесом, под которым понимается воображаемое коническое колесо с плоскими боковыми поверхностями зубьев и углом при вершине начального конуса $2\delta = 180°$.

Параметры исходного контура регламентированы: для цилиндрических колес ГОСТ 13755—81; для конических колес с прямыми и тангенциальными зубьями ГОСТ 13754—81; для конических колес с круговыми зубьями ГОСТ 16202—81.

Стандартами устанавливаются следующие параметры и коэффициенты:

угол главного профиля $\alpha = 20°$;
коэффициент высоты головки $h_a^* = 1$;
коэффициент высоты ножки:
для цилиндрических колес и конических колес с круговым зубом $h_f^* = (h_a^* + c) = 1{,}25$;
для конических колес с прямым и тангенциальным зубом $h_f^* = 1{,}2$;
коэффициент граничной высоты (прямолинейной части профиля):
для цилиндрических колес $h_e^* = 2$;
для конических колес с круговым зубом $h_e^* = 2{,}08$;
коэффициент радиуса кривизны переходной кривой, являющейся дугой окружности:
для цилиндрических колес $\rho_f^* = 0{,}38$;
для конических колес с прямым и тангенциальным зубом $\rho_f^* = 0{,}3$;
для конических колес с круговым зубом $\rho_f^* = 0{,}25$;
коэффициент глубины захода в паре исходных контуров $h_\omega^* = 2$;
коэффициент радиального зазора в паре исходных контуров:

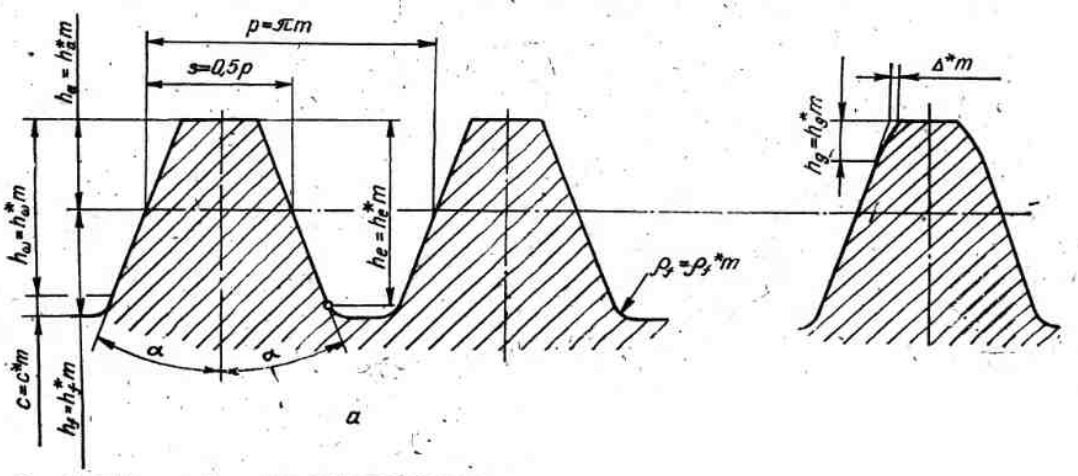


Рис. 3.7. Исходный контур зубчатых колес: *а* — без среза; *б* — модифицированный (со срезом)

для цилиндрическх колес и конических колес с круговым зубом $c^* = 0{,}25$;

для конических колес с прямым и тангенциальным зубом $c^* = 0{,}2$;

толщина зуба по средней линии $s = \frac{\pi m}{2}$.

В цилиндрических передачах внешнего зацепления при окружной скорости, превышающей указанную в приложении (табл. 10), целесообразно применение модифицированного исходного контура со срезом (рис. 3.7, *б*). Это способствует увеличению нагрузочной способности передач, уменьшению динамических нагрузок, шума, а также вероятности заедания зубьев. Коэффициент высоты модификации головки $h_g^* < 0{,}45$. Коэффициент глубины модификации Δ^* приведен в приложении (табл. 11).

Цилиндрические колеса выполняются без среза профиля при угле наклона зубьев, превышающих 17°45′, а также в случае, если срез профиля приводит к уменьшению коэффициента торцового перекрытия: у прямозубых передач $\varepsilon_\alpha < 1{,}089$, у косозубых $\varepsilon_\alpha < 1$. Модули зубчатых колес регламентированы стандартом (приложение, табл. 9).

У цилиндрических косозубых колес обычно стандартным принимается нормальный модуль, что позволяет нарезать одной фрезой зубчатые колеса с различными углами наклона зубьев.

3.4.2. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Исходными параметрами для выполнения прочностных расчетов зубчатых передач являются: угол зацепления, число зубьев шестерни и колеса, коэффициенты смещения исходного контура, угол наклона зуба, коэффициенты торцового и осевого перекрытия.

Ниже приведены рекомендации для выбора указанных параметров.

Минимальное число зубьев шестерни обычно ограничивается условием неподрезания.

Для прямозубых некорригированных шестерен стандартного профиля $z_{min} = 17$. У корригированных прямозубых шестерен z_{min} зависит от коэффициента смещения исходного контура, у косозубых — также и от угла наклона зуба. Следует иметь в виду, что с увеличением z_1 при одном и том же диаметре шестерни уменьшаются модуль зацепления и объем снимаемой стружки при зубонарезании, увеличивается коэффициент торцового перекрытия, улучшается плавность работы. Но при этом снижаются изгибная выносливость и статическая прочность зуба, что особенно важно для твердых колес.

Минимальные числа зубьев шестерни для некоторых случаев приведены в табл. 3.3. При отсутствии специальных требований, предъявляемых к передаче, рекомендуется $z_1 \geqslant z_{min} + 2$ соответственно $z_2 = z_1 u$.

Таблица 3.3. **Минимальное число зубьев шестерен при нарезании реечным инструментом**

β°	z_{min} при $x=0$	β°	z_{min} при $x=0{,}3$
До 12	17	До 12	12
Свыше 12 до 17	16	Свыше 12 до 20	11
» 17 до 21	15	» 20 до 25	10
» 21 до 24	14	» 25 до 30	9
» 24 до 28	13	» 30 до 34	8
» 28 до 31	12	» 34	7
» 31 до 34	11		
» 34			

Для ограничения номенклатуры корпусных деталей редукторов суммарное число зубьев следует выбрать таким, чтобы межосевое расстояние редуктора a_w соответствовало стандартному ряду линейных размеров либо стандартному межосевому расстоянию.

При суммарном смещении $x_1 + x_2 = 0$ межосевое расстояние передач:

прямозубых

$$a_w = \frac{mz_c}{2}, \qquad (3.1)$$

косозубых

$$a_w = \frac{mz_c}{2\cos\beta}. \qquad (3.2)$$

Допускаемое отклонение действительного передаточного числа редуктора от заданного по кинематическому расчету привода для различных типов редукторов приведено в разд. 1.5., гл. I.

Смещение исходного контура является одним из способов повышения качественных показателей передач. Смещение прямозубых цилиндрических колес производится для предупреждения подрезания зубьев, увеличения их несущей способности, а также для возможности вписать передачу в заданное межосевое расстояние. Если смещение $x_1 + x_2 = 0$, вписывание косозубых колес в заданное межосевое расстояние осуществляется изменением угла наклона зуба, который определяется по зависимости

$$\beta = \arccos\frac{mz_c}{2a}. \qquad (3.2')$$

При выборе коэффициентов смещения x_1 и x_2 для полного учета качественных показа-

Таблица 3.4. **Рекомендуемые коэффициенты смещения у зубчатых колес силовых цилиндрических передач (ГОСТ 16532—70, приложение 2)**

Тип передачи	Коэффициент смещения x_1	Коэффициент смещения x_2	Примечание	
Прямозубая	0	0	Межосевое расстояние a_w задано равным $0{,}5(z_1+z_2)m$	$z_1 \geqslant 21$
	0,3	—0,3		$14 \leqslant z_1 \leqslant 20$; $u \geqslant 3{,}5$
	0	0	Межосевое расстояние a_w не задано	$z_1 > 30$ $z_1 > 20$, если модификация головки обязательна; ее параметры, определяемые по ГОСТ 13755—81, должны быть оптимальными
	0,5	0,5		$10 \leqslant z_1 \leqslant 30$. В пределах $10 \leqslant z_1 \leqslant 16$ нижнее предельное значение z_1 определяется по рис. 3.8 (при $\varepsilon_\alpha > 1{,}2$)
Косозубая и шевронная	0	0	Межосевое расстояние задано равным $\frac{(z_1+z_2)m}{2\cos\beta}$ или не задано	$z_1 > z_{min}+2$; z_{min} см. табл. 3.3
	0,3	—0,3		$z_1 > z_{min}+2$, но не менее 10 и $u \geqslant 3{,}5$; z_{min} определяется по табл. 3.3. Рекомендация не распространяется на передачи, у которых при твердости поверхностей зубьев колеса до 320 НВ, твердость поверхностей зубьев шестерни превосходит ее более чем на 70 НВ

Примечание. Рекомендация не распространяется на зубчатые передачи, к которым предъявляются особые требования (передачи машин и механизмов массового или крупносерийного производства, специальные передачи, несущая способность которых в заданных габаритах должна быть максимально возможной и т. д.).

Таблица 3.5. **Определение основных размеров передач с прямозубыми и косозубыми цилиндрическими колесами при $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$**

Параметр	Обозначение	Расчетная формула: Прямозубые колеса	Расчетная формула: Косозубые и шевронные колеса
Угол наклона зуба на диаметре d	β	$\beta = 0$	$\beta = 8 \ldots 20°$ для косозубых $\beta = 25 \ldots 35°$ для шевронных
Угол профиля рейки в торцовом сечении	α_t	$\alpha_t = \alpha$	$\operatorname{tg}\alpha_t = \operatorname{tg}\alpha\cos^{-1}\beta$
Угол зацепления в нормальном сечении	α_w	$\alpha_w = \alpha$	$\alpha_w = \alpha$
Угол зацепления в торцовом сечении	α_{wt}	$\alpha_{wt} = \alpha$	$\operatorname{tg}\alpha_{wt} = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$
Межосевое расстояние	a_w	$a_w = 0{,}5m \times (z_1+z_2)$	$a_w = 0{,}5m \times (z_1+z_2) \times \cos^{-1}\beta$
Делительный и начальный диаметры: шестерни	d_1; d_{w1}	$d_1 = d_{w1} = mz_1$	$d_1 = d_{w1} = mz_1\cos^{-1}\beta$
колеса	d_2; d_{w2}	$d_2 = d_{w2} = mz_2$	$d_2 = d_{w2} = mz_2\cos^{-1}\beta$
Диаметр вершин зубьев: шестерни	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2 \times (h_a^* + x_1)m$	$d_{a1} = d_1 + 2 \times (h_a^* + x_1)m$
колеса	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2 \times (h_a^* + x_2)m$	$d_{a2} = d_2 + 2 \times (h_a^* + x_2)m$
Диаметр впадин: шестерни	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2 \times (h_a^* + c^* - x_1)m$	$d_{f1} = d_1 - 2 \times (h_a^* + c^* - x_1)m$
колеса	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2 \times (h_a^* + c^* - x_2)m$	$d_{f2} = d_2 - 2 \times (h_a^* + c^* - x_2)m$

Примечание. В обоснованных случаях допускается изменение диаметров d_{a1}, d_{a2}. Размеры d_{f1}, d_{f2} являются справочными.

телей передачи целесообразно пользоваться блокирующими контурами [12, 19, 23]. При больших числах зубьев z_1 и z_2 смещение малоэффективно.

Коэффициенты смещения можно выбирать по рекомендациям приложения 2 к ГОСТ 16532—70, приведенным в табл. 3.4 и на рис. 3.8.

Рекомендации не распространяются на зубчатые передачи, к которым предъявляются особые требования (особо тяжелонагруженные передачи при минимальных их габаритах; особо точные малонагруженные и т. п.).

Угол наклона зуба β выбирается с учетом следующих соображений: косозубые передачи отличаются от прямозубых плавностью и бесшумностью работы, бо́льшей нагрузочной способностью. Вместе с тем наличие осевой силы, которая возрастает с увеличением β, услож-

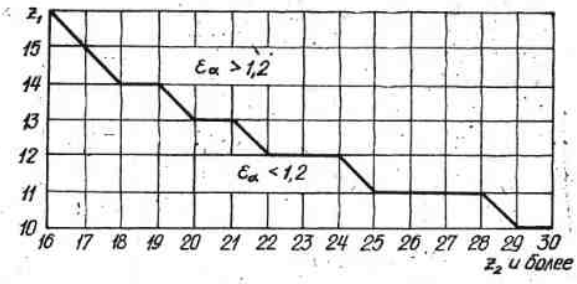


Рис. 3.8. График выбора числа зубьев по условию $\varepsilon_\alpha \geqslant 1{,}2$

Таблица 3.6. **Определение основных размеров передачи с прямозубыми цилиндрическими колесами при заданном $x = x_1 + x_2 \neq 0$**

Параметр	Обозначение	Расчетная формула
Угол зацепления	α_w	$inv\,\alpha_w = \frac{2x_\Sigma \operatorname{tg}\alpha}{z_1+z_2} + inv\,\alpha$
Делительное межосевое расстояние	a	$a = \frac{(z_1+z_2)m}{2}$
Межосевое расстояние	a_w	$a_w = \frac{(z_1+z_2)m}{2} \times \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}$
Делительный диаметр: шестерни	d_1	$d_1 = mz_1$
колеса	d_2	$d_2 = mz_2$
Передаточное число	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$
Начальный диаметр: шестерни	d_{w1}	$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1}$
колеса	d_{w2}	$d_{w2} = \frac{2a_w u}{u+1}$
Коэффициент воспринимаемого смещения	y	$y = \frac{a_w - a}{m}$
Коэффициент уравнительного смещения	Δy	$\Delta y = x_\Sigma - y$
Диаметр вершин зубьев: шестерни	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)m$
колеса	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)m$
Диаметр впадин: шестерни	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m$
колеса	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2)m$

Примечание. В обоснованных случаях допускается изменение диаметров d_{a1}, d_{a2}. Размеры d_{f1} и d_{f2} являются справочными.

няет конструкцию опор. В связи с этим значение β ограничивается: для косозубых колес $\beta = 8...20°$, в отдельных случаях — до 25°; для сдвоенных косозубых и шевронных — $\beta = 30...40°$, допускается до 45°.

Угол наклона $\beta < 8°$ не целесообразно назначать, так как в этом случае утрачиваются достоинства косозубых передач. Формулы для определения основных размеров цилиндрических передач даны в табл. 3.5, 3.6.

Коэффициенты торцового ε_α и осевого ε_β перекрытий определяют по зависимостям, приведенным в табл. 3.7.

Таблица 3.7. **Определение коэффициентов перекрытия цилиндрических передач**

Параметр	Обозначение	Расчетная формула
Основной диаметр: шестерни	d_{b1}	$d_{b1} = d_1 \cos\alpha_t$
колеса	d_{b2}	$d_{b2} = d_2 \cos\alpha_t$
Угол профиля окружности вершин: шестерни	α_{a1}	$\cos\alpha_{a1} = \frac{d_{b1}}{d_{a1}}$
колеса	α_{a2}	$\cos\alpha_{a2} = \frac{d_{b2}}{d_{a2}}$
Шаг зацепления	p_α	$p_\alpha = \pi m \cos^{-1}\beta$
Осевой шаг	p_x	$p_x = \frac{\pi m}{\sin\beta}$
Коэффициент торцового перекрытия	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg}\alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg}\alpha_{a2} - (z_1+z_2)\operatorname{tg}\alpha_{tw}}{2\pi}$
Коэффициент осевого перекрытия	ε_β	$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} \approx \frac{\psi_d z_1}{\pi}\operatorname{tg}\beta$
Коэффициент перекрытия	ε_γ	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$

Для некорригированных цилиндрических передач

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta. \qquad (3.3)$$

Рекомендуется: для прямозубых передач $\varepsilon_\alpha \geqslant 1{,}2$, для косозубых $\varepsilon_\alpha \geqslant 1$.

3.4.3. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

По ГОСТ 19326—73 зубья конических колес выполняются трех форм (рис. 3.9).

Форма I — пропорционально понижающиеся зубья, у которых вершины конусов дели-

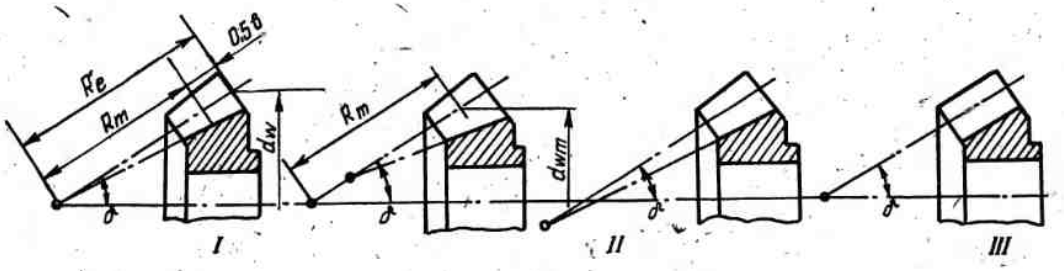


Рис. 3. 9. Форма зубьев конических колес

тельного и впадин совпадают. Высота ножки зубьев пропорциональна конусному расстоянию. Эта форма зубьев является основной для прямозубых и косозубых передач. Ее применяют также для передач с круговыми зубьями при $m_n = 2...2{,}5$ мм; $R_m = 60...650$ мм; $\beta_m = 0...45°$; $z_c = 20...100$.

Форма II — понижающиеся зубья, у которых вершины конусов делительного и впадин не совпадают. Ширина дна впадины постоянна, а толщина зуба по делительному конусу растет пропорционально расстоянию от вершины. Эта форма позволяет обработать одним инструментом одновременно обе поверхности зубьев. Она является основной для колес с круговыми зубьями при $m_n = 0{,}4...25$ мм; $R_m = 6...700$ мм; $\beta_m = 0...15°$ (допускается β_m до 45°); $z_c = 24...100$.

Форма III — равновысокие зубья, у которых образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Применяется для круговых зубьев при $m_n = 2...25$ мм; $R_m = 75...750$ мм; $\beta_m = 25...45°$; $z_c \leqslant 40$.

Для конических прямозубых колес формы I обычно стандартным принимается внешний окружной модуль m_{te}. У колес с круговыми зубьями стандартным выбирают средний нормальный модуль m_n.

Соотношение между этими модулями следующее:

$$m_n = m_{te}\left(1 - 0{,}5\frac{b_w}{R_e}\right)\cos\beta_m. \qquad (3.4)$$

При расчете по внешнему окружному модулю коэффициент ширины венца берется по наружному конусному расстоянию

$$\psi_k = \frac{b_w}{R_e},$$

при расчете по среднему нормальному модулю — по среднему конусному расстоянию

$$\psi_m = \frac{b_w}{R_m}.$$

Соотношение между коэффициентами ширины следующее:

$$\psi_k = \frac{\psi_m}{1 + 0{,}5\psi_m}, \qquad (3.5)$$

$$\psi_m = \frac{\psi_k}{1 + 0{,}5\psi_k}.$$

Округление модуля до стандартного значения для конических колес, в отличие от цилиндрических, необязательно, так как это не связано с необходимостью в специальном инструменте.

В конических колесах применяется высотная коррекция, при которой $x_1 + x_2 = 0$.

В соответствии с рекомендацией ЭНИМСа для прямых, косых и круговых зубьев коэффициенты высотной коррекции

$$x_1 = -x_2 = 2\left(1 - \frac{1}{u^2}\right)\sqrt{\frac{\cos^3\beta_m}{z_1}}. \qquad (3.6)$$

Высотная коррекция выравнивает удельные скольжения зубьев шестерни и колеса. Одновременно при этом исключается подрезание зубьев и увеличивается изломная прочность зубьев шестерни.

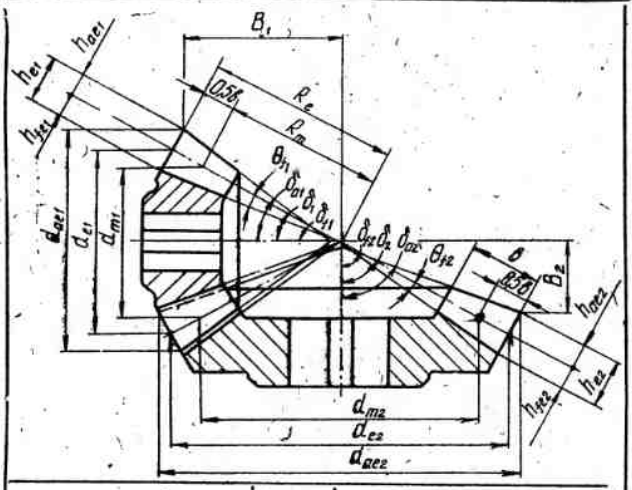
Совместно с высотной коррекцией в системе ЭНИМС при $u \geqslant 2{,}5$ применяется также тангенциальная коррекция, с помощью которой изменением толщины зубьев шестерни и колеса выравнивается их изгибная прочность. Рекомендуемые коэффициенты тангенциального смещения x_τ даны в табл. 3.8.

Таблица 3.8. **Коэффициенты тангенциального смещения x_τ по системе ЭНИМСа**

Угол спирали $\beta_m°$	Передаточное число u						
	Свыше 1,6 до 1,9	Свыше 1,9 до 2,25	Свыше 2,25 до 2,75	Свыше 2,75 до 3,5	Свыше 3,5 до 4,5	Свыше 4,5 до 6	Свыше 6 до 8
0...15	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10
15...30	0,03	0,05	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16
30...40	0,04	0,06	0,08	0,12	0,16	0,18	0,20
38...40	—	—	—	—	0,16	0,18	0,22
($z_1 = 7$)	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 3.9. **Основные размеры передач с коническими зубчатыми колесами при** $\Sigma = 90$, $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$, $h_a^* = 1$, $\alpha_n = 20°$ **(форма зуба I)**

При $\beta_m \neq 0°$ $x_1 = x_{n1}$ и $x_2 = x_{n2}$



Параметр	Обозначение	Расчетная формула
Число зубьев плоского колеса	z_c	$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Ширина зубчатого венца	b	$b \leqslant 10 m_{te}$
Внешнее конусное расстояние	R_e	$R_e = 0{,}5 m_{te} z_c$
Среднее конусное расстояние	R_m	$R_m = R_e - 0{,}5b$
Диаметр внешней делительной (начальной) окружности:		
колеса	d_{e2}	$d_{e2} = d_{w2} = m_{te} z_2$
шестерни	d_{e1}	$d_{e1} = d_{w1} = m_{te} z_1$
Средний делительный диаметр:		
шестерни	d_{m1}	$d_{m1} = m_n z_1 / \cos\beta_m$
колеса	d_{m2}	$d_{m2} = m_n z_2 / \cos\beta_m$
Глубина захода	h_{3e}	$h_{3e} = 2 m_{te} \cos\beta_m$
Радиальный зазор	c	$c = 0{,}2 m_{te}$
Высота зуба у торца	h_e	$h_e = h_{3e} + c$
Высота головки зуба у торца:		
шестерни	h_{ae1}	$h_{ae1} = m_{te}(1 + x_1 \times \cos\beta_m)$
колеса	h_{ae2}	$h_{ae2} = h_{3e} - h_{ae1}$
Высота ножки зуба у торца:		
шестерни	h_{fe1}	$h_{fe1} = h_e - h_{ae1}$
колеса	h_{fe2}	$h_{fe2} = h_e - h_{ae2}$
Угол делительного конуса:		
шестерни	δ_1	$\operatorname{tg}\delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$
колеса	δ_2	$\delta_2 = 90° - \delta_1$

Окончание табл. 3.9

Параметр	Обозначение	Расчетная формула
Угол ножки зуба:		
шестерни	θ_{f1}	$\operatorname{tg}\theta_{f1} = h_{fe1}/R_e$
колеса	θ_{f2}	$\operatorname{tg}\theta_{f2} = h_{fe2}/R_e$
Угол конуса вершин:		
шестерни	δ_{a1}	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2}$
колеса	δ_{a2}	$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1}$
Угол конуса впадин:		
шестерни	δ_{f1}	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$
колеса	δ_{f2}	$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$
Внешний диаметр вершин		
шестерни	d_{ae1}	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1}\cos\delta_1$
колеса	d_{ae2}	$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2}\cos\delta_2$
Толщина зуба по внешней делительной окружности:		
шестерни	s_{e1}	$s_{e1} = (1{,}571 + 0{,}728x_1 + x_\tau) m_{te}$
колеса	s_{e2}	$s_{e2} = (1{,}571 + 0{,}728x_2 + x_\tau) m_{te}$
Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев:		
шестерни	B_1	$B_1 = R_e\cos\delta_1 - h_{ae1} \times \sin\delta_1$
колеса	B_2	$B_2 = R_e\cos\delta_2 - h_{ae2} \times \sin\delta_2$

Угловая коррекция в конических колесах практически не применяется, так как суммарное смещение исходного контура $x_1 + x_2 \neq 0$ приводит к изменению межосевого угла Σ.

Формулы для геометрического расчета конических колес приведены в табл. 3.9 (форма I) и табл. 3.10 (форма II).

Коэффициент торцового перекрытия зубьев конических колес определяют по тем же зависимостям, что и для цилиндрических, но по эквивалентному числу зубьев:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1};\quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2}. \qquad (3.7)$$

Приближенные значения ε_α для колес с прямыми и круговыми зубьями можно принять из табл. 3.11.

Коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w R_e \operatorname{tg}\beta_m}{\pi R_m m_{te}}. \qquad (3.8)$$

Таблица 3.10. **Основные размеры передач с коническими зубчатыми колесами при $\Sigma = 90°$, $x_\Sigma = x_{n1} + x_{n2} = 0$, $h_a^* = 1$, $\alpha_n = 20°$ (форма зуба II)**

Параметр	Обозначение	Расчетная формула
Среднее конусное расстояние	R_m	$R_m = \frac{m_n z_c}{2\cos\beta_m}$
Внешнее конусное расстояние	R_e	$R_e = R_m + 0{,}5b_w$
Внешний окружной модуль	m_{te}	$m_{te} = \frac{2R_e}{z_c}$
Высота головки зуба посредине венца:		
шестерни	h_{a1}	$h_{a1} = (1 + x_{n1})\, m_n$
колеса	h_{a2}	$h_{a2} = 2m_n - h_{a1}$
Окружная толщина зуба в среднем нормальном сечении:		
колеса	s_{nm2}	$s_{nm2} = 3{,}142 m_n - s_{nm1}$
шестерни	s_{nm1}	$s_{nm1} = (1{,}571 + 0{,}728 x_{n1} + x_\tau)\, m_n$
Промежуточная расчетная величина. Определяется при 0 и округляется до целого числа, кратного 10	a	$a = \frac{c_1 - c_2 R_m}{z_c}$, где $c_1 = 29673 \operatorname{tg}\beta_m$ $c_2 = \frac{2c_1 \sin\beta_m}{d_{\text{нн}}}$
Сумма углов ножек зубьев шестерни и колеса	$\theta_{f\Sigma}$	При $\beta_m \neq 0$; $\theta_{f\Sigma} = a \operatorname{cosec}\beta_m$ При $\beta_m = 0$; $\theta_{f\Sigma} = \frac{29673}{z_c}$
Угол ножки зуба:		
шестерни	θ_{f1}	$\theta_{f1} = \frac{\theta_{f\Sigma} s_{nm2}}{\pi m_n}$
колеса	θ_{f2}	$\theta_{f2} = \theta_{f\Sigma} - \theta_{f1}$
Поправка высоты головки зуба при переходе на внешний конус:		
шестерни	Δh_{a1}	$\Delta h_{a1} = 0{,}5 b_w \operatorname{tg}\theta_{f2}$
колеса	Δh_{a2}	$\Delta h_{a2} = 0{,}5 b_w \operatorname{tg}\theta_{f1}$
Наибольшая высота головки зуба:		
шестерни	h_{ae1}	$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{a1}$
колеса	h_{ae2}	$h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{a2}$
Наибольшая высота зуба	h_e	$h_e = 2h_a + c + \Delta h_{a1} + \Delta h_{a2}$

Примечание. Значения δ, δ_a, δ_f, d_e, d_{ae}, B определяют так же, как при форме 1; $d_{\text{нн}}$ — диаметр резцовой головки $d_{\text{нн}} = (1{,}5 \ldots 2{,}3) R_m$.

Формула может быть преобразована:

для расчета по m_{te}

$$\varepsilon_\beta = \frac{z_1 \psi_k \sqrt{1+u^2}}{2\pi(1 - 0{,}5\psi_k)} \operatorname{tg}\beta_m, \qquad (3.9)$$

Таблица 3.11. **Приближенные значения ε_α для конических колес**

Число зубьев z_1	ε_α при $\beta_m = 30 \ldots 35°$; $h_a^* = 0{,}82$	ε_α при $\beta_m < 10°$; $h_a^* = 1$	Число зубьев z_1	ε_α при $\beta_m = 30 \ldots 35°$ $h_a^* = 0{,}82$	ε_α при $\beta_m < 10°$; $h_a^* = 1$
11	1,16	—	19	1,24	1,59
12	1,18	1,50	20—21	1,25	1,60
13	1,19	1,51	22	1,26	1,62
14	1,20	1,53	23—24	1,27	1,64
15	1,21	1,54	25	1,28	1,65
16	1,22	1,55	26—27	1,29	1,65
17	1,23	1,57	28	1,30	1,66
18	1,23	1,58	29—30	1,31	1,68

для расчета по m_n

$$\varepsilon_\beta = \frac{z_1 \psi_m \sqrt{1+u^2}}{2\pi} \operatorname{tg}\beta_m. \qquad (3.10)$$

Коэффициент перекрытия

$$\varepsilon_\gamma = \sqrt{\varepsilon_\alpha^2 + \varepsilon_\beta^2}. \qquad (3.11)$$

3.5. МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС, СПОСОБЫ УПРОЧНЕНИЯ И ОТДЕЛКИ ЗУБЬЕВ

Расчет и проектирование зубчатых передач начинается с выбора материала и его термической (химико-термической) обработки. Основными материалами для высоконагруженных зубчатых колес являются термически обрабатываемые стали.

В малоответственных открытых передачах могут быть использованы чугунные колеса, они характеризуются меньшей склонностью к заеданию (надежно работают в условиях обедненной смазки), обладают хорошими литейными свойствами, хорошо обрабатываются. Однако зубья чугунных колес плохо воспринимают ударные нагрузки и не допускают изготовления колес с большой шириной.

Неметаллические материалы применяются для несиловых, специальных передач, к которым предъявляются требования коррозионной стойкости, бесшумности и плавности работы.

Выбор материала и способов упрочнения зубьев производится с учетом эксплуатационных требований, технологических возможностей и экономических соображений.

Стальные колеса. Сталь для заготовок колес может поставляться в виде проката, поковок

и стального литья. Прокаливаемость сталей различная: углеродистых — наименьшая, высоколегированных — наибольшая.

Прокаливаемость сталей, а следовательно, получение высокой твердости ограничивается также сечением заготовки. Для термообрабатываемых колес марку стали выбирают с учетом наибольшего характерного сечения колеса (диаметра вала-шестерни либо червяка).

Характеристики некоторых марок сталей для изготовления зубчатых колес приведены в табл. 3.12 [13, 17]. В зависимости от твердости зубьев стальные зубчатые колеса делятся на две группы. Первая — колеса с твердостью поверхности и сердцевины зуба $HB \leqslant 350$. Применяются в слабо- и средненагруженных передачах, когда требования к массе и габаритам передач не являются решающими. В качестве материалов используются стали: среднеуглеродистые — Ст. 5, Ст. 6; углеродистые конструкционные — 40, 45, 50, 50Г, 50Г2; легированные — 40Х, 45Х, 40ХН. Чистовое нарезание зубьев производят после окончательной термообработки (нормализация, улучшение), при этом достигается довольно высокая точность изготовления (сохраняется точность, полученная при механической обработке) и исключается необходимость дорогих отделочных операций (шлифовка, притирка).

При окружной скорости до 5 м/с и диаметре заготовок более 500 мм, когда их термообработка затруднена, используются отливки из углеродистых и легированных сталей. Стальное литье обладает пониженной прочностью и используется обычно для колес, работающих в паре с кованой шестерней.

Назначаемая твердость зубьев нормализованных и улучшенных колес зависит от материала, режимов термообработки и обрабатываемости резанием (т. е. стоимости режущего инструмента). Для зубчатых колес диаметром менее 150 мм твердость не должна превышать 280...320 HB, с увеличением размеров колес твердость следует уменьшать, соблюдая условие $HB_{min} \leqslant 200$.

Для выравнивания долговечности шестерни и колеса, уменьшения опасности заедания и лучшей приработки твердость зубьев шестерни следует выбирать больше, чем твердость колеса: $HB_ш = HB_к + (20...50)$.

Вторая группа — колеса с твердостью $HB \geqslant 350$. Применяются в ответственных тяжелонагруженных передачах, а также в передачах, ограниченных по массе и габаритам.

Рабочие поверхности зубьев термообрабатываются до твердости $HB > 400$, сердцевина делается более мягкой (более пластичной).

Зубчатые колеса этой группы не прирабатываются, поэтому обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса не требуется.

Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев достигается объемной и поверхностной закалкой токами высокой частоты (ТВЧ) или пламенем ацетиленовой горелки, цементацией, нитроцементацией, азотированием. Эти виды термообработки по сравнению с нормализацией позволяют увеличить допускаемые напряжения примерно в 2 раза, а нагрузочную способность — до 4 раз. При этом возрастает износостойкость и уменьшается опасность заедания.

Ниже рассмотрены краткие характеристики основных видов упрочнения зубьев.

Объемная закалка — наиболее простой и дешевый вид термообработки. Зуб приобретает твердость по всему объему. Колеса, подвергающиеся объемной закалке, изготавливаются из углеродистых и легированных сталей с содержанием углерода 0,35...0,5 % (стали 45, 40Х, 40ХН, 45ХН, 30ХГСА и др.). Твердость на поверхности зуба 45...55 $HRC_э$. Недостатки объемной закалки: коробление зубьев и необходимость последующих отделочных операций; уменьшение изгибной прочности при ударных нагрузках.

Поверхностная закалка ТВЧ или пламенем ацетиленовой горелки применяется для зубьев с $m \geqslant 5$ мм. При малых модулях зуб прокаливается насквозь, становится хрупким и легко коробится. Твердость поверхностного слоя 48...54 $HRC_э$.

Недостаток поверхностной закалки — потеря одной — двух степеней точности вследствие коробления зубьев. Для изготовления зубчатых колес с поверхностной закалкой используют стали: 40Х, 40ХН, 45 (при нагреве ацетиленовым пламенем).

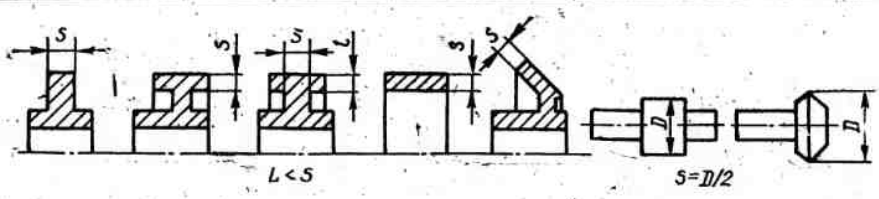
Цементация (насыщение поверхностного слоя углеродом с последующей закалкой) — длительный и дорогой процесс. Она обеспечивает высокую твердость поверхностного слоя 58...63 $HRC_э$.

Глубина слоя принимается равной (0,2...0,25)m при $m \leqslant 4$ мм и $0,5\sqrt{m}$ при $m > 4$ мм, но не более 1,5...1,6 мм.

При назначении твердости сердцевины для цементованных зубьев (либо термообработанных ТВЧ) необходимо иметь в виду, что при $HRC_э > 45$ резко повышается хрупкость материала и понижается сопротивление ударам, поэтому твердость сердцевины должна быть $HRC_э \leqslant 45$ для углеродистых и $HRC_э < 50$ — для легированных сталей, содержащих никель и молибден.

Цементованные колеса обладают очень высокой контактной и изгибной прочностью, приме-

Таблица 3.12. **Область применения и механические характеристики некоторых марок сталей, используемых для зубчатых колес**



Область применения	Марки стали	ГОСТ	Размер сечения S, мм	Механические свойства после термообработки			Твердость поверхности после закалки и низкого отпуска $HRC_э$	Термообработка
				Твердость, HB	Временное сопротивление разрыву $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа		
Заготовка — поковка (штамповка или прокат)*								
Открытые передачи $v \leqslant 1$ м/с	Ст 5	380—71*	40 ... 100	≈ 170	500 ... 640	270	—	Нормализация
			⩾100			260		
	Ст 6		40 ... 100	≈ 180	Не менее 600	300	—	»
			⩾100			300		
	35	1050—74	⩽ 80	140 ... 187	540	320	—	»
	35Л	977—75	Отливка	⩾ 145	500	280	—	»
	40	1050—74	⩽ 60	192 ... 228	700	400	—	»
	40Л	977—75	Отливка	⩾ 150	520	290	—	»
Редукторы общего назначения при спокойной нагрузке и неограниченных габаритах	45	1050—74	⩽ 80	170 ... 217	600	340	—	Нормализация
			⩽ 100	192 ... 240	750	450	—	Улучшение
			⩽ 60	241 ... 285	850	580	—	»
	50		⩽ 80	179 ... 228	640	350	—	Нормализация
				228 ... 255	790	530	—	Улучшение
	50Л	977—75	Отливка	⩾ 155	580	340	—	Нормализация
	40Х	4543—71	60 ... 100	230 ... 260	750	520	—	Улучшение
			⩽ 60	260 ... 280	1000	800	—	»
	40ХЛ	7832—65	Отливка	≈ 180	650	500	—	Нормализация

Окончание табл. 3.12

Область применения	Марка стали	ГОСТ	Размер сечения S, мм	Механические свойства после термообработки			Твердость поверхности после закалки и низкого отпуска $HRC_э$	Термообработка
				Твердость, НВ	Временное сопротивление разрыву $\sigma_в$, МПа	Предел текучести, $\sigma_т$, МПа		
Редукторы общего назначения при ограниченных габаритах	40ХН	4543—71	⩽ 40 40 ... 100 100 ... 300	— 230 ... 300 241	1600 850 800	1400 600 580	48 ... 54	Закалка Улучшение »
	40ХНЛ	7832—65	Отливка	≈200	700	500		Нормализация
	20Х 18ХГТ	4543—71	⩽ 60 —	197 285	650 1000	400 900	56 ... 63 56 ... 63	Цементация »
Редукторы общего назначения при жестко ограниченных габаритах и ударных нагрузках. Специальные тяжелонагруженные редукторы и коробки скоростей	25ХГТ	4543—71	—	300	1150	950	58 ... 63	»
	12ХН3А	4543—71	40 ... 60 ⩽ 40	250 300	920 1000	700 800	56 ... 63	» »
	12Х2Н4А 20ХГНРА	4543—71	60 ... 80 40 ... 60 ⩽ 40	290 320 340	1000 1100 1200	800 850 1000	56 ... 63	»
	20Х2Н4А	4543—71	80 ... 60	350	1300	1100	58 ... 63	»
	18Х2Н4А	4543—71	⩽ 60	360	1400	1200		

* В обозначении марки стали: первые две цифры — среднее содержание углерода в сотых долях процента. Буквы — легирующие элементы: Г — марганец, Н — никель, Т — титан, Х — хром, Р — бор; цифры после букв — процент содержания этого элемента, если оно превышает 1 %. Марки высококачественных сталей дополняются в конце буквой А; стальное литье — буквой Л. При поверхностной закалке $\sigma_в$ и $\sigma_т$ относятся к сердцевине.

няются в случаях, когда масса и габариты передачи имеют решающее значение (транспорт, авиация). Недостаток цементации — потеря двух степеней точности в результате коробления.

После цементации и закалки требуются отделочные операции.

Для цементуемых колес используют стали: 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ, 25ХГТ, 20Х24А и т. д.

Нитроцементация — насыщение углеродом в газовой среде (с добавлением азота).

По сравнению с цементацией сокращается длительность и стоимость процесса. Глубина упрочненного слоя 0,3...0,8 мм, твердость до 60...63 $HRC_э$, при этом уменьшается коробление зубьев, повышается износостойкость. Нитроцементация применяется для небольших зубчатых колес крупносерийного и массового производства. Используются стали: 25ХГМ, 25ХГТ и т. д.

Азотирование (насыщение азотом) обеспечивает особо высокую твердость (до HV 1150) и износостойкость поверхностных слоев зубьев. Процесс длительный — 20...50 ч. Упрочненный слой толщиной 0,2...0,5 мм чувствителен к перекосам и ударным нагрузкам (появляется опасность продавливания упрочненного слоя). Для повышения прочности сердцевины зуба заготовку колеса подвергают улучшению. Процесс азотирования сопровождается незначительным короблением и позволяет получать колеса 7-й степени точности без отделочных операций. Область применения — высоконагруженные передачи, которые не могут быть прошлифованы после упрочения. Для передач, работающих в условиях абразивного износа, этот вид упрочения не пригоден.

Для азотируемых колес используют стали: 38ХМЮА, 38ХЮА, 30ХВФЮА.

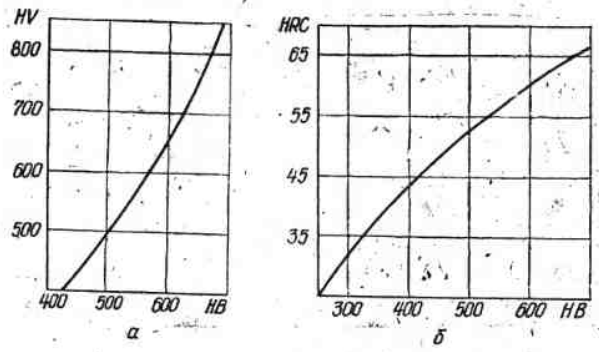


Рис. 3.10. График для сравнения твердости по различным шкалам

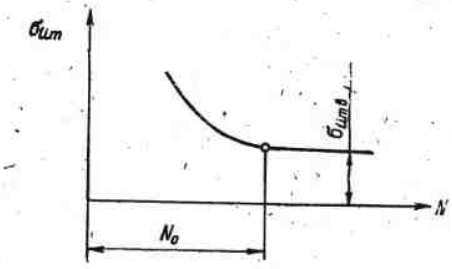


Рис. 3.11. Кривая выносливости

В заключение необходимо отметить, что в термически необработанном состоянии механические свойства всех сталей близки, поэтому для увеличения нагрузочной способности передач применение легированных сталей без термообработки, либо термообработанных до низкой твердости экономически не целесообразно.

Контактную прочность и прочность зубьев при изгибе можно повысить наклепом при помощи обкатки роликом или дробеструйной обработки.

Твердость поверхности и сердцевины зубьев стальных зубчатых колес может быть выражена в различных единицах твердости: по Бринеллю (*HB*), по Роквеллу, шкала С ($HRC_э$), по Виккерсу (*HV*). В процессе расчета может понадобиться перевод твердости с единиц одной шкалы в единицы другой. Для этого служат графики рис. 3.10.

Важной характеристикой материала стальных зубчатых колес является базовое число циклов перемены напряжений N_0, т. е. число циклов нагружения, при котором имеет место излом кривой выносливости (рис.3. 11). При расчете изломной прочности принимается $N_{FO} = 4 \times \times 10^6$. В случае расчета на контактную выносливость N_{Ho} определяется в зависимости от твердости поверхности зубьев по графику рис. 3.16.

Зубья точных зубчатых колес подвергаются отделочным операциям: шевингованию, шлифованию, хонингованию, притирке и др.

Шевингование — вид чистовой обработки зубьев низкой твердости, обычно до $HRC_э \leqslant 30$, при помощи специального инструмента — шевера срезающего с боковых поверхностей зубьев стружку 5...20 мкм, применяется в массовом и крупносерийном производстве. Шевер представляет собой закаленное зубчатое колесо с прорезанными (на боковой поверхности зубьев) поперечными канавками, образующими режущие кромки. Процесс шевингования производится по методу свободного обката, т. е. без жесткой кинематической связи: шевер получает принудительное вращение, а изделие вращается от шевера.

Кроме обкатки при шевинговании колесу сообщается возвратно-поступательное перемещение вдоль оси колеса и периодическое перемещение в направлении к шеверу.

Оси шевера и изделия пересекаются, образуя винтовую передачу, поэтому между зубьями шевера и колеса возникает осевое скольжение.

Точность шевингованных колес находится в пределах 6...8 степени точности и зависит от качества обработки колес до шевингования. Например, для получения 6-й степени точности зубчатых колес предварительная механическая обработка зубьев под шевер должна соответствовать 7-й степени точности.

Шевер — специальный инструмент, проектируемый для определенного зубчатого колеса и возможности применения имеющегося шевера для обработки другого колеса, обосновывается проверочным расчетом.

Число зубьев шевера и обрабатываемого колеса не должны иметь общих сомножителей, так как в этом случае каждый зуб шевера обрабатывает все зубья колеса и отклонение шага инструмента распределяется по всей периферии обрабатываемого колеса.

Зубошлифование применяют для устранения погрешностей нарезания и термических деформаций. При этом методе обеспечивается самая высокая точность обработки (в пределах 3...6 степени точности).

Зубошлифование используют для обработки зубьев колес авиационной техники, станков, делительных и измерительных колес, шеверов, долбяков, накатников и т. п.

В настоящее время применяют два метода шлифования зубьев: копирования и обкатки.

Шлифование методом копирования производится шлифовальным кругом, профиль которого соответствует профилю впадины колеса. Обработка каждой последующей впадины выполняется поворотом колеса на зуб. После полного обо-

рота изделия шлифовальный круг перемещается радиально на величину подачи для следующего прохода. Компенсация износа профиля шлифовального круга выполняется периодически автоматической правкой посредством алмазного инструмента.

Точность шагов шлифуемых зубьев определяется точностью системы деления станка.

Зубошлифование методом обкатки осуществляется одним или двумя шлифовальными кругами, которые своими боковыми поверхностями воспроизводят зуб рейки с обрабатываемым колесом (по аналогии с зубофрезерованием). В процессе обкатки изделие (или шлифовальный круг) совершает возвратно-поступательное движение в направлении, перпендикулярном к оси колеса, и одновременно поворачивается (движение обкатки). Кроме того, изделие движется вдоль зуба до полной обработки его по длине.

Обеспечивая высокую точность обработки, зубошлифование имеет существенные недостатки.

1. Зубошлифование малопроизводительно, дорого и удаляет слой материала с наибольшей контактной выносливостью. В ряде случаев, например, станкостроении, при возможности применяют вместо шлифования шевингование зубьев.

2. Шлифовальные операции требуют особо тщательной отработки режимов шлифования, отклонения от которых приводят к образованию тонкого обезуглероженного слоя на поверхности зуба, а следовательно, к снижению выносливости и износостойкости зубьев.

3. Серьезным дефектом при зубошлифовании ответственных зубчатых колес являются шлифовочные прижоги и трещины.

4. Возникающие при зубошлифовании структурные превращения и остаточные напряжения в поверхностных слоях материала зубьев могут приводить к их контактным разрушениям и поломке.

5. Изгибная прочность термически обработанных зубьев со шлифованной выкружкой на 30...35 % ниже, чем с нешлифованной. Указанные недостатки проще преодолеть в условиях крупносерийного и массового производства.

Зубохонингование находит все более широкое применение в серийном и массовом производстве для снижения уровня шума и увеличения срока службы закаленных колес после шевингования или зубошлифования. Зубохонингование аналогично шевингованию, но вместо шевера режущим инструментом является абразивное колесо (хон).

Обрабатываемое колесо приводится во вращение хоном и совершает возвратно-поступательное движение параллельно своей оси. Беззазорное зацепление осуществляется при небольшом регулируемом давлении путем поджима бабки инструмента к колесу. Для повышения производительности в конструкциях некоторых станков хон совершает колебательное (осциллирующее) движение вдоль своей оси. При хонинговании снимается небольшой припуск 0,01...0,02 мм со стороны зуба, в этом же пределе исправляются погрешности зубчатого зацепления.

В отличие от шлифования, хонингование не повышает температуру поверхности зуба и не вызывает тепловых трещин и прижогов.

Притирка зубьев зубчатых колес производится на притирочных станках одним или несколькими притирами, которые представляют собой чугунные колеса того же модуля, что и притираемое колесо.

Обычно притирку применяют при невозможности шлифования.

В процессе обработки притир и притираемое колесо находятся в постоянном зацеплении. Они вращаются со скоростью 1...3 м/с, одновременно притир совершает возвратно-поступательное движение вдоль оси колеса. При притирке уменьшается шум, снижается отклонение профиля, плавность и чистота поверхности зубьев.

Улучшение качества обрабатываемой поверхности и повышение производительности достигается специальной смесью, состоящей из мелкого абразивного порошка и керосина. Значительные погрешности зубьев притирка не исправляет. Увеличение продолжительности притирки сверх оптимальной приводит к искажению профиля зубьев.

3.6. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС НА ПРОЧНОСТЬ

3.6.1. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЬЕВ И СПОСОБЫ ИХ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Основными видами разрушения зубьев являются: поломка, усталостное выкрашивание рабочих поверхностей, пластические деформации или хрупкое разрушение, абразивный износ, заедание.

1. Поломка (излом, изгиб) зубьев — наиболее опасный вид разрушения.

Различают статический изгиб, возникаемый в результате действия больших перегрузок, в том числе и одноразового приложения, и усталостный изгиб — от действия переменных многократно повторяющихся нагрузок либо повторных перегрузок, вызывающих малоцикловую усталость. Поломка зубьев наблюдается у чугунных или стальных колес с твердостью рабочих поверхностей $HB > 350$. В колесах с низкой

твердостью рабочих поверхностей $HB \leqslant 350$ несущая способность лимитируется не изгибной, а контактной прочностью, поэтому поломки зубьев наблюдаются реже.

Повышение изгибной прочности достигается увеличением опасного сечения (увеличением модуля, положительным смещением инструмента при нарезании), снижением концентрации напряжений в переходной части ножки зуба (увеличением радиуса выкружки, применением различных видов упрочнений поверхности зубьев в зоне действия максимальных напряжений).

2. Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев — наиболее распространенный вид разрушения закрытых передач, работающих при обильной смазке.

В результате длительного действия переменных по величине контактных напряжений на рабочих поверхностях зубьев возникают усталостные трещины, дальнейшее развитие которых приводит к отделению частиц металла. В передачах, работающих в условиях абразивного износа, выкрашивание не наблюдается, так как поверхностные слои зубьев изнашиваются раньше, чем успевают развиваться усталостные трещины.

Повышение сопротивляемости выкрашиванию обеспечивается увеличением приведенных радиусов кривизны сопряженных профилей, возрастанием твердости поверхности зубьев и точности изготовления и монтажа передачи, правильным выбором смазки.

3. Пластические деформации или хрупкое разрушение рабочих поверхностей наблюдается при больших перегрузках.

В передачах с твердостью рабочих поверхностей зубьев $HB \leqslant 350$ возникают пластические деформации, которые начинаются у полюсной линии с последующим сдвигом в направлении вектора скорости скольжения. При твердости поверхностей зубьев $HB > 350$ обычно наблюдается хрупкое разрушение.

Пластические деформации или хрупкое разрушение предупреждаются расчетом зубьев по наибольшим пиковым нагрузкам.

4. Абразивный износ зубьев — основная причина выхода из строя открытых передач. В закрытых передачах при качественных уплотнениях и надлежащей смазке абразивный износ практически отсутствует.

Основные меры предупреждения износа — выбор геометрии зацепления, при которой достигается уменьшение скорости скольжения, надежная защита от загрязнения, повышение твердости рабочих поверхностей зубьев.

5. Заедание рабочих поверхностей наблюдается в тяжелонагруженных быстроходных передачах. При больших удельных нагрузках и высоких скоростях скольжения в зоне контакта повышается температура, способствующая разрушению масляной пленки, в результате чего происходит местное молекулярное сцепление контактирующих поверхностей (металлическое соединение — схватывание). Открытые

Таблица 3.13. Формулы для расчета цилиндрических колес на выносливость

Проверочный расчет	Проектировочный расчет
Контактная выносливость	
$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\dfrac{2T_{H1}K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}}{b_w d_{w1}^2} \cdot \dfrac{u+1}{u}} \leqslant [\sigma_H]$ (3.15)	$d_{w1} = \sqrt[3]{\dfrac{2T_{H1}K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}(Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2}{\psi_d [\sigma_H]^2} \cdot \dfrac{u+1}{u}}$ мм (3.16)
$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\dfrac{W_{Ht}}{d_{w1}} \cdot \dfrac{u+1}{u}} \leqslant [\sigma_H]$ (3.15′)	$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\dfrac{T_{H1}K_{H\beta}}{\psi_d [\sigma_H]^2} \cdot \dfrac{u+1}{u}}$ мм (3.16′)
Выносливость при изгибе	
$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_\beta \dfrac{W_{Ft}}{m} \leqslant [\sigma_{F1}]$ (3.17)	$m^* = \sqrt[3]{\dfrac{2T_{F1}K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv}\cos^2\beta}{z_1^2 \psi_d [\sigma_{F1}]} Y_{F1} Y_\beta}$ мм (3.18)
$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \dfrac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leqslant [\sigma_{F2}]$ (3.17′)	$m^* = K_m \sqrt[3]{\dfrac{T_{F1}K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_d [\sigma_{F1}]} Y_{F1}}$ мм (3.18′)

* Из двух соотношений $\dfrac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]}$ и $\dfrac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]}$ в формулы (3.18), (3.18′) подставляется бо́льшее.

Таблица 3.14. Формулы для расчета конических колес на выносливость

Проверочный расчет	Проектировочный расчет
Контактная выносливость	
$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{4{,}5\,T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{(1-\psi_к)\,\psi_к d_{w1}^3 u}} \leqslant [\sigma_H]$ (3.19)	$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{4{,}5 T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2}{(1-\psi_к)\,\psi_к u\,[\sigma_H]^2}}$ мм (3.20)
	$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_{H1} K_{H\beta}}{(1-\psi_к)\,\psi_к u\,[\sigma_H]^2}}$ мм (3.20′)
$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}\sqrt{u^2+1}}{0{,}85 d_{wm1} u}} \leqslant [\sigma_H]$ (3.19′)	$d_{wm1} = \sqrt[3]{\frac{4{,}7 T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2}{\psi_m u\,[\sigma_H]^2}}$ мм (3.21)
	$d_{wm1} = K_{dm} \sqrt[3]{\frac{T_{H1} K_{H\beta}}{\psi_m u\,[\sigma_H]^2}}$ мм (3.21′)
Выносливость при изгибе	
$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_\beta \frac{W_{Ft}}{0{,}85 m_n} \leqslant [\sigma_{F1}]$ (3.22)	$m_{te}^* = \sqrt[3]{\frac{4{,}5\,T_{F1} K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F1} Y_\beta}{(1-\psi_к)\,\psi_к \sqrt{u^2+1}\cos\beta_m\,[\sigma_{F1}]\,z_1^2}}$ мм (3.23)
	$m_{te}^* = K_{mt} \sqrt[3]{\frac{T_{F1} K_{F\beta} Y_{F1}}{(1-\psi_к)\,\psi_к \sqrt{1+u^2}\,[\sigma_{F1}]\,z_1^2}}$ мм (3.23′)
	$m_n^* = \sqrt[3]{\frac{4{,}7\,T_{F1} K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F1} Y_\beta \cos^2\beta_m}{\psi_m \sqrt{1+u^2}\,[\sigma_{F1}]\,z_1^2}}$ мм (3.24)
$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leqslant [\sigma_{F2}]$ (3.22′)	$m_n^* = K_{mn} \sqrt[3]{\frac{T_{F1} K_{F\beta} Y_{F1}}{\psi_m \sqrt{1+u^2}\,[\sigma_{F1}]\,z_1^2}}$ мм (3.24′)

* См. примечание к табл. 3.13.

передачи, смазываемые консистентной смазкой, заеданию обычно не подвержены. Меры борьбы с заеданием следующие: использование специальных противозадирных масел, повышение твердости поверхности зубьев, применение геометрии зубьев, при которой достигается уменьшение скольжения профилей.

Расчет цилиндрических зубчатых передач с учетом рассмотренных выше основных видов разрушений регламентирован ГОСТ 21354—75, который принят в настоящем пособии за основу. Упрощения при выборе некоторых расчетных коэффициентов практически не влияют на точность конечных результатов.

Закрытые передачи рассчитываются на контактную выносливость рабочих поверхностей, на выносливость зубьев при изгибе, контактную прочность и прочность при изгибе.

Открытые передачи рассчитываются на выносливость и прочность зубьев при изгибе и контактную прочность.

Структура формул при проектных расчетах в пособии представлена в таком виде, что полный проверочный расчет может не проводиться.

Расчетные формулы для цилиндрических колес приведены в табл. 3.13, для конических — в табл. 3.14. В таблицах T_{H1} и T_{F1} — соответственно расчетный крутящий момент на шестерне при расчете на контактную выносливость и выносливость при изгибе.

3.6.2. РЕЖИМ РАБОТЫ И РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА

В зубчатых передачах при действии постоянной нагрузки и зацеплении рассчитываемой шестерни с одним колесом суммарное число циклов перемен напряжений

$$N_\Sigma = 60\,n t_ч,$$

где n — частота вращения шестерни, мин$^{-1}$; $t_ч$ — продолжительность работы передачи, ч.

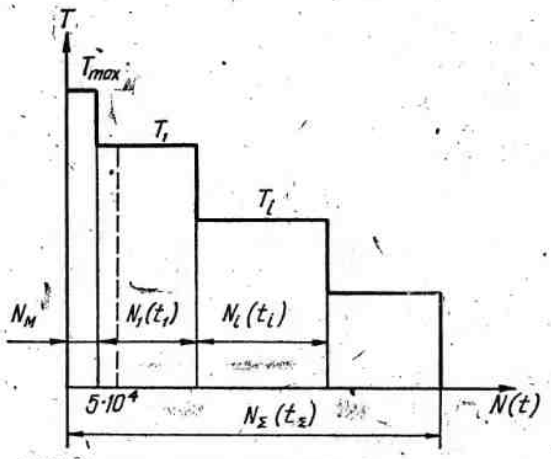


Рис. 3.12. Гистограмма нагружения

Крутящий момент на валу шестерни для такого режима называют номинальным.

При переменной нагрузке задается ступенчатая циклограмма нагружения (рис. 3.12), на которой по горизонтальной оси откладывается число циклов перемен напряжений, по вертикальной — крутящие моменты в порядке убывания.

Число циклов перемен напряжений за время действия момента T_i

$$N_i = 60\, t_{\Sigma i} n_i, \qquad (3.11')$$

где $t_{\Sigma i}$ — продолжительность действия момента T_i, ч; n_i — частота вращения (мин$^{-1}$) при действии момента T_i. В случае заданной мощности на валу N (кВт) и частоты вращения n (мин$^{-1}$) передаваемый крутящий момент

$$T = 9550 \cdot 10^3 \frac{N}{n}\ \text{Н} \cdot \text{мм}. \qquad (3.12)$$

Окружная сила на начальной окружности цилиндрических колес d_w (мм)

$$F_t = \frac{2T}{d_w}\ \text{Н}, \qquad (3.13)$$

по средней начальной окружности конических колес d_{wm} (мм)

$$F_t = \frac{2T}{d_{wm}}\ \text{Н}. \qquad (3.14)$$

В качестве расчетного (номинального) момента при расчете на контактную и изгибную выносливость принимают наибольший из длительно действующих моментов, за время действия которого зубья испытывают не менее $5 \cdot 10^4$ циклов перемен напряжений (см. момент T_1 на рис. 3.12). Пусковые и рабочие перегрузки в расчетах на выносливость не учитывают, так как их продолжительность невелика и они не оказывают заметного влияния на усталость. Они используются при проверочных расчетах на статическую прочность зубьев.

Расчетная удельная окружная сила при расчете:

на контактную выносливость

$$W_{Ht} = \frac{2T_{H1}}{d_{w1} b_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}, \qquad (3.25)$$

на выносливость при изгибе

$$W_{Ft} = \frac{2T_{F1}}{d_{w1} b_w} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}. \qquad (3.25')$$

3.6.3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

При проектировании зубчатых передач различают проектировочный и проверочный расчеты. В процессе проектировочного расчета по заданной нагрузке и известным допускаемым напряжениям определяют требуемые размеры передачи.

В случае проверочного расчета по заданной нагрузке и габаритам передачи определяют фактические напряжения в зубьях и сравнивают с допускаемыми. В курсовом проектировании основным является проектировочный расчет.

Ниже приведена последовательность определения коэффициентов, входящих в расчетные формулы 3.15...3.16 из табл. 3.13.

Коэффициент рабочей шины зубчатого венца $\psi_d = \frac{b_w}{d_w}$ существенно влияет на габариты и массу передачи.

С увеличением ψ_d уменьшаются масса и габариты, но при этом увеличивается ширина венца и снижается точность контакта зубьев по длине, т. е. ухудшаются условия приработки. Выбор ψ_d зависит от жесткости элементов передачи (валов, корпусов, подшипников), твердости зубьев, схемы расположения колес относительно опор, характера нагрузки, быстроходности вала.

Рекомендуемые значения ψ_d приведены в табл. 3.15.

В косозубых колесах для повышения нагрузочной способности и плавности работы следует соблюдать условие кратности коэффициента осевого перекрытия целому числу K (где $K = 1, 2, 3$):

$$\varepsilon_\beta = K = \frac{b_w \sin\beta}{\pi m} = \frac{m z_1 \psi_d \sin\beta}{\pi m \cos\beta} = \frac{z_1 \psi_d \operatorname{tg}\beta}{\pi},$$

тогда

$$\psi_d = K \frac{\pi}{z_1 \operatorname{tg}\beta}. \qquad (3.26)$$

Следовательно, значение ψ_d, принятое по табл. 3.15, окончательно уточняют по зависимости (3.26). В шевронных передачах указанную рекомендацию принимают для каждого полушеврона.

Таблица 3.15. Ориентировочные значения $\psi_{d\,max}^{*}$

Номер варианта	Расположение опор относительно зубчатого венца	Нагрузка	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
			I $HB_1 < 350HB$ или $HB_1 < 350HB$ и $HB_2 < 350HB$	II $HB_1 > 350\,HB$, $HB_2 > 350HB$
			ψ_{dmax}	
1	Симметричное	А	1,6 (2,2)	1,0 (1,3)
		Б	1,2 (1,6)	0,90 (1,2)
2	Несимметричное	А	1,25 (1,6)	0,8 (1,1)
		Б	1,0 (1,3)	0,65 (0,9)
3	По одну сторону зубчатого венца	А	0,7	0,55
		Б	0,6	0,45
4	Для переключающихся колес коробок скоростей	—	0,15 ... 0,25	—

Примечания:

1. А — нагрузка, мало изменяющаяся по значению; Б — нагрузка, резко изменяющаяся по значению.
2. В скобках даны значения ψ_{dmax} для шевронных передач, в которых b_w — сумма значений ширины обоих полушевронов.
3. *Обычно принимают $\psi_d = (0{,}7 \ldots 0{,}9)\,\psi_{dmax}$, большие значения выбирают для последних ступеней многоступенчатых редукторов, меньшие — для быстроходных ступеней; для открытых передач значения ψ_d выбирают ближе к нижнему пределу.

Коэффициент $K_{H\alpha}$ учитывает распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1$; для косозубых и шевронных передач его определяют по рис. 3.13 в зависимости от окружной скорости v и степени точности передачи.

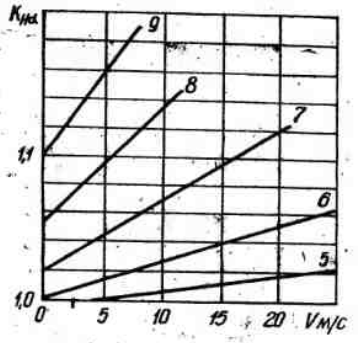


Рис. 3.13. Определение коэффициента $K_{H\alpha}$ у косозубых цилиндрических колес:
цифры на кривых — степень точности по ГОСТ 1643—81

При проектировочном расчете ориентировочная окружная скорость колес по начальному диаметру d_w (для конических колес по среднему начальному диаметру d_{wm}) определяется по зависимости

$$v = 0{,}0125 \sqrt[3]{N_1 n_1^2}\ \text{м/с}, \qquad (3.27)$$

где N_1 — мощность на валу шестерни, кВт; n_1 — частота вращения шестерни, мин$^{-1}$. С помощью найденной скорости v по табл. 3.33 разд. 3.8 «Точность зубчатых и червячных передач» определяется требуемая степень точности передачи.

Коэффициент K_{Hv} учитывает динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. Ориентировочные значения K_{Hv} определяются по

Таблица 3.16. Приближенные значения коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv} для цилиндрических колес (в числителе для прямозубых, в знаменателе — косозубых)

Степень точности	Твердость зуба колеса z_2	Значения K_{Hv} и K_{Fv} при окружной скорости v, м/с											
		1		2		4		6		8		10	
		K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}
6	≤ 350	1,03/1,01	1,06/1,02	1,06/1,02	1,13/1,05	1,12/1,03	1,26/1,1	1,17/1,04	1,4/1,15	1,23/1,06	1,53/1,2	1,28/1,07	1,67/1,25
	> 350	1,02/1,00	1,02/1,01	1,04/1,00	1,04/1,02	1,07/1,02	1,08/1,03	1,1/1,02	1,11/1,04	1,15/1,03	1,14/1,06	1,18/1,04	1,17/1,07
7	≤ 350	1,04/1,02	1,08/1,03	1,07/1,02	1,16/1,06	1,14/1,03	1,33/1,11	1,21/1,06	1,5/1,16	1,29/1,07	1,67/1,22	1,36/1,08	1,8/1,27
	> 350	1,03/1,00	1,03/1,01	1,05/1,01	1,05/1,02	1,09/1,02	1,09/1,03	1,14/1,03	1,13/1,05	1,19/1,03	1,17/1,07	1,24/1,04	1,22/1,08
8	≤ 350	1,04/1,01	1,1/1,03	1,08/1,02	1,2/1,06	1,16/1,04	1,38/1,11	1,24/1,06	1,58/1,17	1,32/1,07	1,78/1,23	1,4/1,08	1,96/1,29
	> 350	1,03/1,01	1,04/1,01	1,06/1,01	1,06/1,02	1,1/1,02	1,12/1,03	1,16/1,03	1,16/1,05	1,22/1,04	1,21/1,07	1,26/1,05	1,25/1,08
9	≤ 350	1,05/1,01	1,13/1,04	1,1/1,03	1,28/1,07	1,2/1,05	1,5/1,14	1,3/1,07	1,77/1,21	1,4/1,09	1,98/1,28	1,5/1,12	—
	> 350	1,04/1,01	1,04/1,01	1,07/1,01	1,07/1,02	1,13/1,02	1,14/1,04	1,2/1,03	1,21/1,06	1,26/1,04	1,27/1,08	1,32/1,05	—

Примечание. При определении K_{Hv}, K_{Fv} для прямозубых колес модифицированного исходного контура с фланком используется графа для предыдущей, более высокой степени точности. Так, коэффициенты для зубьев модифицированного контура 8-й степени точности определяются по графе для 7-й степени точности немодифицированных зубьев.

табл. 3.16 в зависимости от окружной скорости (формула 3.27), степени точности и твердости зубьев колеса z_2 передачи.

При более точных расчетах коэффициент динамичности $K_{H\upsilon}$ определяют по методике ГОСТ 21354—75.

Коэффициент $K_{H\beta}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. Неравномерность нагрузки обусловлена деформациями элементов передачи, погрешностями изготовления и монтажа. При симметричном расположении опор относительно колес прогиб вала не вызывает перекоса колес, а следовательно, и нарушения распределения нагрузки по длине зуба. При несимметричном и консольном расположении опор колеса перекашиваются, что приводит к концентрации нагрузки. Влияние перекоса зубьев возрастает с увеличением ширины венца. Это условие ограничивает значение ψ_d. Передачи с твердостью зубьев хотя бы одного из колес $HB \leqslant 350$ прирабатываются интенсивно и характеризуются низким коэффициентом неравномерности. Ориентировочные значения $K_{H\beta}$ определяют по рис. 3.14.

В ряде случаев при известных дополнительных конструктивных параметрах передачи $K_{H\beta}$ определяют с учетом коэффициента приработки K_{Hw}, физический смысл которого иллюстрирует рис. 3.15. В подобных случаях коэффициент $K_{H\beta}$ определяется по справочному приложению 3 ГОСТ 21354—75.

Коэффициент Z_H, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos^2\beta}{\sin 2\alpha_{tw}}} \cong \sqrt{\frac{2\cos^2\beta}{\sin 2\alpha_{nw}}}, \qquad (3.28)$$

при $x_1 + x_2 = 0$ и $\alpha_{nw} = 20°$

$$Z_H = 1{,}76\cos\beta. \qquad (3.28')$$

Коэффициент Z_M, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес

$$Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi(1-\nu^2)}\frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}},$$

где ν — коэффициент Пуассона; E_1, E_2 — модули упругости материалов соответственно шестерни и колеса, МПа.

Для стальных колес

$$Z_M = 275\ \text{МПа}^{\frac{1}{2}}. \qquad (3.29)$$

Коэффициент Z_ε, учитывающий суммарную длину контактных линий:

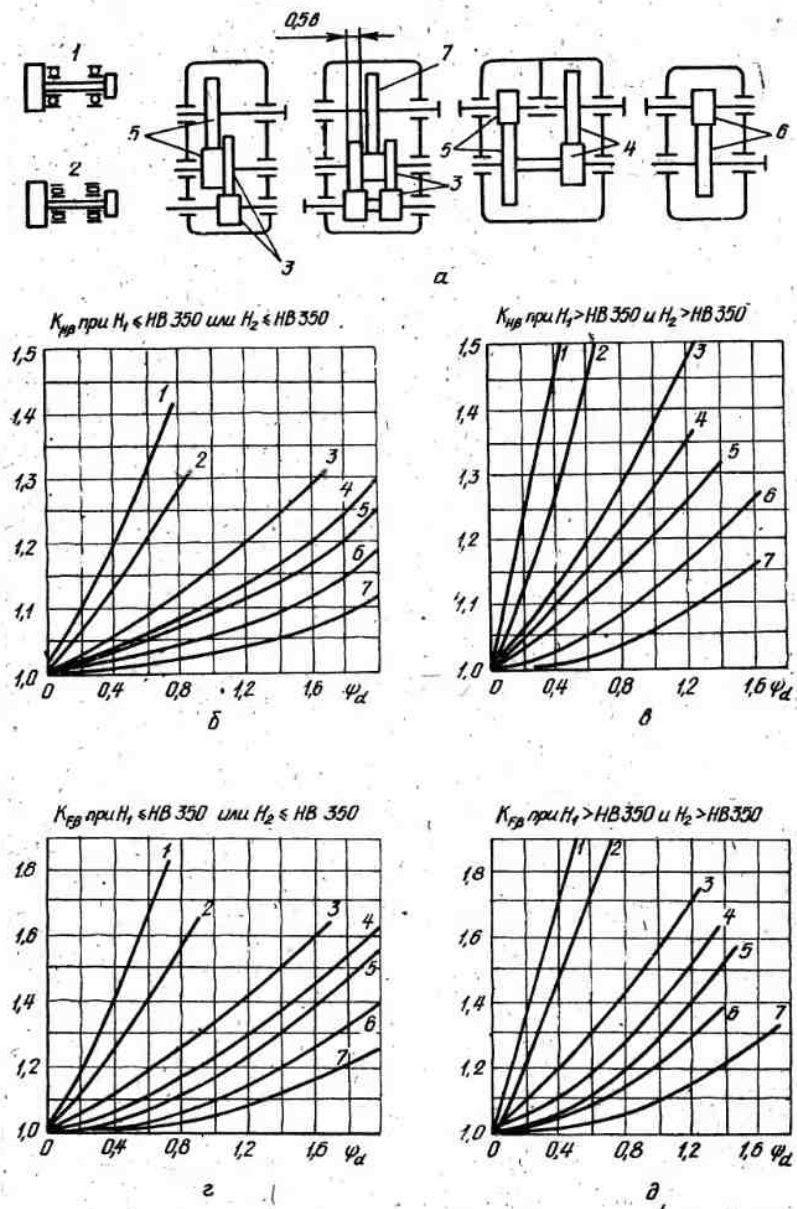


Рис. 3.14. Определение коэффициентов $K_{H\beta}$ $K_{F\beta}$ для цилиндрических колес:

1—7 — кривые, соответствующие схемам передач на рис. 3.14, *а*

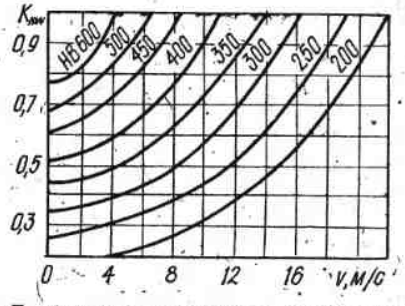


Рис. 3.15. График для определения коэффициента $K_{H\omega}$

для прямозубых передач

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}, \qquad (3.30)$$

для косозубых и шевронных передач при $\varepsilon_\beta \geqslant 0{,}9$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}, \qquad (3.31)$$

где ε_α — коэффициент торцового перекрытия (формула 3.3).

Вспомогательный коэффициент диаметра K_d при проектном расчете передачи:
прямозубой

$$K_d = 77, \qquad (3.32)$$

косозубой и шевронной

$$K_d = 67{,}5. \qquad (3.32')$$

Допускаемое напряжение на контактную выносливость

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\,\lim}}{S_H} Z_R Z_v, \qquad (3.33)$$

где $\sigma_{H\lim}$ — предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов перемен напряжений:

$$\sigma_{H\,\lim} = \sigma_{H\,\lim b} K_{HL}. \qquad (3.34)$$

Пределы контактной выносливости $\sigma_{H\lim b}$, соответствующие базовому числу циклов перемен напряжений, для сталей приведены в табл. 3.17.

Коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи:

$$K_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}. \qquad (3.35)$$

Применительно к контактной выносливости $m_H = 6$ базовое число циклов перемен напряжений N_{HO} в зависимости от твердости рабочей поверхности определяют по рис. 3.16. Со-

Таблица 3.17. Пределы контактной выносливости, соответствующие базовому числу циклов перемены напряжений

Способ термической или химико-термической обработки зубьев	Твердость поверхности зубьев	Группа стали	$\sigma_{H\,\lim b}$, МПа
Отжиг, нормализация или улучшение	$\leqslant 350\ HB$	Стали углеродистые и легированные	$\sigma_{H\,\lim b} = 2HB + 70$
Объемная закалка	38 ... 50 $HRC_э$		$\sigma_{H\,\lim b} = 18\ HRC_э + 150$
Поверхностная закалка	40 ... 50 $HRC_э$		$\sigma_{H\,\lim b} = 17\ HRC_э + 200$
Цементация и нитроцементация	Более 56 $HRC_э$	Стали легированные	$\sigma_{H\,\lim b} = 23\ HRC_э$
Азотированные	550 ... 750 HV		$\sigma_{H\,\lim b} = 1050$

отношение твердостей зубьев по различным шкалам приведено на рис. 3.10. Эквивалентное (суммарное) число циклов перемен напряжений при действии постоянной нагрузки

$$N_{HE} = N_\Sigma = 60\,nt_\Sigma. \qquad (3.36)$$

При ступенчатой циклограмме нагружения (рис. 3.12)

$$N_{HE} = \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{T_{Hi}}{T_{H1}}\right)^3 N_i. \qquad (3.37)$$

Здесь T_{Hi} — крутящий момент, соответствующий i-й ступени циклограммы нагружения; T_{H1} — наибольший расчетный крутящий момент, принимаемый при расчете на контактную выносли-

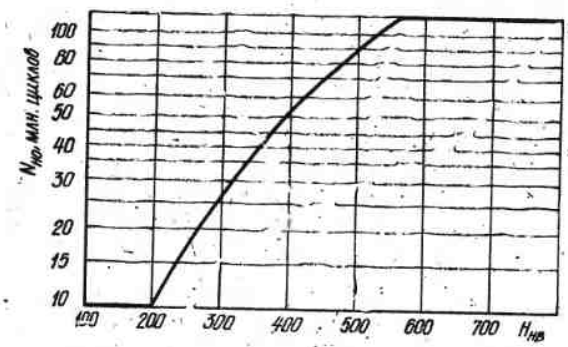


Рис. 3.16. Определение базового числа циклов перемены напряжения

вость (см. раздел 3.6.2); N_i — число циклов перемен напряжений за время действия момента T_i (формула 3.11′).

Фактический (суммарный) срок службы передачи, ч

$$t_\Sigma = 24\,K_{сут}\,365\,K_{год}\,L_{год}, \qquad (3.37')$$

где $K_{сут}$ и $K_{год}$ — коэффициенты использования передачи в сутки и в году; $L_{год}$ — полный срок службы в годах.

Тогда суммарное число циклов

$$N_\Sigma = 60nt_\Sigma. \qquad (3.37'')$$

Пример. Определить эквивалентное число циклов перемен напряжений для шестерни при расчете на контактную выносливость по следующим данным: частота вращения шестерни $n_1 = 970$ мин$^{-1}$; срок службы передачи $L_{год} = 8$ лет; $K_{сут} = 0{,}45$; $K_{год} = 0{,}67$. Нагрузка переменная (см. рис. 3.12), наибольший расчетный момент первой ступени циклограммы — T_{H1} (на рис. 3.12 T_1). Моменты на второй и третьей ступени нагружения $T_{H2} = 0{,}7T_{H1}$ и $T_{H3} = 0{,}3T_{H1}$.

Продолжительность действия моментов $T_{H1}\ldots T_{H3}$ соответственно

$$t_1 = 0{,}2t_\Sigma;\quad t_2 = 0{,}5t_\Sigma;\quad t_3 = 0{,}3t_\Sigma.$$

Решение.

1. Фактический (суммарный) срок службы передачи (формула 3.37′)

$$t_\Sigma = 24K_{сут}\,365K_{год}L_{год} = 24 \cdot 0{,}45 \cdot 365 \times \times 0{,}67 \cdot 8 = 21129\text{ ч}.$$

2. Продолжительность действия нагрузок $T_{H1}\ldots T_{H3}$ соответственно

$$t_1 = 0{,}2t_\Sigma = 0{,}2 \cdot 21\,129 = 4226\text{ ч};$$
$$t_2 = 0{,}5t_\Sigma = 0{,}5 \cdot 21\,129 = 10\,565\text{ ч};$$
$$t_3 = 0{,}3t_\Sigma = 0{,}3 \cdot 21\,129 \approx 6338\text{ ч}.$$

3. Эквивалентное число циклов перемен напряжений для шестерни (формулы 3.37, 3.11′)

$$N_{HE1} = \sum_{k=1}^{k}\left(\frac{T_{Hi}}{T_{H1}}\right)^3 N_i = \left(\frac{T_{H1}}{T_{H1}}\right)^3 60 \cdot 970 \cdot 4226 + + \left(\frac{0{,}7T_{H1}}{T_{H1}}\right)^3 60 \cdot 970 \cdot 10565 + + \left(\frac{0{,}3T_{H1}}{T_{H1}}\right)^3 60 \cdot 970 \cdot 6338 = 4{,}67 \cdot 10^8.$$

Для колеса

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u},$$

где u — передаточное число передачи.

При $N_{HE} > N_{HO}$

для переменной нагрузки

$$K_{HL} = 1,$$

для постоянной нагрузки

$$K_{HL} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \geqslant 0{,}9. \qquad (3.38)$$

При малом числе циклов N_{HE} значение K_{HL}, а следовательно, и допускаемое контактное напряжение может получиться завышенным, поэтому для предупреждения статического разрушения значение K_{HL} ограничивают.

При объемном упрочнении зуба (нормализация, улучшение)

$$K_{HL} \leqslant 2{,}6, \qquad (3.39)$$

при поверхностном упрочнении (цементация, азотирование)

$$K_{HL} = 1{,}8. \qquad (3.40)$$

Коэффициент безопасности S_H: для колес с однородной структурой материала $S_H = 1{,}1$; для колес с поверхностным упрочнением зубьев $S_H = 1{,}2$. Для ответственных передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, значения коэффициента безопасности увеличивают до $S_H = 1{,}25$ и $S_H = 1{,}35$ соответственно.

Коэффициент Z_R, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев, выбирают по табл. 3.18.

Таблица 3.18. **Коэффициент шероховатости поверхности зубьев**

Шероховатость R_a, мкм	Z_R
1,25 ... 0,63	1
2,5 ... 1,25	0,95
10 ... 40	0,9

Примечание. Z_R определяют по тому колесу зубчатой пары, которое имеет большую шероховатость

Коэффициент Z_v, учитывающий окружную скорость, определяют по рис. 3.17. В предварительных расчетах принимают $Z_v = 1$.

Для прямозубых передач в качестве допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ принимается допускаемое контактное напряжение того зубчатого колеса (шестерни или колеса), для которого оно меньше.

Косозубые и шевронные передачи рассчитывают по среднему контактному напряжению

$$[\sigma_H] = 0{,}45\,([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \qquad (3.41)$$

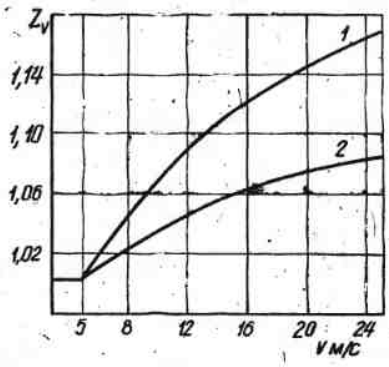


Рис. 3.17. Определение Z_v-коэффициента, учитывающего влияние смазки:
1 — $HB < 350$; *2* — $HB > 350$

при соблюдении условия

$$[\sigma_H] \leqslant 1{,}23\,[\sigma_{H\,\min}]. \qquad (3.42)$$

Под $[\sigma_{H\min}]$ понимается меньшее из двух значений для шестерни $[\sigma_{H1}]$ и колеса $[\sigma_{H2}]$. При несоблюдении зависимости (3.42) принимают

$$[\sigma_H] = 1{,}23\,[\sigma_{H\,\min}]. \qquad (3.43)$$

После вычисления по формулам (3.16) или (3.16′) из табл. 3.13 начального диаметра шестерни определяют ее делительный диаметр: для прямозубых колес при $x_1 \neq x_2$ (см. табл. 3.6)

$$d_1 = d_{w1}\frac{\cos\alpha_w}{\cos\alpha}, \qquad (3.44)$$

для прямозубых, косозубых и шевронных колес при $x_1 + x_2 = 0$

$$d_1 = d_{w1}.$$

Затем находят модуль зацепления колес: прямозубых

$$m = \frac{d_1}{z_1}, \qquad (3.45)$$

косозубых и шевронных

$$m = \frac{d_1}{z_1}\cos\beta. \qquad (3.46)$$

Полученные модули уточняют по стандарту (приложение, табл. 9). По стандартному модулю пересчитывают диаметры d_1, d_{w1}.

Заданное или стандартное межосевое расстояние в косозубых передачах обеспечивается за счет пересчета угла наклона β по формуле (3.2′).

3.6.4. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

При выполнении проектировочного расчета передачи по формуле (3.16) необходимость полного проверочного расчета отпадает. Проверка сводится к уточнению коэффициентов K_{Hv}, $K_{H\alpha}$ (для косозубых и шевронных колес), Z_v по истинной скорости

$$v = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60\,000}\ \text{м/с}, \qquad (3.47)$$

где d_{w1} — начальный диаметр шестерни (мм), полученный при проектировочном расчете.

Затем пересчитывается начальный диаметр

$$d'_{w1} = d_{w1}\sqrt[3]{\frac{K'_{Hv}K'_{H\alpha}(Z'_v)^2}{K_{Hv}K_{H\alpha}Z_v^2}}. \qquad (3.48)$$

Со штрихом — окончательные значения коэффициентов, без штриха — их предварительные значения.

При проектировочном расчете передач по формуле (3.16′) проверочный расчет производится полностью.

3.6.5. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Основные предпосылки расчета изложены в разделе 3.6.1 «Виды разрушения зубьев и способы их расчета».

Расчетные формулы для проектировочного и проверочного расчетов приведены в табл. 3.13.

Физический смысл коэффициентов, обозначенных буквой K, такой же, как и при расчете на контактную выносливость.

Коэффициент $K_{F\alpha}$ для прямозубых передач при условии однопарного зацепления принимают равным единице.

Для косозубых колес

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n-5)}{4\varepsilon_\alpha}, \qquad (3.49)$$

где n — порядковый номер степени точности по нормам полноты контакта по ГОСТ 1643—81.

При степени точности $n > 9$ принимают $n = 9$.

Коэффициент $K_{F\beta}$ определяют по рис. 3.14.

Коэффициент K_{Fv} находят по табл. 3.16. Окружную скорость определяют по формуле (3.27).

Коэффициент Y_F, учитывающий форму зуба, определяют по рис. 3.18 в зависимости от коэффициента смещения исходного контура x и эквивалентного числа зубьев

$$z_э = \frac{z}{\cos^3\beta}.$$

Здесь z — число зубьев шестерни (z_1) или колеса (z_2).

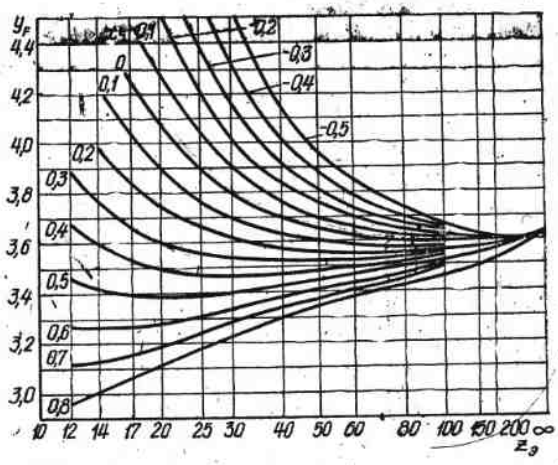


Рис. 3.18. Определение коэффициента формы зубьев Y для цилиндрических колес

Для прямозубых колес $\beta = 0$ и соответственно $z_э = z$.

При проектировочных расчетах на выносливость по изгибу из двух значений

$$\frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]} \text{ и } \frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]}$$

в формулы (3.18), (3.18′) подставляется бóльшее.

Коэффициент Y_β учитывает угол наклона зуба β. Для прямозубых колес $Y_\beta = 1$. Для косозубых и шевронных колес

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}, \qquad (3.50)$$

где β — в градусах. При $\beta \geqslant 42°$ $Y_\beta = 0{,}7$.

Вспомогательный коэффициент K_m при проектировочном расчете передач: прямозубых — $K_m = 1{,}4$; косозубых при $\varepsilon_\beta \leqslant 1$ $K_m = 1{,}25$; косозубых и шевронных при $\varepsilon_\beta > 1$ $K_m = 1{,}12$.

Допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость по изгибу

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\,\lim}}{S_F} Y_S Y_R. \qquad (3.51)$$

Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу перемен напряжений:

$$\sigma_{F\,\lim} = \sigma^0_{F\,\lim b} K_{FC} K_{FL}, \qquad (3.52)$$

где $\sigma^0_{F\,\lim b}$ — предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу перемен напряжений (приведен в табл. 3.19).

Коэффициент K_{FC}, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, выбирается по табл. 3.20.

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}. \qquad (3.53)$$

Здесь m_F — показатель степени кривой выносливости при изгибе: для зубьев с нешлифованной переходной поверхностью и НВ > 350 $m_F = 9$, в остальных случаях $m_F = 6$; N_{FO} — базовое число циклов перемен напряжений, для всех сталей $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$; N_{FE} — эквивалентное число циклов перемен напряжений:
при постоянной нагрузке

$$N_{FE} = N_\Sigma = 60\, n t_ч; \qquad (3.54)$$

при переменной нагрузке (рис. 3.12)

$$N_{FE} = \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{T_{Fi}}{T_{F1}}\right)^{m_F} N_i. \qquad (3.55)$$

Как и при расчете на контактную выносливость, пусковые и рабочие перегрузки, суммарное число циклов перемен напряжений которых не превышает $5 \cdot 10^4$, в расчете не учитываются.

При условии $N_{FE} > N_{FO}$ принимают $K_{FL} = 1$.

Для предупреждения статического разрушения зубьев значения коэффициента долговечности ограничиваются: при $m_F = 6$ $K_{FL} \leqslant 2{,}08$; при $m_F = 9$ $K_{FL} \leqslant 1{,}63$.

Коэффициент безопасности S_F определяется по формуле

$$S_F = S'_F S''_F, \qquad (3.56)$$

где S'_F — коэффициент, учитывающий нестабильность характеристики материала (табл. 3.19); S''_F — коэффициент, учитывающий способ получения заготовки и условия эксплуатации передачи (табл. 3.21).

Коэффициент Y_S учитывает чувствительность материала к концентрации напряжений в функции от модуля зацепления. При проектировочном расчете ввиду неопределенности модуля $Y_S = 1{,}0$. (3.57)

При проверочном расчете Y_S определяется по рис. 3.19.

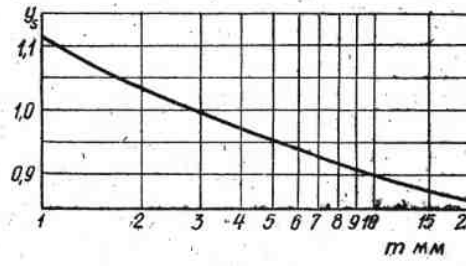


Рис. 3.19. Определение коэффициента Y_S

Таблица 3.19. Приближенные значения пределов изгибной выносливости зубьев $\sigma^0_{F\,\lim b}$, коэффициента S'_F и $\sigma_{F\,\lim M}$

Термообработка	Группа стали	Твердость зубьев: поверхности	Твердость зубьев: сердцевины	$\sigma^0_{F\,\lim b}$, МПа	S'^*_F	$\sigma_{F\,\lim M}$, МПа
Нормализация и улучшение	Углеродистые и легированные стали 40, 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ и др.	180...350HB		1,8HB	1,75	4,8НВ
Объемная закалка с применением средств против обезуглероживания	Легированные стали с содержанием углерода 0,4—0,55 % 40Х, 40ХН, 35ХМ и др.	45...55$HRC_э$		600		2450
Объемная закалка. Возможно обезуглероживание	Стали 40ХН, 50ХН и др.	45...55$HRC_э$		550	1,85	
	Стали 40Х, 40ХФА			500		
Закалка ТВЧ. Закаленный слой повторяет очертания впадины	Стали пониженной прокаливаемости У6, 55ПП	58...62$HRC_э$	28...35$HRC_э$	900	1,75	2500
	Стали 40ХН, 40ХН2МА	48...58$HRC_э$	25...35$HRC_э$	700		2200
	40Х, 35ХМ			600		
Закалка ТВЧ. Закаленный слой занимает все сечение зуба и часть тела колеса	Стали 40ХН, 40ХН2МА и др.	48...55$HRC_э$		600		2500
	Стали 40Х, 35ХМ и др.			500		
Закалка ТВЧ. Закаленный слой обрывается на переходной поверхности	Стали углеродистые и легированные	Незакаленной части зуба 200...300HB		400	1,75	6НВ
Цементация с автоматическим регулированием процесса	Стали 20ХН, 20ХН2М, 12ХН2, 20ХНЗА, 20ХНЗА, 15ХГНТА	57...63$HRC_э$	32...45$HRC_э$	950	1,55	3100
	18ХГТ, 30ХГТ, 20Х, 2ХГР, 12Х2Н4А и др.					
Цементация. Применение средств против обезуглероживания при закалке	Легированные стали всех марок	56...63$HRC_э$		800	1,75	2650
Цементация. Возможно обезуглероживание при закалке	20Х2Н4А, 20ХНЗА, 18Х2НЧВА	55...63$HRC_э$		800		
	Прочие легированные стали 18ХГТ, 30ХГТ и др.			700		2100
Нитроцементация	Стали 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х	57...63$HRC_э$	24...40$HRC_э$	750	1,55	2650

Окончание табл. 3.19

Термообработка	Группа стали	Твердость зубьев: поверхности	Твердость зубьев: сердцевины	$\sigma^0_{b\,\lim b}$, МПА	S^*_F	$\sigma_{F\lim M}$, МПА
Азотирование	Стали, содержащие алюминий	700...950 *HV*	24...40 $HRC_э$	$300+12HRC_э$ сердцевины	1,75	2000
	Прочие легированные стали	550...750 *HV*				1750

* Коэффициент S_F указан для вероятности неразрушения $p = 0{,}98$. При $p > 0{,}98$ значения S_F увеличиваются на 25...30 %.

Таблица 3.20. **Коэффициент, учитывающий характер приложения нагрузки**

Характер приложения нагрузки и вид термообработки	K_{FC}
Нереверсивная передача	1,0
Реверсивная передача:	
отжиг, нормализация, улучшение;	0,65
объемная и поверхностная закалка, цементация;	0,75
азотирование	0,9

Таблица 3.21. **Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки и условия эксплуатации передачи S''_F**

Способ получения заготовки	S''_F		
	Условия эксплуатации передач		
	Абразивный износ отсутствует	Незначительный абразивный износ	Интенсивный абразивный износ
Поковка, штамповка	1,0	1,25	1,5
Прокат	1,15	1,45	1,75
Литье	1,3	1,65	2,0

Коэффициент Y_R учитывает шероховатость переходной поверхности зуба в зависимости от способа обработки. Для зубофрезерования с шероховатостью не более R_z40

$$Y_R = 1{,}0. \qquad (3.58)$$

При проектном расчете передачи по формуле (3.18) полный проверочный расчет обычно не производится. Как и при расчете на контактную выносливость, уточняются коэффициенты: K_{Fv} по истинной скорости по формуле (3.27) и Y_S в зависимости от модуля зацепления по рис. 3.19. Затем определяют новый модуль

$$m' = m\sqrt[3]{\frac{K'_{Fv}Y_S}{K_{Fv}Y'_S}}, \qquad (3.59)$$

где со штрихом — окончательные значения параметров, без штриха — предварительные.

Модуль m' округляется по стандарту (см. приложение, табл. 9).

При проектном расчете передачи по формуле (3.18′) проверочный расчет производится полностью.

3.6.6. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ

Дополнительные проверочные расчеты производят при наличии больших кратковременных пиковых и пусковых нагрузок T_M, в том числе и одноразовых нагрузок. Если в конструкции привода предусмотрено предохранительное устройство, максимальная нагрузка T_M определяется настройкой предохранительного устройства на передаваемую нагрузку. Расчет производят для шестерни и колеса раздельно. Эти расчеты предупреждают статическую прочность (пластические деформации или хрупкое разрушение) зубьев.

Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки. Расчетное напряжение, создаваемое наибольшей нагрузкой T_M,

$$\sigma_{HM} = \sigma_H\sqrt{\frac{T_M}{T_1}} \leqslant [\sigma_{HM}], \qquad (3.60)$$

где T_1 — крутящий момент по гистограмме нагружения, принятый при расчете на контактную выносливость; σ_H — действующие напряжения при расчете на контактную выносливость (см. формулы 3.15, 3.15′).

Допускаемое напряжение при расчете на действие максимальной нагрузки:

для зубьев, подвергнутых нормализации, улучшению или объемной закалке с низким отпуском, $[\sigma_{HM}] = 2{,}8\sigma_т$ МПа;

для зубьев цементованных, а также подвергнутых контурной закалке с нагревом ТВЧ $[\sigma_{HM}] = 40HRC_э$ МПа;

для зубьев азотированных $[\sigma_{HM}] = 3HV$ МПа.

Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_M}{T_1} \leqslant [\sigma_{FM}]. \qquad (3.61)$$

Здесь σ_F, T_1 — действующее напряжение и крутящий момент в расчете на выносливость при изгибе; σ_{FM}, T_M — те же величины, соответствующие рассматриваемому случаю; $[\sigma_{FM}]$ — допускаемое напряжение при расчете на действие максимальной нагрузки;

$$[\sigma_{FM}] = \frac{\sigma_{F\,\mathrm{lim}\,M}}{S_{FM}} Y_s, \qquad (3.62)$$

$\sigma_{F\mathrm{lim}M}$ — предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, МПа (табл. 3.19); Y_S — определяется так же, как и при расчете на выносливость при изгибе; S_{FM} — коэффициент безопасности,

$$S_{FM} = S'_{FM} S''_{FM},\ S'_{FM} = 1{,}75;\ S''_{FM} = S''_F.$$

В результате выполнения проектировочного и проверочного расчетов на контактную и изгибную выносливость и статическую прочность за окончательные размеры передачи следует принимать бо́льшие из полученных размеров.

3.6.7. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Расчет конических передач на прочность основан на допущении, что их несущая способность такая же, как у эквивалентных цилиндрических колес, с той же длиной зуба b и профилем, соответствующим среднему сечению зуба конического колеса.

Принятое допущение позволяет рассчитывать конические передачи, ориентируясь на зависимости, приведенные для расчета цилиндрических передач, с учетом экспериментальных данных, по которым нагрузочная способность конических колес составляет лишь 85 % от нагрузочной способности эквивалентных цилиндрических колес.

Основные величины для расчета прямозубых конических колес выбирают так же, как для цилиндрических прямозубых колес, а для конических колес с круговым зубом — как для цилиндрических косозубых колес. Основные расчетные формулы приведены в табл. 3.14.

Расчет конических колес формы I производят по внешнему начальному диаметру и внешнему окружному модулю (d_w, m_{te}), формы II — по среднему начальному диаметру и среднему нормальному модулю (d_{wm}, m_n) — см. рис. 3.9.

Особенности определения основных расчетных величин для конических передач рассматриваются ниже.

1. Окружное усилие в передаче F_t определяют по среднему начальному (делительному) диаметру (формула 3.14).

2. Коэффициенты, зависящие от окружной скорости, находят по скорости на среднем начальном диаметре

$$d_{wm} = \frac{m_n z}{\cos\beta_m}.$$

3. Коэффициенты ψ_k и ψ_m для прямых тангенциальных и круговых зубьев принимают

$$\psi_k = \frac{b_w}{R_e} = 0{,}2 \ldots 0{,}3,\ \psi_m = \frac{b_w}{R_m} = 0{,}3 \ldots 0{,}35, \qquad (3.63)$$

бо́льшие значения принимают при $u \leqslant 3$. При этом должно выполняться условие

$$b_w \leqslant 10\, m_{te} \approx 12\, m_n. \qquad (3.64)$$

Для прямых зубьев формы II

$$\psi_k \approx 0{,}25;\ \psi_m \approx 0{,}3. \qquad (3.65)$$

4. Коэффициенты K_{Hv} и K_{Fv} определяют из табл. 3.16 по степени точности, на единицу грубее указанной. Так, для конических колес 7-й степени точности эти коэффициенты находят по графе для цилиндрических колес 8-й степени точности.

5. Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ находят по графикам рис. 3.20.

6. Объединенные коэффициенты при расчете на контактную прочность K_d и K_{dm}:

для прямозубых колес

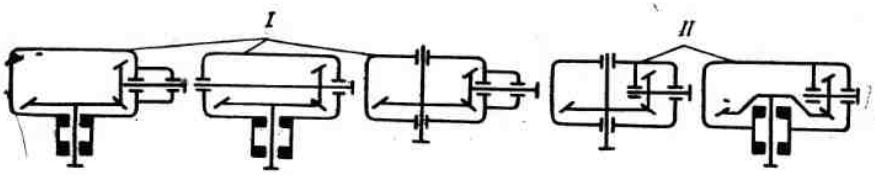
$$K_d = 102;\ K_{dm} = 103; \qquad (3.66)$$

для колес со спиральным зубом

$$K_d = 89;\ K_{dm} = 90{,}3. \qquad (3.67)$$

7. Коэффициент Y_F определяют по графику рис. 3.21 в зависимости от коэффициента смещения исходного контура x и эквивалентного числа зубьев, которое рассчитывают по следующим зависимостям: для прямозубых колес — см. формулу (3.7); для колес со спиральным зубом

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1 \cos^3\beta_m};\ z_{v2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2 \cos^3\beta_m}. \qquad (3.68)$$



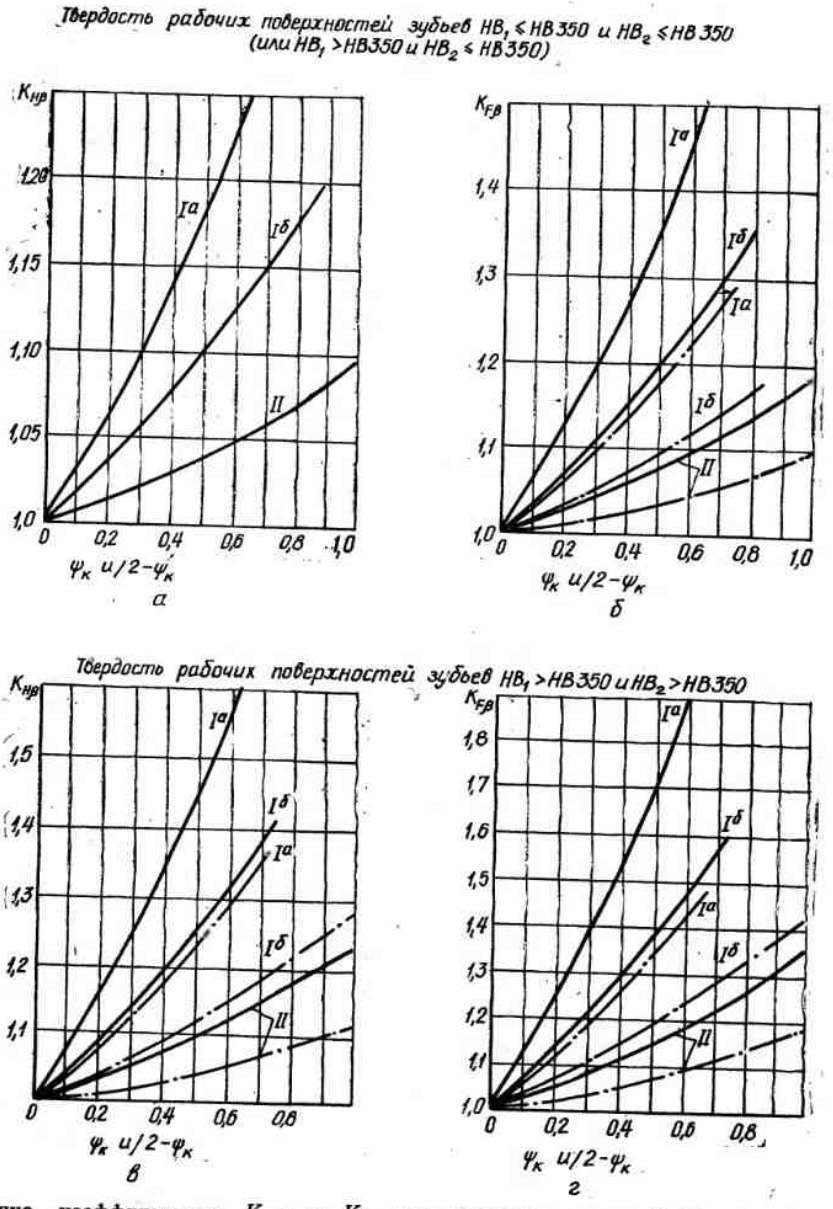


Рис. 3.20. Определение коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для конических колес: I, II — кривые, соответствующие схемам передач;

а — опоры шариковые; *б* — опоры роликовые (——— прямые зубья; —.—.—.— круговые зубья)

8. Объединенные коэффициенты K_{mt} и K_{mn}: для прямозубых колес $K_{mt} = 1{,}83$, $K_{mn} = 1{,}86$; для колес со спиральным зубом $K_{mt} = 1{,}47$, $K_{mn} = 1{,}49$.

9. Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ для конических колес со спиральным зубом определяются по тем же графикам и формулам [рис. 3.13 и формула (3.49)], что и для цилиндрических

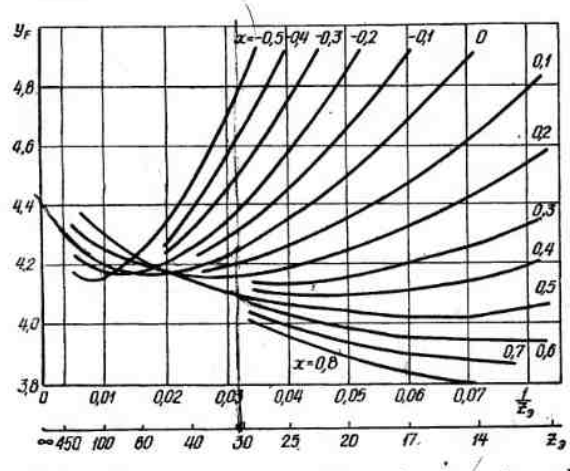


Рис. 3.21. Определение коэффициента формы зубьев Y_F для конических колес

косозубых и шевронных колес, но для степени точности на единицу грубее, чем имеют рассчитываемые конические колеса.

В связи с недостаточной разработкой методов расчета конических колес на прочность можно приближенно принять $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$. Остальные коэффициенты и расчетные величины определяют так же, как и для цилиндрических колес.

3.6.8. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ

Открытые передачи применяют обычно при скорости $v \leqslant 1$ м/с и выполняются только прямозубыми. Степень точности их изготовления по нормам полноты контакта по ГОСТ 1643—81 не выше 9-й.

В результате интенсивного износа передачи прирабатываются при любом сочетании твердости зубьев. Однако изготовляются колеса преимущественно из нормализованных и улучшенных сталей.

Размеры открытых передач определяют из условия изгибной выносливости зубьев с последующей проверкой на статическую изгибную и контактную прочность при действии максимальной нагрузки. Открытые передачи не заключены в общем корпусе, вследствие чего при их монтаже не обеспечивается высокая точность прилегания зубьев по длине. Поэтому значения коэффициентов ширины венца цилиндрических (ψ_d) и конических (ψ_k, ψ_m) колес следует выбирать ближе к нижнему пределу.

Условия абразивного износа зубьев учитываются при определении коэффициента безопасности S_F'' из табл. 3.21.

3.7. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Червячные передачи относятся к передачам с зацеплением с перекрещивающимися осями валов (обычно под прямым углом). Кинематически червячная передача аналогична передаче винт — гайка и состоит из неподвижного в осевом направлении червяка (представляющего однозаходный или многозаходный винт) и червячного колеса (сектора гайки изогнутого по окружности резьбой наружу).

Ведущим звеном обычно является червяк, но встречаются передачи с ведущим колесом (в приводах центрифуг, в ручных дрелях и т. д.).

Достоинства червячных передач:

плавность и бесшумность работы; большие передаточные числа; возможность самоторможения.

Недостатки червячных передач:

низкий КПД и значительное тепловыделение при длительной работе, что требует специальных мер для дополнительного охлаждения (оребрение корпуса, обдув и т. п.); необходимость применения для венцов червячных колес дорогостоящих антифрикционных сплавов; склонность к заеданию.

Область применения силовых червячных передач ограничивается следующими параметрами передаваемая мощность до 60 кВт, реже до 200 кВт, окружная скорость до 15 м/с, передаточные числа до 14...80.

3.7.2. ТИПЫ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Червячные передачи выполняют двух типов: с цилиндрическим червяком; с глобоидным червяком. Применяют следующие виды цилиндрических червяков: архимедов червяк, обозначаемый — ZA; эвольвентные — ZI; конволютные — $ZN1$ и $ZN2$ соответственно при прямолинейном очертании боковых сторон в нормальном сечении витка и нормальном сечении впадины; червяк, образованный конусом $ZK1$ или $ZK2$.

В отечественном машиностроении наибольшее распространение получили передачи с архимедовыми червяками. Ниже рассматриваются такие передачи.

3.7.3. ОБОЗНАЧЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Величины, относящиеся к червяку, обозначают индексом 1, к колесу — индексом 2;

m — осевой модуль;

a — длительное межосевое расстояние;
a_w — межосевое расстояние ($a_w = a$ при $x = 0$);
b_1 — длина нарезанной части червяка;
b_2 — ширина венца червячного колеса;
d_1 (d_2) — делительный диаметр червяка (колеса);
d_{w1} — начальный диаметр червяка:
d_{a1} (d_{a2}) — диаметр вершин витков червяка (зубьев колеса);
d_{f1} (d_{f2}) — диаметр впадин витков червяка (зубьев колеса);
$q = \frac{d_1}{m}$ — коэффициент диаметра червяка;
x — коэффициент смещения червяка;
z_1 (z_2) — число заходов червяка (число зубьев колеса);
a_x — угол профиля в осевом сечении червяка;
γ (γ_w) — угол подъема линии витка на делительном (начальном) цилиндре.
См. также табл. 3.1, 3.2.

3.7.4. СТАНДАРТНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПЕРЕДАЧ

Исходный червяк стандартизован по СТ СЭВ 266 — 76.
Коэффициенты параметров витков следующие (см. рис. 3.7, *а*):
коэффициент высоты головки витка $h_a^* = 1$;
коэффициент высоты ножки витка $h_f^* = 1 + C^*$;
коэффициент граничной высоты витка $h_e^* \geqslant 2$;
коэффициент глубины захода $h_w^* = 2$;
коэффициент радиального зазора у поверхности впадин червяка и колеса $c^* = 0{,}2$;
коэффициент расчетной толщины витка $s^* = 0{,}5\pi$;
коэффициент радиуса кривизны переходной кривой витка $\rho_f^* = 0{,}3$;
угол профиля в осевом сечении червяка $ZA\alpha_x = 20°$.

Стандартные модули в осевом сечении червяка *ZA* по СТ СЭВ 267—76 (см. приложение, табл. 12).

Поскольку червячная фреза является аналогией червяка, в целях унификации режущего инструмента в СТ СЭВ 267—76 стандартизованы также коэффициенты диаметра червяка q (см. приложение, табл. 13).

Значения углов подъема γ на делительной окружности червяка $\left(\operatorname{tg}\gamma = \frac{z_1}{q}\right)$ приведены в табл. 3.22.

Таблица 3.22. **Углы подъема витков червяка по делительной окружности**

Коэффициент диаметра, q		Число заходов червяка, z_1			
		1	2	3	4
1-й ряд	2-й ряд	Делительный угол, $\gamma°$			
—	7,1	8°01′01″	15°43′55″	22°54′22″	29°23′45″
8,0	—	7°07′30″	14°02′10″	20°33′21″	26°33′54″
—	9,0	6°20′25″	12°31′44″	18°26′06″	23°57′45″
10,0	—	5°42′38″	11°18′36″	16°41′56″	21°48′05″
—	11,2	5°06′07″	10°07′30″	14°59′42″	19°39′14″
12,5	—	4°34′26″	9°05′24″	13°29′46″	17°44′42″
—	14,0	4°05′08″	8°07′48″	12°05′42″	15°56′43″
Рекомендуемые значения z_1: 1; 2; 4.					

3.7.5. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ СО СМЕЩЕНИЕМ (КОРРИГИРОВАННЫЕ)

Корригирование червячных передач осуществляется так же, как и зубчатых: смещением инструмента относительно заготовки червячного колеса при нарезании на величину xm.

При этом изменяются диаметры вершин и впадин колеса.

Червяк не корригируется (он является аналогом червячной фрезы). У червяка изменяется лишь кинематический размер — начальный диаметр, а также длина нарезанной части b_1 (см. табл. 3.23 и 3.24).

Начальный угол подъема

$$\operatorname{tg}\gamma_w = \frac{z_1}{q + 2x}.$$

Корригирование червячных передач выполняется с целью доведения межосевого расстояния до стандартного или заданного значения.

При заданном смещении x межосевое расстояние

$$a_w = 0{,}5\,m\,(q + z_2 + 2x), \qquad (3.69)$$

число зубьев колеса

$$z_2 = \frac{2a_w}{m} - q - 2x. \qquad (3.70)$$

При заданном a_w коэффициент смещения

$$x = \frac{a_w}{m} - 0{,}5\,(q + z_2). \qquad (3.71)$$

Из условия неподрезания и незаострения зубьев значения x принимают в пределах ± 1, причем предпочтительно принимать положительные значения x, так как при этом достигается упрочнение зубьев колеса. Смещение влияет на геометрию зацепления.

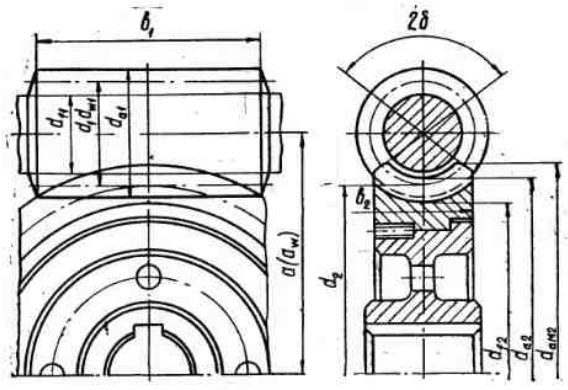
Из зависимости (3.70) следует, что выбирая различные значения x при заданных a_w, m и q, можно изменять z_2, а соответственно, и передаточные числа u.

3.7.6. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

Расчет геометрии червячных цилиндрических передач производят по ГОСТ 19650—74.

В табл. 3.23, 3.24 приведены зависимости для определения основных размеров червяка и колеса.

Таблица 3.23. Основные размеры червячных передач



Параметры	Обозначения	Расчетные формулы
Число зубьев червячного колеса	z_2	$z_2 = uz_1$ Округляется до ближайшего целого числа
Делительное межосевое расстояние	a	$a = 0{,}5\,(z_2 + q)\,m$
Коэффициент смещения червяка	x	$x = \frac{a_w}{m} - 0{,}5\,(z_2 + q)$
Межосевое расстояние	a_w	$a_w = 0{,}5\,(z_2 + q + 2x)\,m$
Делительный диаметр: червяка	d_1	$d_1 = qm$
колеса	d_2	$d_2 = z_2 m$
Начальный диаметр червяка	d_{w1}	$d_{w1} = (q + 2x)\,m$
Делительный угол подъема	γ	$\operatorname{tg}\gamma = \frac{z_1}{q}$
Начальный угол подъема	γ_w	$\operatorname{tg}\gamma_w = \frac{z_1 m}{d_{w1}}$
Диаметр вершин: витков червяка	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m$
зубьев колеса	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2\,(1 + x)\,m$
Диаметр впадин: витков червяка	d_{f_1}	$d_{f_1} = d_1 - 2\,(1 + c^*)\,m$
зубьев колеса	d_{f_2}	$d_{f_2} = d_2 - 2\,(1 + c^*)\,m + 2xm$
Наибольший диаметр червячного колеса	d_{aM2}	$d_{aM2} \leqslant d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$
Длина нарезанной части червяка	b_1	См. табл. 3.24
Ширина венца червячного колеса	b_2	Рекомендуется принимать $b_2 \leqslant 0{,}75 d_{a1}$ при $z_1 \leqslant 3$ $b_2 \leqslant 0{,}67 d_{a1}$ при $z_1 = 4$
Условный угол обхвата	2δ	$\sin\delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0{,}5m}$

Таблица 3.24. Расчетная длина нарезанной части червяка b_1

x	Расчетные формулы при z_1	
	$z_1 = 1;\ 2$	$z_1 = 4$
−1,0	$b_1 \geqslant (10{,}5 + z_1)\,m$	$b_1 \geqslant (10{,}5 + z_1)\,m$
−0,5	$b_1 \geqslant (8 + 0{,}06z_2)\,m$	$b_1 \geqslant (9{,}5 + 0{,}09z_2)\,m$
0	$b_1 \geqslant (11 + 0{,}06z_2)\,m$	$b_1 \geqslant (12{,}5 + 0{,}09z_2)\,m$
+0,5	$b_1 \geqslant (11 + 0{,}1z_2)\,m$	$b_1 \geqslant (12{,}5 + 0{,}1z_2)\,m$
+1,0	$b_1 \geqslant (12 + 0{,}1z_2)\,m$	$b_1 \geqslant (13 + 0{,}1z_2)\,m$

Примечание. При промежуточном значении коэффициента x длину вычисляют по ближайшему пределу x, который дает бóльшее значение b_1.

Для шлифуемых и фрезеруемых червяков b_1 следует увеличить на 25 мм при $m < 10$ мм; на 35 ... 40 мм при $m = 10 \ldots 16$ мм; на 50 мм при $m > 16$ мм.

Для предупреждения динамической неуравновешенности червяка необходимо, чтобы в длине b_1 укладывалось целое число шагов $p = \pi m$.

3.7.7. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Червячная передача относится к зубчато-винтовой, поэтому потери в ней складываются из потерь в зубчатой передаче и в передаче винт — гайка. В общем случае

$$\eta = \eta_п \eta_з \eta_в \eta_р, \qquad (3.72)$$

где $\eta_п$, $\eta_з$, $\eta_в$, $\eta_р$ — соответственно потери в подшипниках, зубчатом зацеплении, винтовой паре и на размешивание и разбрызгивание масла.

При практических расчетах КПД червячной передачи определяется по аналогии с винтовой парой

$$\eta = (0{,}95 \ldots 0{,}96)\,\frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}, \qquad (3.73)$$

где коэффициент 0,95 принимают для редукторов с радиально-упорными ролико-подшипниками и с нижним расположением червяка; 0,96 — для редукторов с шарикоподшипниками и с верхним расположением червяка; $\varphi' = \operatorname{arctg} f'$ — приведенный угол трения.

Значение приведенного коэффициента трения f', а следовательно, и φ' зависит от материала червячной пары, скорости скольжения, чистоты обработки рабочих поверхностей зацепления, а также от качества смазки (табл. 3.25).

Поэтому меньшие значения φ' относятся к передачам с закаленными ($HRC_э > 45$) шлифованными и полированными червяками и колесами из оловянистой бронзы при хорошей смазке. При венце из безоловянистой бронзы

Таблица 3.25. **Коэффициенты трения f' и углы трения φ' при работе бронзового колеса в паре со стальным червяком**

Скорость скольжения v_c, м/с	f'	φ'
0,25	0,065 ... 0,075	3°43′ ... 4°17′
0,5	0,055 ... 0,065	3°09′ ... 3°43′
1	0,045 ... 0,055	2°35′ ... 3°09′
1,5	0,040 ... 0,050	2°17′ ... 2°52′
2	0,035 ... 0,045	2°00′ ... 2°35′
2,5	0,030 ... 0,040	1°43′ ... 2°17′
3	0,028 ... 0,035	1°36′ ... 2°00′
4	0,023 ... 0,030	1°19′ ... 1°43′
7	0,018 ... 0,026	1°02′ ... 1°29′
10	0,016 ... 0,024	0°55′ ... 1°22′

табличные значения следует увеличивать на 30...50 %. Расчетная скорость скольжения, м/с

$$v_c = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60\,000 \cos\gamma}. \qquad (3.74)$$

Для червячных колес из чугуна $\varphi' = 3°26'...6°50'$, причем меньшие значения принимают лишь при значительных скоростях ($v_c^* = 1...2$ м/с).

3.7.8. МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

В связи с высокими скоростями скольжения и неблагоприятными условиями смазки в червячном зацеплении материалы червячной пары должны обладать антифрикционными свойствами, хорошей прирабатываемостью, износостойкостью и повышенной теплопроводностью. Для этого в червячной передаче сочетают разнородные материалы.

Червяки изготовляют из углеродистых или легированных сталей марок 40Х, 40ХН, 35ХГСА с объемной или поверхностной закалкой до твердости $HRC_э > 45$. При этом необходимо шлифование и полирование червяка.

Наибольшей нагрузочной способностью обладают червяки из цементуемых сталей (15Х, 20Х, 18ХГТ, 25ХГТ, 12ХН3А) с твердостью после закалки 56...63 $HRC_э$ с шлифованными и полированными поверхностями витков.

Стальные улучшенные, нормализованные и чугунные червяки применяют во вспомогательных тихоходных и малонагруженных передачах. Выбор материала венцов червячных колес определяется скоростью скольжения v_c и длительностью работы.

Высокими антифрикционными свойствами обладают оловянистые бронзы Бр. ОФ 10—1, Бр. ОФН, используемые при скорости скольжения 5...25 м/с. Однако они дороги и дефицитны. При средних скоростях ($v_c = 2...8$ м/с) применяют алюминиевую бронзу Бр. АЖ9—4. Она обладает высоким сопротивлением выкрашиванию, но ее антифрикционные свойства ниже, поэтому она применяется в паре с закаленными ($HRC_э > 45$) шлифованными и полированными червяками.

При малой нагрузке и скорости скольжения ($v_c \leqslant 1,5$ м/с) червячные колеса можно изготовлять из серых чугунов СЧ18, СЧ25.

3.7.9. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

В червячных передачах червяк и колесо изготовляются из разнородных материалов со значительно отличающимися механическими характеристиками. Поэтому расчет ведется по менее прочному элементу — колесу. Кроме выкрашивания рабочих поверхностей зубьев, в червячных передачах имеет место заедание и износ, которые зависят от действующих контактных напряжений.

В связи с этим для закрытых червячных передач основным является расчет на контактную выносливость (выполняемый как проектный или проверочный), а проверочный расчет на выносливость по изгибу зуба — дополнительный. Дополнительные также проверочные расчеты на контактную и изгибную прочность от максимальной нагрузки и расчет на нагрев.

Формулы для расчета на выносливость даны в табл. 3.26. Определение величин, необходимых для расчета по формулам из табл. 3.26, приводится ниже.

1. Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 u \qquad (3.78)$$

рекомендуется в пределах

$$28 \leqslant z_2 \leqslant 80. \qquad (3.79)$$

Меньшие значения z_2 ограничиваются условием подрезания профиля, большие значения — прочностью зубьев на изгиб.

Число заходов червяка регламентировано стандартом $z_1 = 1; 2; 4.$ (3.80)

С увеличением z_1 усложняется технология изготовления, увеличиваются габариты передачи, но повышается КПД, уменьшаются нагрузки на опоры, уменьшается тепловыделение.

(Рекомендуемые значения передаточных чисел u в зависимости от числа заходов червяка z_1 приведены на с. 15).

2. Крутящий момент на валу червячного колеса

$$T_2 = 9550 \cdot 10^3 \frac{N_1 \cdot u\eta}{n_1}\ \text{Н} \cdot \text{мм}, \qquad (3.81)$$

Таблица 3.26. **Формулы для расчета червячных передач на выносливость**

Проектировочный расчет	Проверочный расчет
Контактная выносливость	
$d_2 = 62{,}5\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv} z_2}{q[\sigma_H]^2}}$, мм (3.75)	$\sigma_H = \frac{341}{d_2}\sqrt{\frac{2T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{d_1}} \leqslant [\sigma_H]$ (3.76)
$a_w = \left(\frac{z_2}{q}+1\right)\sqrt[3]{\left(\frac{170}{[\sigma_H]\frac{z_2}{q}}\right)^2 T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}$, мм (3.75′)	$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}}\sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q}+1}{a_w}\right)^3 T_2 K_{H\beta} K_{Hv}} \leqslant [\sigma_H]$ (3.76′)
Выносливость при изгибе	
$\sigma_F = \frac{2T_2 \cos\gamma}{1{,}2\, d_2 d_1 m} Y_F K_{F\beta} K_{Fv} \leqslant [\sigma_F]$ (3.77)	

где N_1 — мощность на валу червяка, кВт; u — передаточное число; η — КПД червячной передачи (см. формулу 3.73 и рекомендации на с. 15); n_1 — частота вращения червяка, мин$^{-1}$.

3. Коэффициент диаметра червяка q существенно влияет на прочность и жесткость червяка. С увеличением q повышается изгибная жесткость и прочность вала червяка, но уменьшается угол подъема линии витка γ и КПД передачи.

Большие значения q рекомендуются для насадных червяков или при больших числах зубьев колеса z_2, а также для осуществления самотормозящей передачи. С учетом ориентировочной рекомендации [13] принимают

$$q \geqslant 0{,}25 z_2 \qquad (3.82)$$

с последующим округлением по стандарту (см. приложение, табл. 13).

4. Коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ принимают

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_\beta. \qquad (3.83)$$

Коэффициент K_β определяют по формуле

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 (1 - m_p). \qquad (3.84)$$

Значения коэффициента деформации червяка Θ выбирают в зависимости от q и z_1 (табл. 3.27).

Коэффициент m_p представляет собой отношение средневзвешенного момента на колесе к максимальному:

$$m_p = \frac{T_{2m}}{T_2} = \sum_{i=1}^{K} \frac{T_{2i} N_i}{T_2 N_\Sigma},$$

Таблица 3.27. **Коэффициент деформации червяка θ**

z_1	θ при q						
	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14
1	57	72	89	108	127	157	190
2	45	57	71	86	106	125	152
3	40	51	61	76	89	110	134
4	37	47	58	70	82	101	123

где N_Σ — суммарное число циклов нагружения зубьев колеса; при постоянной нагрузке

$$N_\Sigma = N_{HE} = N_{FE} = 60 n_2 t_\Sigma; \qquad (3.85)$$

T_{2i}, N_i — крутящий момент на колесе и число циклов нагружения зубьев колеса на i-й ступени (см. рис. 3.12). При постоянной или малоизменяющейся нагрузке $m_p \approx 1$; $K_\beta \approx \approx 1$.

5. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, которая возникает в зацеплении, $K_{Hv} = K_{Fv} = K_v$. Червячные передачи отличаются плавной и спокойной работой. Поэтому для них коэффициент K_v имеет невысокое значение.

Ориентировочно

$$K_v = 0{,}3 + 0{,}1n + 0{,}02 v_c. \qquad (3.86)$$

Здесь n — порядковый номер степени точности передачи; v_c — скорость скольжения, м/с.

6. Y_F — коэффициент формы зуба червячного колеса, выбирается по табл. 3.28, в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_\vartheta = \frac{z_2}{\cos^3\gamma}. \qquad (3.87)$$

7. *Допускаемые напряжения.* Допускаемые контактные напряжения для передач с коле-

Таблица 3.28. **Коэффициент формы зуба червячного колеса Y_F**

$\frac{z_v}{\cos^3\gamma}$	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80
Y_F	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34

сами из бронз средней твердости (БрОФ 10—1, БрОНФ 10—1—1 и др.) определяют по сопротивлению материала выкрашиванию:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]^0 K_{HL}, \qquad (3.88)$$

где $[\sigma_H]^0$ — допускаемое напряжение при числе циклов нагружения $N_{HO} = 10^7$ (определяется по табл. 3.29); K_{HL} — коэффициент долговечности,

$$K_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}. \qquad (3.89)$$

Обычно принимают $m_H = 8$.

Расчетное число циклов нагружения колеса N_{HE} определяют по зависимости, сходной с применяемой для зубчатых передач:

$$N_{HE} = \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{T_{2i}}{T_2}\right)^4 N_i, \qquad (3.90)$$

Таблица 3.29. **Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]^0$ при $N_{HO} = 10^7$ для оловянистых бронз**

Марка бронзы	Способ отливки	Механические свойства, МПа		Допускаемые напряжения $[\sigma_H]^0$, МПа при твердости червяка	
		$\sigma_в$	$\sigma_т$	<45 HRC$_э$	>45 HRC$_э$
БрОФ 10—1	В песок	180	100	130	160
БрОФ 10—1	В кокиль	260	150	190	225
БрОНФ 10—1—1	Центробежный	290	170	210	250

где T_2 — максимальный расчетный момент на колее ; T_{2i}, N_i — крутящий момент на колесе и число нагружения колеса на i-й ступени нагрузки (рис. 3.12). В случае расчетного $N_{HE} \geqslant 25 \cdot 10^7$ считают, что $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$, $K_{HL} = 0{,}67$, если $N_{HE} < 10^7$, то принимают $N_{HE} = 10^7$ и соответственно $K_{HL} = 1$.

Для твердой безоловянистой бронзы и чугуна допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ выбирают из условия отсутствия заедания в зависимости от скорости скольжения (табл. 3.30).

При проектном расчете передачи ориентировочная скорость скольжения, (м/с)

$$v_c = 0{,}0004\, n_1 \sqrt[3]{\frac{T_2}{1000}}, \qquad (3.91)$$

Таблица 3.30. **Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для колес из безоловянистой бронзы и чугуна**

Комбинация материалов	Способ отливки	Механические свойства			σ_H, МПа при скорости скольжения v_c, м/с							
		$\sigma_в$	$\sigma_т$	$\sigma_{ВИ}$	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
Колесо из Бр.АЖ 9—4. Червяк стальной с твердостью витков $\geqslant 45$ HRC$_э$	В песок	400	200	—	294	288	275	250	225	200	150	100
	В кокиль	500	200	—								
	Центробежный	500	200	—								
Колесо из СЧ10	—	—	—	280	158	130	115	86	—	—	—	—
СЧ15, Червяк из стали 20 цементованный	—	—	—	320								
Колесо из СЧ10	—	—	—	280	144	115	100	72	—	—	—	—
СЧ15, Червяк из стали 45 или стали 6	—	—	—	320								

Примечание. Для червячного колеса из бронзы БрАЖ9—4 и червяка из стали с твердостью витков $\geqslant 45$ HRC$_э$ допускаемые контактные напряжения определяются по зависимости $[\sigma_H] = 300 - 25\, v_c$ МПА, где v_c — скорость скольжения, м/с.

где n_1— частота вращения червяка, мин$^{-1}$; T_2— крутящий момент на валу червячного колеса, Н • мм (формула 3.81).

Допускаемые напряжения изгиба для бронзовых колес определяют по зависимости

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]^0 K_{FL}. \qquad (3.92)$$

Здесь $[\sigma_F]^0$— допускаемое напряжение при расчетной долговечности $N_{FO} = 10^6$ циклов, определяемое по табл. 3.31 в зависимости от режима работы передачи (реверсивного или нереверсивного); K_{FL}— коэффициент долговечности,

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \qquad (3.93)$$

$$N_{FE} = \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{T_{2i}}{T_2}\right)^9 N_i.$$

Таблица 3.31. **Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]^0_0$ и $[\sigma_F]^0_{-1}$ для червячных колес при $N_{FO} = 10^6$**

Марка бронзы или чугуна	Способ отливки	Допускаемые напряжения, МПа			
		при твердости червяка $<45\ HRC_э$		при твердости червяка $>45\ HRC_э$	
		$[\sigma_F]^0_0$	$[\sigma_F]^0_{-1}$	$[\sigma_F]^0_0$	$[\sigma_F]^0_{-1}$
БрОФ 10—1	В песок	40	29	50	36
БрОФ 10—1	В кокиль	58	42	72	52
БРОНФ 10—1	Центробежный	65	46	81	57
БрАЖ 9—4	В песок	82	64	102	79
БРАЖ 9—4	В кокиль	90	80	112	100
СЧ 10	»	34	21	42	26
СЧ 15	»	38	24	48	30
СЧ 18	»	43	27	54	34

Примечание. $[\sigma_F]^0_0$ — при нереверсивной нагрузке; $[\sigma_F]^0_{-1}$ — при реверсивной.

Обозначения те же, что и при определении коэффициента N_{HE}. Если $N_{FE} \leqslant 10^6$, его принимают равным 10^6 и тогда $K_{FL} = 1$, если $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$, его принимают равным $25 \cdot 10^7$ и $K_{FL} = 0{,}54$. Для колес из чугуна $K_{FL} = 1$.

3.7.10. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

Уточняется расчетное межосевое расстояние либо фактическое контактное напряжение по уточненным величинам коэффициентов: $[\sigma_H]$, K_{Hv}, η и T_2.

Коэффициенты $[\sigma_H]$ (для червячных колес из безоловянистой бронзы и чугуна) и K_{Hv} уточняются по расчетной окружной скорости (формула 3.74); коэффициенты η и T_2 — соответственно по формулам (3.73) и (3.81).

1. Уточненное расчетное межосевое расстояние определяют по формуле

$$a'_w = a_w \sqrt[3]{\frac{K'_{Hv}\eta'}{K_{Hv} \cdot \eta}\left(\frac{[\sigma_H]}{[\sigma'_H]}\right)^2}, \qquad (3.94)$$

где без штриха — первоначальные значения коэффициентов, со штрихом — их окончательные значения.

По a'_w определяют модуль

$$m' = \frac{2 \cdot a'_w}{z_2 + q}.$$

Полученный модуль округляют по стандарту (см. приложение, табл. 12). По стандартному модулю пересчитывают межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m(z_2 + q)}{2}.$$

2. Фактическое контактное напряжение уточняют по формуле (3.76′), но вместо первоначальных значений коэффициентов T_2, K_{Hv} $[\sigma_H]$ в формулу подставляют уточненные — T'_2, K'_{Hv}, $[\sigma'_H]$.

При выполнении проектировочного расчета по формуле (3.75) определяют уточненный расчетный диаметр червячного колеса:

$$d'_2 = d_2 \sqrt[3]{\frac{\eta' K'_{Hv}}{\eta K_{Hv}}\left(\frac{[\sigma_H]}{[\sigma'_H]}\right)^2}. \qquad (3.95)$$

Фактическое контактное напряжение уточняют по формуле (3.76) с заменой коэффициентов T_2, K_{Hv}, $[\sigma_H]$ соответственно коэффициентами T'_2, K'_{Hv}, $[\sigma'_H]$.

3.7.11. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ

Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки. Расчетное напряжение от максимальной нагрузки $T_{м2}$ определяют по формуле

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{M2}}{T'_2}} \leqslant [\sigma_{HM}], \qquad (3.96)$$

где T'_2 — уточненный крутящий момент на колесе, принятый при проверочном расчете на контактную выносливость; σ_H — фактическое напряжение при расчете на контактную выносливость (формулы 3.76, 3.76′); $[\sigma_{HM}]$ — допускаемое напряжение на контактную прочность при

расчете на действие максимальной нагрузки, МПа: для бронзы, $\sigma_B < 350$ МПа, $[\sigma_{HM}] = 4\sigma_т$; для бронзы и латуни $\sigma_B \geqslant 350$ МПа, $[\sigma_{HM}] = 2\sigma_т$ для чугуна серого и модифицированного $[\sigma_{HM}] = 1{,}5\ [\sigma_H]$.

Проверочный расчет на прочность при изгибе от максимальной нагрузки. Расчетное напряжение от максимальной нагрузки T_{M2} находят по зависимости

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_{M2}}{T_2'} \leqslant [\sigma_{FM}], \qquad (3.97)$$

где σ_F, T_2' — действующие напряжения и крутящий момент при проверочном расчете на выносливость при изгибе; $[\sigma_{FM}]$ — допускаемое напряжение на изгиб при расчете на действие максимальной нагрузки, МПа; для бронз и латуни $[\sigma_{FM}] = 0{,}8\sigma_т$; для чугунов $[\sigma_{FM}] = 0{,}6\sigma_{вн}$.

3.7.12. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Ввиду низкого значения КПД червячных передач тепловой расчет имеет для них первостепенное значение.

Количество тепла, выделяемого в редукторе за секунду при передаваемой мощности червяка N_1,

$$Q_1 = N_1 (1 - \eta) \frac{Дж}{С}, \qquad (3.98)$$

где N_1 — в Вт; η — КПД редуктора.

Количество тепла, отдаваемого корпусом в окружающую среду, $\frac{Дж}{С}$,

$$Q_2 = K_t S (t_м - t_{окр}). \qquad (3.98')$$

Здесь K_t — коэффициент теплоотдачи, $\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$; S — свободная поверхность охлаждения корпуса передачи, в которую включается 50 % поверхности ребер, м^2; $t_м$, $t_{окр}$ — температура масла и температура окружающего воздуха (обычно принимают $t_м = 60...70°$, максимальная температура $t_{м\,max} = 85...90$ °С).

Наиболее сложно определить коэффициент K_t. При естественном охлаждении и плохой циркуляции воздуха в помещении он равен 7...9; при интенсивной циркуляции воздуха — 12...15.

В случае искусственного обдува вентилятором, расположенным на валу червяка, коэффициент теплоотдачи обдуваемой поверхности

$$K_{t0} = 10\sqrt{v_в}. \qquad (3.99)$$

Скорость движения воздуха, м/с

$$v_в = 0{,}1\sqrt[3]{v_{кр}^3},$$

где $v_{кр} = \pi d_{кр} n_1 / 6 \cdot 10^4$ — окружная скорость крыльчатки, м/с (здесь $d_{кр} \approx (0{,}6...0{,}7) d_2$, d_2 — делительный диаметр колеса, мм); n_1 — частота вращения вала червяка, мин$^{-1}$.

Количество тепла, отдаваемого в окружающую среду при обдуве вентилятором,

$$Q_2 = (K_t S_н + K_{t0} S_0)(t_м - t_{окр}). \qquad (3.100)$$

Здесь S_0, $S_н$ — поверхности соответственно обдуваемой и необдуваемой частей корпуса передачи (без привалочной поверхности), м^2. Если $Q_1 > Q_2$, необходимо предусмотреть дополнительное искусственное охлаждение.

Приравнивая Q_1 и Q_2, находим температуру масла или термическую мощность передачи.

3.8. ТОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Нормы и показатели точности цилиндрических зубчатых передач с эвольвентным зацеплением прямозубыми, косозубыми и шевронными колесами, с делительным диаметром до 6300 мм, модулями зубьев от 1 до 56 мм и с исходным контуром по ГОСТ 13755—81 установлены ГОСТ 1643—81, а также не имеющим от него существенных отклонений СТ СЭВ 641—77.

Установлено четыре группы норм точности: кинематической, плавности работы, контакта зубьев и бокового зазора между нерабочими поверхностями зубьев.

Нормы кинематической точности регламентируют несогласованность поворотов сцепляющихся колес (погрешность передаточного числа), периодически повторяющуюся за один оборот колеса. Кинематическая точность наиболее важна для делительных цепей, передач, соединенных с большими массами, и быстроходных силовых передач. Она связана с накопленной ошибкой шага и биением.

Нормы плавности регламентируют многократно повторяющиеся за один оборот колеса колебания частоты вращения, вызывающие динамические нагрузки, колебания и шум. Плавность работы существенно влияет на работоспособность быстроходных силовых передач, зависит от ошибок шага и профиля зубьев.

Нормы контакта определяют размер поверхности касания (пятно контакта) зубьев сопрягаемых колес. Пятно контакта существенно влияет на нагрузочную способность силовых передач.

Нормы бокового зазора обеспечивают отсутствие заклинивания зубьев и свободный поворот (игру) одного колеса относительно другого.

Для первых трех групп норм установлено 12 степеней точности зубчатых колес и передач, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами от 1 до 12. Для 1-й и 2-й степеней точности допуски пока не установлены. Области применения колес различных степеней точности приведены в табл. 3.32.

Таблица 3.32. **Степени точности передач в зависимости от области применения**

Область применения	Степень точности
Редукторы турбин и турбомашин	3...6
Металлорежущие станки	3...7
Авиационные двигатели	4...7
Легковые автомобили	5...8
Грузовые автомобили	7...9
Тракторы	6...8
Редукторы общего назначения	6...9
Крановые механизмы	7...10

Регламентированы также окружные скорости колес в зависимости от степени точности и области применения. В табл. 3.33 даны максимальные окружные скорости для силовых передач. Допускается комбинирование норм кинематической точности, норм плавности работы и норм контакта зубьев, зубчатых колес и передач разных степеней точности.

Таблица 3.33. **Максимальные окружные скорости для силовых передач**

Вид зубьев	Вид передачи	v_{max}, м/с при степени точности				
		5 и выше	6	7	8	9
Прямые	Цилиндрическая	Свыше 15	До 20	До 12,5	До 8	До 3
	Коническая	Свыше 10	До 14	До 10	До 5	До 2
Непрямые	Цилиндрическая	Свыше 30	До 40	До 30	До 12	До 6
	Коническая	Свыше 20	До 25	До 16	До 8	До 4

При комбинировании норм разных степеней точности нормы плавности работы могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности. Нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным, чем нормы плавности работы, а для передач с $\varepsilon_\beta \leqslant 1{,}25$ также и на одну степень грубее норм плавности.

Независимо от степеней точности стандартизированы шесть видов сопряжений колес в передаче, характеризующих размеры гарантированного бокового зазора и восемь видов допуска на боковой зазор.

Виды сопряжений в порядке убывания бокового зазора: *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, *H*.

Виды допусков на боковой зазор в порядке убывания допуска: *x*, *y*, *z*, *a*, *b*, *c*, *d*, *h*. Рекомендации по применению норм бокового зазора приведены в табл. 3.34. Нормы бокового зазора и соответствие между видом сопряжения зубчатых колес и видом допуска на боковой зазор разрешается изменять, используя при этом виды допуска *x*, *y*, *z*.

Таблица 3.34. **Рекомендации по применению норм бокового зазора в зубчатых передачах**

Вид сопряжения	Вид допуска	Диапазон степеней кинематической точности передач
A	*a*	3...12
B	*b*	3...10
C	*c*	3...9
D	*d*	3...8
E	*h*	3...7
H	*h*	3...7

В сопряжении *H* минимальный зазор равен нулю. Обычно рекомендуют сопряжения *B*. Они гарантируют минимальный размер бокового зазора, при котором исключается возможность заклинивания передачи от нагрева в случае разности температур колеса и корпуса в 25 °С.

Пример условного обозначения точности цилиндрической передачи со степенью 7 по всем трем нормам, с видом сопряжения колес *C* и соответствием между видами сопряжения и допуска на боковой зазор:

7—*C* ГОСТ 1643—81.

Пример условного обозначения точности цилиндрической передачи со степенью точности 7, гарантированным боковым зазором 600 мкм, не соответствующим ни одному из стандартных видов сопряжений, и допуском на боковой зазор вида *y*:

7—600*y* ГОСТ 1643—81.

Пример условного обозначения точности передачи со степенью точности 8 по нормам кинематической точности, со степенью точности 7 по нормам плавности работы, со степенью 6 по нормам контакта зубьев, с видом сопряжения колес *B* и видом допуска на боковой зазор *a*:

8—7—6—*Ba* ГОСТ 1643—81.

Нормы точности на конические зубчатые передачи установлены ГОСТ 1758—81. Построение стандарта, обозначения одних и тех же параметров, количество степеней точности, соотношения уровней точности для каждой степени тождественны ГОСТ 1643—81.

Установлено 12 степеней точности, но в связи с большой трудностью изготовления точных конических передач допуски для 1—3 степеней не приведены. Рекомендации по применению степеней точности в силовых передачах даны в табл. 3.32.

Принципиальный подход к нормированию бокового зазора в конических передачах такой же, как и в цилиндрических, но нормируется значительно меньше параметров.

Как и для цилиндрических передач, установлено шесть видов сопряжений: *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, *H*.

В приложении к стандарту установлено пять видов допусков по боковому зазору, которым присвоены буквы *a*, *b*, *c*, *d*, *h*. Рекомендуются те же сочетания видов допусков и видов сопряжений, что и для цилиндрических колес.

Пример условного обозначения точности передачи со степенью точности 7 по всем трем нормам точности с видом сопряжения колес *C*:

7—*C* ГОСТ 1758—81.

Пример условного обозначения точности передачи со степенью 7, с гарантированным боковым зазором 400 мкм, не соответствующим ни одному из стандартных видов сопряжения:

7—400 ГОСТ 1758—81.

Пример условного обозначения точности передачи со степенью 8 по нормам кинематической точности, со степенью 7 по нормам плавности работы, со степенью 6 по нормам контакта зубьев, с видом сопряжения *B*:

8—7—6 *B* ГОСТ 1758—81.

Нормы точности червячных цилиндрических передач регламентирует ГОСТ 3675—81.

Стандарт распространяется на червячные передачи и червячные пары (в случае поставки колеса с червяком без корпуса), устанавливает требования к этим передачам и парам, а также отдельно на червяки и червячные колеса. Принцип построения и многие параметры, нормируемые в передаче, весьма близки к параметрам цилиндрических передач. Как и стандарт на точность зубчатых передач, этот стандарт содержит четыре группы норм, из которых первые три характеризуют степени точности, четвертая — нормы бокового зазора. В отличие от других видов передач, здесь установлены допуски для всех 12 степеней точности, так как делительные червячные пары могут изготавливаться по самым высоким степеням точности. В табл. 3.35 приведены рекомендации по выбору точности силовых червячных передач.

Таблица 3.35. **Рекомендации по выбору степеней точности силовых червячных передач**

Степень точности не ниже	Скорость скольжения v_c, м/с	Обработка	Применение
7	$\leqslant 10$	Червяк закален, шлифован и полирован. Колесо нарезается шлифованными червячными фрезами. Обкатка под нагрузкой	Передачи с повышенными скоростями и малым шумом, с повышенными требованиями к габаритам
8	$\leqslant 5$	Допускается червяк с НВ $\leqslant$ 350, нешлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой или летучкой. Рекомендуется обкатка под нагрузкой	Передачи среднескоростные со средними требованиями по шуму, габаритам и точности
9	$\leqslant 2$	Червяк с НВ $\leqslant$ 350 не шлифованный, колесо нарезано любым способом	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие и ручные с пониженными требованиями

Так же, как и в цилиндрических зубчатых передачах, установлено шесть видов сопряжений, обозначаемых *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, *H*, и восемь видов допусков на боковой зазор — *x*, *y*, *z*, *a*, *b*, *c*, *d*, *h*. Стандарт рекомендует соответствие видов сопряжений видам допусков и степени кинематической точности (табл. 3.36). Указанное соответствие можно изменять при ис-

Таблица 3.36. **Рекомендации по применению норм бокового зазора в червячных передачах**

Вид сопряжения	Вид допуска	Диапазон степеней кинематической точности передач
A	*a*	5...12
B	*b*	5...12
C	*c*	3...9
D	*d*	3...8
E	*h*	1...6
H	*h*	1...6

пользовании еще трех видов допусков x, y, z с более широкими полями.

Более подробные данные о точности зубчатых и червячных передач приведены в соответствующих стандартах.

3.9. ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ БОКОВОЙ ЗАЗОР ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ И ИХ КОНТРОЛЬ

В цилиндрических передачах с нерегулируемым расположением осей боковой зазор между нерабочими профилями зубьев (отсчитываемый по общей нормали) обеспечивается отклонением межосевого расстояния в передаче и смещением исходного контура при нарезании каждого колеса сопряженной пары.

Контроль межосевого расстояния не имеет специфики измерения, характерной для зубчатых передач, и здесь не рассматривается.

Смещение исходного контура контролируют на биениемерах непосредственно от оси вращения колеса с помощью конусного наконечника либо косвенно по толщине зубьев при замере длины общей нормали или толщины зубьев по постоянной хорде.

Гарантированный боковой зазор в передаче обеспечивается при соблюдении соответствия между намеченным для данной передачи видом сопряжения и классом отклонения межосевого расстояния.

Величина минимального гарантированного бокового зазора $j_{n\,min}$ для различных видов сопряжений и предельные отклонения межосевого расстояния f_a даны в табл. 3.37.

Косвенный контроль смещения исходного контура приводится ниже.

3.9.1. КОНТРОЛЬ ТОЛЩИНЫ ЗУБЬЕВ ПО ОБЩЕЙ НОРМАЛИ

Длиной общей нормали к двум разноименным активным боковым поверхностям зубьев называется прямая AB, касательная к основной окружности (рис. 3.22). Номинальная длина общей нормали цилиндрических прямозубых колес при $\alpha = 20°$

$$W_1 = (W' + 0{,}684x)m, \qquad (3.101)$$

где W' — длина общей нормали при $m = 1{,}0$ выбирается по числу зубьев колеса z и числу зубьев z_n, охватываемых при измерении (табл. 3.38); x — коэффициент радиального смещения; m — модуль зацепления.

Действительная длина общей нормали, указываемая в рабочих чертежах, отличается от номинальной на величину наименьшего отклонения средней длины общей нормали и на величину допуска.

Для прямозубых колес внешнего зацепления

$$W = (W_1 - E_{wms}) - T_{wm}; \qquad (3.102)$$

где E_{wms} — наименьшее отклонение средней длины общей нормали; T_{wm} — допуск на среднюю длину общей нормали.

Для колес с внутренним зацеплением

$$W = (W_1 + E_{wms}) + T_{wm}.$$

Таблица 3.37. **Гарантированный боковой зазор $j_{n\min}$ и предельные отклонения межосевого расстояния f_a, мкм (ГОСТ 1643—81)**

Вид сопряжения	Класс отклонения межосевого расстояния	Обозначение	Межосевое расстояние a_w, мм											
			до 80	свыше 80 до 125	свыше 125 до 180	свыше 180 до 250	свыше 250 до 315	свыше 315 до 400	свыше 400 до 500	свыше 500 до 630	свыше 630 до 800	свыше 800 до 1000	свыше 1000 до 1250	свыше 1250 до 1600
			мкм											
H	*II*	$j_{n\min}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
E	*II*		30	35	40	46	52	57	63	70	80	90	105	125
D	*III*		46	54	63	72	81	89	97	110	125	140	165	195
C	*IV*		74	87	100	115	130	140	155	175	200	230	260	310
B	*V*		120	140	160	185	210	230	220	580	320	360	420	500
A	*VI*		190	220	250	290	320	360	400	440	500	560	660	780
—	*I*	f_a	±10	±11	±12	±14	±16	±18	±20	±22	±25	±28	±35	±40
H, E	*II*		±16	±18	±20	±22	±25	±28	±30	±35	±40	±45	±50	±60
D	*III*		±22	±28	±30	±35	±40	±45	±50	±55	±60	±70	±80	±100
C	*IV*		±35	±45	±50	±55	±60	±70	±80	±90	±100	±110	±140	±160
B	*V*		±60	±70	±80	±90	±100	±110	±120	±140	±160	±180	±220	±250
A	*VI*		±100	±110	±120	±140	±160	±180	±200	±220	±250	±280	±350	±400

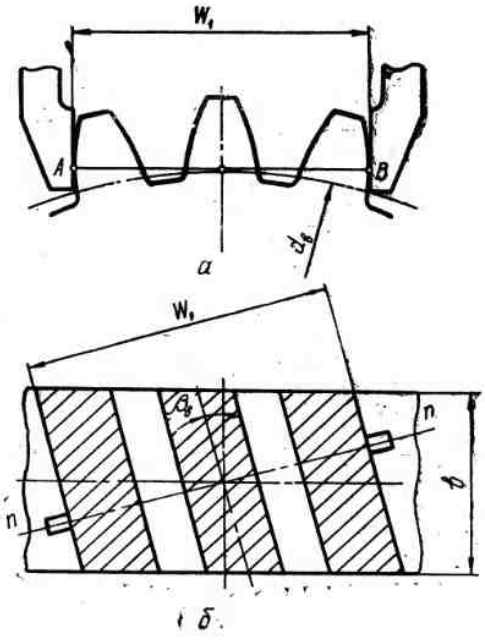


Рис. 3.22. Схема замера длины общей нормали зубьев цилиндрических колес:
а — прямозубых; *б* — косозубых (сечение зубьев колеса плоскостью, касательной к основному цилиндру)

Наименьшее отклонение средней длины общей нормали по ГОСТ 1643—81

$$E_{wms} = (E_{Hs} + 0{,}35\,F_r)\,0{,}684, \qquad (3.103)$$

где E_{Hs} — наименьшее дополнительное смещение исходного контура (табл. 3.39): F_r — допуск на радиальное биение зубчатого венца (табл. 3.40).

Допуск на среднюю длину общей нормали (в тело колеса)

$$T_{wm} = (T_H - 0{,}70\,F_r)\,0{,}684. \qquad (3.104)$$

Здесь T_H — допуск на смещение исходного контура (табл. 3.41).

Для расчета длины общей нормали цилиндрических косозубых и шевронных колес используется табл. 3.38, но число зубьев проверяемого косозубого или шевронного колеса принимается не фактическое z, а условное $z_к$, при этом

$$z_к = Kz. \qquad (3.105)$$

Значения коэффициента K для расчета условного числа зубьев приведены в табл. 3.42.

Условное число зубьев $z_к$ обычно получается не целое, поэтому вводится поправка W_n, определяемая дробной частью $z_к$:

$$W_n = 0{,}0149\,(z_k - z_т), \qquad (3.106)$$

где $z_т$ — целая часть условного числа зубьев $z_к$.

Таблица 3.38. Длина общей нормали W' цилиндрических зубчатых колес при $x = 0$, $\alpha = 20°$ и $m = 1$ мм

z	z_n	W'	z	z_n	W'	z	z_n	W'
11		4,5822	55		19,9592	99		35,3360
12		5963	56		9732	100		3500
13	2	6103	57		9872	101		3640
14		6243	58	7	20,0012	102	12	3780
15		6383	59		0152	103		3920
16		6523	60		0292	104		4060
			61		0432	105		4200
17		7,6184				106		4330
18		6324	62		23,0093			
19		6464	63		0233	107		38,4002
20		6604	64		0373	108		4142
21	3	6744	65		0513	109		4282
22		6884	66	8	0653	110		4422
23		7024	67		0794	111	13	4562
24		7165	68		0934	112		4702
25		7305	69		1074	113		4842
			70		1214	114		4982
26		10,6966				115		5122
27		7106	71		26,0875			
28		7246	72		1015	116		41,4784
29		7386	73		1155	117		4924
30	4	7526	74		1295	118		5064
31		7666	75	9	1435	119		5204
32		7806	76		1575	120	14	5344
33		7946	77		1755	121		5484
34		8086	78		1855	122		5624
			79		1995	123		5764
35		13,7748				124		5904
36		7888	80		29,1657			
37		8028	81		1797	125		44,5566
38		8168	82		1937	126		5705
39	5	8308	83		2077	127		5845
40		8448	84	10	2217	128		5985
41		8588	85		2357	129	15	6126
42		8728	86		2497	130		6266
43		8868	87		2637	131		6406
			88		2777	132		6546
44		16,8530				133		6686
45		8670	89		32,2438			
46		8810	90		2558	134		47,6347
47		8950	91		2718	135		6487
48	6	9090	92		2858	136		6627
49		9230	93	11	2998	137		6767
50		9370	94		3139	138	16	6907
51		9510	95		3279	139		7047
52		9650	96		3419	140		7187
			97		3559	141		7327
53	7	19,9311				142		7467
54		9452	98	12	35,3320			

Следовательно, номинальная длина общей нормали некорригированных косозубых и шевронных колес

$$W_1 = (W' + W_n)\,m, \qquad (3.107)$$

где W' — часть длины общей нормали, определяемой целой частью $z_т$ условного числа зубьев $z_к$ (табл. 3.38).

Измерение толщины зубьев по длине общей нормали имеет преимущество перед из-

Таблица 3.39. **Наименьшее дополнительное смещение исходного контура E_{Hs} для зубчатого колеса с внешними зубьями (ГОСТ 1643—81)**

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d, мм: до 80	свыше 80 до 125	свыше 125 до 180	свыше 180 до 250	свыше 250 до 315	свыше 315 до 400	свыше 400 до 500	свыше 500 до 630	свыше 630 до 800	свыше 800 до 1000	свыше 1000 до 1250	свыше 1250 до 1600
		Смещение E_{Hs}, мкм											
H	7	14	16	18	20	22	25	28	30	35	45	50	50
E	7	35	40	45	50	55	60	70	80	90	100	120	140
D	7	50	60	70	80	90	100	110	120	140	160	180	220
	8	55	70	80	90	100	110	120	140	160	180	200	250
C	7	80	100	110	120	140	160	180	200	220	250	280	350
	8	90	110	120	140	160	180	200	220	250	280	300	400
	9	100	120	140	160	180	200	200	250	280	300	350	450
B	7	140	160	180	200	250	250	280	300	350	400	450	550
	8	140	160	200	220	250	280	300	350	400	450	500	600
	9	160	180	200	250	280	300	350	400	400	450	550	700
A	7	200	250	280	300	350	400	450	500	550	600	700	900
	8	220	280	300	350	400	450	500	550	600	700	800	900
	9	250	280	350	400	400	500	500	600	700	800	900	1000

мерением по постоянной хорде; не требуется более точного изготовления зубчатых колес по диаметру вершин зубьев, однако в случае косозубых или шевронных колес длину общей нормали можно замерить только при условии

$$b \geqslant W_1 \sin\beta. \qquad (3.108)$$

Таблица 3.40. **Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r (ГОСТ 1643—81)**

Степень кинематической точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм: до 125	свыше 125 до 400	свыше 400 до 800	свыше 800 до 1600
		F_r, мкм			
7	От 1 до 3,5	36	50	63	71
	Свыше 3,5 до 6,3	40	56	71	80
	Свыше 6,3 до 10	45	63	80	90
	Свыше 10 до 16	—	71	90	100
8	От 1 до 3,5	45	63	80	90
	Свыше 3,5 до 6,3	50	71	90	100
	Свыше 6,3 до 10	56	80	100	112
	Свыше 10 до 16	—	90	112	125
9	От 1 до 3,5	71	80	100	112
	Свыше 3,5 до 6,3	80	110	112	125
	Свыше 6,3 до 10	90	112	125	140
	Свыше 10 до 16	—	125	160	160

Здесь b — ширина венца; β — угол наклона зуба на делительном диаметре.

Пример. Определить действительную длину общей нормали шестерни при следующих исходных данных: цилиндрическая прямозубая передача 8—В ГОСТ 1643—81; нормальный модуль зацепления $m = 5$ мм; число зубьев $z_1 = 20$; коэффициент радиального смещения исходного контура $x_1 = 0$; делительный диаметр $d_1 = 100$ мм.

Решение.

1. Номинальная длина общей нормали шестерни (формула 3.101)

$$W_1 = (W' + 0{,}684x_1)\, m = (7{,}6604 + 0{,}684 \cdot 0)\, 5 = 38{,}302 \text{ мм}.$$

2. Наименьшее отклонение средней длины общей нормали (формула 3.103)

$$E_{wms} = (E_{Hs} + 0{,}35F_r)\, 0{,}684 = (160 + 0{,}35 \cdot 50)\, 0{,}684 = 121 \text{ мкм}.$$

3. Допуск на среднюю длину общей нормали шестерни (формула 3.104)

$$T_{wm} = (T_H - 0{,}70F_r)\, 0{,}684 = (140 - 0{,}7 \cdot 50)\, 0{,}684 = 72 \text{ мкм}.$$

Таблица 3.41. **Допуски на смещение исходного контура T_H, мкм**

Вид сопряжения	Вид допуска*	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r^{**}, мкм																
		до 8	свыше 8 до 10	свыше 10 до 12	свыше 12 до 16	свыше 16 до 20	свыше 20 до 25	свыше 25 до 32	свыше 32 до 40	свыше 40 до 50	свыше 50 до 60	свыше 60 до 80	свыше 80 до 100	свыше 100 до 125	свыше 125 до 160	свыше 160 до 200	свыше 200 до 250	свыше 250 до 320
H, E	*h*	28	30	35	40	40	45	55	60	70	80	110	120	160	200	250	300	450
D	*d*	35	40	40	45	55	60	70	80	90	100	140	160	200	250	300	350	450
C	*c*	45	50	55	60	70	80	90	100	120	140	180	200	250	300	400	500	600
B	*b*	55	60	70	70	80	90	100	120	140	180	200	250	300	400	500	600	700
A	*a*	70	80	80	90	100	110	140	160	180	200	250	300	350	450	550	700	900
—	*z*	90	100	100	110	120	140	160	180	220	250	300	350	450	550	700	900	1100
—	*y*	100	120	140	140	160	180	200	250	280	350	400	500	600	700	900	1100	1400
—	*x*	140	160	160	180	200	220	250	300	350	400	500	600	700	900	1100	1400	1800

1. * Если принятый вид допуска бокового зазора не соответствует виду сопряжения (например, *B* — вид сопряжения зубьев, *a* — вид допуска бокового зазора), то допуски T_H выбираются в зависимости от вида бокового зазора (т. е. *a*)
2. ** Величина F_r устанавливается в соответствии с нормой кинематической точности по табл. 3.40

4. Действительная длина общей нормали, указываемая в чертежах (формула 3.102),

$$W = (W_1 - E_{wms})_{-T_{wm}} = (38{,}302 - 0{,}121)_{-0{,}072} = 38{,}181_{-0{,}072} \text{ мм}.$$

Таблица 3.42. **Значения коэффициентов *K* для рассчета условного числа зубьев цилиндрических косозубых и шевронных колес**

β	*K*	β	*K*	β	*K*	β	*K*
8°	1,0288	16°	1,1192	24°	1,2931	32°	1,5951
8°20′	1,0309	16°20′	1,1244	24°20′	1,3029	32°20′	1,6115
8°40′	1,0333	16°40′	1,1300	24°40′	1,3128	32°40′	1,6285
9°	1,0359	17°	1,1358	25°	1,3227	33°	1,6455
9°20′	1,0388	17°20′	1,1415	25°20′	1,3327	33°20′	1,6631
9°40′	1,0415	17°40′	1,1475	25°40′	1,3433	33°40′	1,6813
10°	1,0446	18°	1,1536	26°	1,3541	34°	1,6998
10°20′	1,0477	18°20′	1,1598	26°20′	1,3652	34°20′	1,7187
10°40′	1,0508	18°40′	1,1665	26°40′	1,3765	34°40′	1,7380
11°	1,0543	19°	1,1730	27°	1,3878	35°	1,7578
11°20′	1,0577	19°20′	1,1797	27°20′	1,3996	35°20′	1,7782
11°40′	1,0613	19°40′	1,1866	27°40′	1,4116	35°40′	1,7986
12°	1,0652	20°	1,1936	28°	1,4240	36°	1,8201
12°20′	1,0688	20°20′	1,2010	28°20′	1,4364	36°20′	1,8418
12°40′	1,0728	20°40′	1,2084	28°40′	1,4495	36°40′	1,8640
13°	1,0768	21°	1,2160	29°	1,4625	37°	1,8868
13°20′	1,0810	21°20′	1,2239	29°20°	1,4760	37°20′	1,9101
13°40′	1,0853	21°40′	1,2319	29°40′	1,4897	37°40′	1,9340
14°	1,0896	22°	1,2401	30°	1,5037	38°	1,9586
14°20′	1,0943	22°20′	1,2485	30°20′	1,5182	38°20′	1,9837
14°40′	1,0991	22°40′	1,2570	30°40′	1,5328	38°40°	2,0092
15°	1,1039	23°	1,2657	31°	1,5478	39°	2,0355
15°20′	1,1088	23°20′	1,2746	31°20′	1,5633	39°20′	2,0625
15°40′	1,1139	23°40′	1,2838	31°40′	1,5790	39°40′	2,0901

Примечание. Для промежуточных значений β значение *K* находят интерполированием.

5. Число зубьев, охватываемых при измерении длины общей нормали (табл. 3.38), $z_n = 3$.

Пример. Определить действительную длину общей нормали колеса при следующих данных: передача цилиндрическая косозубая 8—В ГОСТ 1643—81, нормальный модуль зацепления $m = 5$ мм, число зубьев $z_2 = 40$, угол наклона зубьев $\beta = 12°30'$, коэффициент радиального смещения исходного контура $x_2 = 0$, делительный диаметр $d_2 = 204{,}86$ мм.

Решение.

1. Условное число зубьев (см. формулу 3.105 и табл. 3.42)

$$z_к = K z_2 = 1{,}07083 \cdot 40 = 42{,}8332.$$

2. Поправка к длине общей нормали, определяемая дробной частью условного числа зубьев z_k (формула 3.106),

$$W_n = 0{,}0149\,(z_к - z_т) = 0{,}0149\,(42{,}8332 - 42) = 0{,}0124.$$

3. Номинальная длина общей нормали колеса (формула 3.107)

$$W_1 = (W' + W_n)\,m = (13{,}8448 + 0{,}0124)\,5 = 69{,}286 \text{ мм}.$$

4. Наименьшее отклонение средней длины общей нормали колеса (формула 3.103)

$$E_{wms} = (E_{Hs} + 0{,}35F_r)\,0{,}684 = (220 + 0{,}35 \cdot 71)\,0{,}684 = 168 \text{ мкм}.$$

5. Допуск на среднюю длину общей нормали колеса (формула 3.104)

$$T_{wm} = (T_H - 0{,}7F_r)\,0{,}684 = (200 - 0{,}7 \cdot 71) \times 0{,}684 = 103 \text{ мкм}.$$

6. Действительная длина общей нормали колеса, указываемая на чертеже (формула 3.102),
$W = (W_1 - E_{wms})_{-T_{wm}} = (69{,}286 - 0{,}168)_{-0{,}103} = 69{,}118_{-0{,}103}$ мм.

7. Число зубьев, охватываемых при измерении длины общей нормали (табл. 3.38), $z_n = 5$.

3.9.2. КОНТРОЛЬ ТОЛЩИНЫ ЗУБЬЕВ ПО ПОСТОЯННОЙ ХОРДЕ

Постоянной хордой называется хорда $\bar{s}_c$ между точками касания профилей зубьев с исходным контуром рейки, в нормальном к зубу сечении, при симметричном расположении рейки относительно оси симметрии зуба (рис. 3.23).

При заданном модуле и коэффициенте радиального смещения x независимо от числа зубьев z длина хорды $\bar{s}_c$ постоянная. Если $\alpha = 20°$, номинальная толщина зуба по постоянной хорде

$$\bar{s}_c^* = (1{,}387 + 0{,}643x)\,m, \qquad (3.109)$$

где x — коэффициент радиального смещения; m — нормальный модуль.

Высота головки зуба до постоянной хорды

$$\bar{h}_c = 0{,}5\,(d_a - d - 0{,}364\,\bar{s}_c^*). \qquad (3.110)$$

Здесь d_a — диаметр вершин зубьев; d — делительный диаметр зубчатого колеса.

$$\text{При } x = 0 \quad \bar{h}_c = 0{,}748m. \qquad (3.111)$$

Действительная толщина постоянной хорды, указываемая в чертежах,

$$\bar{s}_c = (\bar{s}_c^* - E_{cs})_{-T_c}, \qquad (3.112)$$

где E_{cs} — наименьшее отклонение толщины зуба по постоянной хорде; T_c — допуск на толщину зуба по постоянной хорде.

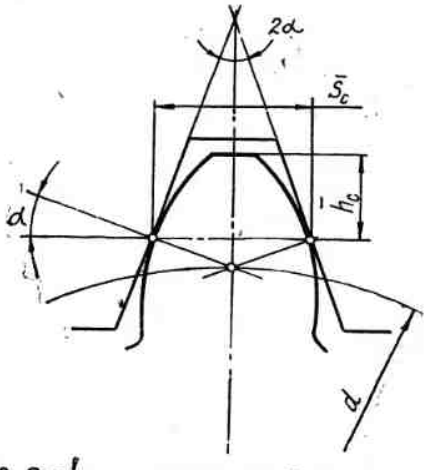


Рис. 3.23. Схема замера постоянной хорды

Наименьшее отклонение толщины зуба по постоянной хорде по ГОСТ 1643—81

$$E_{cs} = 2\,\mathrm{tg}\alpha E_{Hs} = 0{,}728E_{Hs}; \qquad (3.113)$$

E_{Hs} — наименьшее дополнительное смещение исходного контура (табл. 3.39).

Допуск на толщину зуба по постоянной хорде (в тело зуба)

$$T_c = 2\,\mathrm{tg}\alpha T_H = 0{,}728T_H. \qquad (3.114)$$

Здесь T_H — допуск на смещение исходного контура (табл. 3.41).

Смещение исходного контура и допуски на это смещение в стандарте рассчитаны для случая их измерения от оси колеса (основной эксплуатационной базы). При использовании диаметра вершин зубьев в качестве контрольной базы вносимые им погрешности необходимо компенсировать введением производственных допусков.

Формулы для определения отклонений и допусков на заготовку и размеры зуба цилиндрических колес в зависимости от условий использования диаметра вершин зубьев приведены в табл. 3.43.

Пример. Определить толщину зуба колеса по постоянной хорде прямозубой цилиндрической передачи 8—*B* ГОСТ 1643—81 при следующих данных: нормальный модуль $m = 5$ мм; число зубьев колеса $z_2 = 45$; угол зацепления в нормальном сечении $\alpha = 20°$; коэффициент высоты головки зуба $h_a = 1$; коэффициент радиального сдвига $x_2 = 0$.

Решение.

1. Диаметр делительной окружности

$$d_2 = mz_2 = 5 \cdot 45 = 225 \text{ мм}.$$

2. Диаметр вершин зубьев (табл. 3.5)

$$d_{a2} = d_2 + 2\,(h_a^* + x_2)\,m = 225 + 2 \cdot 5 = 235 \text{ мм}.$$

3. Номинальная толщина зуба по постоянной хорде (формула 3.109)

$$\bar{s}_{c2}^* = (1{,}387 + 0{,}643x_2)\,m = 1{,}387 \cdot 5 = 6{,}935 \text{ мм}.$$

4. Высота головки зуба до постоянной хорды (формула 3.110)

$$\bar{h}_{c2} = 0{,}5\,(d_{a2} - d_2 - 0{,}364\,\bar{s}_{c2}^*) = 0{,}5\,(235 - 225 - 0{,}364 \cdot 6{,}935) = 3{,}74 \text{ мм}.$$

5. Наименьшее отклонение толщины зуба по постоянной хорде (формула 3.113)

$$E_{cs2} = 0{,}728E_{Hs2} = 0{,}728 \cdot 220 = 160 \text{ мкм}.$$

Таблица 3.43. **Формулы для определения отклонений и допусков на заготовку и размеры зуба цилиндрических колес**

Вариант использования диаметра вершин зубьев	Формулы для определения F_{da} и E_{da}	Формулы для определения отклонений и допусков на размеры зуба
1. Используется в качестве установочной базы для выверки заготовки на зуборезном станке	$F_{da} = 0{,}6F_r$, где F_r по табл. 3.40. E_{da} — по h 14 СТ СЭВ 144—75 или СТ СЭВ 177—75, но не более $0{,}1m$ для 7-й степени точности и $0{,}2m$ для 8-й степени точности	E_{Hs} — по табл. 3.39 T_H — по табл. 3.41
2. Используется в качестве базы для контроля размеров зубьев или для контроля разности шагов	$F_{da} = 0{,}25T_H$, где T_H по табл. 3.41. $E_{da} = 0{,}5T_H$	$E_{Hs\text{пр}} = E_{Hs} + 0{,}09T_H$; $T_{H\text{пр}} = 0{,}6T_H$; $E_{cs\text{пр}} = E_{cs} + 0{,}09T_c$; $T_{c\text{пр}} = 0{,}6T_c$, где $E_{cs} = 0{,}728E_{Hs}$; $T_c = 0{,}728T_H$
3. Используется в качестве базы для контроля толщины зуба, но с учетом действительного размера диаметра вершин зубьев	$F_{da} = 0{,}25T_H$; E_{da} — по h 14 СТ СЭВ 144—75 или СТ СЭВ 177—75	$E_{Hs\text{пр}} = E_{Hs} + 0{,}09T_H$; $T_{H\text{пр}} = 0{,}8T_H$; $E_{cs\text{пр}} = E_{cs} + 0{,}09T_c$; $T_{c\text{пр}} = 0{,}8T_c$, где $E_{cs} = 0{,}728E_{Hs}$; $T_c = 0{,}728H_H$
4. Не используется в качестве базы при установке заготовки на зуборезном станке и при контроле толщины зубьев	$F_{da} \leqslant 0{,}1m$ E_{da} — по h 14 СТ СЭВ 144—75 или СТ СЭВ 177—75	$E_{wms} = (E_{Hs} + 0{,}35F_r) \cdot 0{,}684$, где F_r по табл. 3.40 $T_{wm} = (T_H - 0{,}70F_r) \cdot 0{,}684$

Примечание. F_{da} — допуск на радиальное биение диаметра вершин зубьев; E_{da} — нижнее предельное отклонение диаметра вершин зубьев (верхнее равно нулю); E_{Hs} — наименьшее дополнительное смещение исходного контура; T_H — допуск на смещение исходного контура; m — нормальный модуль зацепления, $E_{Hs\text{пр}}$ — наименьшее производственное дополнительное смещение исходного контура; $T_{H\text{пр}}$ — производственный допуск на смещение исходного контура; E_{cs} — наименьшее отклонение толщины зуба по постоянной хорде; $E_{cs\text{пр}}$ — наименьшее производственное отклонение толщины зуба по постоянной хорде; T_c — допуск на толщину зуба по постоянной хорде; $T_{c\text{пр}}$ — производственный допуск на толщину зуба по постоянной хорде; E_{wms} — наименьшее отклонение средней длины общей нормали; T_{wm} — допуск на среднюю длину нормали.

6. Допуск на толщину зуба по постоянной хорде (формула 3.114)

$$T_{c2} = 0{,}728T_{H2} = 0{,}728 \cdot 200 = 146 \text{ мкм.}$$

7. Действительная толщина постоянной хорды (формула 3.112)

$$\bar{s}_{c2} = (\bar{s}^{\bullet}_{c2} - E_{sc2})_{-T_{c2}} = (6{,}935 - 0{,}160)_{-0{,}146} = 6{,}775_{-0{,}146} \text{ мм.}$$

На рабочем чертеже указываются размеры $\bar{s}_{c2} = 6{,}775_{-0{,}146}$ мм и $\bar{h}_{c2} = 3{,}74$ мм. При использовании диаметра вершин зубьев в качестве контрольной базы, но с учетом действительного размера (см. табл. 3.43, вариант 3) нижнее предельное отклонение диаметра вершины зубьев (верхнее равно нулю) принимают по h 14, т. е. $E_{da2} = 1150$ мкм; радиальное биение $F_{da2} = 0{,}25 \cdot T_{H2} = 0{,}25 \cdot 200 = 50$ мкм.

Наименьшее производственное отклонение толщины зуба по постоянной хорде (табл. 3.43, вариант 3)

$$E_{es2\text{пр}} = E_{cs2} + 0{,}09T_{c2} = 160 + 0{,}09 \cdot 146 = 173 \text{ мкм.}$$

Производственный допуск на толщину зуба по постоянной хорде (табл. 3.43, вариант 3)

$$T_{c2\text{пр}} = 0{,}8T_{c2} = 0{,}8 \cdot 146 = 117 \text{ мкм.}$$

Действительная толщина постоянной хорды (формула 3.112)

$$\bar{s}_{c2} = (\bar{s}^{\bullet}_{2} - E_{cs2\text{пр}})_{-T_{c_2\text{пр}}} = (6{,}935 - 0{,}173)_{-0{,}117} = 6{,}762_{-0{,}117} \text{ мм.}$$

Действительная высота головки зуба до постоянной хорды рассчитывается по фактическому наружному диаметру заготовки (последний устанавливается путем обмера).

В нашем случае предполагаем, что заготовка выполнена по нижнему пределу поля допуска $d_{a2} = 235 - 1{,}15 = 233{,}85$ мм. Следовательно, действительная высота головки зуба до постоянной хорды (формула 3.110).

$$\bar{h}_{c2} = 0{,}5\,(d_{a2} - d_2 - 0{,}364\,\bar{S}^*_{c2}) =$$

$$= 0{,}5\,(233{,}85 - 225 - 0{,}364 \cdot 6{,}935) = 3{,}16 \text{ мм.}$$

Размеры $\bar{S}_{c2} = 6{,}762_{-0{,}117}$ мм и $\bar{h}_{c2} = 3{,}16$ мм указываются в чертежах.

Пример. Определить толщину зуба по постоянной хорде косозубой цилиндрической передачи 8—В ГОСТ 1643—81 при следующих данных: нормальный модуль $m = 6$ мм; число зубьев колеса $z_2 = 60$; угол наклона зубьев $\beta = 12°30'10''$; угол зацепления в нормальном сечении $\alpha = 20°$; коэффициент высоты головки зуба в нормальном сечении $h^*_a = 1$; коэффициент радиального сдвига $x_2 = 0$; толщина зуба измеряется от оси колеса.

Р е ш е н и е.

1. Диаметр делительной окружности колеса (табл. 3.5)

$$d_2 = \frac{mz_2}{\cos\beta} = \frac{6 \cdot 60}{0{,}97629} = 368{,}742 \text{ мм.}$$

2. Диаметр вершин зубьев (табл. 3.5)

$$d_{a2} = d_2 + 2\,(h^*_a + x_2)\,m =$$

$$= 368{,}742 + 2 \cdot 1 \cdot 6 = 380{,}742 \text{ мм.}$$

3. Номинальная толщина зуба по постоянной хорде (формула 3.109)

$$\bar{S}^*_{c2} = (1{,}387 + 0{,}643x_2)\,m = 1{,}387 \cdot 6 = 8{,}322 \text{ мм.}$$

4. Высота головки зуба до постоянной хорды (формула 3.111)

$$\bar{h}_{c2} = 0{,}748m = 0{,}748 \cdot 6 = 4{,}488 \text{ мм.}$$

5. Наименьшее отклонение толщины зуба по постоянной хорде (формула 3.113)

$$E_{cs2} = 0{,}728\,E_{Hs} = 0{,}728 \cdot 280 = 204 \text{ мкм.}$$

6. Допуск на толщину зуба по постоянной хорде (формула 3.114)

$$T_{c2} = 0{,}728\,T_{H2} = 0{,}728 \cdot 200 = 146 \text{ мкм.}$$

7. Действительная толщина постоянной хорды, указываемая в чертежах (формула 3.112),

$$\bar{s}_{c2} = (\bar{s}^*_{c2} - E_{cs2})_{-T_{c2}} = (8{,}322 - 0{,}204)_{-0{,}146} =$$

$$= 8{,}118_{-0{,}146} \text{ мм.}$$

При использовании в качестве измерительной базы диаметра вершин зубьев (см. табл. 3.43, вариант 2) нижнее предельное отклонение (верхнее равно нулю)

$$E_{da2} = 0{,}5\,T_{H2} = 0{,}5 \cdot 200 = 100 \text{ мкм;}$$

радиальное биение $F_{da2} = 0{,}25T_{H2} = 0{,}25 \cdot 200 = 50$ мкм; наименьшее производственное дополнительное смещение исходного контура

$$E_{Hs2пр} = E_{Hs2} + 0{,}09\,T_{H2} = 280 + 0{,}09 \cdot 200 = 298 \text{ мкм;}$$

наименьшее производственное отклонение толщины зуба по постоянной хорде

$$E_{cs2пр} = E_{cs2} + 0{,}09T_{c2} = 204 + 0{,}09 \cdot 146 = 217 \text{ мкм.}$$

Производственный допуск на толщину зуба по постоянной хорде

$$T_{c2пр} = 0{,}6\,T_{c2} = 0{,}6 \cdot 146 = 88 \text{ мкм.}$$

Действительная толщина постоянной хорды

$$\bar{s}_{c2} = (\bar{s}^*_{c2} - E_{cs2пр})_{-T_{c2пр}} =$$

$$(8{,}322 - 0{,}217)_{-0{,}088} = 8{,}105_{-0{,}088} \text{ мм.}$$

Размеры, указываемые на чертеже,

$$\bar{s}_{c2} = 8{,}105_{-0{,}088} \text{ мм и } \bar{h}_{c2} = 4{,}488 \text{ мм.}$$

3.10. ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ БОКОВОЙ ЗАЗОР КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ, И ИХ КОНТРОЛЬ

Гарантированный боковой зазор в конических передачах обеспечивается предельным отклонением межосевого угла в собранной передаче E_Σ, наименьшим отклонением средней постоянной хорды зубьев $E_{\bar{s}CS}$ и допуском на это отклонение $T_{\bar{s}C}$. Значения гарантированного бокового зазора $j_{n\min}$ и предельные отклонения межосевого угла E_Σ приведены в табл. 3.44.

Контроль межосевого угла не имеет специфики измерения, характерной для зубчатых передач, и здесь не рассматривается. Определение действительных размеров средней постоянной хорды приведено ниже.

При нарезании конических колес фактически получается не эвольвентный профиль, а квазиэвольвентный (октоидальный). Но ввиду незначительного отклонения октоиды от эвольвенты и сравнительно невысокой точности контроля толщины зубьев с помощью существующих измерительных средств конические зубчатые колеса контролируют по условно принятой постоянной хорде.

Таблица 3.44. **Гарантированный боковой зазор $j_{n\min}$ и предельные отклонения межосевого угла E_{Σ} в конических передачах с $m \geqslant 1$ мм и $\Sigma = 90°$ (ГОСТ 1758—81)**

Вид сопряжения	Обозначение	Среднее конусное расстояние R_m, мм: до 50			свыше 50 до 100			свыше 100 до 200			свыше 200 до 400			свыше 400 до 800		
		Угол делительного конуса шестерни, градусы: до 15	свыше 15 до 25	свыше 25	до 15	свыше 15 до 25	свыше 25	до 15	свыше 15 до 25	свыше 25	до 15	свыше 15 до 25	свыше 25	до 15	свыше 15 до 25	свыше 25
		$j_{n\min}$, $\pm E_{\Sigma}$, мкм														
H	$j_{n\min}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0				
E		15	21	25	21	25	30	25	35	40	30	46	52	40	57	70
D		22	33	39	33	39	48	39	54	63	46	72	81	63	89	110
C		36	52	62	52	62	74	62	87	100	74	115	130	100	140	175
B		58	84	100	84	100	120	100	140	160	120	185	210	160	230	280
A		90	130	160	130	160	190	160	220	250	190	290	320	250	360	440
H, *E*	$\pm E_{\Sigma}$	7,5	10	12	10	12	15	12	17	20	15	24	26	20	28	34
D		11	16	19	16	19	22	19	26	32	22	36	40	32	45	56
C		18	26	30	26	30	32	30	45	50	32	56	63	50	71	85
B		30	42	50	42	50	60	50	71	80	60	90	100	80	110	140
A		45	63	80	63	80	95	80	110	125	95	140	160	125	180	220

3.10.1. КОНТРОЛЬ ТОЛЩИНЫ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС ПО СРЕДНЕЙ ПОСТОЯННОЙ ХОРДЕ (ФОРМА ЗУБА I)

В прямозубых конических передачах внешняя постоянная хорда зуба шестерни

$$\bar{s}_{ce1} = 0{,}8830\, s_{e1}, \qquad (3.115)$$

где

$$s_{e1} = (1{,}571 + 0{,}728\, x_1 + x_{\tau 1})\, m_{te};$$

зуба колеса

$$\bar{s}_{ce2} = 0{,}8830\, s_{e2}, \qquad (3.116)$$

здесь

$$s_{e2} = \pi m_{te} - s_{e1}.$$

В приведенных формулах s_{e1}; s_{e2} — толщина по внешней делительной окружности зуба шестерни и колеса соответственно; x_1 — коэффициент радиального смещения; $x_{\tau 1}$ — коэффициент тангенциального смещения; m_{te} — внешний окружной модуль.

Высота до внешней постоянной хорды зуба шестерни

$$\bar{h}_{ce1} = h_{ae1} - 0{,}1607\, s_{e1}, \qquad (3.117)$$

где

$$h_{ae1} = (h_a^* + x_1)\, m_{te};$$

зуба колеса

$$\bar{h}_{ce2} = h_{ae2} - 0{,}1607\, s_{e2}, \qquad (3.118)$$

здесь $h_{ae2} = 2h_a^* m_{te} - h_{ae1}$.

В этих формулах h_{ae1}; h_{ae2} — высота головки зуба у внешнего торца шестерни и колеса соответственно; h_a^* — коэффициент высоты головки зуба.

В СТ СЭВ 186 — 75 наименьшее отклонение постоянной хорды и допуски на постоянную хорду даны для среднего сечения зуба, поэтому приведенные выше размеры внешней постоянной хорды $\bar{s}_{ce1}$, $\bar{s}_{ce2}$ и высота до внешней постоянной хорды $\bar{h}_{ce1}$, $\bar{h}_{ce2}$ корректируются посредством их умножения на коэффициент

$$\frac{R_e - 0{,}5b}{R_e},$$

где R_e — конусное расстояние по внешнему торцу; b — ширина венца. Следовательно, средняя постоянная хорда шестерни и колеса соответственно

$$\bar{s}_{c1}^* = \bar{s}_{ce1}\frac{R_e - 0{,}5b}{R_e} \text{ и } \bar{s}_{c2}^* = \bar{s}_{ce2}\frac{R_e - 0{,}5b}{R_e}, \qquad (3.119)$$

высота до средней постоянной хорды шестерни и колеса соответственно

$$\bar{h}_{c1} = \bar{h}_{ce1}\frac{R_e - 0{,}5b}{R_e} \text{ и } \bar{h}_{c2} = \bar{h}_{ce2}\frac{R_e - 0{,}5b}{R_e}. \qquad (3.120)$$

Действительная толщина средней постоянной хорды, указываемая в чертежах, для зуба шестерни

$$\bar{s}_{c1} = (\bar{s}_{c1}^* - E_{\bar{s}cs1}) - T_{\bar{s}c1}; \qquad (3.121)$$

Таблица 3.45. **Наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба $E_{\bar{s}cs}$ (ГОСТ 1758—81)**

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Средний нормальный модуль m_n, мм	Средний делительный диаметр d_m, мм								
			до 125			свыше 125 до 400			свыше 400 до 800		
			Угол делительного конуса, градусы								
			до 20	свыше 20 до 45	свыше 45	до 20	свыше 20 до 45	свыше 45	до 20	свыше 20 до 45	свыше 45
			Отклонение $E_{\bar{s}cs}$, мкм								
H	7	От 1 до 3,5	20	20	22	28	32	30	36	50	45
		Свыше 3,5 до 6,3	22	22	25	32	32	30	38	55	45
		Свыше 6,3 до 10	25	25	28	36	36	34	40	55	50
		Свыше 10 до 16	28	28	30	36	38	36	48	60	55

Примечание. Для определения $E_{\bar{s}cs}$ при других видах сопряжений и степенях точности табличные значения $E_{\bar{s}cs}$ следует умножить на коэффициент K_1

Степень точности по нормам плавности	Вид сопряжений					
	H	*E*	*D*	*C*	*B*	*A*
	Коэффициенты K_1					
7	1	1,6	2	2,7	3,8	5,5
8	—	—	2,2	3	4,2	6
9	—	—	—	3,2	4,6	6,6

Таблица 3.46. **Допуски на радиальное биение зубчатого венца (ГОСТ 1758—81)**

Степень кинематической точности	Средний нормальный модуль m_n, мм	Средний делительный диаметр d_m, мм		
		до 125	свыше 125 до 400	свыше 400 до 800
		F_r, мкм		
7	От 1 до 3,5	36	53	63
	Свыше 3,5 до 6,3	40	56	71
	Свыше 6,3 до 10	45	63	80
	Свыше 10 до 16	50	71	90
8	От 1 до 3,5	45	63	80
	Свыше 3,5 до 6,3	50	71	90
	Свыше 6,3 до 10	56	80	100
	Свыше 10 до 16	63	90	112
9	От 1 до 3,5	56	90	100
	Свыше 3,5 до 6,3	63	90	112
	Свыше 6,3 до 10	71	100	125
	Свыше 10 до 16	80	112	140

для зуба колеса

$$\bar{s}_{c2} = (\bar{s}^{\bullet}_{c2} - E_{\bar{s}cs2}) - T_{\bar{s}c2}, \qquad (3.122)$$

где $E_{\bar{s}cs}$ — наименьшее отклонение средней хорды зуба (табл. 3.45); $T_{\bar{s}c}$ — допуск на среднюю постоянную хорду зуба в зависимости от радиального биения зубчатого венца (табл. 3.46) и вида допуска бокового зазора (принимают по табл. 3.47).

Таблица 3.47. **Допуск на среднюю постоянную хорду зуба $T_{\bar{s}c}$ (ГОСТ 1758—81)**

Вид допуска бокового зазора	Допуск на биение зубчатого венца F_r, мкм						
	свыше 32 до 40	свыше 40 до 50	свыше 50 до 60	свыше 60 до 80	свыше 80 до 100	свыше 100 до 125	свыше 125 до 160
h	42	50	60	70	90	110	130
d	55	65	75	90	110	130	160
c	70	80	95	110	140	170	200
b	85	100	120	130	170	200	250
a	110	130	150	180	220	260	320

3.10.2. КОНТРОЛЬ ТОЛЩИНЫ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС С КРУГОВЫМ ЗУБОМ ПО СРЕДНЕЙ ПОСТОЯННОЙ ХОРДЕ (ФОРМА ЗУБА I И II)

В конических передачах с круговым зубом средняя постоянная хорда зуба шестерни

$$\overline{s}^{*}_{c1} = 0{,}8830\, s_{nm1}, \qquad (3.123)$$

где

$$s_{nm1} = (1{,}571 + 0{,}728\, x_{n1} + x_{\tau 1})\, m_n;$$

зуба колеса

$$\overline{s}^{*}_{c2} = 0{,}8830\, s_{nm2}, \qquad (3.124)$$

где

$$s_{nm2} = \pi m_n - s_{nm1}.$$

В приведенных формулах s_{nm1}; s_{nm2} — окружная толщина зуба шестерни и зуба колеса соответственно в среднем нормальном сечении; x_{n1} — коэффициент радиального смещения; $x_{\tau 1}$ — коэффициент тангенциального смещения; m_n — средний нормальный модуль.

Высота до средней постоянной хорды зуба шестерни

$$\overline{h}_{c1} = h_{a1} - 0{,}1607\, s_{nm1}, \qquad (3.125)$$

где

$$h_{a1} = (h^{*}_{a} + x_{n1})\, m_n;$$

зуба колеса

$$\overline{h}_{c2} = h_{a2} - 0{,}1607\, s_{nm2}, \qquad (3.126)$$

здесь $h_{a2} = (h^{*}_{a} - x_{n1})\, m_n$.

В этих формулах h_{a1}; h_{a2} — высота головки зуба шестерни и колеса соответственно по средине венца; h^{*}_{a} — как и прежде коэффициент высоты головки зуба.

Действительная толщина средней постоянной хорды, указываемая в чертежах, для зуба шестерни

$$\overline{s}_{c1} = (\overline{s}^{*}_{c1} - E_{\overline{scs}1})_{-T_{\overline{sc}1}}; \qquad (3.127)$$

зуба колеса:

$$\overline{s}_{c2} = (\overline{s}^{*}_{c2} - E_{\overline{scs}2})_{-T_{\overline{sc}2}}, \qquad (3.128)$$

где $E_{\overline{scs}}$; $T_{\overline{sc}}$ для шестерни и колеса выбирают, как для прямозубых конических колес (см. табл. 3.45 ... 3.47).

Пример. Определить толщину зуба шестерни по средней постоянной хорде при следующих исходных данных: передача коническая прямозубая 8—В ГОСТ 1758—81; внешний окружной модуль $m_{te} = 5$ мм; внешнее конусное расстояние $R_e = 83{,}852$ мм; коэффициент высоты головки зуба $h^{*}_{a} = 1$; средний делительный диаметр $d_{m1} = 63{,}819$ мм; угол делительного конуса $\delta_1 = 26°34'$; коэффициент радиального смещения $x_1 = 0{,}4$; коэффициент тангенциального смещения $x_{\tau 1} = 0$; ширина венца $b = 25$ мм.

Решение.

1. Внешняя постоянная хорда (формула 3.115)

$$\overline{s}_{ce1} = 0{,}8830\, s_{e1},$$

где

$$s_{e1} = (1{,}571 + 0{,}728\, x_1 + x_{\tau 1})\, m_{te} = (1{,}571 + 0{,}728 \cdot 0{,}4)\, 5 = 9{,}311 \text{ мм};$$

тогда $\overline{s}_{ce1} = 0{,}8830 \cdot 9{,}311 = 8{,}221$ мм.

2. Высота до внешней постоянной хорды (формула 3.117)

$$\overline{h}_{ce1} = h_{ae1} - 0{,}1607\, s_{e1},$$

здесь

$$h_{ae1} = (h^{*}_{a} + x_1)\, m_{te} = (1 + 0{,}4)\, 5 = 7 \text{ мм};$$

тогда

$$\overline{h}_{ce1} = 7 - 0{,}1607 \cdot 9{,}311 = 5{,}504 \text{ мм}.$$

3. Средняя постоянная хорда (формула 3.119)

$$\overline{s}^{*}_{c1} = \overline{s}_{ce1} \frac{R_e - 0{,}5b}{R_e} = 8{,}221 \frac{83{,}852 - 12{,}5}{83{,}852} = 6{,}995 \text{ мм}.$$

4. Высота до средней постоянной хорды (формула 3.120)

$$\overline{h}_{c1} = \overline{h}_{ce1} \frac{R_e - 0{,}5b}{R_e} = 5{,}504 \frac{83{,}852 - 12{,}5}{83{,}852} = 4{,}683 \text{ мм}.$$

5. Действительная толщина средней постоянной хорды зуба (формула 3.121)

$$\overline{s}_{c1} = (\overline{s}^{*}_{c1} - E_{\overline{scs}1})_{-T_{\overline{sc}1}} = (6{,}995 - 0{,}092)_{-0{,}1} = 6{,}903_{-0{,}1} \text{ мм}.$$

В рабочих чертежах указывают размеры $\overline{s}_{c1} = 6{,}903_{-0{,}1}$ мм и $\overline{h}_{c1} = 4{,}683$ мм.

3.11. ТОЧНОСТЬ ЗАГОТОВОК ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Для обеспечения заданной точности зубчатых передач, обуславливающей их несущую способность, особое внимание следует уделить точности обработки поверхностей заготовок, используемых в качестве базовых при зубонарезании, контроле и монтаже. Неточность базовых

поверхностей заготовок является источником образования погрешностей в передаче, которые при последующей обработке нельзя исправить.

Точность зубчатых передач, регламентированная стандартами, относится к окончательно изготовленным зубчатым колесам. Поэтому точность базовых поверхностей устанавливается в виде технологических допусков с учетом принятого технологического процесса обработки и контроля зубчатых колес.

3.11.1. ТОЧНОСТЬ ЗАГОТОВОК ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

Нижнее предельное отклонение диаметра вершин зубьев (верхнее равно нулю) E_{da} и допуск на радиальное биение диаметра вершин зубьев F_{da} в зависимости от варианта использования диаметра вершин принимают по табл. 3.43. Допускаемое биение базового торца заготовки $F_т$ приведено в табл. 3.48; рекомендуемые посадки отверстия зубчатого колеса на вал (см. ч. 2, гл. 5).

Таблица 3.48. **Допускаемое биение базового торца $F_т$ относительно посадочной поверхности**

Степень точности по нормам контакта	Ширина зубчатого колеса или полушеврона, мм					
	до 40	свыше 40 до 100	свыше 100 до 160	свыше 160 до 250	свыше 250 до 400	свыше 400 до 630
	Допуски $F_т$ при $d = 100$ мм, мкм					
7	24	12	8	6	4,5	3,4
8	40	20	12,8	10	7,1	5,5
9	64	32	20	16	12	9

Допуск на торцовое биение заготовки, определяют умножением значения взятого из таблицы, на $\frac{d}{100}$, где d — делительный диаметр, мм. Например, при $d = 200$ мм и ширине зубчатого колеса 50 мм для 8-й степени точности по нормам контакта $F_т = 20\frac{200}{100} = 40$ мкм.

3.11.2. ТОЧНОСТЬ ЗАГОТОВОК КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

При использовании поверхности вершин зубьев в качестве контрольной базы предельные отклонения внешнего диаметра вершин зубьев E_{dae} рекомендуется назначать по табл. 3.49. Если диаметр вершин зубьев не используется в качестве контрольной базы, либо используется, но с учетом действительных размеров, принимаются следующие предельные отклонения:

Таблица 3.49. **Предельные отклонения внешнего диаметра вершин зубьев E_{dae} при использовании его в качестве базы измерения**

Степень точности колеса (по нормам кинематической точности)	Вид допуска бокового зазора	Средний нормальный модуль m_n, мм	Средний делительный диаметр d_m, мм	
			до 120	свыше 120 до 500
			Поле допуска	
7	h	От 1 до 25	$h7$	
	d		$h8$	$h7$
	c		$h8$	
	b		$h9$	$h8$
	a		$h9$	
8	h	От 1 до 56	$h8$	$h7$
	d, c		$h8$	
	b		$h9$	$h8$
	a		$h9$	
9	h	От 1 до 56	$h8$	$h7$
	d		$h8$	
	c		$h9$	$h8$
	b		$h9$	$h8$
	a		$h10$	$h9$

Примечания. 1. Степени точности по ГОСТ 1758—81. 2. Поля допусков по СТ СЭВ 145—75.

$$E_{dae} = -0{,}1 \text{ мм при } m_{te} = 1 \ldots 10 \text{ мм}, \quad (3.129)$$

$$E_{dae} = -0{,}25 \text{ мм при } m_{te} > 10 \text{ мм}. \quad (3.130)$$

Если конус вершин зубьев или внешний дополнительный конус используется в качестве базы при установке колеса на зуборезный станок, допуски на биение этих поверхностей в направлении, перпендикулярном к образующим конусов, назначают

$$F_{dae} \leqslant (0{,}6 \ldots 0{,}65) F_r, \quad (3.131)$$

где F_r — допуск на радиальное биение зубчатого венца (табл. 3.46).

Допуски на углы конуса вершин зубьев δ_a и внешнего дополнительного конуса δ_d в за-

висимости от внешнего окружного модуля m_{te} рекомендуются:

m_{te}, мм	До 0,75	Свыше 0,75 до 1,5	Свыше 1,5
δ_a, мин	+30	+15	+8
δ_d, мин	±60	±30	±15

Допуски на расстояние от базового торца до основания конуса выступов δA и на расстояние от базового торца до вершины конуса выступов δK принимают:

Степень кинематической точности	Внешний окружной модуль m_{te}, мм	Регулируемая передача $-\delta A$, мкм	Нерегулируемая передача, $-\delta K$, мкм
7	Свыше 1 до 2,5	28	30
	Свыше 2,5 до 6	45	48
	Свыше 6 до 10	55	60
8	Свыше 1 до 2,5	36	38
	Свыше 2,5 до 6	55	58
	Свыше 6 до 10	75	80
9	Свыше 2,5 до 6	75	70
	Свыше 6 до 10	95	100
	Свыше 10 до 16	110	115

Для нерегулируемых конических передач значения δA принимают не более δK. Допускаемое биение базового торца устанавливают, как для цилиндрических передач (табл. 3.48).

3.12. ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ БОКОВОЙ ЗАЗОР ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ, И ИХ КОНТРОЛЬ

Боковой зазор в червячной передаче создается утонением витков червяка. Получение зазора увеличением межосевого расстояния при сборке передачи либо преднамеренным утонением зубьев колеса за счет углубления фрезы не рекомендуется, так как вызывает заметное ухудшение плавности зацепления и уменьшение пятна контакта.

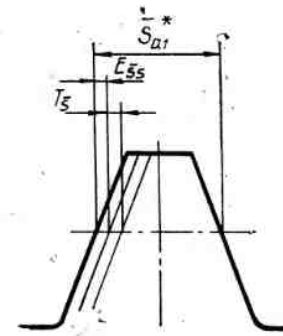


Рис. 3.24. Отклонение толщины витка червяка

Для червячных передач с нерегулируемым расположением осей показателями, обеспечивающими гарантированный боковой зазор $j_{n\,min}$ (табл. 3.50), являются наименьшее отклонение толщины витка червяка по хорде E_{ss}^{-} (определяемое в нормальном сечении) и допуск на толщину витка червяка T_s^{-} (рис. 3.24).

Стандартные значения наименьшего отклонения толщины витка червяка E_{ss}^{-}, обеспечивают гарантированный боковой зазор только при условии, когда номинальная толщина витков червяка и действительная толщина зубьев фрезы равны между собой. При перетачивании фрезы уменьшается толщина ее зуба и увеличивается толщина зуба нарезаемого колеса, следовательно, уменьшается боковой зазор в передаче. Поэтому если действительная толщина зуба фрезы после переточки не равна указанной на чертеже толщине витков червяка, то необходимо к стандартной величине E_{ss}^{-} прибавить величину утонения зуба фрезы вследствие переточки. Например, после переточки фрезы толщина ее зубьев уменьшилась на 0,12 мм; для червяка

Таблица 3.50. **Гарантированный боковой зазор $j_{n\min}$ (ГОСТ 3675—81)**

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w, мм								
	До 80	Свыше 80 до 120	Свыше 120 до 180	Свыше 180 до 250	Свыше 250 до 315	Свыше 315 до 400	Свыше 400 до 500	Свыше 500 до 630	Свыше 630 до 800
	$j_{n\min}$, мкм								
H	0	0	0	0	0	0	0	0	0
E	30	35	40	46	52	57	63	70	80
D	46	54	63	72	81	89	97	110	125
C	74	87	100	115	130	140	155	175	200
B	120	140	160	185	210	230	250	280	320
A	190	220	250	290	320	360	400	440	500

с модулем 5 мм при межосевом расстоянии 300 мм 8-й степени точности с сопряжением C стандартное значение $E_{ss}^{-} = 0{,}27$ мм. Действительное наименьшее отклонение толщины витка червяка должно быть равно $0{,}27 + 0{,}12 = 0{,}39$ мм.

3.12.1. КОНТРОЛЬ ТОЛЩИНЫ ВИТКА ЧЕРВЯКА

Номинальная делительная толщина по хорде витка червяка, мм

$$\bar{s}_{a1}^{*} = 1{,}571\, m \cos\gamma, \qquad (3.132)$$

где m — осевой модуль, мм; γ — делительный угол подъема витка.

Высота до хорды витка, мм

$$\bar{h}_{a1} = h_a^{*} m + 0{,}5\bar{s}_{a1}^{*}\, \mathrm{tg}\left(0{,}5 \arcsin \frac{\bar{s}_{a1}^{*} \sin^2\gamma}{d_1}\right), \qquad (3.133)$$

здесь $h_a^{*} = 1$ — коэффициент высоты головки витка; d_1 — делительный диаметр червяка, мм.

Действительная делительная толщина по хорде витка червяка, указываемая в чертежах,

$$\bar{s}_{a1} = (\bar{s}_{a1}^{*} - E_{ss}^{-}) - T_{s}^{-}, \qquad (3.134)$$

где E_{ss}^{-} — наименьшее отклонение толщины витка, берется как сумма двух слагаемых I и II, определяемых по табл. 3.51, табл. 3.52; T_s^{-} —

Таблица 3.51. **Наименьшее отклонение толщины витка E_{ss}^{-}, слагаемое I (ГОСТ 3675—81)**

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w, мм								
	До 80	Свыше 80 до 120	Свыше 120 до 180	Свыше 180 до 250	Свыше 250 до 315	Свыше 315 до 400	Свыше 400 до 500	Свыше 500 до 630	Свыше 630 до 800
	E_{ss}^{-}, мкм								
H	0	0	0	0	0	0	0	0	0
E	32	38	42	48	50	60	67	75	85
D	48	56	67	75	85	95	105	120	130
C	80	95	105	120	130	140	160	180	210
B	130	150	170	200	220	240	260	300	340
A	200	220	260	300	340	380	420	480	530

Таблица 3.52. **Наименьшее отклонение толщины витка E_{ss}^{-}, слагаемое II (ГОСТ 3675—81)**

Степень точности	Модуль m, мм	Межосевое расстояние, a_w, мм								
		До 80	Свыше 80 до 120	Свыше 120 до 180	Свыше 180 до 250	Свыше 250 до 315	Свыше 315 до 400	Свыше 400 до 500	Свыше 500 до 630	Свыше 630 до 800
		E_{ss}^{-}, мкм								
6	От 1 до 3,5	36	40	45	48	50	53	56	60	67
	Свыше 3,5 до 6,3	40	42	45	50	53	56	60	63	67
	Свыше 6,3 до 10	—	—	53	56	56	60	63	67	71
	Свыше 10 до 16	—	—	—	63	67	71	71	75	80
7	От 1 до 3,5	60	63	71	75	80	85	90	100	105
	Свыше 3,5 до 6,3	63	67	75	80	85	90	95	100	110
	Свыше 6,3 до 10	—	—	85	90	95	100	105	110	120
	Свыше 10 до 16	—	—	—	100	105	110	120	120	125
8	От 1 до 3,5	90	100	110	120	130	140	150	160	170
	Свыше 3,5 до 6,3	100	110	120	130	140	140	150	160	170
	Свыше 6,3 до 10	—	—	130	140	150	160	160	170	180
	Свыше 10 до 16	—	—	—	160	160	180	180	190	200
9	От 1 до 3,5	150	160	180	190	200	220	240	250	260
	Свыше 3,5 до 6,3	160	180	190	210	220	240	250	260	280
	Свыше 6,3 до 10	—	—	210	220	240	250	260	280	300
	Свыше 10 до 16	—	—	250	260	280	280	300	300	320

Таблица 3.53. **Допуск на радиальное биение витка червяка f_r (ГОСТ 3675—81)**

Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр червяка d_1, мм					
		Свыше 18 до 30	Свыше 30 до 50	Свыше 50 до 80	Свыше 80 до 120	Свыше 120 до 180	Свыше 180 до 250
		f_r, мкм					
6	От 1 до 16	12	13	14	16	18	22
7	От 1 до 25	17	18	20	22	25	30
8	От 1 до 25	21	22	25	28	32	38
9	От 1 до 25	26	28	32	36	40	48

допуск на толщину витка червяка по хорде в зависимости от допуска на радиальное биение витка червяка (табл. 3.53), приведен в табл. 3.54.

Стандартные допустимые отклонения толщины витков червяка рассчитаны для случая контроля витков от рабочей оси. При использовании в качестве измерительной базы диаметра вершин червяка для компенсации погрешностей, вносимых промежуточной базой (диаметром вершин), вводятся производственные допуски. Если при измерении толщины витка не учитывается фактический размер диаметра вершин, то наименьшее производственное отклонение толщины витка и производственный допуск на его толщину определяются по следующим зависимостям:

$$E_{\bar{s}snp} = E_{\bar{s}s} + 0{,}364F_{da1}, \quad (3.135)$$

$$T_{\bar{s}np} = T_{\bar{s}} - 0{,}728F_{da1} - 0{,}364T_{da1}, \quad (3.136)$$

где F_{da1} — радиальное биение диаметра вершин червяка (см. формулу 3.138); T_{da1} — допуск на диаметр вершин червяка (формула (3.139)). Контроль толщины зуба червячного колеса осуществляется косвенно — по толщине зубьев фрезы, межосевому расстоянию a_w и предельным отклонениям межосевого расстояния в обработке:

$$f_{ac} = 0{,}75f_a, \quad (3.137)$$

где f_a — предельные отклонения межосевого расстояния в передаче (табл. 3.55).

3.13. ТОЧНОСТЬ ЗАГОТОВОК ЧЕРВЯКА И ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА, ТОЧНОСТЬ КОРПУСА РЕДУКТОРА

При использовании диаметра вершин червяка d_{a1} в качестве измерительной базы допуск на радиальное биение наружного диаметра заготовки червяка

$$F_{da1} = 0{,}34T_{\bar{s}}. \quad (3.138)$$

Допуск на наружный диаметр заготовки червяка

$$T_{da1} \leqslant 0{,}69T_{\bar{s}}. \quad (3.139)$$

где $T_{\bar{s}}$ — допуск на толщину витка червяка (табл. 3.54).

Торцовое биение червяка либо базового бурта указано в табл. 3.48, причем за ширину зубчатого венца колеса принимают длину нарезанной части червяка. При использовании

Таблица 3.54. **Допуск на толщину витка червяка по хорде $T_{\bar{s}}$, мкм (ГОСТ 3675—81)**

Вид допуска бокового зазора	Допуск на радиальное биение витка f_r^*, мкм											
	Свыше 1 до 20	Свыше 20 до 25	Свыше 25 до 32	Свыше 32 до 40	Свыше 40 до 50	Свыше 50 до 60	Свыше 60 до 80	Свыше 80 до 100	Свыше 100 до 125	Свыше 125 до 160	Свыше 160 до 200	Свыше 200 до 250
h	28	32	38	42	50	60	70	90	110	130	160	200
d	36	42	48	55	65	75	90	110	130	160	200	250
c	45	52	60	70	80	95	110	140	170	200	260	320
b	58	65	75	85	100	120	140	170	200	250	320	380
a	75	85	95	110	130	150	180	220	260	320	400	500
z	95	110	120	130	150	180	220	260	320	400	500	630
y	120	130	150	160	180	220	260	320	400	500	630	750
x	150	170	180	200	220	260	320	400	500	630	750	950

* Допуск на радиальное биение витка червяка f_r приведен в табл. 3.53.

Таблица 3.55. **Предельные отклонения межосевого расстояния в передаче f_a (ГОСТ 3675—81)**

Степень точности	Межосевое расстояние a_w, мм								
	До 80	Свыше 80 до 120	Свыше 120 до 180	Свыше 180 до 250	Свыше 250 до 315	Свыше 315 до 400	Свыше 400 до 500	Свыше 500 до 630	Свыше 630 до 800
	$\pm f_a$, мкм								
6	28	32	38	42	45	50	53	56	63
7	45	50	60	67	75	80	85	90	95
8	71	80	90	105	110	125	130	140	160
9	110	130	150	160	180	200	210	240	250

Примечание. Предельные отклонения межосевого расстояния в обработке $f_{ac} = 0{,}75 f_a$.

Таблица 3.56. **Предельные смещения средней плоскости в передаче f_x ГОСТ (3675—81)**

Степень точности	Межосевое расстояние a_w, мм								
	До 80	Свыше 80 до 120	Свыше 120 до 180	Свыше 180 до 250	Свыше 250 до 315	Свыше 315 до 400	Свыше 400 до 500	Свыше 500 до 630	Свыше 630 до 800
	$\pm f_x$, мкм								
6	22	25	28	32	36	40	42	45	48
7	34	40	45	50	56	60	67	70	75
8	43	53	71	80	90	100	105	110	120
9	85	100	110	130	140	150	160	170	190

Примечание. Предельные смещения средней плоскости в обработке $f_{xc} = 0{,}75 f_x$.

диаметра вершин червяка d_{a1} в качестве измерительной базы, но с учетом его фактического размера, допуски на наружный диаметр заготовки червяка могут назначаться по j_s14 или $h14$. Если в качестве измерительной базы используется ось червяка, допуск на радиальное биение наружного диаметра заготовки червяка должен составлять часть (0,5...0,7) от предусмотренного по чертежам допуска на радиальное биение витков червяка, принимаемого по табл. 3.53.

К базовым поверхностям заготовок червячных колес предъявляются такие же требования по точности, как и для цилиндрических колес, поэтому допуски и отклонения, приведенные для заготовок цилиндрических зубчатых колес, используются и для червячных колес. Отклонение диаметра вершин зубьев колеса E_{da2} и допуски на радиальное биение диаметра вершин колеса F_{da2} определяют по табл. 3.43, вариант 1. Допускаемое биение базового торца $F_т$ устанавливают по табл. 3.48. В связи со спецификой червячных передач к заготовкам червячных колес предъявляются дополнительные требования: предельные смещения средней плоскости в обработке (проходящей через ось фрезы) от базового торца $f_{xc} = 0{,}75 f_x$, где f_x — предельные смещения средней плоскости в передаче (табл. 3.56).

Предельные отклонения межосевого расстояния f_a и межосевого угла f_Σ при расточке корпуса редуктора приведены соответственно в табл. 3.55 и 3.57.

Пример. Определить делительную толщину по хорде витка червяка при следующих данных: червячная передача с архимедовым червяком 7 — С ГОСТ 3675—81; модуль $m = 8$ мм; делительный угол подъема витка $\gamma = 14°02'10''$; коэффициент смещения червяка $x = 0$; делительный диаметр червяка $d_1 = 64$ мм; межосе-

Таблица 3.57. **Предельные отклонения межосевого угла передачи f_Σ (ГОСТ 3675—81)**

Ширина зубчатого венца червячного колеса b_s, мм	Степень точности			
	6	7	8	9
	$\pm f_\Sigma$, мкм			
До 63	9	12	16	22
Свыше 63 до 100	12	17	22	28
Свыше 100 до 160	17	24	30	40
Свыше 160 до 250	24	32	42	56

Примечание. Предельные отклонения межосевого угла в обработке $f_{\Sigma c} = 0{,}75 f_\Sigma$.

вое расстояние $a_w = 192$ мм; действительная толщина зубьев фрезы равна номинальной толщине витков червяка; диаметр вершин витков червяка используется в качестве измерительной базы без учета его действительных размеров.

Решение.

1. Номинальная делительная толщина по хорде витка червяка (формула 3.132)

$$\bar{s}^*_{a1} = 1{,}571 m \cos\gamma = 1{,}571 \cdot 8 \cdot 0{,}97014 = 12{,}1927 \text{ мм}.$$

2. Высота до хорды витка (формула 3.133)

$$\bar{h}_{a1} = h^*_a m + 0{,}5\bar{s}^*_{a1} \operatorname{tg}\left(0{,}5 \arcsin \frac{\bar{s}^*_{a1} \sin^2\gamma}{d_1}\right) = 1 \cdot 8 + 0{,}5 \cdot 12{,}1927 \operatorname{tg} \times \left(0{,}5 \arcsin \frac{12{,}1927 \cdot 0{,}24253^2}{64}\right) = 8{,}034 \text{ мм}.$$

3. Наименьшее отклонение толщины витка определяется как сумма двух слагаемых I и II (табл. 3.51 и 3.52):

$$E_{\bar{s}s} = 120 + 90 = 210 \text{ мкм}.$$

4. При радиальном биении витка червяка $f_r = 20$ мкм (табл. 3.53) и допуске на боковой зазор c (табл. 3.36) допуск на толщину витка червяка (табл. 3.54) $T_{\bar{s}} = 45$ мкм.

5. Допуск на радиальное биение наружного диаметра заготовки червяка (формула 3.138)

$$F_{da1} = 0{,}34 T_{\bar{s}} = 0{,}34 \cdot 45 = 15 \text{ мкм}.$$

6. Нижнее отклонение наружного диаметра заготовки червяка (формула 3.139)

$$T_{da1} = 0{,}69 T_{\bar{s}} = 0{,}69 \cdot 45 = 31 \text{ мкм}.$$

7. Наименьшее производственное отклонение толщины витка червяка (формула 3.135)

$$E_{\bar{s}snp} = E_{\bar{s}s} + 0{,}364 F_{da1} = 210 + 0{,}364 \cdot 15 = 215 \text{ мкм}$$

8. Производственный допуск на толщину витка (формула 3.136)

$$T_{\bar{s}np} = T_{\bar{s}} - 0{,}728 F_{da1} - 0{,}364 T_{da1} = 45 - 0{,}728 \cdot 15 - 0{,}364 \cdot 31 = 23 \text{ мкм}.$$

9. Действительная делительная толщина по хорде витка червяка, указываемая в чертежах (формула 3.134),

$$\bar{s}_{a1} = (\bar{s}^*_{a1} - E_{\bar{s}snp}) - T_{\bar{s}np} = (12{,}1927 - 0{,}215)_{-0{,}023} = 11{,}98_{-0{,}023} \text{ мм}.$$

3.14. КОНСТРУКЦИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Стальные зубчатые колеса выполняют точеными из круглого проката, коваными, штампованными и литыми. Способ изготовления и конструкция колеса определяются его размерами и серийностью производства.

Шестерни часто изготавливают как одно целое с валом (вал-шестерня). Цельная конструкция уменьшает общую стоимость вала и шестерни, увеличивает жесткость вала, что благоприятно сказывается на работе зубчатого зацепления, особенно при консольном расположении одного из колес.

Если это оправдано конструктивно, технологически или экономически (например, шестерня из легированной стали, вал — из углеродистой) и расстояние от впадины зуба до шпоночного паза больше $2m$ для цилиндрических и $1{,}8m_{te}$ для конических шестерен, шестерни могут делаться съемными.

В единичном и мелкосерийном производстве зубчатые колеса диаметром менее 150 мм выполняют из круглого проката или поковок, а заготовки колес большего диаметра (до 600 мм) — свободной ковкой. Такие заготовки обрабатываются по всем поверхностям.

В средне-, крупносерийном и массовом производстве при диаметрах до 600 мм колеса изготовляют преимущественно штамповкой.

Штамповка отличается высокой производительностью и максимально приближает форму заготовки к форме готового колеса. Для облегчения заполнения металлом и освобождения от заготовки штамп, а следовательно, и заготовка должны иметь соответствующие радиусы закруглений и штамповочные уклоны ($\sim 5°$).

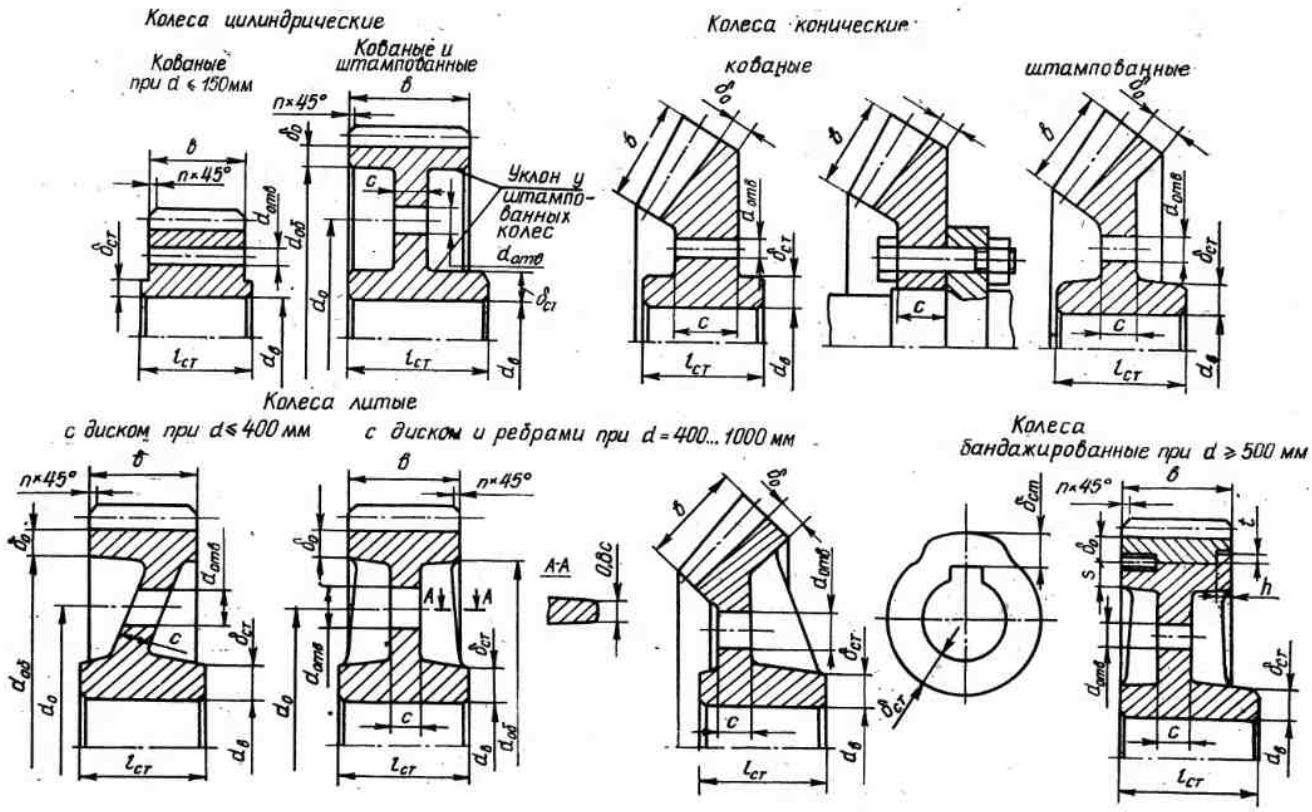


Рис. 3.25. Размеры основных элементов зубчатых колес

Внутренняя поверхность обода, наружная поверхность ступицы и поверхности диска штампованных колес обычно не обрабатываются.

Колеса больших диаметров изготовляют обычно литыми, колеса сравнительно тихоходных и малонагруженных передач — литыми и при меньших диаметрах. В индивидуальном производстве колеса больших диаметров выполняют также сварными.

Чугунные колеса, применяемые в тихоходных малонагруженных передачах, наиболее часто открытых, изготовляют литыми. У колес литой конструкции в дисках делают 4...6 отверстий. Отверстия служат для крепления колеса при обработке заготовки и позволяют обрабатывать отверстие под вал и наружную поверхность обода с одной установки, а также используются при транспортировке колес. При больших размерах отверстий они служат для уменьшения массы колес, в литых колесах — для выхода литейных газов при отливке.

В колесах дисковой конструкции симметричное относительно обода колеса расположение диска вовсе не обязательно. Расположение диска у одного из торцов обода позволяет в ряде случаев существенно уменьшить неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, а также упрощает технологию: позволяет ковать колеса в односторонних подкладных штампах, а в литых колесах упрощает модель и формовку.

Выступающая с обеих сторон венца ступица дает возможность нарезать колеса только по одному. Ступица, выступающая лишь с одной стороны, позволяет нарезать колеса по два. Поэтому если ширина ступицы превышает ширину венца, она часто сдвигается по оси колеса до совпадения ее торца с торцом венца. Наконец, при одинаковой длине ступицы и ширине венца возможно одновременное нарезание нескольких колес.

У ступиц литых колес иногда для облегчения колеса против шпонки делается прилив, что позволяет изготовить остальную часть ступицы более тонкой.

Соотношение размеров основных элементов зубчатых колес приведено в табл. 3.58 и на рис. 3.25.

При диаметрах $d \geqslant 500$ мм тяжело нагруженные колеса могут выполняться бандажированными. Бандаж (обод) выполняется из легированной стали, центр — из дешевой угле-

родистой стали литым или сварным, а также литым чугунным (рис. 3.25).

Толщина бандажа (мм) по впадинам зубьев: при $z < 150$

$$\delta_0 = (2{,}4m + 10)\sqrt{\frac{z}{150}},$$

при $z > 150$

$$\delta_0 = 0{,}016d + 10.$$

Толщина обода центра колеса $s \cong \delta_0$. Размеры буртика h и t принимаются как для червячных колес (см. рис. 3.27).

Диаметр стопорных винтов $d_{вт} = (0{,}5 \ldots 0{,}6)\,\delta_0$, длина $l_{вт} \leqslant 3d_{вт}$.

Венцы колес внутреннего зацепления и блок шестерни обрабатываются долбяками (рис. 3.26). Глубина канавки для выхода долбяка $h =$ $= 1 \ldots 2$ мм. Ширина канавки выбирается по табл. 3.59. На долбежных станках обрабатываются также шевронные колеса с минимальной шириной канавки между полушевронами (ширина канавки из табл. 3.59).

Таблица 3.58. **Размеры элементов зубчатых колес, мм — см. рис. 3.25**

Значение	Литые колеса		Кованые и штампованные
	$d < 400$ мм	$d = 400 \ldots 1000$ мм	$d < 600$
δ_0	Цилиндрические колеса		
	$(2 \ldots 3)\frac{m}{\cos\beta}$	$(2{,}5 \ldots 4)\frac{m}{\cos\beta}$	$(2 \ldots 3{,}5)\frac{m}{\cos\beta}$
	Конические колеса		
	$(2 \ldots 3)\,m_{te}$	$(2{,}5 \ldots 4)\,m_{te}$	$(2 \ldots 3{,}5)\,m_{te}$
$\delta_{ст}$	$(0{,}35 \ldots 0{,}45)\,d_b$ сталь	$(0{,}3 \ldots 0{,}4)\,d_b$ сталь	$(0{,}25 \ldots 0{,}35)\,d_b$
	$(0{,}4 \ldots 0{,}45)\,d_b$ чугун	$0{,}4d_b$ чугун	—
c	$(0{,}2 \ldots 0{,}4)\,b$	$0{,}2b$	$(0{,}15 \ldots 0{,}3)\,b$
$l_{ст}$	$(1{,}0 \ldots 1{,}6)\,d_b$, но не менее b		
$d_{отв}$	Цилиндрические колеса $0{,}25\,[d_{об} - (d_b + 2\delta_{ст})]$		15...25
d_0	$0{,}5\,(d_b + 2\delta_{ст} + d_{об})$		
	Конические колеса конструктивно		
n	$0{,}5m\ (0{,}5m_n)$		

Примечание. Размеры δ_0, $\delta_{ст}$, c — не менее 10 мм для кованых колес и не менее 10...15 мм для литых колес (в зависимости от диаметра). Размеры литых колес со спицами — см. работы [7...11, 20, 21, 24].

Таблица 3.59. **Ширина канавки k, мм для выхода долбяка**

β°	m, мм					
	1,5	2...3	4	5...6	8	10
0	5	6	7	8	10	11
15	5,5	7	8,5	10	12	15
23	6,5	8	10	12	15	18
30	7,5	10	12	15	18	22

Наиболее распространенным и производительным является нарезание зубьев червячной фрезой. Ширина канавки между полушевронами шевронного колеса при нарезании зубьев червячной фрезой определяется по табл. 3.60.

Таблица 3.60. **Ширина канавки k, мм для выхода червячной фрезы**

m_n, мм	β°			m_n, мм	β°		
	20	30	40		20	30	40
2	28	32	35	5	52	58	63
2,5	32	37	40	6	60	67	72
3,0	36	42	45	7	68	75	82
3,5	40	47	50	8	75	82	90
4	46	52	55	10	90	100	108

Червячные колеса для экономии цветных металлов выполняют с бронзовым венцом и чугунным или (реже) стальным центром.

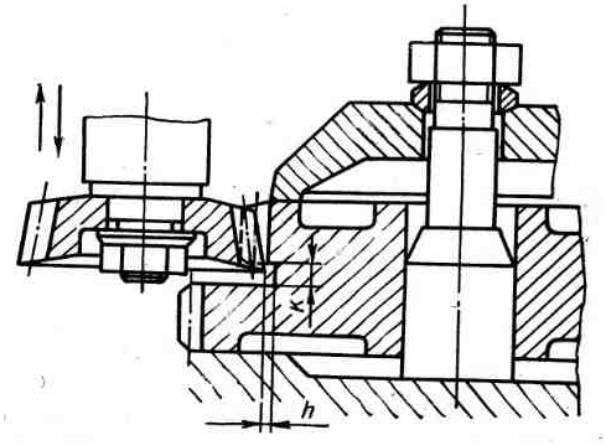


Рис. 3.26. Способ закрепления цилиндрических колес на зубодолбежном станке

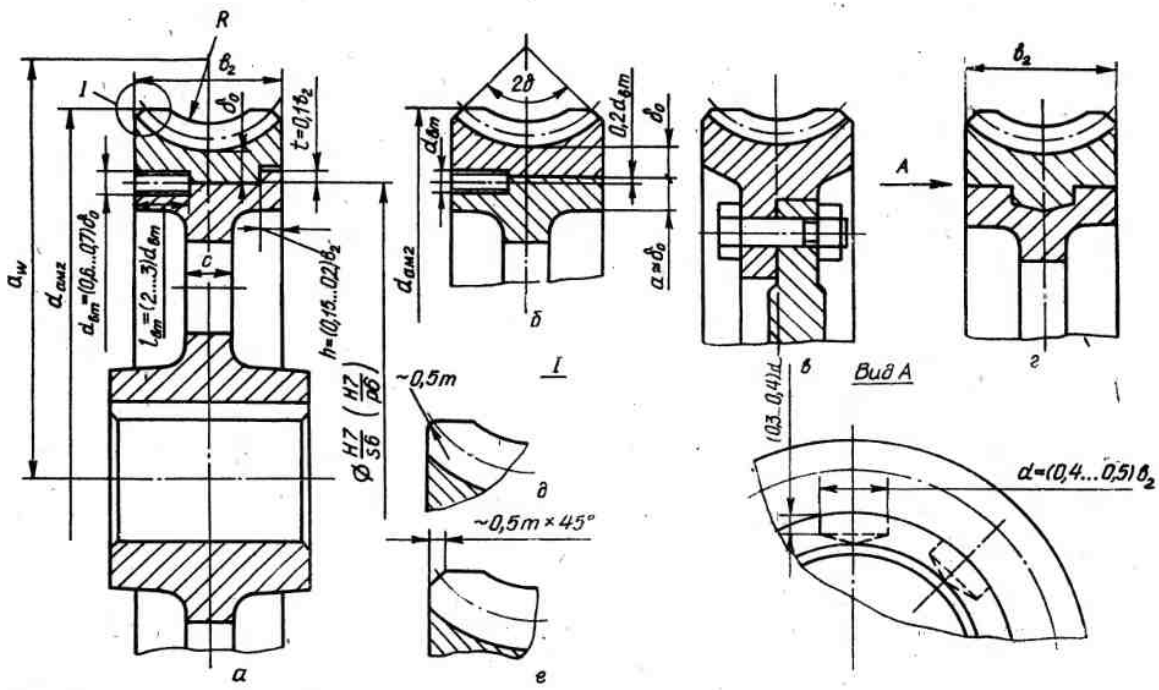


Рис. 3.27. Конструктивные формы червячных венцов

Для колес небольших и средних диаметров наиболее часто применяется бандажированная конструкция, в которой бронзовый обод садится на центр на посадке с гарантированным натягом. Конструкция этого соединения показана на рис. 3.27.

Для соединения обода и центра применяют посадки

$$\frac{H7}{p6},\ \frac{H7}{r6},\ \frac{H7}{s6},\ \frac{H7}{s7},\ \frac{H8}{s7}.$$

При нагреве до высокой температуры посадка может ослабнуть вследствие различия в коэффициентах линейного расширения бронзы и чугуна.

Для предотвращения взаимного окружного и осевого смещения венца и ступицы их соединяют винтами по поверхностям разъема. Обычно используют стандартные винты с шестигранной головкой, которые сильно затягивают. После затяжки лишнюю часть винтов срезают, а оставшуюся закернивают в нескольких точках. При сверлении отверстий под винты в плоскости сопряжения двух деталей сверло уводит в сторону менее твердой детали. Для устранения этого центр отверстия смещают в сторону более твердой детали. При чугунном центре такое смещение можно не делать. Посадочную поверхность выполняют с упорным буртиком или без него. Во избежание центрирования по двум поверхностям диаметр расточки в венце под буртик должен быть на 0,5...1 мм больше диаметра центра колеса по буртику. Рекомендуемые размеры буртика: $h = (0{,}15...0{,}2)b_2$, $t = 0{,}1b_2$. В соединении без буртика (рис. 3.27,*б*) винты ставят с двух сторон в шахматном порядке. Количество винтов от трех до восьми с каждой стороны венца.

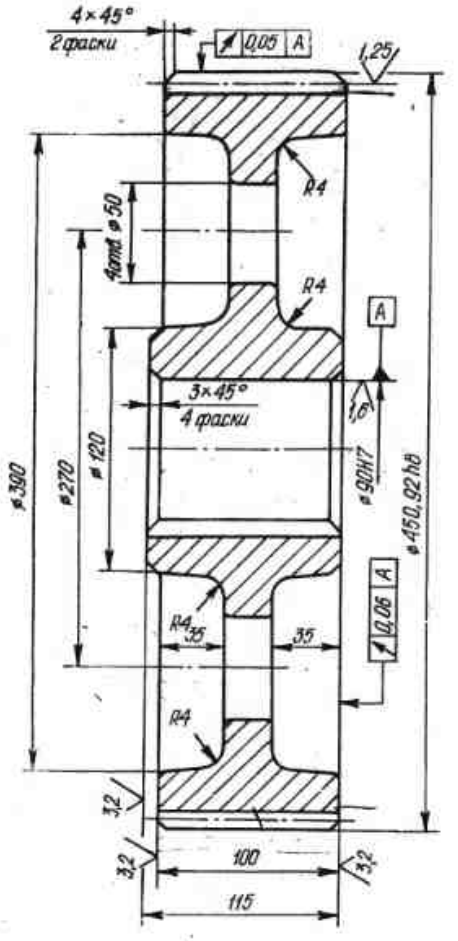
Рекомендуемая толщина венца приведена ниже.

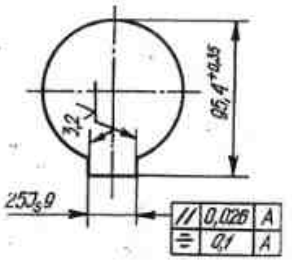
Модуль m мм	1,5	2	2,5	3,0	4,0	5,0	⩾6,0
δ_0	$3{,}5m$	$3{,}2m$	$3m$	$2{,}8m$	$2{,}5m$	$2{,}4m$	$2{,}1m$.

Диаметр винтов $d_{вт} = (1{,}2...1{,}5)\,m$. Длина винтов $l_{вт} = (2...3)\,d_{вт}$. Толщину диска c принимают, как для цилиндрических колес.

В колесах больших диаметров ($d_{aM2} \geqslant 400$ мм) венец ставят на болтах для отверстий из-под развертки (рис. 3.27, *в*). В серийном и массовом производстве применяют биметаллическую конструкцию (рис. 3.27, *г*), в которой венец отлит в форму с предварительно вставленным в нее центром. Углы по краям зубьев притупляют фаской или скруглением (рис. 3.27, *д*, *е*).

Часто торцы зубьев оформляют в соответствии с углом обхвата 2δ. При этом уменьшается возможность поломки зуба при смещении пятна контакта к одному из торцов. Конструкция центра выполняется аналогично конструкции



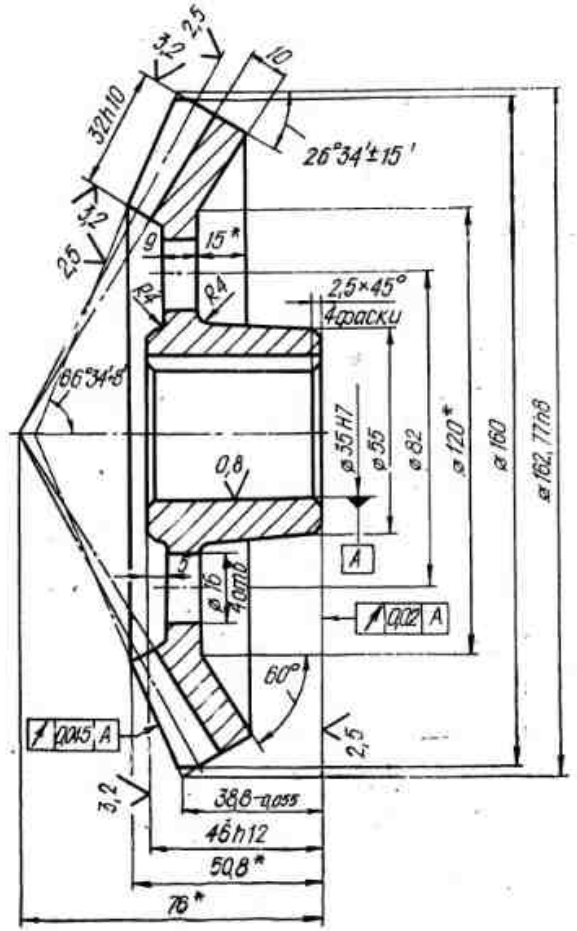


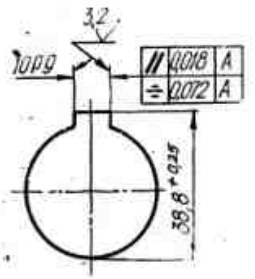
Модуль	m	7,5
Число зубьев	z	80
Угол наклона зубьев	β	16°
Направление линии зуба	–	Левое
Исходный контур	–	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности СТ СЭВ 641-77	–	8-С
Постоянная хорда зуба	$\bar{s}_c$	9,57-0,140
Высота до постоянной хорды	$\bar{h}_c$	5,23
Делительный диаметр	d	436,93
Основной диаметр	$d_в$	408,82
Основной шаг	$p_в$	20,67
Осевой шаг	p_x	79,78
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

1. 260...280 НВ
2. Радиусы скруглений 2 мм.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстия H14, валы h14, остальные ± IT14/2

Курс	Семестр	Группа	Тема			
	№ докум.	Подп.	Дата	Колесо зубчатое	Лит	Масса / Масшт.
Разраб.						
Принял					Лист	Листов
				Сталь 40Х ГОСТ 4543-71		

Рис. 3.28. Рабочий чертеж зубчатого цилиндрического колеса





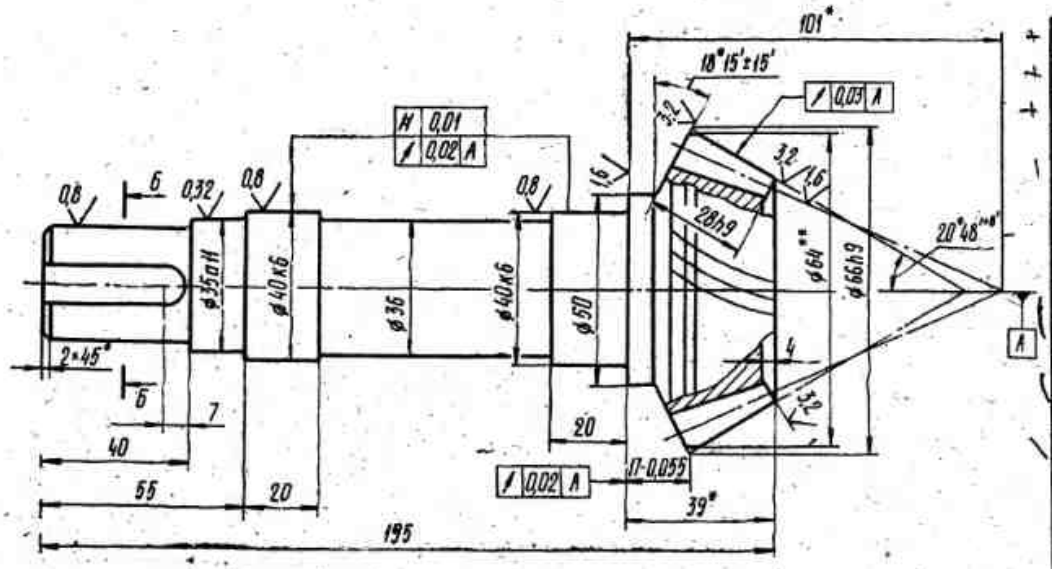
Внешний окружной модуль	m_{te}	5
Число зубьев	z	32
Тип зуба	–	Прямой
Исходный контур	–	ГОСТ 13754-81
Коэффициент смещения	x	+0,38
Коэффициент изменения толщины зуба	$\bar{x}_\Sigma$	0
Угол делительного конуса	δ	63°26'
Степень точности по ГОСТ 1758-81	–	8-В
Средняя постоянная хорда зуба	$\bar{S}_c$	4,43-0,13
Высота до средней постоянной хорды	$\bar{h}_c$	1,79
Межосевой угол передачи	Σ	90°
Средний нормальный модуль	m_n	4,27
Внешнее конусное расстояние	R_e	89,44
Среднее конусное расстояние	R_m	76,44
Средний делительный диаметр	d_m	136,74
Угол конуса впадин	δ_f	58°23'
Наибольшая высота у торца зуба	h_e	11
Внешний делительный диаметр	d_e	160
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

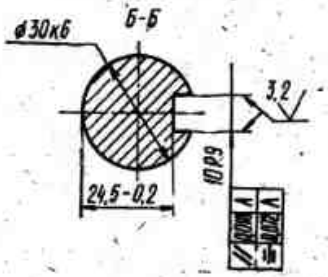
1. 260...280 НВ
2. *Размеры для справок
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: валы h14; отверстия H14; остальные ±IT14/2
4. Радиусы скруглений 2 мм

Колесо зубчатое

Сталь 40Х ГОСТ 4543-71

Рис. 3.29. Рабочий чертеж зубчатого прямозубого конического колеса





1. 210...240 НВ. Поверхность зубьев калить ТВЧ h 1,0...1,6, 40...50 HRC$_э$.
2. * Размеры для справок.
3. ** Поверхность ø64 обработать после нарезания зубьев.
4. Радиусы скруглений 1,2 мм max.
5. Неуказанные предельные отклонения размеров: валы - по h14, остальные $\pm \frac{IT14}{2}$

Средний нормальный модуль	m_n	3
Число зубьев	z	12
Тип зуба	–	круговой
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73	–	II
Средний угол наклона зуба	β_n	35°
Направление линии зуба	–	правое
Исходный контур зуба	–	ГОСТ 16202-81
Коэффициент смещения	x_n	0,4
Коэффициент изменения толщины зуба	x_τ	0,14
Угол делительного конуса	δ	18°15'
Степень точности по СТ СЭВ 186-75	–	8-В
–		–
Межосевой угол	Σ	90°
Внешний окружной модуль	m_{te}	4,29
Внешнее конусное расстояние	R_e	95,1
Угол конуса впадин	θ_f	16°56'
Средняя постоянная хорда зуба	$\bar{S}_c$	5,22-0,1
Высота до средней постоянной хорды	$\bar{h}_c$	3,235
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Курс	Семестр	Группа	Тема
Разраб.								
Провер.								

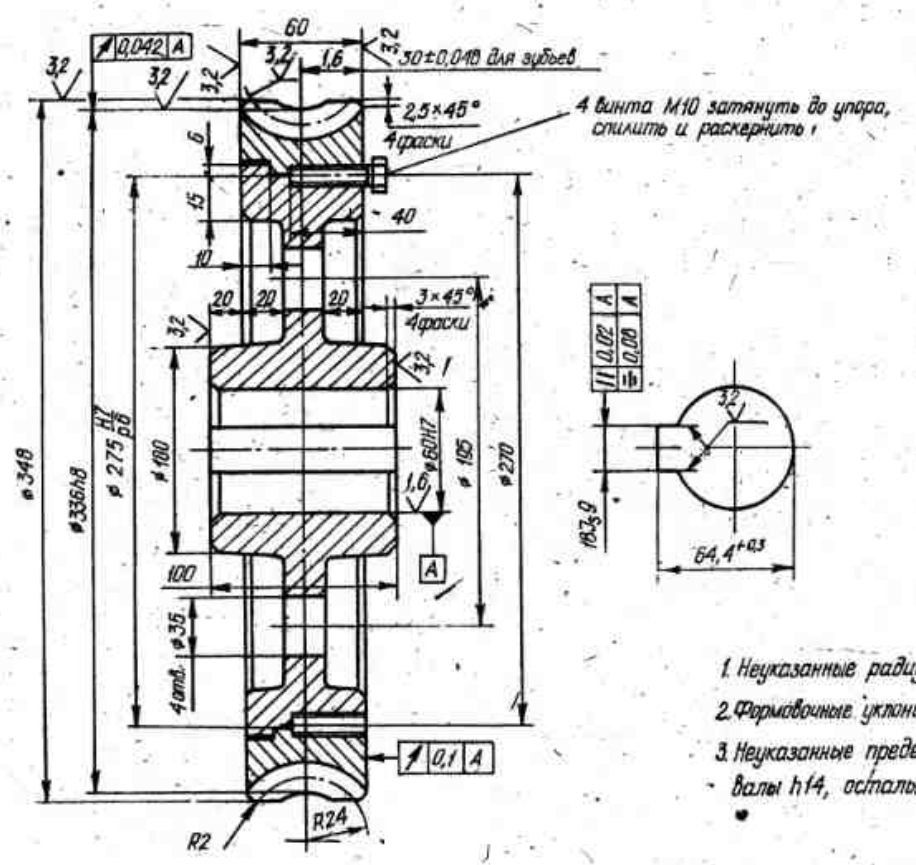
Колесо зубчатое

Лит.	Масса	Масштаб

Лист: Листов:

Сталь 40Х ГОСТ 4543-71

Рис. 3.30. Рабочий чертеж зубчатой конической шестерни с круговым зубом

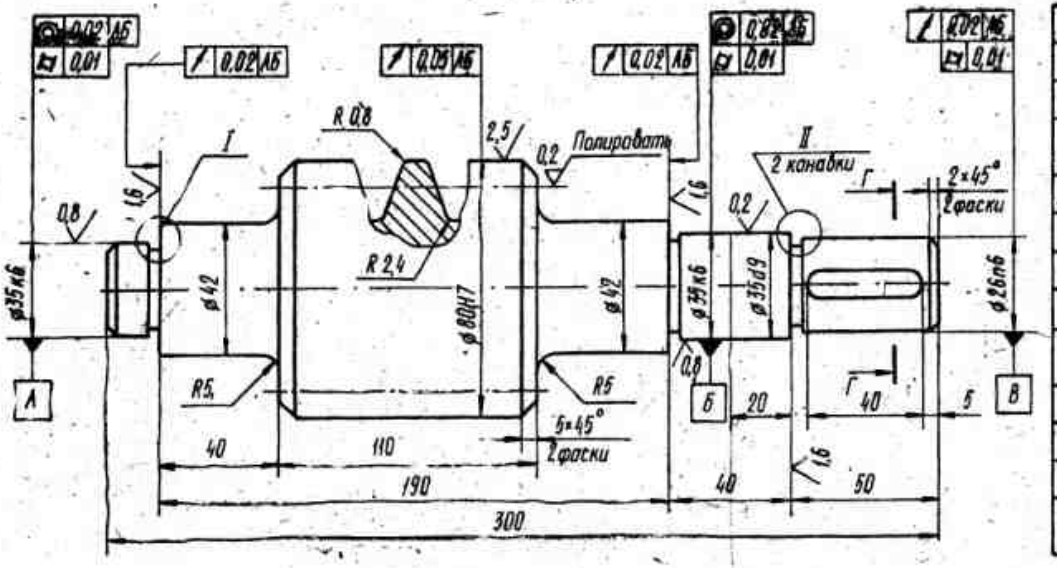


Модуль	m	8
Число зубьев	z_2	40
Направление линии зуба	–	Правое
Коэффициент смещения червяка	x	0
Исходный производящий червяк	–	ГОСТ 19036-81
Степень точности СТ СЭВ 311-76	–	7-С
Межосевое расстояние в обработке	a_w	192±0,048
Делительный диаметр	d_2	320
Вид сопряженного червяка	–	ZA
Число витков сопряженного червяка	z_1	2
Делительный угол подъема винтовой линии зуба	γ	14°02'10"
Обозначение чертежа сопряженного червяка		

1. Неуказанные радиусы 3 мм.
2. Формовочные уклоны 3°
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстия H14, валы h14, остальные ± IT14/2

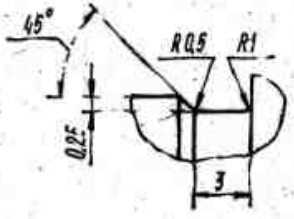
	Курс	Семестр	Группа	Тема		
		№2 докум.	Подп.	Дата	Червячное колесо в сборе	Лит. / Масса / Масштаб
Разраб.						
Принял						Лист / Листов

Рис. 3.31. Рабочий чертеж червячного колеса

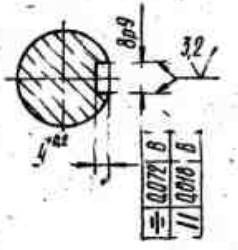


Модуль	m	8
Число витков	z_1	2
Вид червяка	–	ZA
Делительный угол подъема линии витка	γ	14°02'10" C
Направление линии витка	–	Правое
Исходный червяк		ГОСТ 19036-81
Степень точности СТ СЭВ 311-76	–	7-С
Угол профиля	α	20°
Делительная толщина по хорде витка (в нормальном сечении)	$\bar{S}a_1$	11,98-0,045
Высота по хорде	$\bar{h}a_1$	8,83
Делительный диаметр червяка	d_1	84
Ход витка	P_z	50,24
Обозначение чертежа сопряженного колеса		

I, II повернуто
М5:1



Г-Г



1. 220...240 НВ, витки ТВЧ h 1,0...1,5; 50...52 HRC$_э$
2. Концы витков толщиной менее 5 мм срезать и притупить.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: валы h14, остальные ±JT14/2

Курс	Семестр	Группа	Тема			
	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.				Червяк	Лит.	Масса / Масшт.
Принял					Лист	Листов
				Сталь 40Х ГОСТ 4543-71		

Рис. 3.32. Рабочий чертеж архимедова цилиндрического червяка

Таблица 3.61. **Рекомендуемые значения кинематической вязкости смазки для стальных колес закрытых зубчатых передач, сСт или 10^6 м²/с**

Материал	$\sigma_в$, МПа	ν_{50} (ν_{100}) при окружной скорости v, м/с					
		0,5	0,5—1	1—1,25	1,25—5	5—12,5	12,5—25
Сталь	450—1000	270 (34)	180 (23)	120 (15)	85	60	45
	1000—1250	270 (34)	270 (34)	180 (23)	120 (15)	85	60
	1250—1600	450 (53)	270 (35)	270 (34)	180 (23)	120 (15)	85
Сталь цементованная или закаленная с поверхности		450 (53)	270 (34)	27 (34)	180 (23)	120 (15)	85

Примечание. Нецементованные колеса из хромоникелевой стали при $\sigma_в > 800$ МПа должны смазываться маслом на одну ступень более вязким, чем указано в таблице в графе вязкости.

литых зубчатых колес. Образцы простановки размеров на чертежах зубчатых и червячных колес и червяка приведены на рис. 3.28...3.32.

3.15. СМАЗКА ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Закрытые зубчатые передачи при окружной скорости $v \leq 12...15$ м/с обычно смазывают окунанием в жидкую масляную ванну. Рекомендуемые значения кинематической вязкости смазки ν_{50} (ν_{100}) приведены в табл. 3.61.

В двух- и трехступенчатых редукторах с общей масляной ванной выбирают смазку с вязкостью, промежуточной между требующимися для быстроходной и тихоходной ступеней. О глубине погружения колес в масляную ванну см. разбивку передаточных чисел редуктора.

Количество жидкой смазки выбирают из расчета 0,35...0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности. Количество смазки определяется также сечением внутренней полости корпуса редуктора и глубиной масляной ванны. Желательно предусмотреть расстояние между наибольшим колесом и днищем корпуса не менее (5...10) m, что дает возможность осаждаться продуктам износа.

Для смазки закрытых передач (например, автомобильного типа) набивкой применяются консистентные смазки, содержащие мыла. Температура каплепадения такой смазки должна быть не ниже 75 °С. Открытые передачи смазываются мазями с температурой каплепадения не ниже 45 °С, преимущественно графитной мазью, солидолом Л, смешанным с 10 % графита, либо жидкими, очень вязкими маслами.

В червячных передачах для повышения надежности против заедания и предотвращения намазывания бронзы на червяк применяют более вязкие масла, чем в других передачах. Рекомендуемые вязкости масел для непрерывно работающих передач приведены в табл. 3.62. Для передач, работающих с перерывами, у которых рабочая температура ниже, чем при непрерывной работе, применяют смазку меньшей вязкости. Повышение противозадирных свойств смазки для червячных передач достигается добавлением к минеральному маслу 3...10 % растительных или животных жиров. Активные противозадирные смазки для бронзовых колес не применяют во избежание коррозии.

Характеристики наиболее часто используемых смазок см. ч. 2, гл. 6 (табл. 6.10).

Таблица 3.62. **Рекомендуемые вязкости масла для червячных передач**

Скорость скольжения v_c, м/с	Способ смазки	Условия работы	Рекомендуемая кинематическая вязкость ν_{50} (ν_{100}) сСт или 10^6 м²/с
0...1	Окунание	Тяжелые	450 (53)
0...2,5	»	»	270 (34)
0...5	»	Средние	180 (23)
5...10	Струйная или окунание		120 (15)

Здесь $v_c = \dfrac{\pi d_{w1} n_1}{60000 \cos\gamma}$ м/с

3.16. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Пример 1. Рассчитать цилиндрическую косозубую передачу одноступенчатого редуктора общего назначения по следующим данным: но-

минальная мощность, передаваемая шестерней, $N_1 = 10$ кВт; частота вращения шестерни $n_1 = 1000$ мин$^{-1}$ (104,6 рад/с); передаточное число редуктора $u = 5$; срок службы передачи $t = 10\,000$ ч; нагрузка постоянная; кратковременно действующая максимальная нагрузка при пуске в два раза больше номинальной; передача нереверсивная; шероховатость поверхности зубьев по 6-му классу (ГОСТ 2789—73); габариты редуктора ограничены.

Выбор материала и допускаемых напряжений для шестерни и колеса. 1. По табл. 3.12 назначаем материал для шестерни и колеса — сталь 40ХН (поковка); термообработка — улучшение. Для шестерни при радиусе заготовки до 100 мм

$\sigma_в = 850$ МПа; $\sigma_т = 600$ МПа; 230 ... 300 HB_1;

для колеса при радиусе заготовки до 300 мм

$\sigma_в = 800$ МПа; $\sigma_т = 580$ МПа; 241HB_2.

2. Определяем допускаемое напряжение изгиба для шестерни (формула 3.51):

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\,\mathrm{lim}\,1}}{S_F} Y_s Y_R.$$

Предварительно находим предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений (формула 3.52):

$$\sigma_{F\,\mathrm{lim}\,1} = \sigma^{\circ}_{F\,\mathrm{lim}\,b1} K_{FC} \cdot K_{FL_1},$$

где предел выносливости при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений (табл. 3.19).

$$\sigma^{\circ}_{F\,\mathrm{lim}\,b1} = 1{,}8HB_1 = 1{,}8 \cdot 265 = 477 \text{ МПа}.$$

Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (табл. 3.20), при одностороннем приложении нагрузки $K_{FC} = 1{,}0$; коэффициент долговечности (формула 3.53)

$$K_{FL1} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE1}}}.$$

При $HB < 350$ (см. с. 77) $m_F = 6$; базовое число циклов перемены напряжений (см. с. 77)

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6,$$

эквивалентное (суммарное) число циклов перемены напряжений (формула 3.54)

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} = 60 n_1 t_ч = 60 \cdot 1000 \cdot 10\,000 = 6 \cdot 10^8.$$

Соответственно

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{6 \cdot 10^8}},$$

но так как $N_{FE1} = 6 \cdot 10^8 > N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ (см. с. 77), принимаем $K_{FL1} = 1{,}0$. Соответственно $\sigma_{F\,\mathrm{lim}\,1} = 477 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 = 477$ МПа. Коэффициент безопасности (формула 3.56)

$$S_F = S'_F \cdot S''_F = 1{,}75 \cdot 1{,}0 = 1{,}75,$$

где $S'_F = 1{,}75$ (табл. 3.19), $S''_F = 1{,}0$ (табл. 3.21). Коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений (формула 3.57), $Y_S = 1$. Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба (формула 3.58), $Y_R = 1{,}0$.

Допускаемое напряжение изгиба для зубьев шестерни

$$[\sigma_{F1}] = \frac{477}{1{,}75} 1{,}0 \cdot 1{,}0 = 272 \text{ МПа}.$$

3. Допускаемое напряжение изгиба для зубьев колеса

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\,\mathrm{lim}\,2}}{S_F} \cdot Y_s \cdot Y_R.$$

Предварительно находим предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений (формула 3.52):

$$\sigma_{F\,\mathrm{lim}\,2} = \sigma^{\circ}_{F\,\mathrm{lim}\,b2} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL2},$$

где предел выносливости при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений (табл. 3.19),

$$\sigma^{\circ}_{F\,\mathrm{lim}\,b2} = 1{,}8HB_2 = 1{,}8 \cdot 241 = 434 \text{ МПа}.$$

Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (табл. 3.20), $K_{FC} = 1{,}0$; коэффициент долговечности (формула 3.53)

$$K_{FL2} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}}.$$

При $HB < 350$ (см. с. 77) $m_F = 6$; базовое число циклов перемены напряжений (см. с. 77) $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$; эквивалентное (суммарное) число циклов перемены напряжений (формула 3.54)

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} = 60 n_2 t_ч = 60 \frac{1000}{5} 10\,000 = 1{,}2 \cdot 10^8.$$

Соответственно

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1{,}2 \cdot 10^8}},$$

но так как $N_{FE2} = 1{,}2 \cdot 10^8 > N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ (см. с. 77), принимаем $K_{FL2} = 1{,}0$.

Предел выносливости

$$\sigma_{F\,\mathrm{lim}\,2} = 434 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 = 434 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности (формула 3.56) $S_F = 1{,}75$.

Коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений (формула 3.57), $Y_s = 1{,}0$. Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба (формула 3.58), $Y_R = 1{,}0$. Допускаемое напряжение изгиба для колеса

$$[\sigma_{F2}] = \frac{434}{1{,}75} 1{,}0 \cdot 1{,}0 = 248 \text{ МПа}.$$

4. Допускаемое напряжение изгиба при расчете на действие максимальной нагрузки (формула 3.62) для шестерни

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{F\,\lim M1}}{S_{FM1}} Y_s.$$

Предварительно находим предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба (табл. 3.19):

$$\sigma_{F\,\lim M1} = 4{,}8\ HB_1 = 4{,}8 \cdot 265 = 1272 \text{ МПа};$$

коэффициент безопасности (см. с. 76)

$$S_{F\,M1} = S'_{F\,M1} S''_{F\,M1} = 1{,}75 \cdot 1{,}0 = 1{,}75,$$

здесь $S'_{FM1} = 1{,}75$ (см. с. 80); $S''_{FM1} = S''_{F1} = 1{,}0$ (табл. 3.21). Коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений (формула 3.57), $Y_s = 1{,}0$. Следовательно,

$$[\sigma_{F\,M1}] = \frac{1272}{1{,}75} \cdot 1{,}0 = 727 \text{ МПа}.$$

5. Допускаемое напряжение изгиба при действии максимальной нагрузки для колеса

$$[\sigma_{F\,M2}] = \frac{\sigma_{F\,\lim M2}}{S_{F\,M2}} Y_s,$$

где предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба (табл. 3.19),

$$\sigma_{F\,\lim M2} = 4{,}8 HB_2 = 4{,}8 \cdot 241 = 1157 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности (см. с. 80)

$$S_{F\,M2} = S'_{F\,M2} S''_{F\,M2} = 1{,}75 \cdot 1{,}0 = 1{,}75,$$

здесь $S'_{FM2} = 1{,}75$ (см. с. 80), $S''_{FM2} = S''_{F2} = 1{,}0$ (табл. 3.21). Коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений, $Y_s = 1{,}0$. Следовательно,

$$[\sigma_{F\,M2}] = \frac{1157}{1{,}75} 1{,}0 = 661 \text{ МПа}.$$

6. Допускаемое контактное напряжение для шестерни (формула 3.33)

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\,\lim 1}}{S_{H1}} \cdot Z_R \cdot Z_v.$$

Предварительно находим предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений (формула 3.34):

$$\sigma_{H\,\lim 1} = \sigma_{H\,\lim b1} \cdot K_{HL1},$$

здесь предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений (табл. 3.17),

$$\sigma_{H\,\lim b1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 265 + 70 = 600 \text{ МПа}.$$

Коэффициент долговечности (формула 3.35)

$$K_{HL1} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}},$$

где базовое число циклов перемены напряжений (рис. 3.16)

$$N_{HO1} = 1{,}8 \cdot 10^7;$$

эквивалентное (суммарное) число циклов перемены напряжений

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} = 60 n_1 t_\Sigma = 60 \cdot 1000 \cdot 10\,000 = 6 \cdot 10^8.$$

Отношение $\frac{N_{HE1}}{N_{HO1}} = \frac{6 \cdot 10^8}{1{,}8 \cdot 10^7} > 1$, поэтому коэффициент долговечности определяем по формуле (3.38):

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} \geqslant 0{,}9,$$

т. е. $K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{1{,}8 \cdot 10^7}{6 \cdot 10^8}} = 0{,}86,$

принимаем $K_{HL1} = 0{,}9$.

Предел контактной выносливости $\sigma_{H\,\lim 1} = 600 \cdot 0{,}9 = 540$ МПа. Коэффициент безопасности для зубьев с однородной структурой материала (см. с. 75) $S_{H1} = 1{,}1$. Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей (табл. 3.18), $Z_R = 0{,}95$. Коэффициент, учитывающий окружную скорость (см. с. 75), $Z_v = 1{,}0$. Допускаемое контактное напряжение для шестерни

$$[\sigma_{H1}] = \frac{540}{1{,}1} \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}0 = 466 \text{ МПа}.$$

7. Допускаемое контактное напряжение для колеса

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\,\lim 2}}{S_{H2}} \cdot Z_R \cdot Z_v.$$

Предварительно находим предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений:

$$\sigma_{H\,\lim 2} = \sigma_{H\,\lim b2} K_{HL2},$$

где предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений (табл. 3.17),

$\sigma_{H\,lim\,b2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 241 + 70 = 552$ МПа;

коэффициент долговечности (формула 3.35)

$$K_{HL2} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}};$$

здесь базовое число циклов перемены напряжений (рис. 3.16) $N_{HO2} = 1{,}7 \cdot 10^7$; эквивалентное (суммарное) число циклов перемены напряжений

$$N_{HE2} = N_{\Sigma 2} = 60 n_2 t_\Sigma = 60 \frac{1000}{5} \cdot 10000 = 1{,}2 \cdot 10^8.$$

Отношение $\frac{N_{HE2}}{N_{HO2}} = \frac{1{,}2 \cdot 10^8}{1{,}7 \cdot 10^7} > 1$, поэтому коэффициент долговечности определяем по формуле (3.38)

$$K_{HL2} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} \geqslant 0{,}9,$$

т. е: $K_{HL2} = \sqrt[24]{\frac{1{,}7 \cdot 10^7}{1{,}2 \cdot 10^8}} = 0{,}92.$

Следовательно,

$$\sigma_{H\,lim\,2} = 552 \cdot 0{,}92 = 508 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности для зубьев с однородной структурой материала (см. с. 75) $S_{H2} = 1{,}1$. Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев (табл. 3.18), $Z_R = 0{,}95$. Коэффициент учитывающий окружную скорость (см. с. 75), $Z_v = 1{,}0$. Допускаемое контактное напряжение для колеса

$$[\sigma_{H2}] = \frac{508}{1{,}1} \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}0 = 438 \text{ МПа}.$$

8. Допускаемое контактное напряжение передачи (формула 3.41)

$$[\sigma_H] = 0{,}45\,([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0{,}45\,(466 + 438) = 408 \text{ МПа}.$$

Проверяем условие (формула 3.42)

$$[\sigma_H] = 408 \text{ МПа} < 1{,}23\,[\sigma_{H\,min}] = 1{,}23 \cdot 438 = 539 \text{ МПа},$$

т. е. условие выполнено, поэтому принимаем допускаемое контактное напряжение передачи $[\sigma_H] = 408$ МПа.

9. Допускаемое контактное напряжение при расчете на действие максимальной нагрузки (см. с. 80) для шестерни

$$[\sigma_{HM1}] = 2{,}8\sigma_T = 2{,}8 \cdot 600 = 1680 \text{ МПа}$$

для колеса

$$[\sigma_{HM2}] = 2{,}8\sigma_T = 2{,}8 \cdot 580 = 1624 \text{ МПа}.$$

10. *Расчет передачи на контактную выносливость.* Вычисляем начальный диаметр шестерни (табл. 3.13, формула 3.16)

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2T_{H1}K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}(Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2}{\psi_d [\sigma_H]^2}} \cdot \frac{u+1}{u}.$$

Предварительно определяем величины, необходимые для расчета. Номинальный крутящий момент на шестерне (формула 3.12)

$$T_{H1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_1}{n_1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{10}{1000} = 95\,500 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Ориентировочная окружная скорость (формула 3.27)

$$v = 0{,}0125 \sqrt[3]{N_1 n_1^2} = 0{,}0125 \sqrt[3]{10 \cdot 1000^2} = 2{,}75 \text{ м/с},$$

При данной скорости требуемая степень точности зубчатых колес (табл. 3.33) — 9-я. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (рис. 3.13), $K_{H\alpha} = 1{,}13$. Коэффициент ширины зубчатого венца при симметричном расположении опор (табл. 3.15)

$$\psi_d = (0{,}7 \ldots 0{,}9)\,\psi_{d\,max} = 0{,}7 \cdot 1{,}6 = 1{,}12.$$

Проверяем условие (3.26) $\psi_d = K\frac{\pi}{z_1 \cdot \lg\beta}$. Принимаем (см. с. 71) $K = 2$; угол наклона (см. с. 60) $\beta = 16°$; минимальное число зубьев шестерни (табл. 3.3) $z_{1\,min} = 16$; расчетное число зубьев шестерни (см. с. 58) $z_1 = z_{1min} + 2 = 16 + 2 = 18$.

Соответственно

$$\psi_d = 2\frac{\pi}{18 \cdot 0{,}28674} = 1{,}21.$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (рис. 3.14, *б*), $K_{H\beta} = 1{,}07$. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку (табл. 3.16), $K_{Hv} = 1{,}038$ (определяется интерполированием). Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей (формула 3.28'),

$$Z_H = 1{,}76\cos\beta = 1{,}76\cos 16° = 1{,}69.$$

Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес (формула 3.29), $Z_M = 275$ МПа$^{1/2}$. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий (формула 3.31),

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}},$$

где коэффициент торцового перекрытия (формула 3.3)

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta =$$

$$= \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{18} + \frac{1}{90}\right)\right]\cos 16° = 1{,}6.$$

Соответственно

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1{,}6}} = 0{,}79.$$

Начальный диаметр шестерни

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 95500 \cdot 1{,}13 \cdot 1{,}07 \cdot 1{,}038\,(1{,}69 \cdot 275 \cdot 0{,}79)^2}{1{,}21 \cdot 408^2}} \times \sqrt{\times \frac{5+1}{5}} = 57{,}98 \text{ мм}.$$

Модуль зацепления (формула 3.46)

$$m = \frac{d_{w1}}{z_1}\cos\beta = \frac{57{,}98}{18}\cos 16° = \frac{57{,}98}{18}\,0{,}9612 = 3{,}096 \text{ мм}.$$

Полученный модуль округляем до стандартного значения (см. приложение, табл. 9) $m = 3$ мм. По стандартному модулю $m = 3$ мм пересчитываем начальный диаметр

$$d_{w1} = \frac{mz_1}{\cos\beta} = \frac{3 \cdot 18}{0{,}9612} = 56{,}179 \text{ мм}.$$

11. *Проверочный расчет передачи на контактную выносливость.* Определяем расчетную окружную скорость (формула 3.47) при начальном диаметре шестерни $d_{w1} = 56{,}179$ мм:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 56{,}179 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 2{,}94 \text{ м/с}.$$

При данной скорости требуемая степень точности передачи (табл. 3.33) — 9-я, что соответствует принятой ранее степени точности. Уточняем по скорости $v = 2{,}94$ м/с коэффициенты, входящие в формулу (3.48): $K'_{Hv} = 1{,}039$ (табл. 3.16), $K'_{H\alpha} = 1{,}15$ (рис. 3.13), $Z_v = 1{,}01$ (рис. 3.17).

Уточняем начальный диаметр шестерни (формула 3.48):

$$d'_{w1} = d_{w1}\sqrt[3]{\frac{K'_{Hv} \cdot K_{H\alpha}(Z_v)^2}{K_{Hv} \cdot K_{H\alpha}(Z_v)^2}} =$$

$$= 57{,}98\sqrt[3]{\frac{1{,}039 \cdot 1{,}15 \cdot 1{,}01^2}{1{,}038 \cdot 1{,}13 \cdot 1{,}0}} = 58{,}145 \text{ мм}.$$

По уточненному начальному диаметру d_{w1} находим модуль зацепления

$$m' = \frac{d'_w}{z_1}\cos\beta = \frac{58{,}145}{18}\cos 16° = \frac{58{,}145}{18}\,0{,}9612 = 3{,}11 \text{ мм}.$$

Полученный модуль вновь округляем до стандартного значения $m = 3$ мм, что совпадает с ранее принятой величиной модуля; следовательно, диаметр начальной окружности шестерни $d_{w1} = 56{,}179$ мм. Ширина зубчатого венца при $\psi_d = \frac{b_w}{d_{w1}}$ (табл. 3.1)

$$b_w = \psi_d \cdot d_{w1} = 1{,}21 \cdot 56{,}179 = 67{,}97 \text{ мм},$$

принимаем $b_w = 70$ мм.

12. *Проверочный расчет зубьев на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.* Расчетное напряжение от максимальной нагрузки (формула 3.60)

$$\sigma_{HM} = \sigma_H\sqrt{\frac{T_M}{T_1}} \leqslant [\sigma_{HM}],$$

где действующее напряжение при расчете на контактную выносливость (табл. 3.13, формула 3.15)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_{H1}K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}}{b_w \cdot d_{w1}^2}\frac{u+1}{u}} =$$

$$= 1{,}69 \cdot 275 \cdot 0{,}79\sqrt{\frac{2 \cdot 95\,500 \cdot 1{,}15 \cdot 1{,}07 \cdot 1{,}039}{70 \cdot 56{,}179^2}\frac{5+1}{5}} =$$

$$= 409{,}3 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 408 \text{ МПа}.$$

Отклонение действующих контактных напряжений от допускаемых составляет 0,3 %, что допустимо. Расчетное контактное напряжение от максимальной нагрузки

$$\sigma_{HM} = 409{,}3\sqrt{2} = 579 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 1624 \text{ МПа},$$

где $\frac{T_M}{T_1} = 2$ задано в исходных данных расчета.

13. *Проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба.* Расчетное напряжение изгиба (табл. 3.13, формула 3.17)

$$\sigma_{F1} = Y_{F1}Y_\beta\frac{W_{Ft}}{m} \leqslant [\sigma_{F1}].$$

Предварительно определяем величины, необходимые для расчета. Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса (см. с. 76)

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta} = \frac{18}{0{,}9612^3} = 19;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3\beta} = \frac{90}{0{,}9612^3} = 101.$$

Коэффициенты, учитывающие форму зуба шестерни и колеса (рис. 3.18), $Y_{F1}= 4{,}13$; $Y_{F2}= 3{,}6$. Коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба на его напряженное состояние (формула 3.50),

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{16}{140} = 0{,}89.$$

Расчетная удельная нагрузка (формула 3.25′)

$$W_{Ft} = \frac{2T_{F1}}{d_{w1}b_w} K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv},$$

где коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (формула 3.49),

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n-5)}{4\varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1{,}6 - 1)(9-5)}{4 \cdot 1{,}6} = 1{,}0.$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (рис. 3.14, *г*), $K_{F\beta} = 1{,}16$; коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку (табл. 3.16), $K_{Fv} = 1{,}1$ (определяется интерполированием). Соответственно

$$W_{Ft} = \frac{2 \cdot 95\,500}{56{,}179 \cdot 70} \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}16 \cdot 1{,}1 = 62 \text{ Н/мм}.$$

Напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = 4{,}13 \cdot 0{,}89 \frac{62}{3} = 76 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 272 \text{ МПа},$$

в зубьях колеса (табл. 3.13, формула 3.17′)

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 76 \frac{3{,}6}{4{,}13} = 66 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 248 \text{ МПа}.$$

14. *Проверочный расчет при изгибе максимальной нагрузкой.* Расчетное напряжение от максимальной нагрузки (формула 3.61)

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_M}{T_1} \leqslant [\sigma_{FM}].$$

Напряжения изгиба при расчете на выносливость:

для зубьев шестерни $\sigma_{F1} = 76$ МПа;

для зубьев колеса $\sigma_{F2} = 66$ МПа.

Расчетное напряжение изгиба от максимальной нагрузки:

для зубьев шестерни

$$\sigma_{FM1} = 76 \cdot 2 = 152 \text{ МПа} < [\sigma_{FM1}] = 727 \text{ МПа};$$

для зубьев колеса

$$\sigma_{FM2} = 66 \cdot 2 = 132 \text{ МПа} < [\sigma_{FM2}] = 661 \text{ МПа}.$$

15. Принимаем окончательно параметры передачи:

$$z_1 = 18;\ z_2 = 90;\ m = 3 \text{ мм};\ \beta = 16°;$$
$$b_w = 70 \text{ мм};\ d_{w1} = 56{,}179 \text{ мм};$$
$$d_{w2} = \frac{m \cdot z_2}{\cos\beta} = \frac{3 \cdot 90}{\cos 16°} = \frac{270}{0{,}9612} = 280{,}899 \text{ мм}.$$

Определяем межосевое расстояние

$$a_w = \frac{0{,}5m(z_1 + z_2)}{\cos\beta} = \frac{0{,}5 \cdot 3(18 + 90)}{0{,}9612} = 168{,}539 \text{ мм}.$$

Проверяем межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{56{,}179 + 280{,}899}{2} = 168{,}539 \text{ мм}.$$

16. При необходимости округления межосевого расстояния до целого числа пересчитываем угол наклона β (формула 3.2′). Принимаем межосевое расстояние $a_w = 168$ мм; соответственно угол наклона

$$\cos\beta = \frac{0{,}5m(z_1 + z_2)}{a_w} = \frac{0{,}5 \cdot 3(18 + 90)}{168} = 0{,}96\,428$$

и $\beta = 15°21'40''$.

Пересчитываем начальные диаметры шестерни

$$d_{w1} = \frac{mz_1}{\cos\beta} = \frac{3 \cdot 18}{0{,}96428} = 56 \text{ мм},$$

колеса

$$d_{w2} = \frac{mz_2}{\cos\beta} = \frac{3 \cdot 90}{0{,}96428} = 280 \text{ мм}.$$

Проверяем межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{56 + 280}{2} = 168 \text{ мм}.$$

Пример 2. Рассчитать коническую прямозубую передачу одноступенчатого редуктора по исходным данным примера 1.

1. *Выбор материала и допускаемых напряжений для шестерни и колеса.* Материал и термообработку зубчатых колес сохраняем. При этом сохраняются и допускаемые напряжения.

2. *Расчет передачи на контактную выносливость.* Согласно рекомендациям (см. с. 61) принимаем пропорционально понижающиеся зубья (форма I). Вычисляем начальный диаметр шестерни по большему торцу (табл. 3.14, формула 3.20):

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{4{,}5T_{H1}K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}(Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2}{(1 - \psi_K)\psi_K u[\sigma_H]^2}}$$

Предварительно определяем величины, необходимые для расчета $T_{H1} = 95500$ Н · мм (из при-

мера 1). Ориентировочная скорость зубчатых колес (формула 3.27)

$$v = 0{,}0125\sqrt[3]{N_1 \cdot n_1^2} = 0{,}0125\sqrt[3]{10 \cdot 1000^2} = 2{,}75 \text{ м/с}.$$

При данной скорости требуемая степень точности передачи (табл. 3.33) — 8-я. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями для прямозубых передач (см. с. 82), $K_{H\alpha} = 1{,}0$. Коэффициент ширины венца (формула 3.63) $\psi_к = 0{,}25$. Для улучшения условий работы зацепления и уменьшения длины редуктора коническую шестерню устанавливаем между опорами (см. рис. 3.20, схему II).

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (рис. 3.20, *а*), при отношении

$$\frac{\psi_к u}{2-\psi_к} = \frac{0{,}25 \cdot 5}{2-0{,}25} = 0{,}71, \quad K_{H\beta} = 1{,}06.$$

Коэффициент динамической нагрузки (табл. 3.16) для степени точности зубчатых колес на единицу грубее установленной (см. с. 80), т. е. для 9-й степени точности $K_{Hv} = 1{,}138$ (определяется интерполированием). Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей (формула 3.28'), $Z_H = 1{,}76$. Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес (формула 3.29), $Z_M = 275$ МПа$^{1/2}$.

По табл. 3.11 выбираем число зубьев шестерни $z_1 = 18$ и коэффициент торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1{,}58$. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий (формула 3.30),

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4-1{,}58}{3}} = 0{,}9.$$

Начальный диаметр шестерни по большему торцу

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{4{,}5 \cdot 95\,500 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}06 \cdot 1{,}138\,(1{,}76 \cdot 275 \cdot 0{,}9)^2}{(1-0{,}25)\,0{,}25 \cdot 5 \cdot 408^2}} = 85{,}74 \text{ мм}.$$

Внешний окружной модуль

$$m_{te} = \frac{d_{w1}}{z_1} = \frac{85{,}74}{18} = 4{,}76 \text{ мм}.$$

Полученный модуль округляем по стандарту (см. приложение, табл. 9) $m_{te} = 5$ мм. Пересчитываем начальный диаметр $d_{w1} = m_{te} z_1 = 5 \times 18 = 90$ мм.

Число зубьев плоского колеса (табл. 3.9)

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{18^2 + 90^2} = 91{,}782,$$

где $z_2 = z_1 u = 18 \cdot 5 = 90$.

Внешнее конусное расстояние (табл. 3.9)

$$R_e = 0{,}5 m_{te} z_c = 0{,}5 \cdot 5 \cdot 91{,}782 = 229{,}455 \text{ мм}.$$

Рабочая ширина зубчатого венца (табл. 3.1) при

$$\psi_к = \frac{b_w}{R_e}, \quad b_w = \psi_к R_e = 0{,}25 \cdot 229{,}455 = 57{,}36 \text{ мм}.$$

Проверяем условие (формула 3.64) $b_w \leqslant 10\, m_{te}$, т. е. $b_w = 57 > 10 m_{te} = 10 \cdot 5 = 50$ мм; следовательно, условие не удовлетворяется. Уменьшаем коэффициент ширины венца до $\psi_к = 0{,}2$. Уточняем коэффициент $K_{H\beta}$. При отношении

$$\frac{\psi_к u}{2-\psi_к} = \frac{0{,}2 \cdot 5}{2-0{,}2} = 0{,}55, \quad K_{H\beta} = 1{,}04.$$

Пересчитываем начальный диаметр шестерни

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{4{,}5 \cdot 95\,500 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}138\,(1{,}76 \cdot 275 \cdot 0{,}9)^2}{(1-0{,}2)\,0{,}2 \cdot 5 \cdot 408^2}} = 89{,}82 \text{ мм}.$$

Внешний окружной модуль

$$m_{te} = \frac{d_{w1}}{z_1} = \frac{89{,}82}{18} = 4{,}99 \text{ мм}.$$

Полученный модуль округляем по стандарту $m_{te} = 5$ мм, что совпадает с ранее принятым модулем; следовательно, внешнее конусное расстояние сохраняется:

$$R_e = 0{,}5 m_{te} z_c = 0{,}5 \cdot 5 \cdot 91{,}782 = 229{,}455 \text{ мм}.$$

Рабочая ширина зубчатого венца $b_w = \psi_к \times R_e = 0{,}2 \cdot 229{,}455 = 45{,}89$ мм, принимаем $b_w = 46$ мм. Проверяем условие (формула 3.64) $b_w \leqslant 10 m_{te}$, т. е. $b_w = 46 < 10 m_{te} = 10 \cdot 5 = 50$ мм. Следовательно, условие соблюдено.

3. *Проверочный расчет зубьев на контактную выносливость.* Вычисляем средний нормальный модуль зацепления (формула 3.4)

$$m_n = m_{te}\left(1 - 0{,}5\frac{b_w}{R_e}\right)\cos\beta_m = 5\left(1 - 0{,}5\frac{46}{229{,}455}\right) = 4{,}498 \text{ мм}.$$

Средний начальный диаметр шестерни (см. с. 80)

$$d_{wm1} = \frac{m_n z_1}{\cos\beta_m} = 4{,}498 \cdot 18 = 80{,}979 \text{ мм}.$$

Определяем расчетную окружную скорость на среднем начальном диаметре шестерни (формула 3.47):

$$v = \frac{\pi d_{wm1} n_1}{60\,000} = \frac{\pi 80{,}979 \cdot 1000}{60\,000} = 4{,}23 \text{ м/с}.$$

При данной скорости по табл. 3.33 требуемая степень точности передачи — 8-я, что совпадает

с ранее принятой степенью точности. Коэффициент, учитывающий окружную скорость передачи (рис. 3.17), $Z'_v = 1{,}01$. Уточняем коэффициент динамической нагрузки (табл. 3.16) $K'_{Hv} = 1{,}21$.

Начальный диаметр шестерни по бо́льшему торцу (формула 3.48)

$$d'_{w1} = d_{w1}\sqrt[3]{\frac{K'_{Hv}(Z'_v)^2}{K_{Hv}Z_v^2}} = 89{,}82\sqrt[3]{\frac{1{,}21\cdot 1{,}01^2}{1{,}138\cdot 1{,}0}} = 92{,}26 \text{ мм},$$

где $Z_v = 1{,}0$ (см. определение $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$ в примере 1). Вновь определяем окружной модуль

$$m_{te} = \frac{d_{w1}}{z_1} = \frac{92{,}26}{18} = 5{,}127 \text{ мм}.$$

Полученный модуль округляем по стандарту $m_{te} = 5$ мм. Диаметр начальной окружности по бо́льшему торцу, соответствующий стандартному модулю, $d_{w1} = m_{te} z_1 = 5 \cdot 18 = 90$ мм.

4. *Проверочный расчет передачи на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.* Фактическое напряжение при расчете на контактную выносливость (табл. 3.14, формула 3.19)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{4{,}5T_{H1}K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}}{(1-\psi_K)\psi_K d_{w1}^3 u}} = 1{,}76\cdot 275\cdot 0{,}9\cdot\sqrt{\frac{4{,}5\cdot 95\,500\cdot 1{,}0\cdot 1{,}04\cdot 1{,}21}{(1-0{,}2)0{,}2\cdot 90^3\cdot 5}} = 420 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 408 \text{ МПа}.$$

Отклонение действующих контактных напряжений от допускаемых составляет менее 3 %, что допустимо.

Расчетное напряжение от максимальной нагрузки (формула 3.60)

$$\sigma_{HM} = \sigma_H\sqrt{\frac{T_M}{T_1}} = 420\sqrt{2} = 594 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 1624 \text{ МПа},$$

где отношение $\frac{T_M}{T_1} = 2$ задано в исходных данных расчета.

5. *Проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба.* Изгибающее напряжение для зуба шестерни (табл. 3.14, формула 3.22)

$$\sigma_{F1} = Y_{F1}Y_\beta\frac{W_{Ft}}{0{,}85m_n} \leqslant [\sigma_{F1}].$$

Предварительно определяем величины, необходимые для расчета. Находим эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса (формула 3.7):

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

Здесь $\operatorname{tg}\delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{18}{90} = 0{,}2$ (см. табл. 3.9), $\delta_1 = 11°19'$. Соответственно $\delta_2 = (90° - \delta_1) = (90° - 11°19') = 78°41'$. Следовательно,

$$z_{v1} = \frac{18}{0{,}98056} = 18{,}35;\quad z_{v2} = \frac{90}{0{,}19623} = 458.$$

Определяем коэффициенты, учитывающие форму зуба (рис. 3.21): $Y_{F1} = 4{,}63$, $Y_{F2} = 4{,}3$. Коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба на его напряженное состояние, для прямозубых колес (см. с. 77) $Y_\beta = 1{,}0$. Расчетная удельная нагрузка (формула 3.25′)

$$W_{Ft} = \frac{2T_{F1}}{d_{wm1}b_w}K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv},$$

где $T_{F1} = 95\,500$ Н · мм; $d_{wm1} = 80{,}979$ мм; $b_w = 46$ мм; коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (см. с. 82), $K_{F\alpha} = 1$; коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (рис. 3.20,*б*) при отношении

$$\frac{\psi_K u}{2-\psi_K} = \frac{0{,}2\cdot 5}{2-0{,}2} = 0{,}55,\quad K_{H\beta} = 1{,}07;$$

коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку (табл. 3.16) при скорости $v = 4{,}23$ м/с, $K_{Fv} = 1{,}53$.

Следовательно,

$$W_{Ft} = \frac{2\cdot 95\,500}{80{,}979\cdot 46}1{,}0\cdot 1{,}07\cdot 1{,}53 = 84 \text{ Н/мм}.$$

Средний нормальный модуль $m_n = 4{,}498$ мм. Напряжение изгиба для зуба шестерни

$$\sigma_{F1} = 4{,}63\cdot 1{,}0\frac{84}{0{,}85\cdot 4{,}498} = 102 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 272 \text{ МПа},$$

для зуба колеса (табл. 3.14, формула 3,22′)

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1}\frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 102\frac{4{,}3}{4{,}63} = 95 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 248 \text{ МПа}.$$

6. *Проверочный расчет зубьев при изгибе максимальной нагрузкой.* Расчетное напряжение от максимальной нагрузки (формула 3.61)

$$\sigma_{FM} = \sigma_F\frac{T_M}{T_1} \leqslant [\sigma_{FM}],$$

соответственно расчетное напряжение для зуба шестерни

$$\sigma_{FM1} = 102\cdot 2 = 204 \text{ МПа} < [\sigma_{FM1}] = 727 \text{ МПа};$$

для зуба колеса

$$\sigma_{FM2} = 95 \cdot 2 = 190 \text{ МПа} < [\sigma_{FM2}] = 661 \text{ МПа}.$$

7. Окончательно принимаем параметры передачи:

$$z_1 = 18;\ z_2 = 90;\ m_{te} = 5 \text{ мм};\ d_{w1} = 90 \text{ мм};$$
$$d_{w2} = 450 \text{ мм};\ b_w = 46 \text{ мм};\ \delta_1 = 11°19';$$
$$\delta_2 = 78°41'.$$

Полный геометрический расчет передачи выполняется по формулам, приведенным в табл. 3.9.

Пример 3. Рассчитать коническую передачу с круговыми зубьями одноступенчатого редуктора по исходным данным примера 1.

1. *Выбор материала и допускаемых напряжений для шестерни и колеса.* Материал и термообработку зубчатых колес сохраняем. При этом сохраняются и допускаемые напряжения.

2. *Расчет передачи на контактную выносливость.* Согласно рекомендациям (см. с. 61) принимаем понижающиеся зубья, у которых вершины конусов делительного и впадины не совпадают (форма II).

Вычисляем средний начальный диаметр (табл. 3.14, формула 3.21):

$$d_{wm1} = \sqrt[3]{\frac{4{,}7 \cdot T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\beta} \cdot K_{Hv} (Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2}{\psi_{bm} u [\sigma_H]^2}}.$$

Предварительно определяем величины, необходимые для расчета. Номинальный крутящий момент $T_{H1} = 95500$ Н · мм (из примера 1). Ориентировочная скорость зубчатых колес (формула 3.27)

$$V = 0{,}0125 \sqrt[3]{N_1 n_1^2} = 0{,}0125 \sqrt[3]{10 \cdot 1000^2} = 2{,}75 \text{ м/с}.$$

При данной скорости требуемая степень точности передачи (табл. 3.33) — 9-я.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями для передач с круговыми зубьями (см. с. 82) $K_{H\alpha} = 1{,}0$. Коэффициент ширины венца (формула 3.5)

$$\psi_{bm} = \frac{\psi_{bd}}{1 + 0{,}5\psi_{bd}} = \frac{0{,}2}{1 + 0{,}5 \cdot 0{,}2} = 0{,}18,$$

где $\psi_{bd} = 0{,}2$ (см. формулу 3.63).

Для улучшения условий работы зацепления и уменьшения длины редуктора коническую шестерню устанавливаем между опорами (см. рис. 3.20, схему II).

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (рис. 3.20,*а*), при отношении

$$\frac{\psi_{bd} u}{2 - \psi_{bd}} = \frac{0{,}2 \cdot 5}{2 - 0{,}2} = 0{,}56,\ K_{H\beta} = 1{,}04.$$

Коэффициент динамической нагрузки (табл. 3.16) для степени точности зубчатых колес на единицу грубее установленной (см. с. 80), т. е. для 10-й степени точности $K_{Hv} = 1{,}05$ (определяется интерполированием).

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей (формула 3.28′) при $x_{n1} + x_{n2} = 0$ и $\alpha_{nw} = 20°$,

$$Z_H = 1{,}76 \cos \beta_m = 1{,}76 \cos 35° = 1{,}76 \cdot 0{,}81915 = 1{,}44,$$

где средний угол наклона круговых зубьев в соответствии с рекомендацией принимаем $\beta_m = 35°$.

Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес (формула 3.29), $Z_M = 275$ МПа$^{1/2}$.

По табл. 3.11 выбираем число зубьев шестерни $Z_1 = 18$ и коэффициент торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1{,}23$.

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий (формула 3.30),

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1{,}23}{3}} = 0{,}96.$$

Средний начальный диаметр шестерни

$$d_{wm1} = \sqrt[3]{\frac{4{,}7 \cdot 95500 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}05 (1{,}44 \cdot 275 \cdot 0{,}96)^2}{0{,}18 \cdot 5 \cdot 408^2}} = 77{,}566 \text{ мм}.$$

Средний нормальный модуль (см. с. 80)

$$m_n = \frac{d_{wm1} \cos \beta_m}{Z_1} = \frac{77{,}566 \cdot \cos 35°}{18} = \frac{77{,}566 \cdot 0{,}81915}{18} = 3{,}529 \text{ мм}.$$

Внешний окружной модуль (формула 3.4) с учетом $\psi_{bd} = \frac{b_w}{R_e} = 0{,}2$

$$m_{te} = \frac{m_n}{\left(1 - 0{,}5 \frac{b_w}{R_e}\right) \cos \beta_m} = \frac{3{,}529}{(1 - 0{,}5 \cdot 0{,}2) \cos 35°} = \frac{3{,}529}{(1 - 0{,}5 \cdot 0{,}2) 0{,}81915} = 4{,}786 \text{ мм}.$$

Начальный диаметр шестерни по большему торцу

$$d_{w1} = m_{te} Z_1 = 4{,}786 \cdot 18 = 86{,}148 \text{ мм}.$$

Число зубьев плоского колеса (табл. 3.9)

$$Z_c = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{18^2 + 90^2} = 91{,}782,$$

где $Z_2 = Z_1 u = 18 \cdot 5 = 90$.

Внешнее конусное расстояние (табл. 3.9)

$$R_e = 0{,}5\, m_{te} Z_c = 0{,}5 \cdot 4{,}786 \cdot 91{,}782 = 219{,}634 \text{ мм}$$

Рабочая ширина зубчатого венца (табл. 3.9)

$$\psi_k = \frac{b_w}{R_e}, \quad b_w = \psi_k R_e = 0{,}2 \cdot 219{,}634 = 43{,}92 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_w = 44$ мм. Проверяем условие (формула 3.64)

$$b_w < 10\, m_{te}, \text{ т.е. } b_w = 44 < 10\, m_{te} = 10 \cdot 4{,}786 = 47{,}86 \text{ мм};$$

следовательно, условие соблюдено.

3. *Проверочный расчет зубьев на контактную выносливость.* Вычисляем средний нормальный модуль зацепления (формула 3.4)

$$m_n = m_{te}\left(1 - 0{,}5\,\frac{b_w}{R_e}\right)\cos\beta_m = 4{,}786\left(1 - 0{,}5\,\frac{44}{219{,}634}\right)\cos 35^\circ = 3{,}529 \text{ мм}.$$

Средний начальный диаметр шестерни (см. с. 80)

$$d_{wm1} = \frac{m_n Z_1}{\cos\beta_m} = \frac{3{,}528 \cdot 18}{0{,}81915} = 77{,}566 \text{ мм}.$$

Определяем расчетную окружную скорость на среднем начальном диаметре (формула 3.47):

$$V = \frac{\pi d_{wm1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi\, 77{,}566 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 4{,}06 \text{ м/с}.$$

При данной скорости по табл. 3.33 требуемая степень точности передачи 8-я, что не совпадает с ранее принятой степенью точности — 9-й.

Уточняем коэффициент динамической нагрузки (табл. 3.16) $K'_{H\upsilon} = 1{,}05$. Коэффициент, учитывающий окружную скорость передачи (рис. 3.17), $Z'_\upsilon = 1{,}01$.

Начальный диаметр по большому торцу (формула 3.48)

$$d'_{w1} = d_{w1}\sqrt[3]{\frac{K'_{H\upsilon}(Z'_\upsilon)^2}{K_{H\upsilon} Z_\upsilon^2}} = 86{,}148\sqrt[3]{\frac{1{,}05 \cdot 1{,}01^2}{1{,}05 \cdot 1{,}0}} = 86{,}71 \text{ мм}.$$

где $Z_\upsilon = 1{,}0$ (см. определение $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$ в примере 1).

Вновь определяем внешний окружной модуль (табл. 3.9.)

$$m_{te} = \frac{d'_{w_1}}{Z_1} = \frac{86{,}71}{18} = 4{,}817 \text{ мм}.$$

Внешнее конусное расстояние (табл. 3.9)

$$R_e = 0{,}5\, m_{te} Z_c = 0{,}5 \cdot 4{,}817 \cdot 91{,}782 = 221{,}056 \text{ мм}.$$

Средний нормальный модуль зацепления (формула 3.4)

$$m_n = m_{te}\left(1 - 0{,}5\,\frac{b_w}{R_e}\right)\cos\beta_m = 4{,}817 \times \left(1 - 0{,}5\,\frac{44}{221{,}056}\right)\cos 35^\circ = 3{,}555 \text{ мм}.$$

Средний начальный диаметр шестерни (см. с. 80)

$$d_{wm_1} = \frac{m_n Z_1}{\cos\beta_m} = \frac{3{,}555 \cdot 18}{0{,}81915} = 78{,}117 \text{ мм}.$$

Истинная окружная скорость на среднем начальном диаметре (формула 3.47)

$$V = \frac{\pi d_{wm_1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi\, 78{,}117 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 4{,}088 \text{ м/с}.$$

Полученная скорость $V = 4{,}088$ м/с совпадает с ранее вычисленной расчетной скоростью $V = 4{,}06$ м/с, поэтому дальнейшее уточнение коэффициентов прекращаем.

4. *Проверочный расчет передачи на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.* Фактическое напряжение из условия контактной выносливости (табл. 3.14, формула 3.19′)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}\sqrt{u_2^2 + 1}}{0{,}85\, d_{wm_1} u}} \leqslant [\sigma_H].$$

Предварительно определяем расчетную удельную окружную силу на среднем начальном диаметре шестерни d_{wm1} по формуле (3.25)

$$W_{Ht} = \frac{2T_{H_1}}{d_{wm_1} b_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = \frac{2 \cdot 95500}{78{,}117 \cdot 44} \cdot 1{,}0 \times 1{,}04 \cdot 1{,}05 = 61{,}14 \text{ Н/мм}.$$

Тогда

$$\sigma_H = 1{,}44 \cdot 275 \cdot 0{,}96\sqrt{\frac{61{,}14 \cdot \sqrt{5^2 + 1}}{0{,}85 \cdot 78{,}117 \cdot 5}} = 359{,}7 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 408 \text{ МПа}.$$

Расчетное напряжение от максимальной нагрузки (формула 3.60)

$$\sigma_{HM} = \sigma_H\sqrt{\frac{T_M}{T_1}} = 359{,}7\sqrt{2} = 508 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 1624 \text{ МПа},$$

где отношение $\frac{T_M}{T_1} = 2$ задано в исходных данных расчета (см. пример 1).

5. *Проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба.* Изгибающие напряжения для зуба шестерни (табл. 3.14, формула 3.22)

$$\sigma_{F_1} = Y_{F_1} Y_\beta \frac{W_{Ft}}{0{,}85\, m_n} \leqslant [\sigma_{F1}].$$

Предварительно определяем величины, необходимые для расчета. Находим эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса (формула 3.68)

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos\delta_1 \cos^3\beta_m}; \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos\delta_2 \cos^3\beta_m}.$$

Здесь $\operatorname{tg}\delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{18}{90} = 0{,}2$ (см. табл. 3.9), $\delta_1 = 11°19'$. Соответственно $\delta_2 = (90° - \delta_1) = (90° - 11°19') = 78°41'$. Средний угол наклона кругового зуба $\beta_m = 35°$ (см. определение коэффициента $Z_н$).

Следовательно,

$$Z_{v_1} = \frac{18}{0{,}98056 \cdot 0{,}81915^3} = 33{,}39; \quad Z_{v2} = \frac{90}{0{,}19623 \cdot 0{,}81915^3} = 834{,}42.$$

По формуле (3.6) назначаем коэффициент смещения

$$x_{n1} = -x_{n2} = 2\left(1 - \frac{1}{u^2}\right)\sqrt[3]{\frac{\cos^3\beta_m}{z_1}} = 2\left(1 - \frac{1}{5^2}\right)\sqrt[3]{\frac{0{,}81915^3}{18}} = 0{,}33,$$

соответственно $x_{n2} = -0{,}33$.

Определяем коэффициенты, учитывающие форму зуба (рис. 3.21): $Y_{F1} = 4{,}2$; $Y_{F2} = 4{,}4$.

Коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба на его напряженное состояние (формула 3.50),

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta_m}{140} = 1 - \frac{35}{140} = 0{,}75.$$

Расчетная удельная нагрузка (формула 3.25′).

$$W_{Ft} = \frac{2T_{F1}}{d_{wm1} b_w} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv},$$

где $T_{F1} = 95500$ Н · мм; $d_{wm1} = 78{,}117$ мм; $b_w = 44$ мм; $K_{F\alpha} = 1$ (см. с. 82); коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (рис. 3.20, б) при отношении

$$\frac{\psi_k u}{2 - \psi_k} = \frac{0{,}2 \cdot 5}{2 - 0{,}2} = 0{,}56, \quad K_{F\beta} = 1{,}04.$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку (табл. 3.16), при скорости зубчатых колес $V = 4{,}088$ м/с и степени точности зубьев на единицу грубее установленной (см. с. 80), т. е. для 9-й степени $K_{Fv} = 1{,}14$.

Следовательно,

$$W_{Ft} = \frac{2 \cdot 95500}{78{,}117 \cdot 44} 1{,}0 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}14 = 65{,}88 \text{ Н/мм}.$$

Средний нормальный модуль $m_n = 3{,}555$ мм.

Напряжение изгиба для зуба шестерни

$$\sigma_{F1} = 4{,}2 \cdot 0{,}75 \frac{65{,}88}{0{,}85 \cdot 3{,}555} = 68{,}67 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 272 \text{ МПа},$$

для зуба колеса (табл. 3.14, формула 3.22′)

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 68{,}67 \frac{4{,}4}{4{,}2} = 71{,}94 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 248 \text{ МПа}.$$

6. *Проверочный расчет зубьев при изгибе максимальной нагрузкой.* Расчетное напряжение от максимальной нагрузки (формула 3.61)

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_M}{T_1} \leqslant [\sigma_{FM}];$$

соответственно расчетное напряжение для зуба шестерни

$$\sigma_{FM1} = 68{,}67 \cdot 2 = 137{,}34 \text{ МПа} < [\sigma_{FM1}] = 727 \text{ МПа};$$

для зуба колеса

$$\sigma_{FM2} = 71{,}94 \cdot 2 = 145{,}88 \text{ МПа} < [\sigma_{FM2}] = 661 \text{ МПа}.$$

Принимаем окончательно параметры передачи $Z_1 = 18$; $Z_2 = 90$; $m_{te} = 4{,}817$ мм; $d_{w1} = 86{,}71$ мм; $d_{w2} = 433{,}55$ мм; $b_w = 44$ мм; $\delta_1 = 11°19'$; $\delta_2 = 78°41'$; $\beta_m = 35°$; $x_{n1} = 0{,}33$; $x_{n2} = -0{,}33$.

Полный геометрический расчет передачи выполняется по формулам, приведенным в табл. 3.10.

Пример 4. Рассчитать открытую цилиндрическую прямозубую передачу привода конвейера по следующим данным: номинальная мощность, передаваемая шестерней, $N_1 = 1{,}2$ кВт; частота вращения шестерни $n_1 = 20$ мин$^{-1}$ (2,09 рад/с); передаточное число $u = 5$; срок службы передачи $t = 10\,000$ ч; нагрузка близка к постоянной; кратковременно действующая максимальная нагрузка при пуске в два раза больше номинальной; передача нереверсивная; шероховатость поверхности зубьев по 5-му классу (ГОСТ 2789—73).

Выбор материала и допускаемых напряжений для шестерни и колеса. 1. По табл. 3.12 выбираем материал для шестерни и колеса — Ст. 5 (поковка); термообработка — нормализация. Для шестерни при радиусе заготовки 40...100 мм

$\sigma_в = 570$ МПа, $\sigma_т = 270$ МПа, HB_1 170;

для колеса при радиусе заготовки $\geqslant 100$ мм

$\sigma_в = 570$ МПа, $\sigma_т = 260$ МПа, HB_2 170.

2. Определяем допускаемое напряжение изгиба для шестерни (формула 3.51):

$$\sigma_F = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{S_F} Y_s Y_R .$$

Предварительно находим предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений (формула 3.52):

$$\sigma_{F\lim 1} = \mathring{\sigma}_{F\lim b1} K_{FC} K_{FL1},$$

где предел выносливости при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений (табл. 3.19),

$$\mathring{\sigma}_{F\lim b1} = 1{,}8\, HB_1 = 1{,}8 \cdot 170 = 306 \text{ МПа};$$

коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (табл. 3.20), при одностороннем приложении нагрузки $K_{FC} = 1{,}0$. Коэффициент долговечности (формула 3.53)

$$K_{FL1} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE1}}}.$$

При $HB < 350$ (см. с. 77) $m_F = 6$; базовое число циклов перемены напряжений (см. с. 77) $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$; эквивалентное (суммарное) число циклов перемены напряжений (формула 3.54) $N_{FE1} = N_{\Sigma 1} = 60 n_1 t_\Sigma = 60 \cdot 20 \cdot 10\,000 = 12 \times 10^6$. Соответственно

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{12 \cdot 10^6}},$$

но, так как $N_{FE1} = 12 \cdot 10^6 > N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ (см. с. 77), принимаем $K_{FL1} = 1{,}0$. Соответственно $\sigma_{F\lim 1} = 306 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 = 306$ МПа.

Коэффициент безопасности (формула 3.56) $S_F = S'_F S''_F = 1{,}75 \cdot 1{,}5 = 2{,}625$, где $S'_F = 1{,}75$ (табл. 3.19); $S''_F = 1{,}5$ (табл. 3.21). Коэффициент $Y_s = 1{,}0$ (формула 3.57). Коэффициент $Y_R = 1{,}0$ (формула 3.58).

Допускаемое напряжение изгиба для зуба шестерни (формула 3.51)

$$[\sigma_{F1}] = \frac{306}{2{,}625} 1{,}0 \cdot 1{,}0 = 116 \text{ МПа}.$$

3. Допускаемое напряжение изгиба для зуба колеса (формула 3.51)

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim 2}}{S_F} Y_s Y_R .$$

Предварительно находим предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений (формула 3.52):

$$\sigma_{F\lim 2} = \mathring{\sigma}_{F\lim b2} K_{FC} K_{FL2},$$

где предел выносливости при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений (табл. 3.19),

$$\mathring{\sigma}_{F\lim b2} = 1{,}8\, HB_2 = 1{,}8 \cdot 170 = 306 \text{ МПа};$$

коэффициент $K_{FC} = 1{,}0$ (табл. 3.20); коэффициент долговечности (формула 3.53)

$$K_{FL2} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}}.$$

При $HB < 350$ (см. с. 77) $m_F = 6$; базовое число циклов перемены напряжений (см. с. 77) $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$. Эквивалентное (суммарное) число циклов перемены напряжений (формула 3.54)

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} = 60 n_2 t_\Sigma = 60 \frac{20}{5} 10\,000 = 2{,}4 \cdot 10^6 .$$

Соответственно

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2{,}4 \cdot 10^6}} = 1{,}09 .$$

Предел выносливости $\sigma_{F\lim 2} = 306 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}09 = 334$ МПа. Остальные коэффициенты определены при расчете $[\sigma_{F1}]$: $S_F = 2{,}625$; $Y_s = 1{,}0$; $Y_R = 1{,}0$. Допустимое напряжение изгиба для зуба колеса

$$[\sigma_{F2}] = \frac{334}{2{,}625} 1{,}0 \cdot 1{,}0 = 127 \text{ МПа}.$$

4. Допускаемое напряжение изгиба при расчете на действие максимальной нагрузки (формула 3.62) для зуба шестерни

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{F\lim M1}}{S_{FM}} \cdot Y_s .$$

Предварительно находим предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома (табл. 3.19):

$$\sigma_{F\lim M1} = 4{,}8\, HB_1 = 4{,}8 \cdot 170 = 816 \text{ МПа};$$

коэффициент безопасности (см. с. 80) $S_{FM} = S'_{FM} S''_{FM} = 1{,}75 \cdot 1{,}5 = 2{,}625$, где $S'_{FM} = 1{,}75$ (см. с. 80), $S''_{FM} = S''_F = 1{,}5$ (табл. 3.21); коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений (формула 3.57) $Y_s = 1$. Следовательно,

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{816}{2{,}625} 1{,}0 = 311 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение изгиба при расчете на действие максимальной нагрузки для зуба колеса $[\sigma_{FM2}] = [\sigma_{FM1}] = 311$ МПа, так как колесо и шестерня изготовлены из одного и того же материала и имеют одинаковую твердость зубьев.

5. Допускаемое контактное напряжение при расчете на действие максимальной нагрузки (см. с. 80) для зуба шестерни

$$[\sigma_{HM1}] = 2{,}8\, \sigma_T = 2{,}8 \cdot 270 = 756 \text{ МПа},$$

для зуба колеса

$$[\sigma_{HM2}] = 2{,}8\,\sigma_т = 2{,}8 \cdot 260 = 728 \text{ МПа}.$$

6. *Расчет зубьев на выносливость при изгибе.* Вычисляем модуль зацепления (табл. 3.13, формула 3.18)

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_{F1}K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv}\cos^2\beta}{z_1^2\psi_d[\sigma_{F1}]}Y_{F1}Y_\beta}.$$

Предварительно определяем величины, необходимые для расчета. Номинальный крутящий момент на шестерне (формула 3.12)

$$T_{F1} = 9550 \cdot 10^3\frac{N_1}{n_1} = 9550 \cdot 10^3\frac{1{,}2}{20} = 573 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (см. с. 76), $K_{F\alpha} = 1{,}0$. Коэффициент ширины зубчатого венца при консольном расположении шестерни (табл. 3.15) $\psi_{d\max} = 0{,}7$. Соответственно

$$\psi_d = (0{,}7 \ldots 0{,}9)\,\psi_{d\max} = 0{,}7 \cdot 0{,}7 = 0{,}49,$$

принимаем $\psi_d = 0{,}5$.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца при консольном расположении зубчатого колеса на роликовых опорах (рис. 3.14, *г*), $K_{F\beta} = 1{,}35$.

Ориентировочная окружная скорость колес (формула 3.27)

$$v = 0{,}0125\sqrt[3]{N_1n_1^2} = 0{,}0125\sqrt[3]{1{,}2 \cdot 20^2} = 0{,}1 \text{ м/с}.$$

При данной скорости $v = 0{,}1$ м/с требуемая степень точности передачи (табл. 3.33) — 9-я.

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку (табл. 3.16), $K_{Fv} = 1{,}013$ (определяется интерполированием). Число зубьев шестерни (см. рекомендацию для прямозубых колес на с. 58) $z_1 = 17$. Число зубьев колеса $z_2 = z_1u = 17 \cdot 5 = 85$.

Коэффициенты формы зуба для шестерни и колеса соответственно (рис. 3.18) $Y_{F1} = 4{,}25$; $Y_{F2} = 3{,}6$.

Коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба на напряженное состояние зубьев прямозубых колес (см. с. 77), $Y_\beta = 1$. Определяем отношение $\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$:

для зуба шестерни

$$\frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{4{,}25}{116} = 0{,}0366;$$

для зуба колеса

$$\frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{3{,}6}{127} = 0{,}0283.$$

Из двух колес зубчатой пары более слабым является то колесо, для которого $\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$ бóльшее (см. примечание к табл. 3.13), поэтому при вычислении модуля (см. табл. 3.13, формула 3.18) подставляем отношение

$$\frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{4{,}25}{116}.$$

Модуль зацепления

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 573 \cdot 10^3 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}35 \cdot 1{,}013}{17^2 \cdot 0{,}5 \cdot 116}4{,}25 \cdot 1{,}0} = 7{,}46 \text{ мм}.$$

Полученный модуль округляем по стандарту (см. приложение, табл. 9), $m = 8$ мм. Уточняем расчетный модуль (формула 3.59)

$$m' = m\sqrt[3]{\frac{K'_{Fv}Y_s}{K_{Fv}Y'_s}}.$$

Предварительно определяем величины, необходимые для расчета. Диаметр начальной окружности шестерни

$$d_{w1} = mz_1 = 8 \cdot 17 = 136 \text{ мм}.$$

Расчетная окружная скорость колес (формула 3.47)

$$v = \frac{\pi d_{w1}n_1}{60\,000} = \frac{\pi\,136 \cdot 20}{60\,000} = 0{,}142 \text{ м/с},$$

При данной скорости рекомендуемая степень точности передачи (табл. 3.33) — 9-я, что совпадает с ранее принятой степенью точности.

Уточняем коэффициент динамической нагрузки (табл. 3.16) $K'_{Fv} = 1{,}018$. Коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений (рис. 3.19) $Y'_s = 0{,}92$.

Модуль зацепления

$$m' = 7{,}46\sqrt[3]{\frac{1{,}018 \cdot 1{,}0}{1{,}013 \cdot 0{,}92}} = 7{,}68 \text{ мм}.$$

Принимаем по стандарту $m = 8$ мм.

7. *Проверочный расчет зубьев на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.* Расчетное напряжение изгиба от максимальной нагрузки (формула 3.61)

$$\sigma_{FM} = \sigma_F\frac{T_M}{T_1} \leqslant [\sigma_{FM}].$$

Вычисляем напряжение изгиба в зубьях шестерни (табл. 3.13, формула 3.17):

$$\sigma_{F1} = Y_{F1}Y_\beta \frac{W_{Ft}}{m} = 4{,}25 \cdot 1{,}0 \frac{165}{8} =$$
$$= 88 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 116 \text{ МПа},$$

где удельная расчетная нагрузка (формула 3.25′)

$$W_{Ft} = \frac{2T_{F1}}{d_{w1}b_w} K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv} =$$
$$= \frac{2 \cdot 573 \cdot 10^3}{136 \cdot 70} 1{,}0 \cdot 1{,}35 \cdot 1{,}013 = 165 \text{ МПа}.$$

Здесь ширина зубчатого венца $b_w = \psi_d d_{w1} =$ $= 0{,}5 \cdot 136 = 68$ мм, принимаем $b_w = 70$ мм. Остальные величины определены при расчете модуля зацепления. Напряжения изгиба в зубьях колеса (табл. 3.13, формула 3.17′)

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 88 \frac{3{,}6}{4{,}25} = 75 \text{ МПа} <$$
$$< [\sigma_{F2}] = 127 \text{ МПа}.$$

Напряжения изгиба от максимальной нагрузки в зубьях шестерни

$$\sigma_{FM1} = 88 \cdot 2 = 176 \text{ МПа} < [\sigma_{FM1}] = 311 \text{ МПа},$$

в зубьях колеса

$$\sigma_{FM2} = 75 \cdot 2 = 150 \text{ МПа} < [\sigma_{FM2}] = 311 \text{ МПа},$$

где $\frac{T_M}{T_1} = 2$ задано в исходных данных расчета.

8. *Проверочный расчет зубьев на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.* Расчетное напряжение, создаваемое максимальной нагрузкой (формула 3.60),

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} \leqslant [\sigma_{HM}].$$

Вычисляем контактное напряжение от номинальной нагрузки (табл. 3.13, формула 3.15):

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_{H1}K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}}{b_w d_{w1}^2} \frac{u+1}{u}}.$$

Определяем величины, необходимые для расчета. Крутящий момент $T_{H1} = 573 \cdot 10^3$ Н · мм.

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей (формула 3.28′), $Z_H = 1{,}76$. Коэффициент, учитывающий механические свойства материала зубчатых колес (формула 3.29), $Z_M = 275$ МПа$^{1/2}$. Коэффициент торцового перекрытия (формула 3.3)

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right] \cos\beta =$$
$$= 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{17} + \frac{1}{85}\right) = 1{,}65.$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий (формула 3.30),

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1{,}65}{3}} = 0{,}88.$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (см. с. 72) для прямозубых колес, $K_{H\alpha} = 1{,}0$. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (рис. 3.14, *б*) при $\psi_d = 0{,}5$ и консольном расположении зубчатого колеса на роликовых опорах, $K_{H\beta} = 1{,}17$. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку (табл. 3.16), $K_{Hv} = 1{,}01$. Контактное напряжение

$$\sigma_H = 1{,}76 \cdot 275 \cdot 0{,}88 \times$$
$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot 573 \cdot 10^3 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}17 \cdot 1{,}01}{70 \cdot 136^2} \cdot \frac{5+1}{5}} =$$
$$= 502 \text{ МПа}.$$

Напряжение от максимальной нагрузки

$$\sigma_{HM} = 502\sqrt{2} = 710 \text{ МПа} < [\sigma_{HM2}] = 728 \text{ МПа}.$$

9. Принимаем окончательно параметры передачи: $m = 8$ мм; $z_1 = 17$; $z_2 = 85$; $d_{w1} = 136$ мм; $d_{w2} = 680$ мм; $b = 70$ мм. Полный геометрический расчет зубчатых колес выполняется по формулам, приведенным в табл. 3.5.

Пример 5. Рассчитать открытую коническую прямозубую передачу привода конвейера по исходным данным примера 4.

1. Выбор материала и допускаемых напряжений для шестерни и колеса. Материал и термообработку зубчатых колес сохраняем. При этом сохраняются и допускаемые напряжения.

2. Расчет зубьев на выносливость при изгибе. Согласно рекомендациям (см. с. 61) принимаем пропорционально-понижающиеся зубья (форма I). Вычисляем внешний окружной модуль (табл. 3.14, формула 3.23)

$$m_{te} = \sqrt[3]{\frac{4{,}5\,T_{F1}K_{F\beta}K_{Fv}Y_{F1}Y_\beta}{(1-\psi_k)\psi_k\sqrt{u^2+1}\cos\beta_m[\sigma_{F1}]z_1^2}}.$$

Определяем величины, необходимые для расчета, $T_{F1} = 573 \cdot 10^3$ Н · мм (из примера 4). Коэффициент ширины венца (формула 3.63) $\psi_\kappa = 0{,}2$. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца при консольном расположении шестерни на роликовых опорах (рис. 3.20, *б*) и отношении

$$\frac{\psi_k \cdot u}{2 - \psi_k} = \frac{0{,}2 \cdot 5}{2 - 0{,}2} = 0{,}55, \quad K_{F\beta} = 1{,}21.$$

Ориентировочная скорость зубчатых колес (формула 3.27)

$$v = 0{,}0125\sqrt[3]{N_1 n_1^2} = 0{,}0125\sqrt[3]{1{,}2 \cdot 20^2} = 0{,}1 \text{ м/с}.$$

При данной скорости по табл. 3.33 устанавливаем 9-ю степень точности.

Выбираем коэффициент динамической нагрузки для степени точности зубчатых колес, на единицу грубее установленной (см. с. 80), т. е. для 10-й степени точности (табл. 3.16): $K_{Fv} = 1{,}016$ (определяется интерполированием по степени точности колес и окружной скорости). По табл. 3.11 принимаем $z_1 = 18$; $z_2 = z_1 u = 18 \cdot 5 = 90$. Находим эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса (формула 3.7):

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

где $\operatorname{tg}\delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{18}{90} = 0{,}2$ (см. табл. 3.9), $\delta_1 = 11°19'$; соответственно

$$\delta_2 = (90° - \delta_1) = (90° - 11°19') = 78°41'.$$

Следовательно,

$$z_{v1} = \frac{18}{0{,}98056} = 18{,}35;\quad z_{v2} = \frac{90}{0{,}19623} = 458.$$

Коэффициенты, учитывающие форму зуба шестерни и колеса (рис. 3.21), $Y_{F1} = 4{,}63$; $Y_{F2} = 4{,}3$. Коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба на его напряженное состояние, для прямозубых колес (см. с. 77) $Y_\beta = 1{,}0$.

Определяем отношение $\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$:

для зуба шестерни

$$\frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{4{,}63}{116} = 0{,}0399;$$

для зуба колеса

$$\frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{4{,}3}{127} = 0{,}0338.$$

Из двух колес зубчатой пары более слабым является то колесо, для которого $\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$ большее (см. примечания к табл. 3.14), поэтому в формулу (3.23) подставляем отношение

$$\frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{4{,}63}{116}.$$

Модуль зацепления

$$m_{te} = \sqrt[3]{\frac{4{,}5 \cdot 573 \cdot 10^3 \cdot 1{,}21 \cdot 1{,}016 \cdot 4{,}63}{(1-0{,}2)\,0{,}2\sqrt{5^2+1} \cdot 116 \cdot 18^2}} = 7{,}95 \text{ мм}.$$

Полученный модуль округляем по стандарту (см. приложение, табл. 9), $m_{te} = 8$ мм. Начальный диаметр шестерни по бо́льшему торцу (табл. 3.9)

$$d_{w1} = m_{te} z_1 = 8 \cdot 18 = 144 \text{ мм}.$$

Число зубьев плоского колеса (табл. 3.9)

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{18^2 + 90^2} = 91{,}782.$$

Внешнее конусное расстояние (табл. 3.9)

$$R_e = 0{,}5 m_{te} z_c = 0{,}5 \cdot 8 \cdot 91{,}782 = 367{,}128 \text{ мм}.$$

Рабочая ширина зубчатого венца (табл. 3.1) при $\psi_k = \frac{b_w}{R_e}$ $b_w = \psi_k R_e = 0{,}2 \cdot 367{,}128 = 73{,}4$ мм; принимаем $b_w = 75$ мм. Проверяем условие (3.64) $b_w \leqslant 10\, m_{te}$, т. е. $b_w = 75$ мм $< 10 \cdot m_{te} = 10 \cdot 8 = 80$ мм; следовательно, условие соблюдено. Уточняем расчетный модуль (формула 3.59)

$$m'_{te} = m_{te}\sqrt[3]{\frac{K'_{Fv} Y_s}{K_{Fv} Y'_s}}.$$

Предварительно определяем величины, необходимые для расчета. Средний нормальный модуль (формула 3.4)

$$m_n = m_{te}\left(1 - 0{,}5\frac{b_w}{R_e}\right)\cos\beta_m = 8\left(1 - 0{,}5\frac{75}{367{,}128}\right) = 7{,}182 \text{ мм}.$$

Средний начальный диаметр шестерни (см. с. 80)

$$d_{wm1} = \frac{m_n z_1}{\cos\beta_m} = 7{,}182 \cdot 18 = 129{,}276 \text{ мм}.$$

Расчетная окружная скорость на среднем начальном диаметре шестерни (формула 3.47)

$$v_c = \frac{\pi d_{wm1} n_1}{60\,000} = \frac{\pi\, 129{,}276 \cdot 20}{60\,000} = 0{,}135 \text{ м/с}.$$

При скорости $v_c = 0{,}135$ м/с рекомендуемая степень точности (табл. 3.33) — 9-я, что совпадает с ранее принятой.

Уточняем коэффициент динамической нагрузки для степени точности колес, на единицу грубее принятой, т. е. для 10-й степени. При $v_c = 0{,}135$ м/с (табл. 3.16) $K'_{Fv} = 1{,}022$. Коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений (рис. 3.19) $Y'_s = 0{,}92$.

Модуль зацепления

$$m'_{te} = 7{,}95\sqrt[3]{\frac{1{,}022 \cdot 1{,}0}{1{,}016 \cdot 0{,}92}} = 8{,}12 \text{ мм},$$

принимаем по стандарту $m_{te} = 8$ мм.

3. *Проверочный расчет зубьев на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.* Расчетное

напряжение изгиба от максимальной нагрузки (формула 3.61)

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_M}{T_1} \leqslant [\sigma_{FM}].$$

Вычисляем напряжения изгиба в зубьях шестерни (табл. 3.14, формула 3.22):

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_\beta \frac{W_{Ft}}{0{,}85\, m_n} = 4{,}63 \cdot 1{,}0 \times$$

$$\times \frac{146}{0{,}85 \cdot 7{,}182} = 110{,}7 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 116 \text{ МПа},$$

где удельная расчетная нагрузка (формула 3.25′)

$$W_{Ft} = \frac{2T_{F1}}{d_{wm1} b_w} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} =$$

$$= \frac{2 \cdot 573 \cdot 10^3}{129{,}276 \cdot 75} 1{,}0 \cdot 1{,}21 \cdot 1{,}022 = 146 \text{ Н/мм}.$$

Здесь коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (см. с. 82), $K_{F\alpha} = 1$.

Напряжение изгиба в зубьях колеса (табл. 3.14, формула 3.22′)

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 110{,}7 \frac{4{,}3}{4{,}63} =$$

$$= 103 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 127 \text{ МПа}.$$

Напряжения изгиба от максимальной нагрузки в зубьях шестерни

$$\sigma_{FM1} = 110{,}7 \cdot 2 = 221{,}4 \text{ МПа} < [\sigma_{FM1}] =$$

$$= 311 \text{ МПа},$$

в зубьях колеса

$$\sigma_{FM2} = 103 \cdot 2 = 206 \text{ МПа} < [\sigma_{FM2}] = 311 \text{ МПа},$$

где $\frac{T_M}{T_1} = 2$ задано в исходных данных расчета.

4. *Проверочный расчет зубьев на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.* Расчетное напряжение от максимальной нагрузки (формула 3.60)

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} \leqslant [\sigma_{HM}].$$

Вычисляем контактное напряжение от номинальной нагрузки (табл. 3.14, формула 3.19):

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{4{,}5\, T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{(1 - \psi_k)\, \psi_k d_{w1}^3 u}}.$$

Предварительно определяем величины, необходимые для расчета. Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей (формула 3.28′), $Z_H = 1{,}76$. Коэффициент, учитывающий механические свойства материала зубчатых колес (формула 3.29), $Z_M = 275$ МПа$^{1/2}$. Коэффициент торцового перекрытия (табл. 3.11) $\varepsilon_\alpha = 1{,}58$. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий (формула 3.30),

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1{,}58}{3}} = 0{,}9.$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (см. с. 82), $K_{H\alpha} = 1{,}0$. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца при консольном расположении шестерни на роликовых опорах (рис. 3.20, *а*) и отношении

$$\frac{\psi_k u}{2 - \psi_k} = \frac{0{,}2 \cdot 5}{2 - 0{,}2} = 0{,}55, \quad K_{H\beta} = 1{,}13.$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку (табл. 3.16) для степени точности колес, на единицу грубее принятой, т. е. для 10-й степени, $K_{Hv} \cong 1{,}01$ (определяется интерполированием по степени точности и скорости).

Контактное напряжение

$$\sigma_H = 1{,}76 \cdot 275 \cdot 0{,}9 \times$$

$$\times \sqrt{\frac{4{,}5 \cdot 573 \cdot 10^3 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}13 \cdot 1{,}01}{(1 - 0{,}2)\, 0{,}2 \cdot 144^3 \cdot 5}} = 507 \text{ МПа}.$$

Напряжение от максимальной нагрузки

$$\sigma_{HM} = 507\sqrt{2} = 717 \text{ МПа} < [\sigma_{HM2}] = 728 \text{ МПа}.$$

5. Принимаем окончательно параметры передачи: $m_{te} = 8$ мм; $z_1 = 18$; $z_2 = 90$; $d_{w1} = 144$ мм; $d_{w2} = 720$ мм; $\delta_1 = 11°19'$; $\delta_2 = 78°41'$; $R_e = 367{,}128$ мм; $b_w = 75$ мм. Полный геометрический расчет зубчатых колес выполняется по формулам, приведенным в табл. 3.9.

Пример 6. Рассчитать червячную передачу с архимедовым червяком одноступенчатого редуктора общего назначения по следующим данным: мощность, передаваемая червяком, $N_1 = 11$ кВт; частота вращения червяка $n_1 = 975$ мин$^{-1}$ (102 рад/с); передаточное число $u = 20$; работа нереверсивная, непрерывная; нагрузка постоянная; срок службы передачи $t = 10\,000$ ч; кратковременно действующая максимальная нагрузка при пуске в два раза больше номинальной.

Выбор материала червяка и червячного колеса. 1. По табл. 3.30 выбираем материал червяка и венца червячного колеса. Принимаем для червяка сталь 45 с закалкой до твердости 45...50 $HRC_э$ и последующим шлифованием витков. Редуктор общего назначения, поэтому в целях экономии дорогих оловянных бронз принимаем материал венца колеса Бр. АЖ 9—4 (отливка в песок) с механическими свойствами: $\sigma_т = 200$ МПа; $\sigma_в = 400$ МПа.

2. Принимаем число заходов червяка (см. с. 15) $z_1 = 2$ и КПД передачи $\eta = 0{,}82$.

3. Крутящий момент на валу колеса (формула 3.81)

$$T_2 = 9550 \cdot 10^3 \frac{N_1 u \eta}{n_1} = 9550 \cdot 10^3 \times \times \frac{11 \cdot 20 \cdot 0{,}82}{975} = 1767 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

4. Ориентировочная скорость скольжения (формула 3.91)

$$v_c = 0{,}0004 n_1 \sqrt[3]{\frac{T_2}{1000}} = 0{,}0004 \cdot 975 \times \times \sqrt[3]{\frac{1767 \cdot 10^3}{1000}} = 4{,}7 \text{ м/с}.$$

5. При данной скорости по табл. 3.35 требуемая степень точности передачи 8-я.

6. Допускаемое контактное напряжение (табл. 3.30)

$$[\sigma_H] = 300 - 25 v_c = 300 - 25 \cdot 4{,}7 = 182 \text{ МПа}.$$

7. Допускаемое контактное напряжение при расчете на действие максимальной нагрузки (см. с. 89)

$$[\sigma_{HM}] = 2\sigma_т = 2 \cdot 200 = 400 \text{ МПа}.$$

8. Допускаемое напряжение изгиба при базовом числе перемены напряжений $N_{FO} = 10^6$ для нереверсивной нагрузки (табл. 3.31)

$$[\sigma_F]_0^0 = 102 \text{ МПа}.$$

9. Суммарное число циклов нагружений (формула 3.85)

$$N_\Sigma = N_{FE} = 60 n_2 t_ч = 60 \frac{975}{20} 10\,000 = = 29{,}25 \cdot 10^6.$$

10. Коэффициент долговечности (формула 3.93)

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{29{,}25 \cdot 10^6}} = 0{,}57.$$

11. Допускаемое напряжение на изгиб (формула 3.92)

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0^0 K_{FL} = 102 \cdot 0{,}57 = 58 \text{ МПа}.$$

12. Допускаемое напряжение на изгиб при расчете на действие максимальной нагрузки (см. с. 89)

$$[\sigma_{FM}] = 0{,}8\sigma_т = 0{,}8 \cdot 200 = 160 \text{ МПа}.$$

13. Число зубьев червячного колеса (формула 3.78)

$$z_2 = z_1 u = 2 \cdot 20 = 40,$$

т. е. удовлетворяется условие (3.79).

14. Коэффициент диаметра червяка (формула 3.82)

$$q = 0{,}25 z_2 = 0{,}25 \cdot 40 = 10,$$

что соответствует стандартному значению q (см. приложение, табл. 13).

15. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (см. с. 86), $K_{H\beta} = K_\beta = 1$.

16. Коэффициент учитывающий динамическую нагрузку (формула 3.86),

$$K_{Hv} = 0{,}3 + 0{,}1 n + 0{,}02 v_c = 0{,}3 + + 0{,}1 \cdot 8 + 0{,}02 \cdot 4{,}7 = 1{,}194.$$

17. Определяем межосевое расстояние передачи из условия контактной выносливости (табл. 3.26, формула 3.75′):

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{[\sigma_H]\frac{z_2}{q}}\right)^2 \cdot T_2 K_{H\beta} K_{Hv}} = = \left(\frac{40}{10} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{182 \cdot \frac{40}{10}}\right)^2 1767 \cdot 10^3 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}194} = = 242{,}5 \text{ мм}.$$

18. Модуль зацепления

$$m = \frac{2 a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 242{,}5}{40 + 10} = 9{,}7 \text{ мм}.$$

Принимаем по стандарту (см. приложение, табл. 12) $m = 10$ мм.

19. При стандартном модуле межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m(z_2 + q)}{2} = \frac{10(40 + 10)}{2} = 250 \text{ мм}.$$

20. Делительный угол подъема червяка (табл. 3.22) $\gamma = 11°18'36''$.

21. Делительные диаметры:
червяка $d_{w1} = qm = 10 \cdot 10 = 100$ мм;
червячного колеса $d_{w2} = mz_2 = 10 \cdot 40 = = 400$ мм.

22. Расчетная скорость скольжения (формула 3.74)

$$v_c = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60\,000 \cos\gamma} = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 975}{60\,000 \cdot 0{,}98058} = 5{,}2 \text{ м/с},$$

что больше ранее принятой ориентировочной скорости $v_c = 4{,}7$ м/с, поэтому необходимо уточнить параметры передачи.

23. При скорости $v_c = 5{,}2$ м/с допустимое контактное напряжение (табл. 3.30)

$$[\sigma_H'] = 170 \text{ МПа}.$$

24. Рекомендуемая степень точности передачи при $v_c = 5{,}2$ м/с (табл. 3.35) — 7-я.

25. Коэффициент динамической нагрузки (формула 3.86) при $v_c = 5{,}2$ м/с и 7-й степени точности

$$K'_{Hv} = 0{,}3 + 0{,}1n + 0{,}02v_c = 0{,}3 + 0{,}1 \cdot 7 + \\ + 0{,}02 \cdot 5{,}2 = 1{,}104.$$

26. Приведенный угол трения при работе бронзового колеса в паре со стальным червяком при $v_c = 5{,}2$ м/с (табл. 3.25) $\varphi' = 1°40'$.

27. КПД передачи (формула 3.73)

$$\eta' = (0{,}95 \ldots 0{,}96)\frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = 0{,}96\frac{\operatorname{tg} 11° 18' 36''}{\operatorname{tg} 12° 58' 36''} = \\ = 0{,}96\frac{0{,}19\,995}{0{,}23\,044} = 0{,}83.$$

28. Фактический крутящий момент на валу червячного колеса (формула 3.81)

$$T'_2 = 9550 \cdot 10^3\frac{N_1\mu\eta'}{n_1} = 9550 \cdot 10^3 \times \\ \times \frac{11 \cdot 20 \cdot 0{,}83}{975} = 1788 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

29. По уточненным параметрам $[\sigma'_H]$, K'_{Hv} и T'_2 необходимо вычислить межосевое расстояние a_w (табл. 3.26, формула 3.75′) либо фактическое контактное напряжение σ_H (табл. 3.26, формула 3.76′). В данном случае, так как вместо расчетного межосевого расстояния $a_w = 242{,}5$ мм принято $a_w = 250$ мм (что учитывает возможность передачи червячным колесом большего крутящего момента), целесообразно проверить контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}}\sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q}+1}{a_w}\right)^3 T'_2 K_{H\beta}K'_{Hv}} = \\ = \frac{170}{\frac{40}{10}}\sqrt{\left(\frac{\frac{40}{10}+1}{250}\right)^3 1788 \cdot 10^3 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}104} = \\ = 168{,}5 < [\sigma'_H] = 170 \text{ МПа}.$$

30. Проверяем контактную прочность зуба колеса при действии максимальной нагрузки (формула 3.96)

$$\sigma_{HM} = \sigma_H\sqrt{\frac{T_{M2}}{T'_2}} = 168{,}5\sqrt{2} = 237 \text{ МПа} < \\ < [\sigma_{HM}] = 400 \text{ МПа},$$

где $\frac{T_{M2}}{T'_2} = 2$ задано в исходных данных расчета.

31. Проверяем выносливость зубьев червячного колеса на изгиб. Предварительно находим эквивалентное число зубьев колеса (формула 3.87)

$$z_э = \frac{z_2}{\cos^3\gamma} = \frac{40}{0{,}98058^3} = 42;$$

коэффициент формы зуба колеса (табл. 3.28) $Y_F = 1{,}51$.

Напряжение изгиба (табл. 3.26, формула 3.77)

$$\sigma_F = \frac{2T_2\cos\gamma}{1{,}2\,d_2d_1m}Y_FK_{F\beta}K_{Fv} = \frac{2 \cdot 1788 \cdot 10^3 \cdot 0{,}98056}{1{,}2 \cdot 400 \cdot 100 \cdot 10} \times \\ \times 1{,}51 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}104 = 12 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 58 \text{ МПа},$$

где $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1{,}0$ (см. с. 86); $K_{Fv} = K_{Hv} = 1{,}104$ (см. п. 25 примера расчета).

32. Проверяем прочность зуба на изгиб при действии максимальной нагрузки (формула 3.97):

$$\sigma_{FM} = \sigma_F\frac{T_{M2}}{T'_2} = 12 \cdot 2 = 24 \text{ МПа} < \\ < [\sigma_{FM}] = 160 \text{ МПа}.$$

33. Окончательно принимаем параметры передачи: $z_1 = 2$; $z_2 = 40$; $d_1 = d_{w1} = 100$ мм; $d_2 = 400$ мм; $a_w = 250$ мм.

34. Рекомендуемая вязкость масла (табл. 3.62) при скорости $v_c = 5{,}2$ м/с $\nu_{100} = 15$ сСт (или 10^6 м^2/с). Принимаем масло авиационное (см. ч. 2, гл. 6, табл. 6.10) МС14 по ГОСТ 21743—76.

35. Полный геометрический расчет червяка и колеса выполняется по формулам, приведенным в табл. 3.23 и 3.24.

36. Тепловой расчет редуктора производится после определения размеров корпуса и крышки.

ЧАСТЬ 2

ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА КОМПОНОВОЧНОГО ЧЕРТЕЖА РЕДУКТОРА И ПРИВОДА

4.1. РОЛЬ КОМПОНОВКИ В ПРОЦЕССЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Размеры валов и подшипников в значительной мере определяются компоновочными размерами зубчатых и червячных передач, взаимным расположением агрегатов привода, заданными габаритными размерами привода. Поэтому после расчета передач и установления размеров их основных деталей (диаметров и ширины зубчатых колес, шкивов, звездочек, межосевых расстояний) приступают к составлению компоновочных чертежей узлов, агрегатов и всего привода.

Компоновка привода определяется его назначением, предъявляемыми к нему требованиями, зависит от компоновки отдельных агрегатов.

На первом прикидочном компоновочном чертеже привода проверяется возможность его компоновки по заданной схеме. Если по каким-либо причинам разместить агрегаты привода невозможно, нужно изменить их параметры или расположение. Например, по заданной схеме лебедки двигатель и барабан, соединенные через редуктор, размещены с одной стороны редуктора (рис. 4.1), что делает привод более компактным. При такой компоновке межосевое расстояние редуктора лимитируется размерами барабана и электродвигателя с тормозом. В противном случае для сохранения заданного расположения агрегатов необходимо увеличить межосевое расстояние редуктора, изменив разбивку передаточного числа между ступенями, или принять меньшие значения ψ_d, или уменьшить габарит двигателя, применив двигатель с большей частотой вращения, одновременно увеличив соответствующим образом передаточное число редуктора, или, наконец, осуществить все указанные меры.

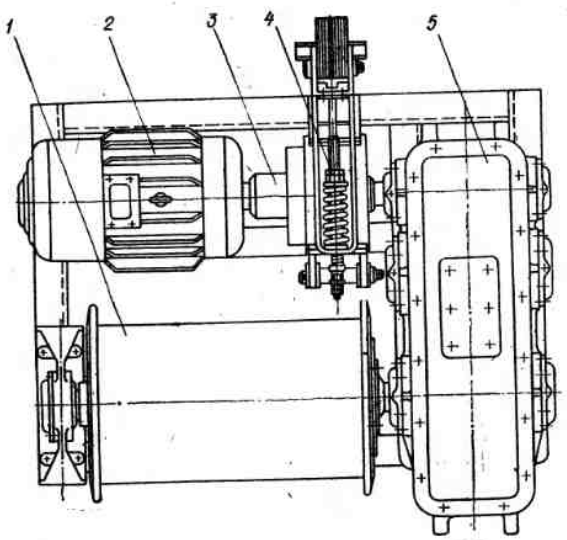


Рис. 4.1. Привод лебедки:
1 — барабан; *2* — электродвигатель; *3* — муфта; *4* — тормоз; *5* — редуктор

В приводе цепного конвейера имеется червячный редуктор и открытая зубчатая цилиндрическая передача (рис. 4.2). Межосевое расстояние зубчатой передачи должно обеспечивать место для размещения рядом с червячным редуктором корпуса подшипника вала большего колеса зубчатой пары. Если это условие не будет выполнено, появится необходимость изменить разбивку передаточного числа привода или искусственно увеличить межосевое расстояние зубчатой пары, что приведет к неоправданному росту габаритных размеров и массы привода. Высота установки червячного редуктора должна быть такой, чтобы обеспечивалось размещение большего шкива ременной передачи и т. д.

Первый вариант компоновки редуктора и всего привода составляется на основании данных расчета зубчатых и червячных передач. Затем по мере расчета деталей и выбора их конструктивных форм первоначальная компоновка уточняется, что в свою очередь является основанием для уточнения расчетных схем деталей, например расположения опор валов, уточнения нагрузок и внесения поправок в ранее выполненные расчеты.

Таким образом, расчеты деталей и уточнение компоновочного чертежа ведутся параллельно. Расчеты должны лишь немного опережать вычерчивание. Стремление произвести максимум расчетов, а только потом приступить к уточнению компоновки неизбежно ведет к дополнительным исправлениям, пересчетам и усложнению работы. Необходимо вовремя прервать расчеты и перенести полученные результаты на эскизный компо-

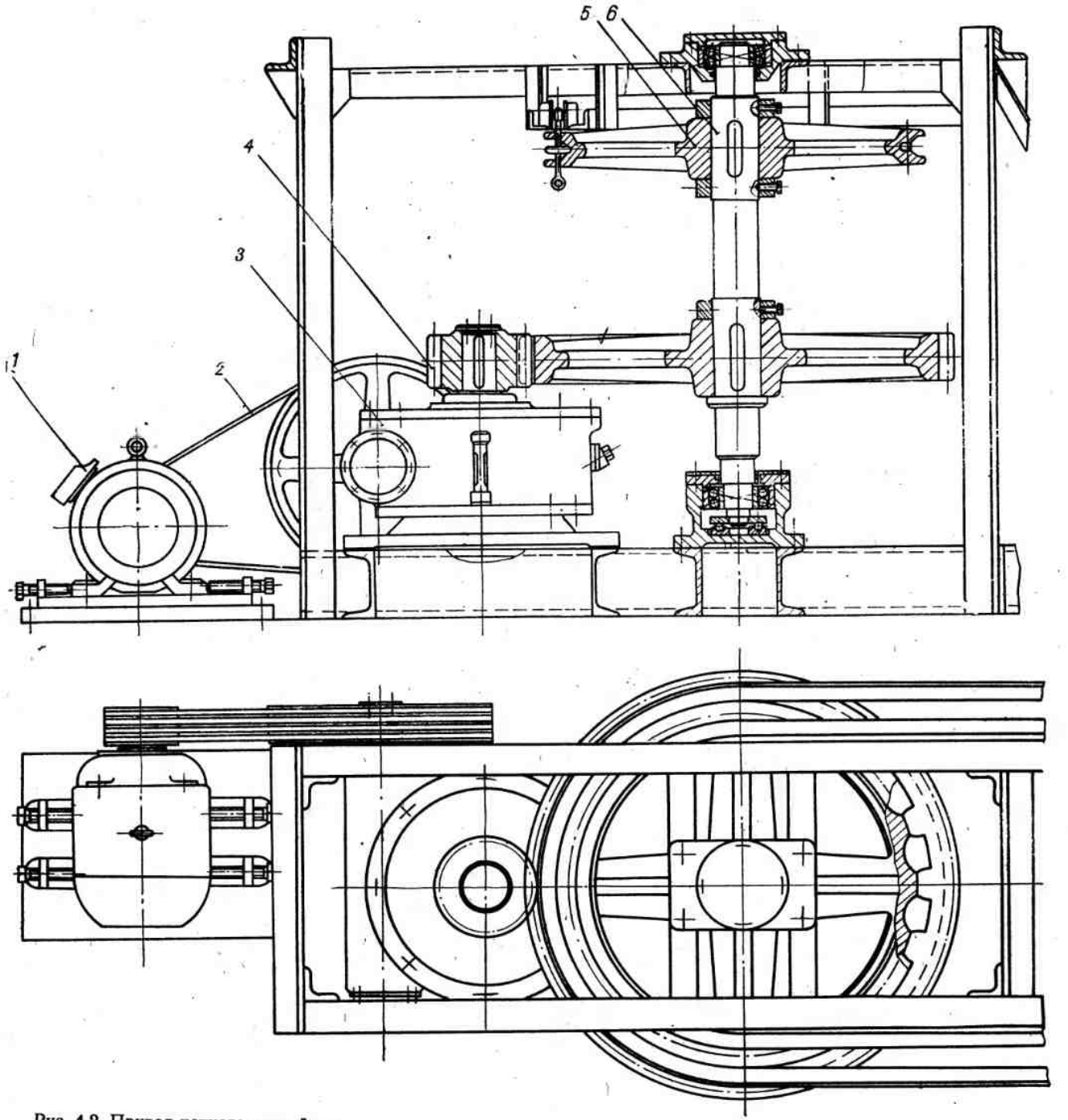


Рис. 4.2. Привод цепного конвейера:
1 — электродвигатель; *2* — ременная передача; *3* — редуктор; *4* — зубчатая передача; *5* — звездочка; *6* — вал

новочный чертеж. От тщательности и качества выполнения компоновки зависит успешный ход и результат проектирования. Поэтому составление компоновочных чертежей — важнейший этап курсового проекта. На компоновочный чертеж можно также наносить номера соответствующих стандартов, по которым выбираются детали, материал, посадки, шероховатость. Впоследствии это значительно облегчит работу над чертежами.

Компоновочный чертеж выполняется в масштабе. Изготовление чертежа допускается от руки на миллиметровке в возможно большем масштабе (желательно 1 : 1), что позволяет наглядно представить действительные размеры проектируемого привода и его агрегатов.

При компоновке агрегатов привода наиболее сложной и трудоемкой является компоновка зубчатых и червячных редукторов.

4.2. КОМПОНОВКА ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

4.2.1. ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ КОМПОНОВКИ

Основные этапы компоновки редуктора: конструирование валов и сопряжений их с посаженными деталями; выбор подшипников качения (или расчет подшипников скольжения) и конструирование подшипниковых узлов; определение размеров корпуса; окончательное оформление компоновочного чертежа (на миллиметровке); выбор вспомогательных деталей и элементов (шпонки, шлицы, болты, штифты) и их проверочные расчеты.

Общие принципы компоновки валов и подшипниковых узлов одинаковы для всех редукторов. Поэтому далее подробно изложена компоновка наиболее распространенных цилиндрических редукторов. Для остальных редукторов указаны лишь основные отличительные особенности.

4.2.2. КОМПОНОВКА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

В цилиндрических прямозубых и косозубых редукторах, исключая шевронные, для компенсации неточностей относительного осевого положения колес шестерни делаются шире венца колес. Рекомендуемые минимальные отношения ширины шестерни к ширине венца колеса приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1. **Рекомендуемые отношения** $\frac{b_ш}{b_к}$

$b_к = b_ш$ мм	$\frac{b_ш}{b_к}$	$b_к = b_ш$ мм	$\frac{b_ш}{b_к}$
До 30	1,1	Свыше 50 до 80	1,08
Свыше 30 до 50	1,09	» 80 до 120	1,06

Компоновочные эскизы одно- и двухступенчатого цилиндрических редукторов показаны на рис. 4.3 и 4.4. Размеры для вычерчивания эскизов приведены в табл. 4.2. Соотношения между основными размерами литого чугунного разъемного корпуса редуктора наиболее распространенных конструкций иллюстрируют рис. 4.5 и табл. 4.3.

В быстроходной ступени редуктора при относительно небольших коэффициентах ψ_d ширина большего колеса пары может оказаться меньше ориентировочного диаметра вала, на котором это колесо посажено. В данном случае длина ступицы колеса принимается равной 1...1,2 диаметра вала, а размеры e_1, e_2 откладываются от торцов ступицы. Так как на настоящем этапе расчета расстояния между опорами неизвестны, ориентировочно диаметр вала в опасном сечении определяется из условий прочности при кручении в случае пониженных допускаемых напряжений:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0{,}2\,[\tau]}} \text{ мм}. \qquad (4.1)$$

Здесь T — крутящий момент, Н · мм; $[\tau]$ — допускаемое напряжение на кручение; для редукторных валов $[\tau] = 15...30$ МПа.

Меньшие значения из этого диапазона берут для быстроходных валов, большие — для тихоходных.

Если входной вал редуктора связан с двигателем, для этого вала с учетом результатов расчета принимают $d = (0{,}8...1{,}2)\,d_э$, где $d_э$ — диаметр вала электродвигателя. Наиболее рационально принимать $d = d_э$, что облегчает изготовление и монтаж муфт.

Если разрешает компоновка привода, шестерню быстроходной ступени следует располагать со стороны, удаленной от консольной (входной) части вала. Такое расположение улучшает распределение нагрузки по ширине венца быстроходной пары.

В цилиндрических прямозубых и косозубых редукторах валы обычно устанавливают на шариковых радиальных подшипниках. Первоначально внутренний диаметр подшипника выбирается по округленному (до нуля или пяти) ориентировочному диаметру вала, рассчитанному по формуле (4.1) с добавлением ≈ 5 мм. Для ведущего и промежуточного валов можно принимать подшипники средней серии, для выходного (тихоходного) вала — легкой серии. Размеры подшипников, наиболее часто применяемых при курсовом проектировании, приведены в табл. 15...20 приложения.

Расположение подшипника в корпусе редуктора в известной мере определяется способом его смазки. При окружной скорости колес быстроходной ступени редуктора 15 м/с $\geqslant v \geqslant$ $\geqslant$ 3...4 м/с достаточно надежно разбрызгивание. При скорости $v \geqslant 5$ м/с подшипники устанавливают так, чтобы их внутренние торцы на-

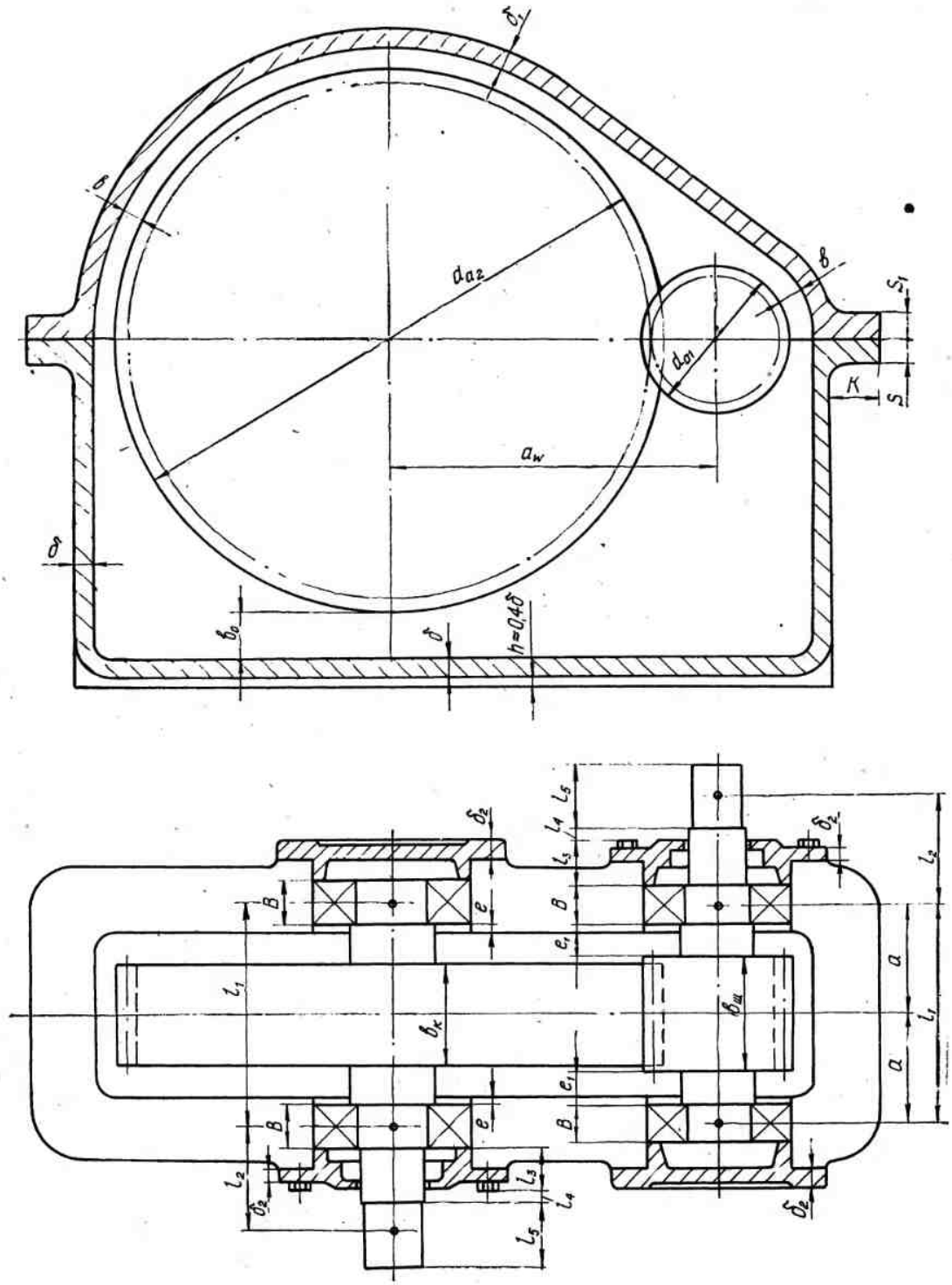


Рис. 4.3. Компоновочный эскиз одноступенчатого цилиндрического редуктора

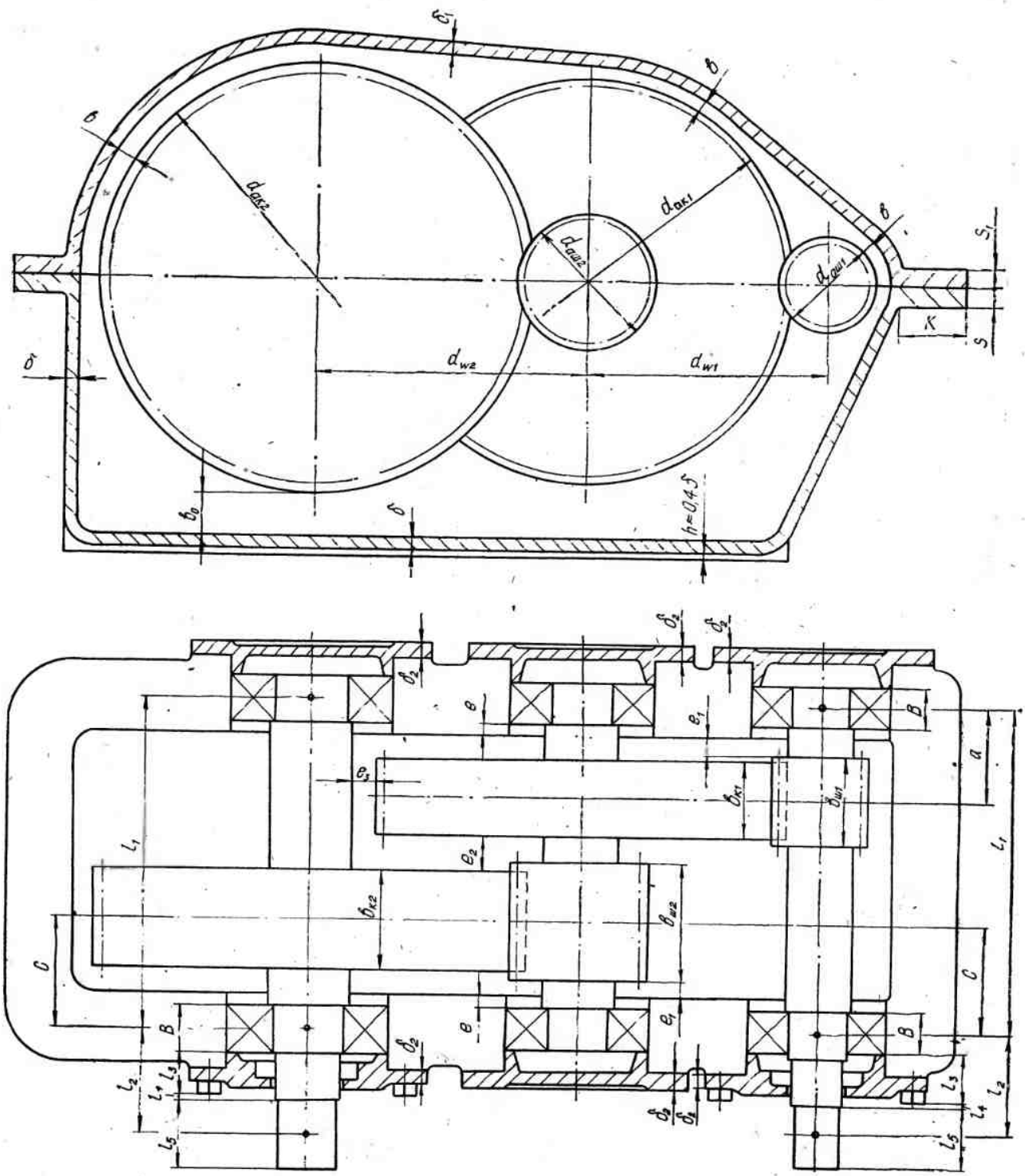


Рис. 4.4. Компоновочный эскиз двухступенчатого цилиндрического редуктора

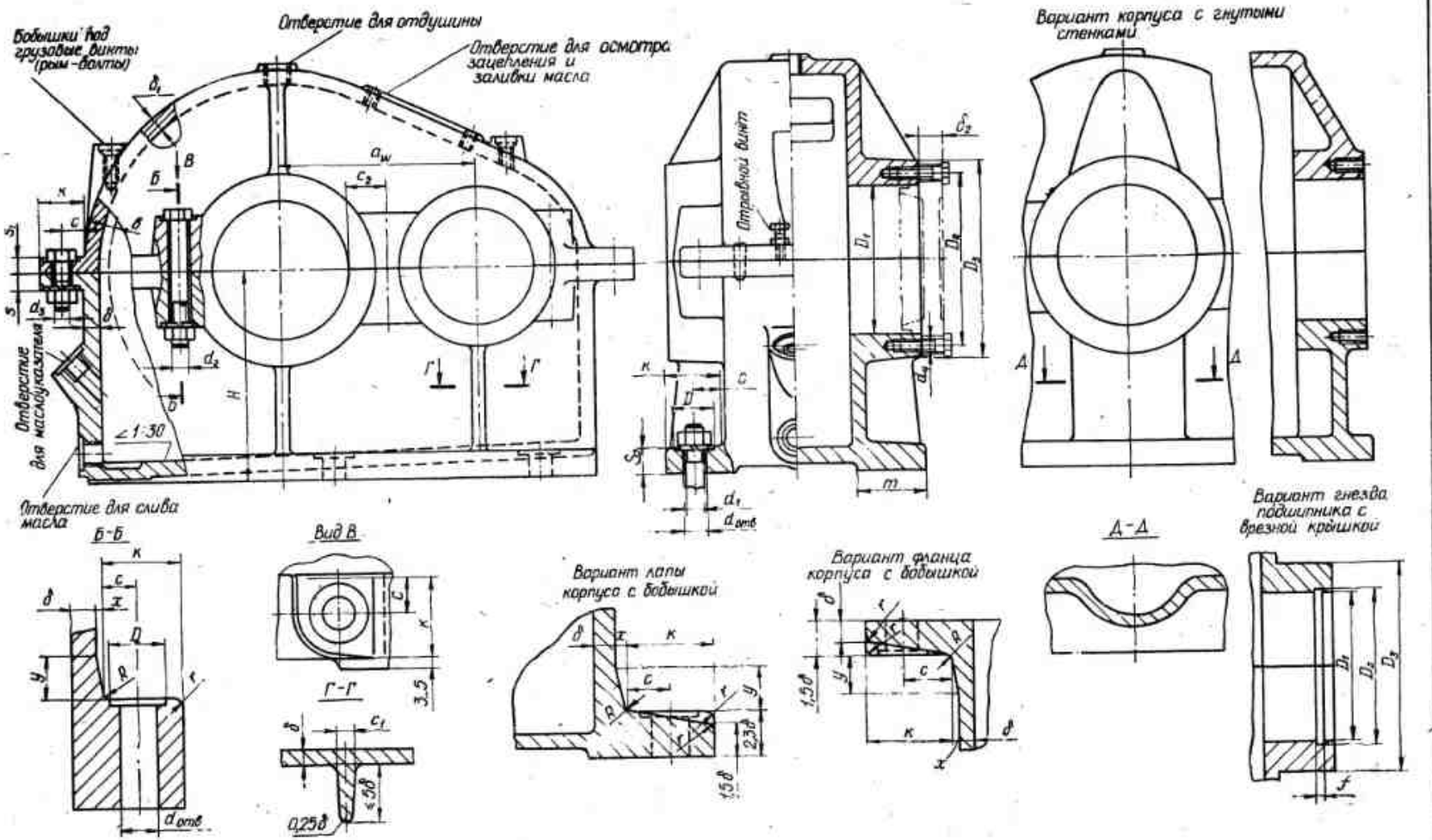


Рис. 4.5. Конструктивные элементы корпуса и крышки цилиндрического редуктора

Таблица 4.2. **Размеры для вычерчивания компоновочного эскиза редукторов и указания к проектированию**

Размеры для вычерчивания компоновочного эскиза		
Параметры	Обозначение	Величина
Размеры цилиндрических, конических и червячных передач	—	Определяется расчетом по табл. 3.6; 3.9; 3.10; 3.23; 3.24
Расстояние от вутренней стенки редуктора до торца вращающейся детали	e_1	$e_1 = (1{,}0 \ldots 1{,}2)\,\delta$, где δ — толщина стенки корпуса (табл. 4.3 и рис. 4.5; 4.25. Зависит от точности изготовления и монтажа редуктора. В червячных и червячно-цилиндрических редукторах размер e_1 согласуют с c_1
Расстояние от торца подшипника качения до внутренней стенки корпуса редуктора: зубчатого цилиндрического	e	$e \approx \delta$ — при $v < 3$ м/с; $e \approx 3 \ldots 5$ мм — при $v > 5$ м/с; $e = 0$ — при $v = 3 \ldots 5$ м/с, где v — окружная скорость передачи, м/с (см. 4.2.2. Компоновка цилиндрических редукторов)
зубчатого конического		$e = (0 \ldots 1{,}0)\,d_4$, где d_4 — диаметр винта (см. табл. 4.3 и рис. 4.5; 4.25). Принимают в зависимости от схемы установки подшипников (см. рис. 4.17, *а*, *б*) и конструкции мазезадерживающего кольца
червячного и червячно-цилиндрического		$e = 8 \ldots 12$ мм — в зависимости от конструкции мазезадерживающего кольца; $e = 0$ — если по условиям смазки мазезадерживающее кольцо не предусматривается
Ширина подшипника	B	Подшипник выбирается по диаметру вала: для ведущего и промежуточного валов — средней серии, для тихоходного (выходного) — легкой серии (приложение, табл. 15...17, 19, 20)
Наименьший зазор между внутренней стенкой корпуса редуктора и колесом (зубчатым, червячным)	b	$b \approx 1{,}2\delta$
Расстояние между вращающимися колесами смежных ступеней	e_2	$e_2 = (0{,}5 \ldots 1{,}0)\,\delta$

Продолжение табл. 4.2

Размеры для вычерчивания компоновочного эскиза		
Параметры	Обозначение	Величина
Расстояние между зубчатым (червячным) колесом и валом	e_3	$e_3 \approx (1{,}5 \ldots 2{,}0)\,\delta$. Условие $e_3 \gg (1{,}5 \ldots 2{,}0)\,\delta$ свидетельствует о нерациональном выборе исходных параметров либо материала зубчатых (червячных) колес. Требуется корректировка расчета передачи
Расстояние от окружности выступов наибольшего зубчатого колеса до внутренней поверхности днища	b_0	$b_0 = (5 \ldots 10)\,m$ или $b_0 = (5 \ldots 10)\,m_{te}$. В червячно-цилиндрическом редукторе (рис. 4.29) размер b_0 согласуют с H_1 и окончательно принимают тот размер, который обеспечивает большую высоту от оси червяка до внутренней поверхности днища редуктора
Высота крышки с головкой винта	l_3	Определяется конструкцией крышки, типом уплотнения и способом крепления подшипника (табл. 4.3 и рис. 4.5; 4.25)
Расстояние от вращающихся деталей до неподвижной	l_4	$l_4 \approx d_4$, где d_4 — диаметр крепежного винта крышки подшипникового гнезда (табл. 4.3 и рис. 4.5; 4,25). Обычно $l_4 \approx 8 \ldots 12$ мм
Расстояние между подшипниками валов зубчатых передач и вала червячного колеса	l_1	Определяется по рис. 4.3, 4.4, 4.16, 4.21, 4.23 и 4.29
Координаты расположения зубчатых колес и червячного колеса относительно опор	a, c	Определяются по рис. 4.3, 4.4, 4.16, 4.21, 4.23 и 4.29
Расстояние между подшипниками консольного вала	l'	$l' = (2{,}5 \ldots 3{,}5)\,d$, где d — внутренний диаметр подшипника (рис. 4.16 и 4.21)
Расстояние между подшипниками вала червяка	l	$l = (0{,}8 \ldots 1{,}0)\,d_2$, где d_2 — диаметр делительной окружности червячного колеса. При установке вала червяка на радиально-упорных подшипниках враспор (рис. 4.23, 4.29, вариант *I*) l определяют с учетом рекомендаций приведенных в табл. 4.7

Продолжение табл. 4.2

Размеры для вычерчивания компоновочного эскиза		
Параметры	Обозначение	Величина
Длина консольного участка вала под ступицу вращающейся детали	l_5	Выбирают по длине ступицы
Расстояние от торца подшипника вала червяка до крышки (рис. 4.23, 4.29)	l_6	Принимается конструктивно при уточнении компоновки в зависимости от принятого пролета l и контура редуктора
Расстояние между широкими торцами радиально-упорных подшипников вала червяка (рис. 4.23, 4.29)	K_1	$K_1 = 0...5$ мм
Расчетное расстояние от оси вращающейся детали до опоры вала: зубчатого (червячного) колеса червяка (вариант I) » (вариант II)	l_2	$l_2 = 0{,}5(B + l_5) + l_3 + l_4$ $l_2 = 0{,}5(B + l_5) + l_3 + l_4 + l_6$ $l_2 = 0{,}5(B + l_5) + K_1 + B + l_3 + l_4$
Расстояние от оси червяка до боковой стенки червячного редуктора (рис. 4.23)	c_1	Определяется наибольшим диаметром отверстия под опору червяка (либо диаметром стакана) и размером K_3
Расстояние от оси червяка до ближайшей стенки червячно-цилиндрического редуктора (рис. 4.29)		
Расстояние между корпусом внутренней опоры червяка и торцом колеса второй ступени (рис. 4.29)	K_2	$K_2 \geqslant (0{,}8 ... 1{,}0)\delta$
Расстояние от боковой стенки редуктора до отверстия под опору червяка со стороны выходного конца вала, обеспечивающее свободный выход резца при расточке (рис. 4.23, 4.29)	K_3	$K_3 \geqslant 5 ... 10$ мм
Толщина верхнего фланца корпуса	s	См. табл. 4.3 и рис. 4.5, 4.25
Толщина фланца крышки редуктора	s_1	
Ширина фланца	K	
Расстояние от оси червяка до внутренней поверхности днища корпуса червячного и червячно-цилиндрического редуктора	H_1	$H_1 \approx (2{,}0 ... 2{,}5)\,d$, где d — внутренний диаметр подшипника вала червяка

Продолжение табл. 4.2

Размеры для вычерчивания компоновочного эскиза		
Параметры	Обозначение	Величина
Толщина крышки подшипника	δ_2	$\delta_2 = 0{,}8d_4$, где d_4 — диаметр винта (см. табл. 4.3 и рис. 4.5, 4.25)
Толщина фланца стакана	δ_3	$\delta_3 = \delta_4 = \delta_2$
Толщина стенки стакана	δ_4	
Толщина упорного буртика стакана	δ_5	$\delta_5 = \delta_2$
Высота упорного буртика стакана	δ_6	Высоту буртика δ_6 согласуют с размером D_2 (см. приложение, табл. 15 ... 17, 19, 20) в зависимости от размеров подшипника

Указания к проектированию редукторов		
Наименование	Необходимые данные	
	Для расчета	Для проектирования
Общие виды редукторов	Глава 3	Глава 4
Корпус и крышка цилиндрического редуктора	Табл. 4.3	Рис. 4.5
Корпус и крышка червячного редуктора		Рис. 4.25
Крышка смотрового отверстия и ручка-отдушина	—	Табл. 4.5
Маслоуказатели	—	Рис. 4.7
Пробка маслосливного отверстия	—	Табл. 4.4
Винты грузовые (рымболты) и гнезда для них	—	Табл. 4.6
Колесо зубчатое цилиндрическое	Глава 3 (4.1)	Табл. 3.5, 3,6; рис. 3.28; табл. 3.58
Колесо зубчатое коническое		Табл. 3.9, 3.10; рис. 3.30; табл. 3.58
Червячное колесо		Табл. 3.23, рис. 3.31; рис. 3.27
Червяк		Табл. 3.23, 3.24; рис. 3.32
Вал	Глава 4, 5	Рис. 5.17

Окончание табл. 4.2

Указания к проектированию редукторов		
Наименование	Необходимые данные	
	Для расчета	Для проектирования
Конструкция опор вала конической шестерни	Глава 4, 6	Рис. 4.17; 4.18
Конструкция опор червяка и червячного колеса		Рис. 4.24, 4.26, 4.27
Рекомендуемые шероховатости различных участков вала	—	Табл. 5.7
Посадки деталей на валах и условное обозначение	—	Глава 5 (см. 5.1.2); рис. 5.16
Рекомендуемая шероховатость посадочных поверхностей шарико- и роликоподшипников	—	Табл. 5.8
Посадки подшипников качения на вал и в корпус	Глава 6	Приложение, табл. 22, 23
Крепление подшипников качения		Рис. 6.4, приложение, табл. 24...27
Смазка подшипниковых узлов		Табл. 6.10, 6.11, рис. 6.6...6.10; приложение, табл. 28
Смазка зубчатых и червячных передач	Глава 3	Табл. 3.61, 3.62, 6.10
Уплотнения подшипниковых узлов	Глава 6	Приложение, табл. 29...30, рис. 6.11, 6.12
Точность зубчатых и червячных передач	Глава 3	Табл. 3.32...3.36
Шпоночные соединения	Глава 5	Табл. 5.19; рис. 5.16, 5.19, 5.20
Резьбовые крепежные детали	Глава 8	Табл. 8.1
Соотношения элементов резьбовых соединений		Табл. 8.2
Стопорение резьбовых соединений		Рис. 8.3; 8.4

Таблица 4.3. **Основные размеры корпусов, крышек, болтов, винтов редукторов (см. рис. 4.5, 4.25)**

Параметр	Обозначение	Ориентировочное значение, мм
Толщина стенки корпуса редуктора:	δ	Во всех случаях $\delta \geqslant 8$
одноступенчатого цилиндрического		$0{,}025a_w + 1$
одноступенчатого червячного		$0{,}04a_w + 2$
одноступенчатого конического		$0{,}05R_e + 1$
двухступенчатого цилиндрического		$0{,}025a_{wT} + 3$
Толщина стенки крышки редуктора:	δ_1	Во всех случаях $\delta \geqslant 7{,}5$
одноступенчатого цилиндрического		$0{,}02a_w + 1$
одноступенчатого конического		$0{,}04R_e + 1$
одноступенчатого червячного		$0{,}032a_w + 2$,
двухступенчатого цилиндрического		$0{,}02a_{wT} + 3$
Толщина верхнего фланца корпуса	s	$(1{,}5 \ldots 1{,}75)\,\delta$
Толщина нижнего фланца корпуса	s_2	$2{,}35\delta$
Толщина фланца крышки редуктора	s_1	$(1{,}5 \ldots 1{,}75)\delta_1$
Диаметр фундаментных болтов	d_1	$(0{,}03 \ldots 0{,}036)a_{wT} + 12$ $0{,}072R_e + 12$
Число фундаментных болтов	z	$z = 0{,}005\,(L_0 + B_0)$, где L_0 и B_0 — длина и ширина основания корпуса, мм. Во всех случаях $z \geqslant 4$
Диаметр болтов, стягивающих корпус и крышку у бобышек	d_2	$(0{,}7 \ldots 0{,}75)\,d_1$
Диаметр болтов, стягивающих фланцы корпуса и крышки	d_3	$(0{,}5 \ldots 0{,}6)\,d_1$
Ширина опорной поверхности нижнего фланца корпуса	m	$k + 1{,}5\delta$
Толщина ребер корпуса	c_1	$(0{,}8 \ldots 1)\,\delta$
Минимальный зазор между колесом и корпусом	b	$1{,}2\delta$
Координата стяжного болта d_2 у бобышки	c_2	$c_2 \approx (1{,}0 \ldots 1{,}2)\,d_2$

Окончание табл. 4.3

Размеры элементов сопряжений литых корпусов

δ	x	y	R
10...15	3	15	5
15...20	4	20	5
20...25	5	25	5
25...30	6	30	8

d болта	k	c	$d_{отв}$	D	r	d болта	k	c	$d_{отв}$	D	r
M6	22	12	7	14	2	M18	46	25	20	34	5
M8	24	13	9	17	3	M20	48	25	22	38	5
M10	28	15	11	20	3	M22	52	27	24	40	5
M12	33	18	13	26	3	M24	54	27	26	45	8
M14	35	18	15	28	3	M27	60	30	29	50	8
M16	40	21	17	32	5	M30	66	33	32	60	8

Примечание. k — ширина фланца; c — координата болта; $d_{отв}$ — диаметр отверстия под болт; D — диаметр планировки; r — радиус закругления, мм.

Размеры гнезд подшипников и крышек на винтах, мм

D_1	D_2	D_3	Винты d_4	Винты z	δ_2	D_1	D_2	D_3	Винты d_4	Винты z	δ_2
47	68	85	M8	4	d_4	110	140	165	M12	6	d_4
52	72	90				120	150	175			
62	85	105				125	155	180			
72	95	115				130	160	185			
80	105	125	M10	6		140	170	200	M16		
85	110	130				150	185	215			
90	115	135				160	195	230			
100	125	145				170	205	240			

Крышки врезные

D_1	D_2	D_3	f
До 90	D_1+7	$1{,}25D_1+10$	7
90 ... 170	D_1+9	То же	9

ходились в глубине посадочного отверстия на расстоянии 3...5 мм от внутренней поверхности стенки редуктора, а при сравнительно малых скоростях (3...5 м/с) для облегчения забрызгивания смазки внутрь подшипника — заподлицо со стенкой.

При окружной скорости быстроходной ступени $v < 3$ м/с подшипники смазывают консистентной смазкой, набиваемой в камеру подшипника. В этом случае подшипник должен быть отодвинут от стенки корпуса в глубь отверстия на расстояние $e \cong \delta$, что необходимо для установки уплотнительного кольца.

В случае определения изгибающих моментов, действующих на консольные части входного или выходного валов, необходимо найти длину консолей. С этой целью согласно рис. 4.5 и табл. 4.3 должна быть установлена в первом приближении ширина фланцев, ширина бобышек под подшипники, размеры крышек подшипников и диаметры болтов для их крепления, длины ступиц деталей, сидящих на консолях, и т. д.

Желательно разгрузить консольные части валов от изгиба, что достигается максимальным уменьшением длины консолей. На рис. 4.6,*а* показана конструкция шкива ременной передачи, внутрь обода которого входит крышка и часть бобышки корпуса редуктора. За счет этого длина консоли значительно уменьшена. На рис. 4.6, *б* показана конструкция, в которой консоль вала полностью разгружена от изгиба. Здесь шкив посажен на подшипники, установленные на втулке, которая неподвижно соединена с корпусом редуктора.

На компоновке (рис. 4.3 и 4.4) определяют расстояние между опорами (l_1) и координаты расположения зубчатых колес относительно опор (a; c). Одновременно проверяют погружение колес в масло; размер зазора e_3 между колесами быстроходной ступени и выходным валом по условию $e_3 \geqslant (1{,}5...2)\delta$; возможность размещения между бобышками под подшипники болтов, стягивающих корпус и крышку редуктора; общие габариты редуктора для выявления возможности вписывания его в заданную компоновочную схему привода. По мере расчета и конструирования деталей и узлов редуктора компоновочный чертеж уточняется и обрастает подробностями.

Подробный расчет, проектирование валов и связанных с ними деталей шпонок, шлицов рассмотрены в гл. 5. Выбор подшипников и конструирование подшипниковых узлов приведены в гл. 6.

Конструкция разъемных корпусов редукторов показана на рис. 4.5, размеры элементов даны в табл. 4.3. Отливаются корпуса из чугуна СЧ15 или СЧ18 по ГОСТ 1412—79.

Конструкция с крышками подшипников на винтах предпочтительнее конструкции с врезными крышками. Последняя, несмотря на простоту и низкую стоимость, имеет существенные недостатки — не обеспечивает достаточной герметичности корпуса, затрудняет осмотр и регулировку подшипников. Расстояние от основания редуктора до линии разъема корпуса (H на

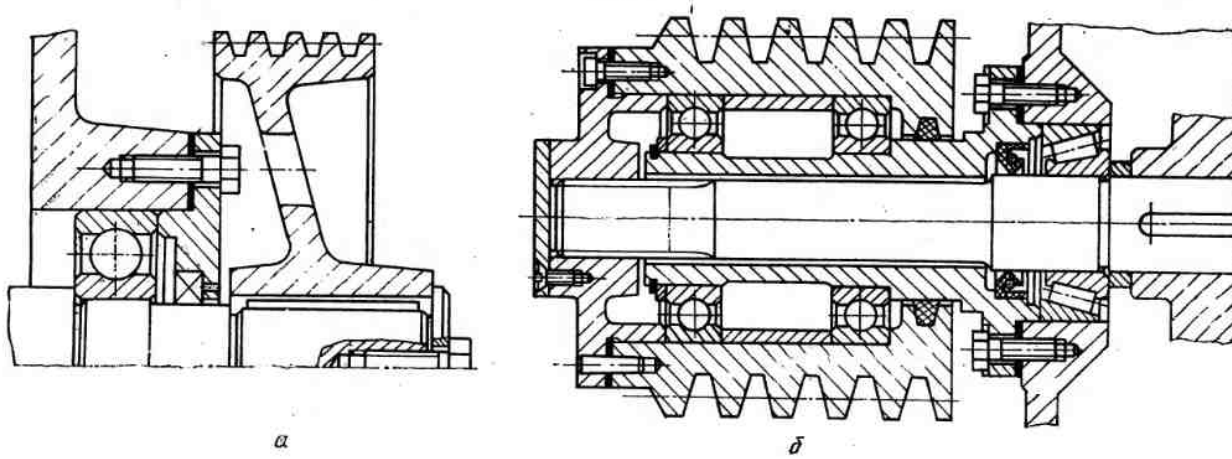
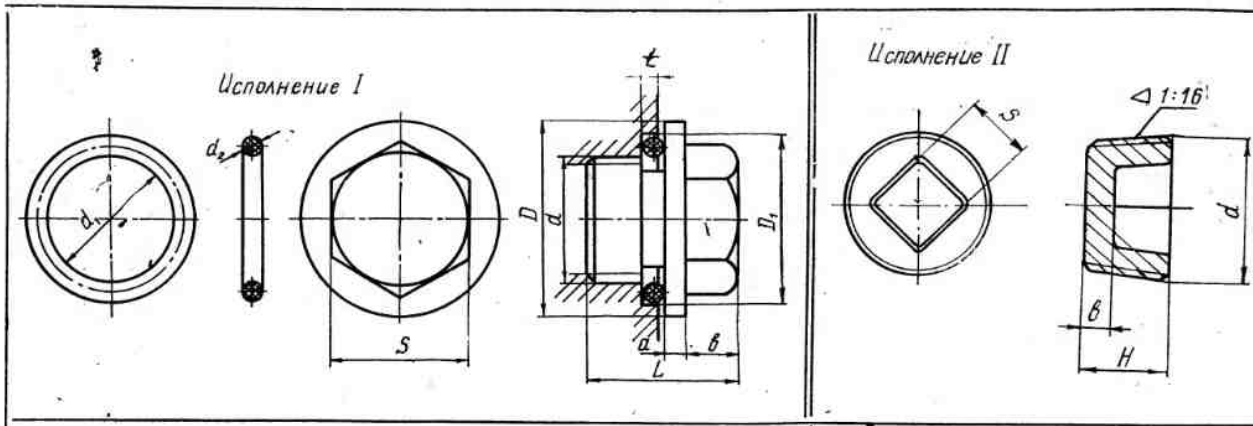


Рис. 4.6. Разгрузка вала от усилий, воспринимаемых шкивом:
а — шкив с уменьшенной длиной консоли; *б* — установка шкива на разгрузочном кронштейне

рис. 4.5) определяется глубиной погружения колес в масло и количеством заливаемого масла. Расстояние от окружности выступов наибольшего колеса до внутренней поверхности днища корпуса должно составлять не менее 5...10 модулей этого колеса, чтобы продукты износа не взбалтывались, а отстаивались. Для более полного слива масла днище должно иметь уклон в сторону маслоспускного отверстия, возле которого в отливке при изготовлении отверстия под сливную пробку делается углубление для выхода инструмента (сверла, метчика).

В корпусе должно быть предусмотрено также отверстие для маслоуказателя. Конструкция маслоуказателей приведена на рис. 4.7. Поверхности под головки болтов и гайки во избежание изгиба болтов, а также поверхности под маслоуказатель и сливную пробку для герметичности зенкуют. Размеры пробок маслосливных отверстий даны в табл. 4.4. Болты, стягивающие корпус у бобышек под подшипники, ставят на приливах, которые позволяют приблизить болты к отверстиям под подшипники и делают соединение более жестким, обеспечивая пра-

Таблица 4.4. **Пробки маслосливных отверстий. Размеры, мм**



Исполнение I										Исполнение II			
d	*b*	*a*	*L*	*D*	*S*	d_1	d_2	D_1	*t*	*d*	*H*	*b*	*S*
M16×1,5	13	3	24	25	19	16	2,5	22	1,9	1/2″ (20,9)	15	4	8
M20×1,5	15	4	28	30	22	20	3,0	27	2,2	3/4″ (26,4)	16	4,5	12
M24×1,5	16	4	30	35	27	24	3,2	32	2,4	1″ (33,2)	19	5	14
M27×2,0	18	4	34	39	27	27	3,6	35	2,6	$1^1/_2$ (49)	24	6	24

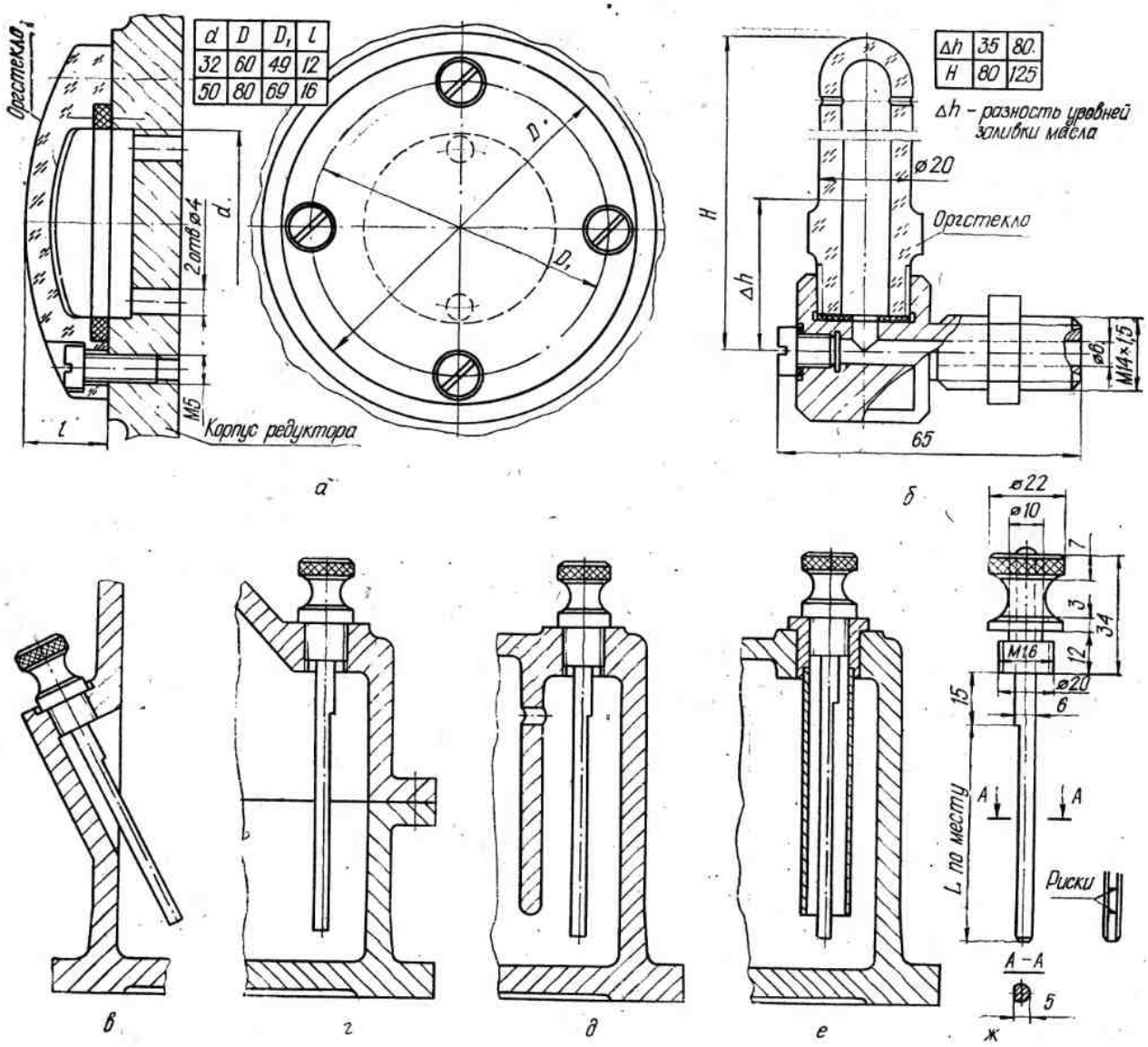


Рис. 4.7. Конструкции маслоуказателей:
а — фонарный; *б* — трубчатый, *в*, *г*, *д*, *е* — жезловый (*в*, *г* — без чехла, *д* — в камере корпуса, *е* — в чехле); *ж* — орнентировочные размеры маслоуказателя. Конструкции *д*, *е* — позволяют контролировать уровень масла во время работы

вильную форму отверстий и герметичность стыка.

Отверстия под подшипники одного вала выполняют одинакового диаметра, лучше всего напроход, что облегчает расточку корпуса. Если подшипники установлены в стаканах, одинаковыми должны быть наружные диаметры стаканов. Прокладки между корпусом и крышкой редуктора не допускаются, так как они могут создать неправильность формы отверстий. Поверхности стыка обрабатывают с шероховатостью не выше R_a 1,6 и при монтаже редуктора смазывают пастой «Герметчик». Для отрыва крышки при демонтаже на одном из фланцев ставят отрывной болт, упирающийся в другой фланец. Разъемы корпусов редукторов высокой точности шабрят. Крышку и корпус фиксируют друг относительно друга при помощи штифтов, чаще всего конических, установленных на фланцах.

Штифты ставят несимметрично относительно продольной оси корпуса. Избегают ставить штифты на углах фланцев. Основное назначение штифтов — предохранение корпуса и крышки от

относительного смещения при обработке отверстий под подшипники и торцов бобышек. Штифты также обеспечивают правильную установку крышки при монтаже редуктора.

В крышке корпуса обычно делают окно для осмотра зацепления и заливки смазки. По периметру отверстия расположен выступ (платик). Поверхность выступа обрабатывают. Окно закрывают крышкой на винтах. Отдушину, соединяющую внутренний объем редуктора с внешней атмосферой (суфлер), обычно ставят на этой крышке. Размеры крышек смотровых отверстий и ручек, выполняющих роль простой отдушины, даны в табл. 4.5.

У редукторов, работающих в сильно загрязненной и запыленной среде (например, в шахтах), отдушину часто не ставят. Для подъема редуктора в крышку корпуса ввинчивают грузовые болты (рым-болты), размеры которых выбирают по табл. 4.6. Часто рым-болты заменяют проушинами или захватами.

Наблюдается тенденция к максимальному уменьшению количества различных выступов на наружной поверхности корпуса. При этом улучшается внешний вид редуктора и условия его обслуживания. Бобышки под подшипники в таких корпусах располагают внутри, крепежные болты — в специальных нишах.

Небольшие корпуса, а в некоторых случаях (червячные редукторы, коробки передач станков, редукторы с вертикальным расположением валов) и корпуса средних размеров могут выполняться неразъемными. Образцы неразъемных корпусов показаны на рис. 4.8. Если подшипники, расположенные с одной стороны валов, установлены в крышке корпуса, а отверстие под крышку больше диаметров колес (рис. 4.8, *а*), последние могут монтироваться на валах по прессовой посадке и шпонках. Если же все подшипники установлены в самом неразъемном корпусе (рис. 4.8, *б*), колеса садят на валы на шлицах, допускающих свободную сборку. Общий вид одноступенчатого цилиндрического редуктора показан на рис. 4.9. Двухступенчатые цилиндрические редукторы развернутой схемы приведены на рис. 4.10 и 4.11.

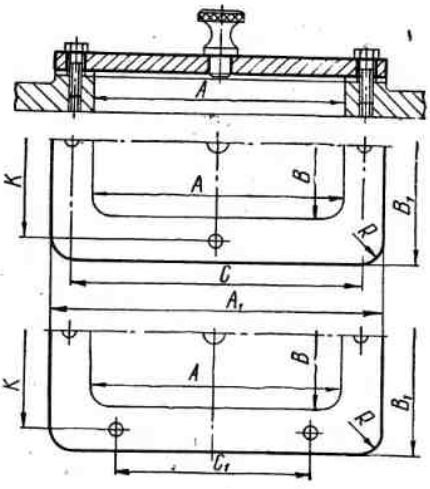
Проектирование редукторов других типов и их корпусов принципиально не отличается от рассмотренного.

4.2.3. ОСОБЕННОСТИ КОМПОНОВКИ НЕКОТОРЫХ ТИПОВ РЕДУКТОРОВ

Цилиндрические редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью.

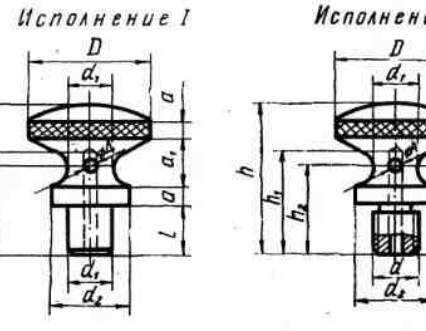
Раздвоенную быстроходную косозубую ступень конструктивно выполняют так же, как и в

Таблица 4.5. Крышка смотрового отверстия и ручка-отдушина



Крышка смотрового отверстия

A	B	A_1	B_1	C	C_1	K	R	Размер винта d×l	Число винтов
100	75	150	100	125	—	100	12	M8×22	4
150	100	200	150	175	—	125	12	M8×22	4
200	150	200	210	230	130	180	15	M10×22	6



Ручка-отдушина

d	d_1	d_2	D	h	l	a	h_1	h_2	a_1
M12×1,75	12	20	32	40	12	5,5	29	24	13
M16×2	16	25	40	50	16	7	35	30	16

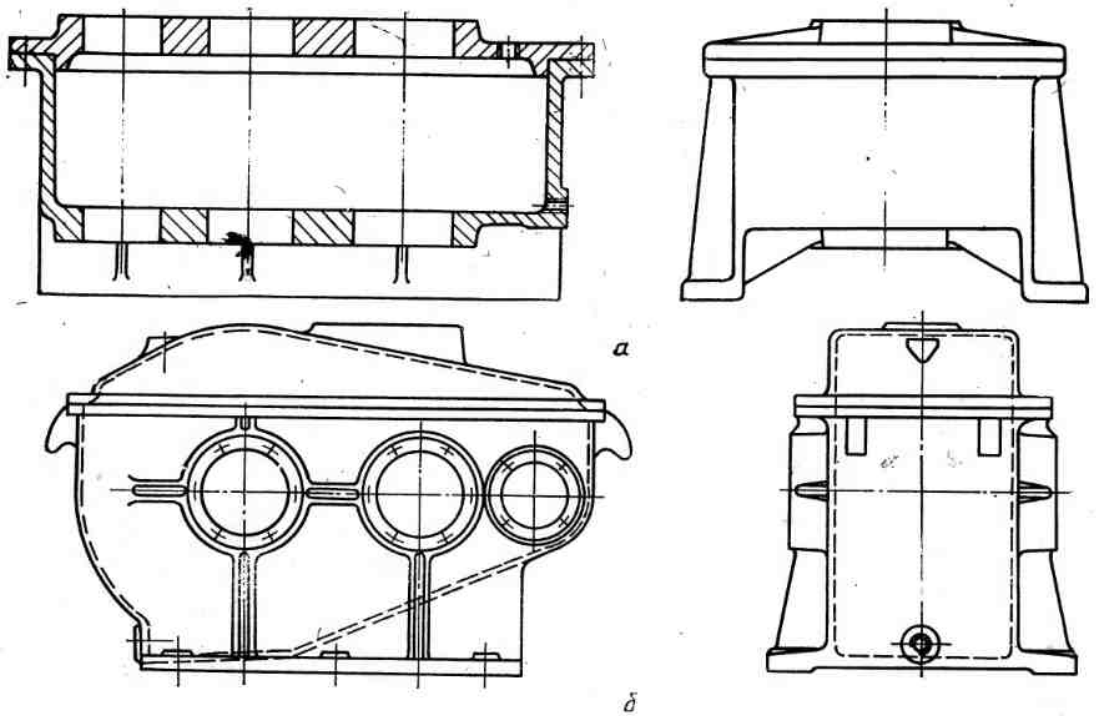
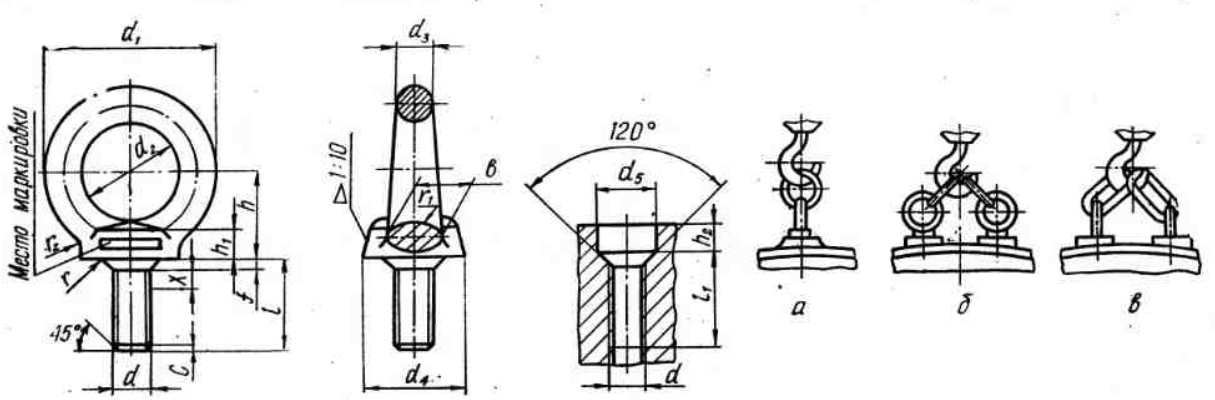


Рис. 4.8. Конструкции корпусов неразъемных редукторов

Таблица 4.6. **Винты грузовые (рым-болты) и гнезда для них (ГОСТ 4751—73). Размеры,** мм



d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	h	h_1	h_2	l	f	b	c	x	r	r_1	r_2	Грузоподъемность, кН (для схем)			Масса 1 шт., кг
																	а	б	в	
M8	36	20	8	20	13	18	6	5	18	2	10	1,2	2,5	2	4	4	1,2	1,6	0,8	0,05
M10	45	25	10	25	15	22	8	6	21	2	12	1,5	3	2	5	4	2,0	2,5	1,25	0,12
M12	54	30	12	30	17	26	10	7	25	2	14	1,8	3,5	2	5	6	3,0	3,5	1,75	0,19
M16	63	35	14	35	22	30	12	8	32	2	16	2	4	2	6	6	5,5	5,0	2,5	0,31
M20	72	40	16	40	28	35	14	9	38	2	19	2,5	5	3	7	8	8,5	6,5	3,0	0,50
M24	90	50	20	50	32	45	16	10	45	3	24	3	6	3	9	12	12,5	10,0	5,0	0,87
M30	108	60	24	65	39	55	18	11	54	3	28	4	7	3	11	15	20,0	14,0	7,0	1,58
M36	126	70	28	75	46	65	22	12	64	4	32	4,5	8	4	12	18	30,0	20,0	10,0	2,43
M42	144	80	32	85	54	75	25	13	72	4	38	5	9	4	13	20	40,0	26,0	13,0	3,72

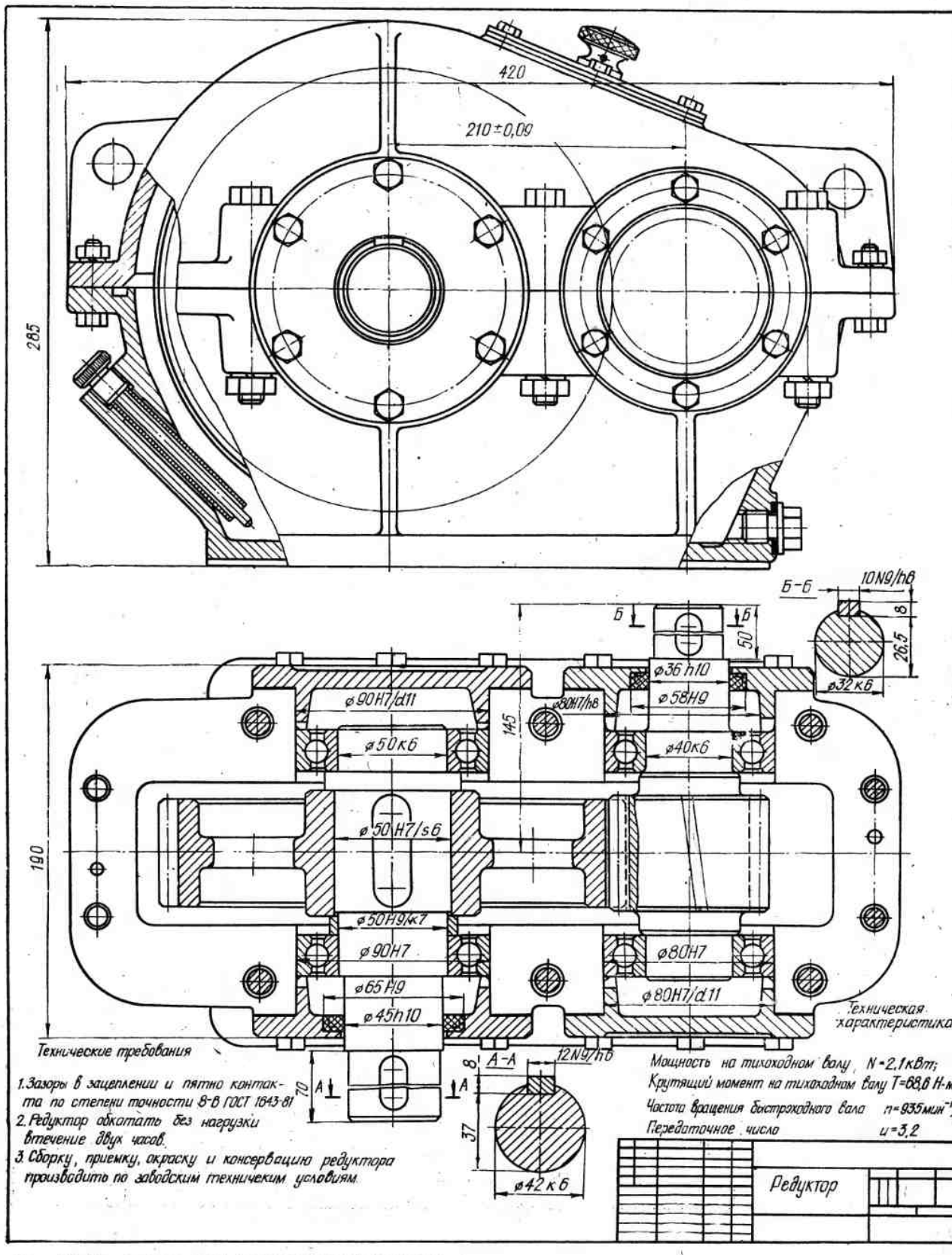


Рис. 4.9. Одноступенчатый цилиндрический редуктор

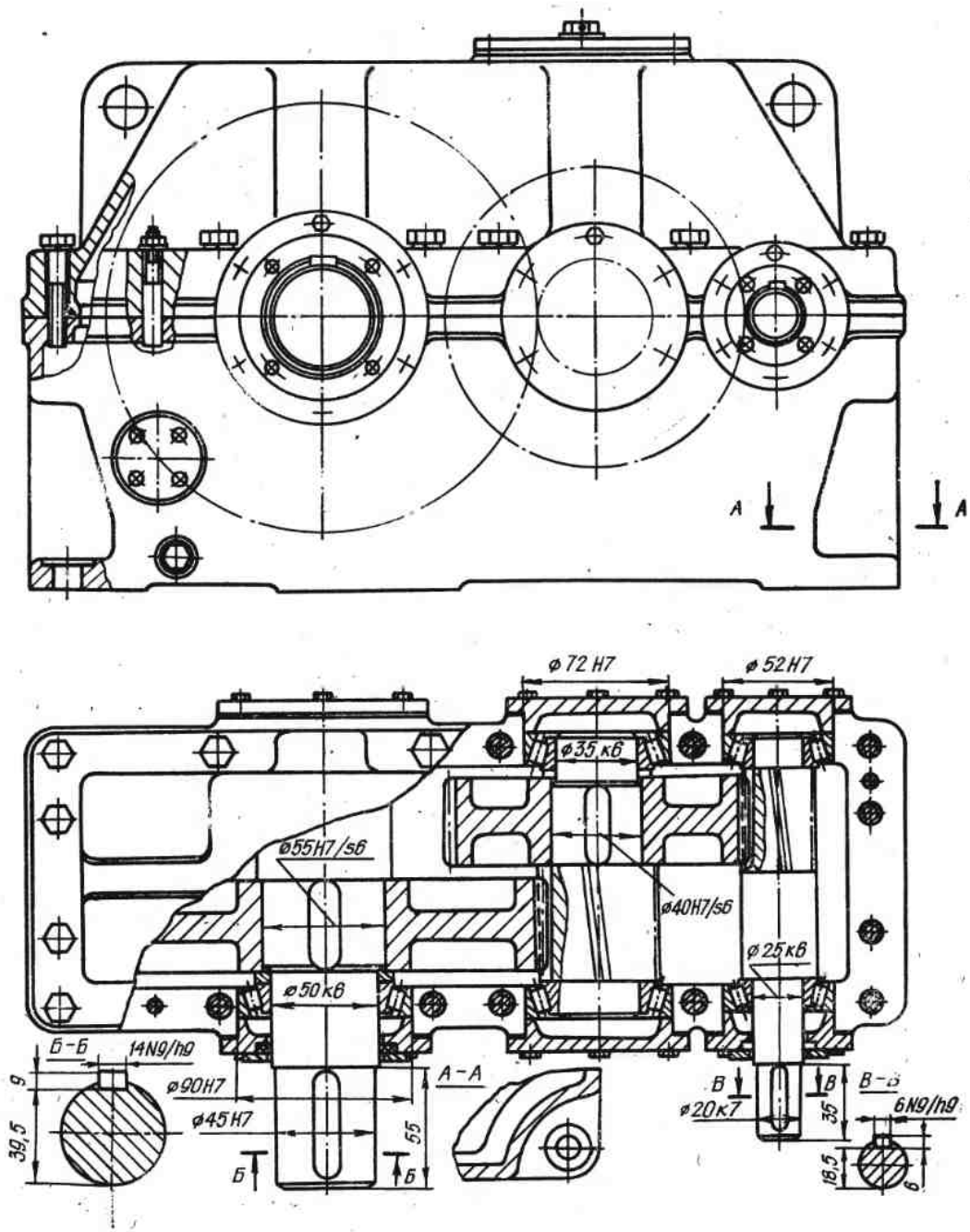


Рис. 4.10. Двухступенчатый цилиндрический редуктор

обычном редукторе. При расчете принимают, что каждая половина раздвоенной пары передает половину мощности, подводимой к редуктору. Коэффициент ширины каждой из половин ψ_d = = 0,7...1.

Конструкцию колес шевронной пары принимают в зависимости от способа нарезания зубьев (см. гл. 3).

Чтобы обеспечить одинаковое нагружение полушевронов и половин раздвоенной косозубой пары, два вала редуктора — быстроходный и промежуточный или быстроходный и тихоходный — делают плавающими. Для этого их обычно устанавливают на роликовых подшипниках с короткими цилиндрическими роликами без упорных буртов на одном из колец. Чтобы пре-

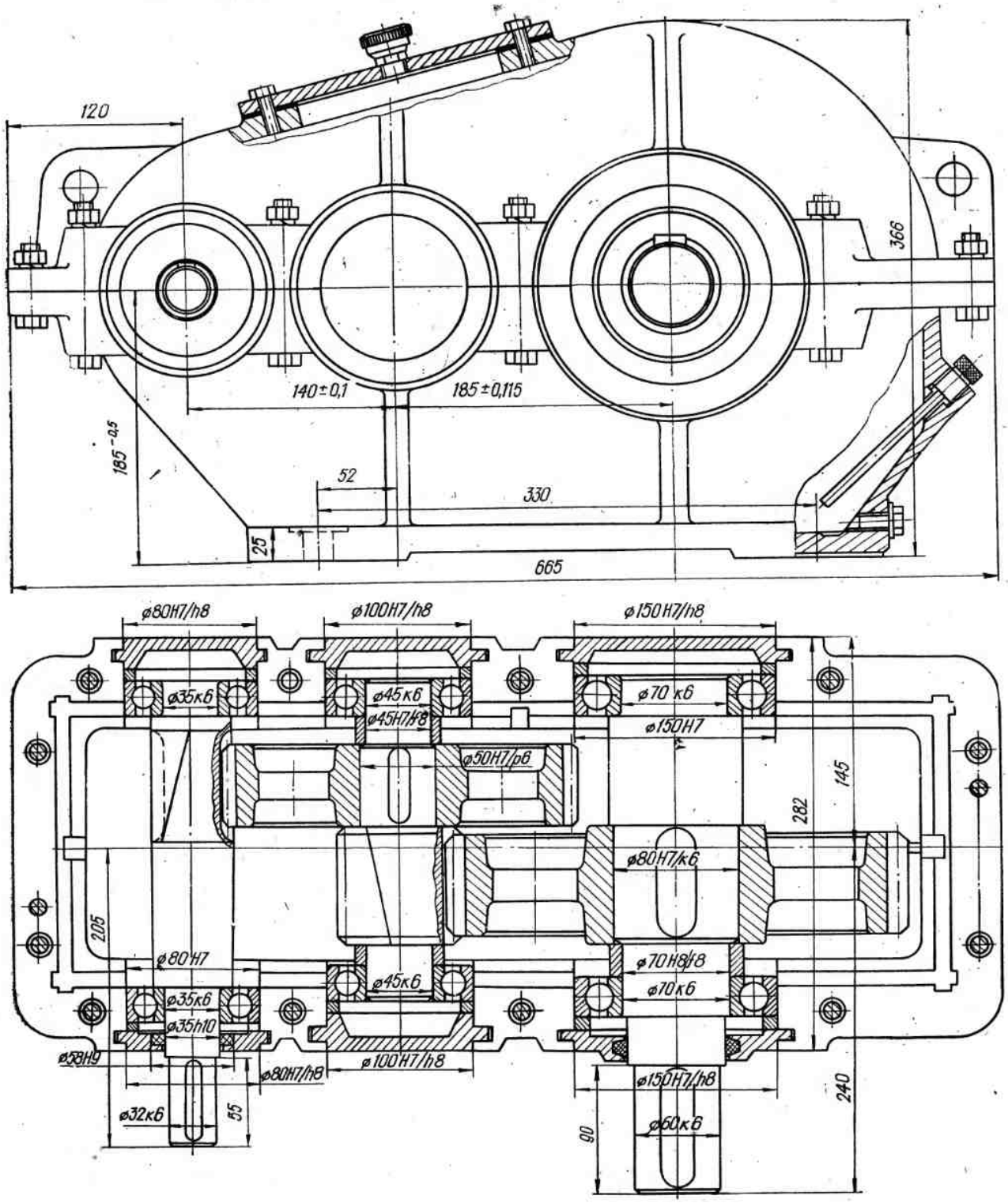


Рис. 4.11. Двухступенчатый цилиндрический редуктор с врезными крышками

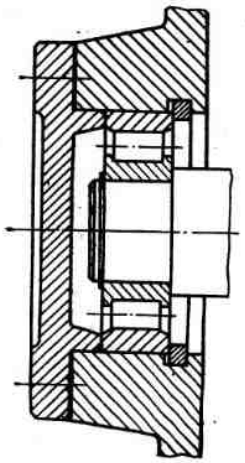


Рис. 4.12. Крепление роликового радиального подшипника

дохранить наружное кольцо подшипника от осевого смещения, в расточке корпуса должно быть предусмотрено место установки стопорного кольца (рис. 4.12), для чего подшипник должен быть утоплен внутрь расточки не менее чем на 10...12 мм от края.

Выходной вал редуктора устанавливают на шариковых радиальных, а при очень больших нагрузках — на роликовых самоустанавливающихся или конических подшипниках, так как тихоходная ступень редуктора косозубая и при очень больших нагрузках возникают значительные осевые усилия, снижающие ресурс подшипника. Общий вид редуктора показан на рис. 4.13.

Цилиндрические соосные редукторы. В этих редукторах между шестерней быстроходной ступени и колесом тихоходной размещается по одному из подшипников быстроходного и тихоходного валов. Поэтому расстояние между торцами колес или их ступиц, сидящих на этих валах (рис. 4.14):

$$l = 2(a + n) + B_1 + B_2 + g.$$

Здесь $g = (0{,}7...1)\,\delta$; $n \leqslant 0{,}3\delta$; δ — толщина стенки корпуса.

Наиболее рационально начинать компоновку этого редуктора с входного и выходного валов. После окончательного расчета этих валов, выбора и проверки долговечности их подшипников, а также предварительного конструктивного оформления подшипниковых узлов можно переходить к расчету промежуточного вала и проверке его подшипников. Общий вид редуктора показан на рис. 4.15.

Конический одноступенчатый редуктор (рис. 4.16 и табл. 4.2). Обычно он компонуется так, что ось конической шестерни находится в плоскости симметрии корпуса. Наиболее простая и распространенная схема установки конической шестерни — на консоли вала, смонтированного на двух радиально-упорных подшипниках. При умеренных скоростях применяют роликовые конические подшипники, в быстроходных редукторах — шариковые радиально-упорные. Расстояние между подшипниками предварительно принимают равными (2,5...3,5) d, где d — диаметр вала, определенный при ориентировочном расчете на кручение, или диаметр вала двигателя. Длина консоли выбирается наименьшей.

Подшипники ставят широкими торцами наружных колец наружу по прямой схеме (враспор) — рис. 4.17, *а* или вовнутрь по обратной схеме (врастяжку) — рис. 4.17, *б*.

Первый способ установки конструктивно самый простой и наиболее часто применяющийся. В случае использования прямозубых конических колес осевая нагрузка на шестерню при такой установке всегда воспринимается подшипником, более удаленным от шестерни и нагруженным меньшей радиальной нагрузкой. Недостаток схемы — большая расчетная длина консоли.

При установке подшипников по второму способу обеспечивается большее расчетное расстояние между опорами, меньшая длина консоли. Последнее увеличивает жесткость консоли, а следовательно, улучшает распределение нагрузки по контактным линиям зубьев. Недостаток схемы — более сложная конструкция.

Роликовые подшипники в рассматриваемой конструкции предпочтительнее шариковых, так как они увеличивают жесткость вала, улучшая тем самым условия работы зубьев (см. коэффициент K_β при расчете зубчатых колес на прочность).

Вал конического колеса также обычно ставят на радиально-упорных роликовых подшипниках по прямой схеме (враспор). Радиально-упорные подшипники и зацепление конических колес нуждаются в регулировке. О регулировке подшипников и зацепления см. гл. 6.

При больших нагрузках применяют более сложные схемы опор. Из них упомянем одну, приведенную на рис. 4.18. В этой схеме для улучшения условий работы зацепления и уменьшения длины редуктора коническая шестерня устанавливается между опорами. Естественно, что габариты конического колеса должны позволить осуществить такую конструкцию. Выход-

Таблица 4.7. **Примерное расчетное расстояние между подшипниками опор червяка при установке враспор (по прямой схеме) (см. рис. 4.24, *а*)**

Внутренний диаметр d подшипников, мм	Расстояние l, мм	
	Шариковые радиально-упорные подшипники	Роликовые конические подшипники
Свыше 10 до 30	$8d$	$12d$
» 30 » 50	$6d$	$8d$
» 50 » 80	$4d$	$7d$
» 80 » 120	$3d$	$6d$
» 120 » 180	$3d$	$6d$
» 180 » 260	$3d$	$4d$

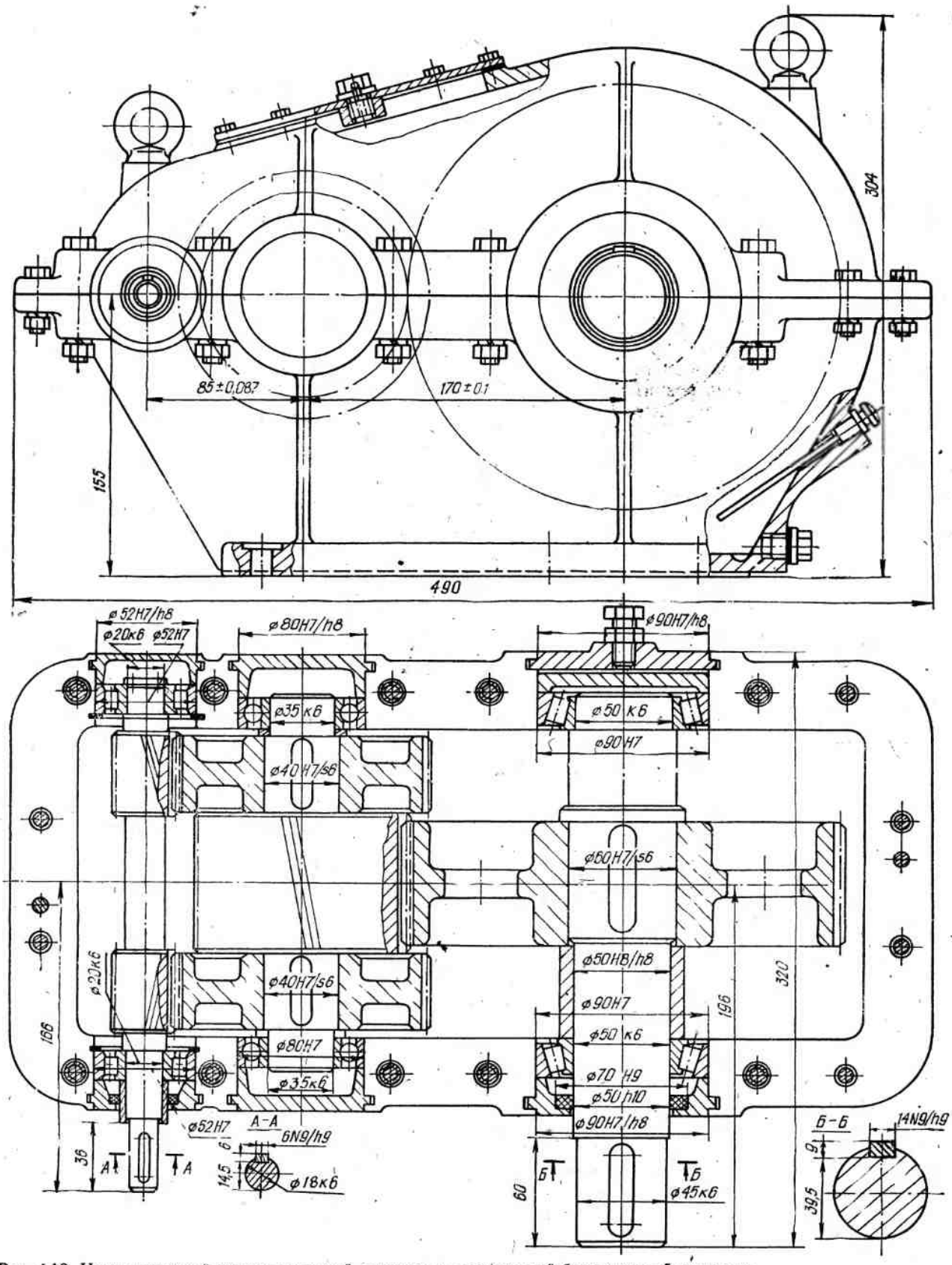


Рис. 4.13. Цилиндрический двухступенчатый редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью

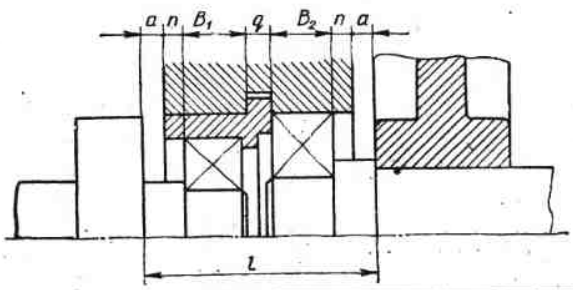
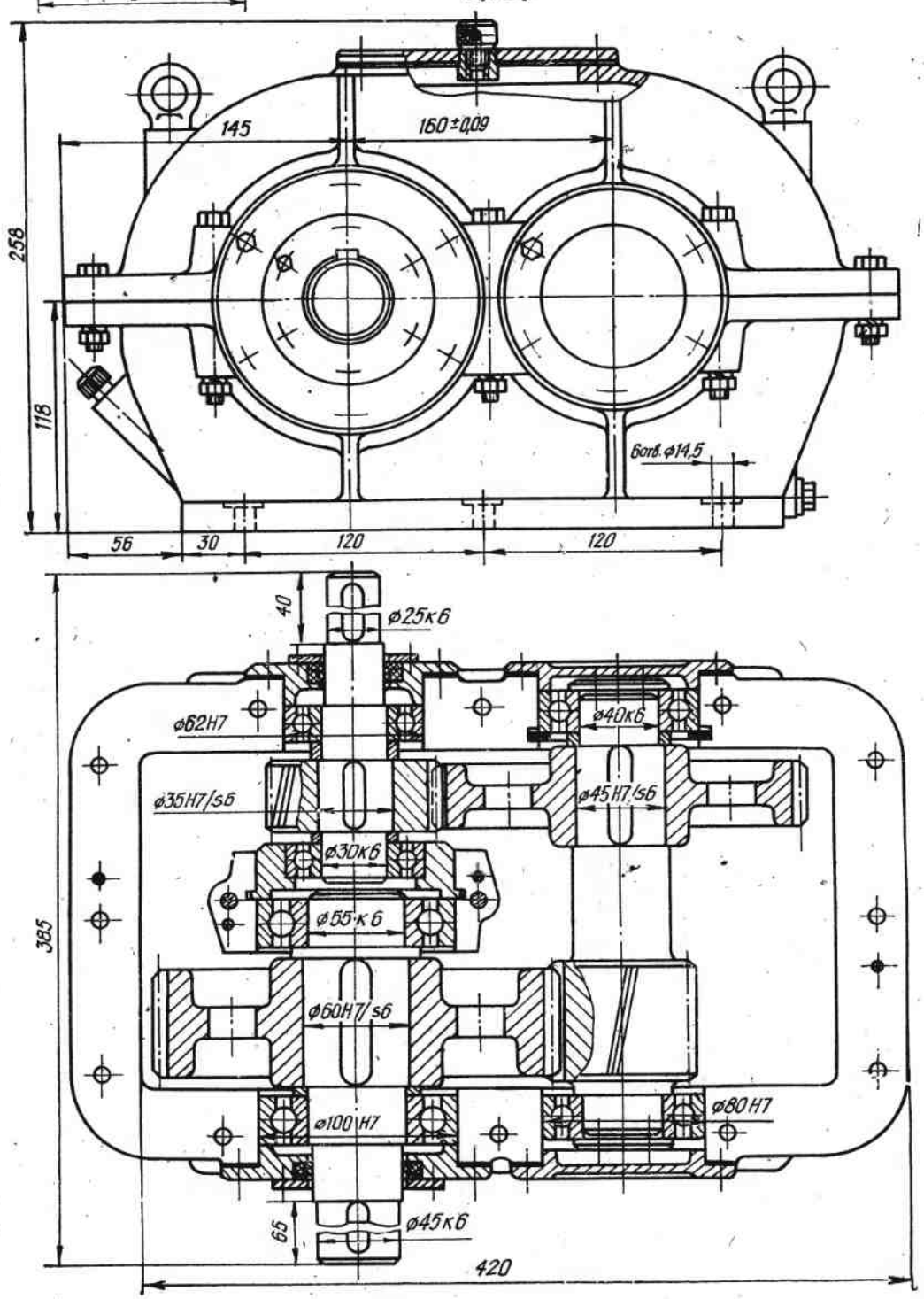


Рис. 4.14. Компоновка подшипникового узла соосного редуктора

Рис. 4.15. Цилиндрический двухступенчатый соосный редуктор



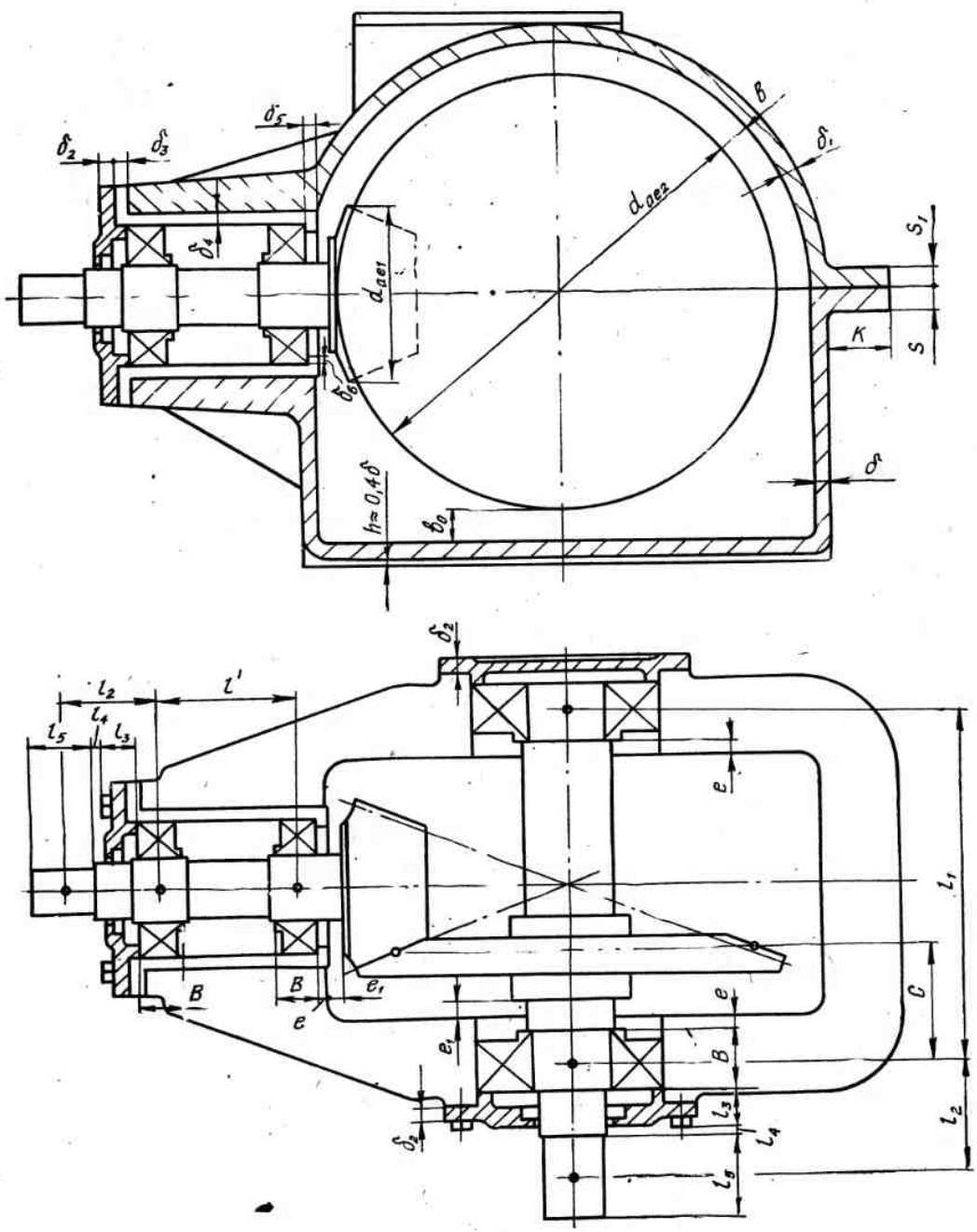


Рис. 4.16. Компоновочный эскиз одноступенчатого конического редуктора

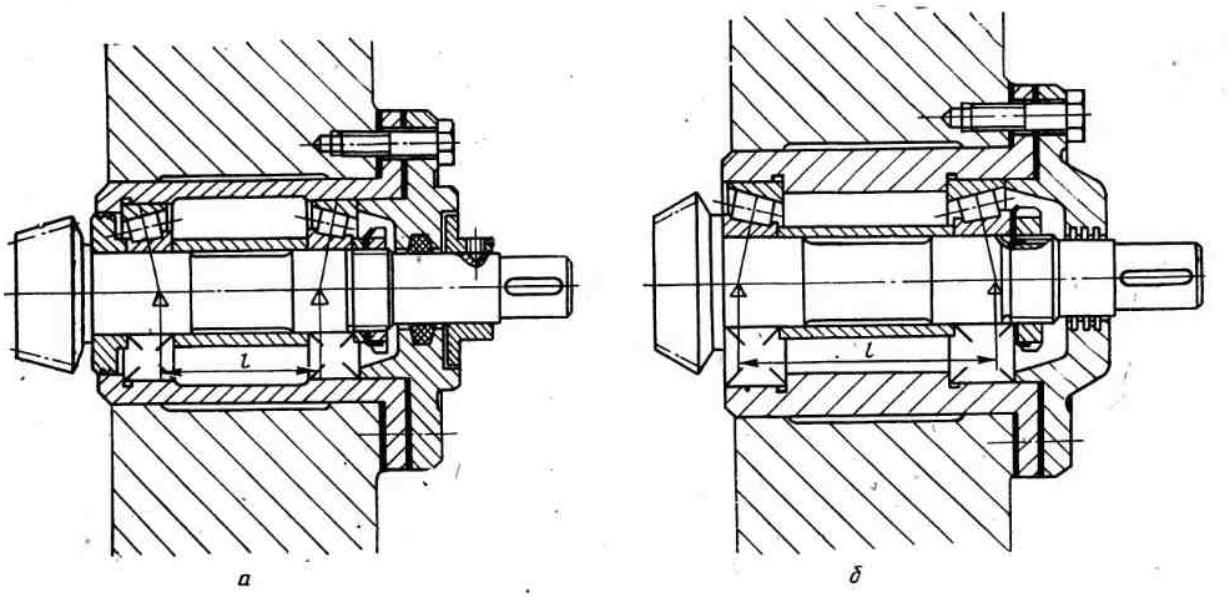


Рис. 4.17. Установка конических подшипников на входном валу конического редуктора: *а* — по прямой схеме враспор; *б* — по обратной схеме врастяжку

ной вал при отсутствии значительных осевых нагрузок может быть установлен на шариковых радиальных подшипниках. Конструкция одноступенчатых конических редукторов приведена на рис. 4.19 и 4.20.

Коническо-цилиндрический редуктор (рис. 4.21 и табл. 4.2). Он компонуется по тем же правилам, что и одноступенчатый конический редуктор. Промежуточный вал, как правило, устанавливается на роликовых конических подшипниках, поставленных враспор. Общий вид редуктора показан на рис. 4.22.

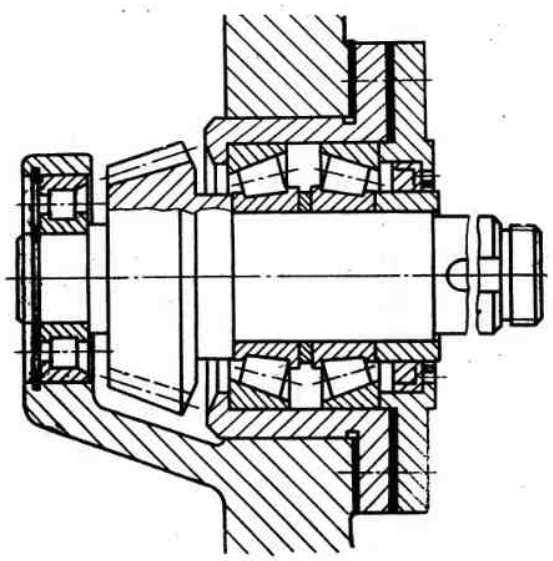


Рис. 4.18. Установка конической шестерни между опорами

Червячный редуктор (рис. 4.23 и табл. 4.2). Его компоновка обычно начинается с подбора подшипников червяка и оформления соответствующих подшипниковых узлов. Предварительно эти подшипники выбираются средней серии с внутренним диаметром, примерно равным диаметру впадин червяка. Расстояние между опорами первоначально принимается $l = (0{,}8...1)d_2$, где d_2 — диаметр делительной окружности червячного колеса.

При установке подшипников червяка на радиально-упорных подшипниках враспор (рис. 4.24, *а*) для определения расстояния между их ближними торцами можно также воспользоваться данными табл. 4.7.

В процессе проектирования после уточнения размеров подшипников расстояние между опорами червяка желательно предельно уменьшить. Это увеличивает жесткость червяка и тем самым улучшает условия работы зацепления.

Если расстояние между торцами подшипников l, принятое конструктивно, превышает рекомендуемое l по таблице 4.7 в одной из опор (чаще со стороны, противоположной входному концу вала), ставят два радиально-упорных подшипника. Другую опору делают плавающей на шариковом или роликовом подшипнике (рис. 4.24, *б*). Это дает возможность валу свободно удлиняться при нагреве.

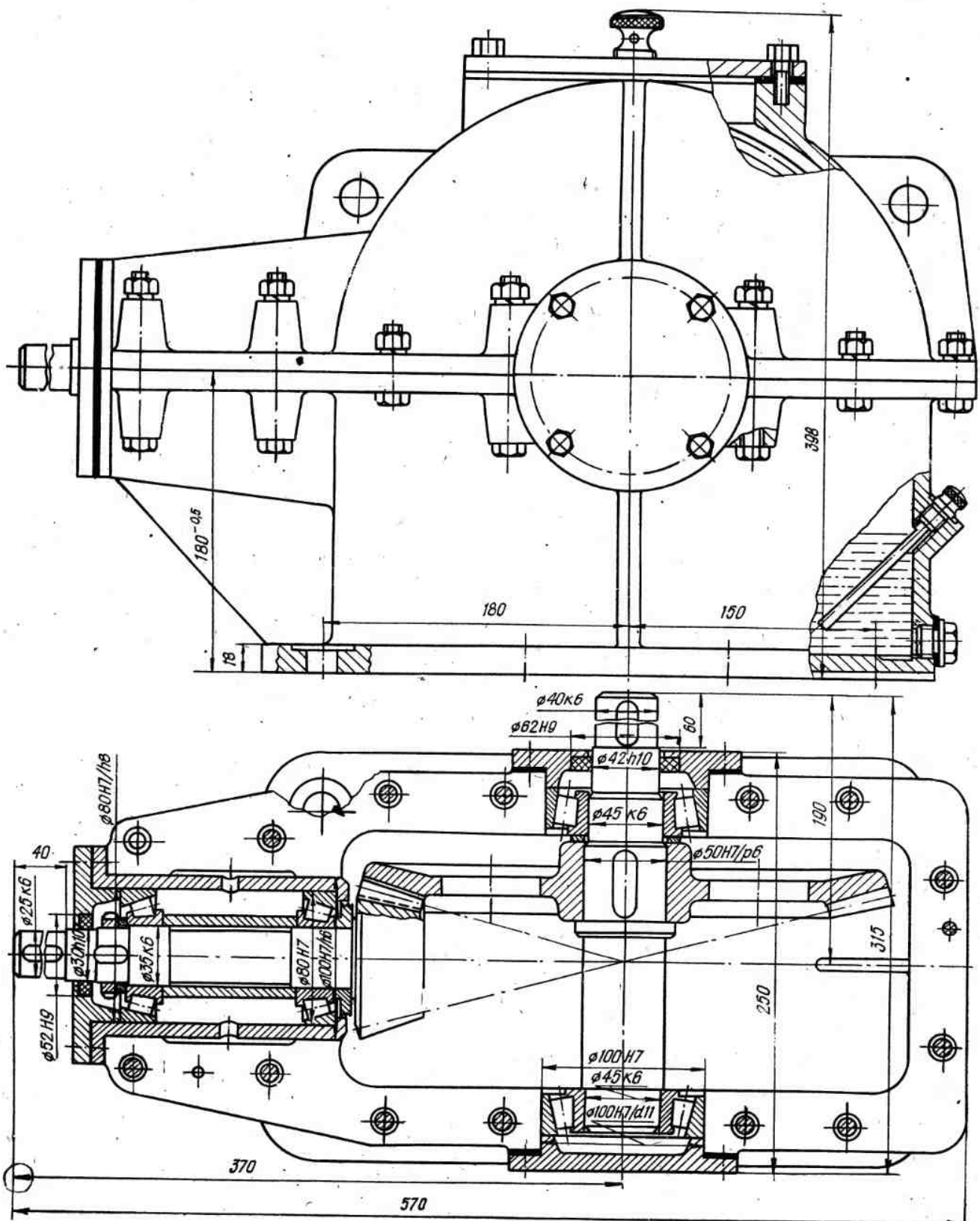


Рис. 4.19. Одноступенчатый конический редуктор

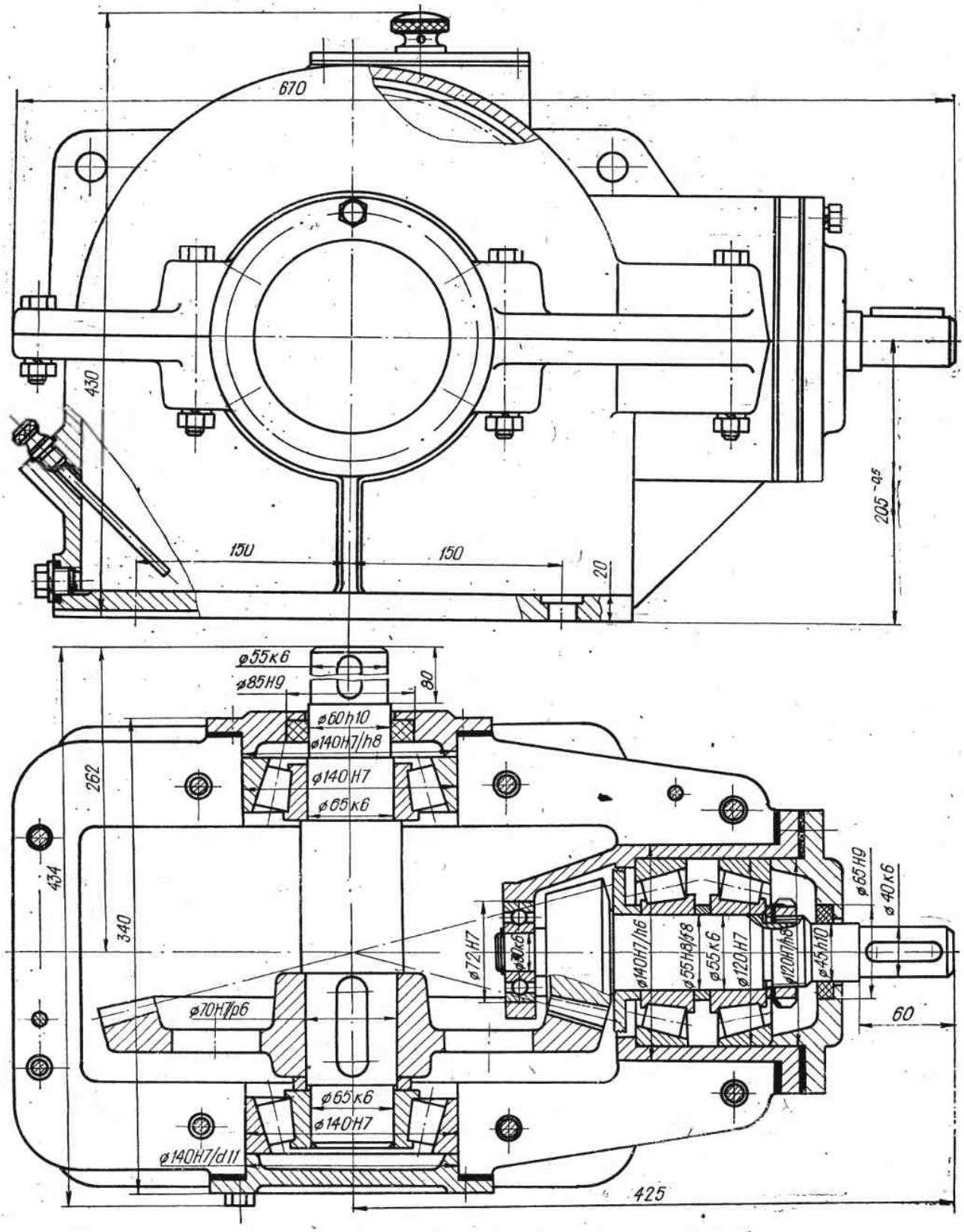


Рис. 4.20. Одноступенчатый конический редуктор (шестерня установлена между опорами)

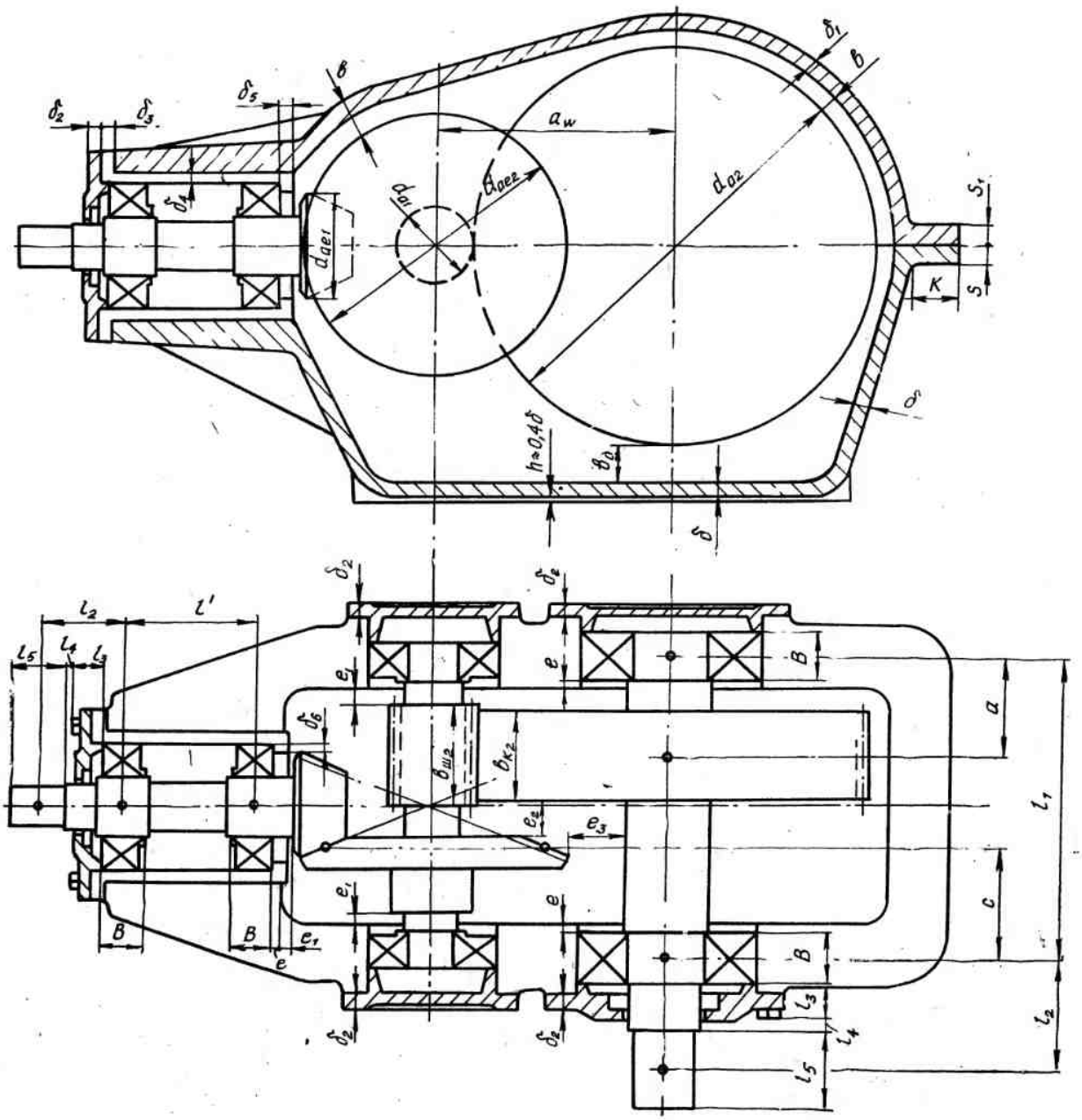


Рис. 4.21. Компоновочный эскиз коническо-цилиндрического редуктора

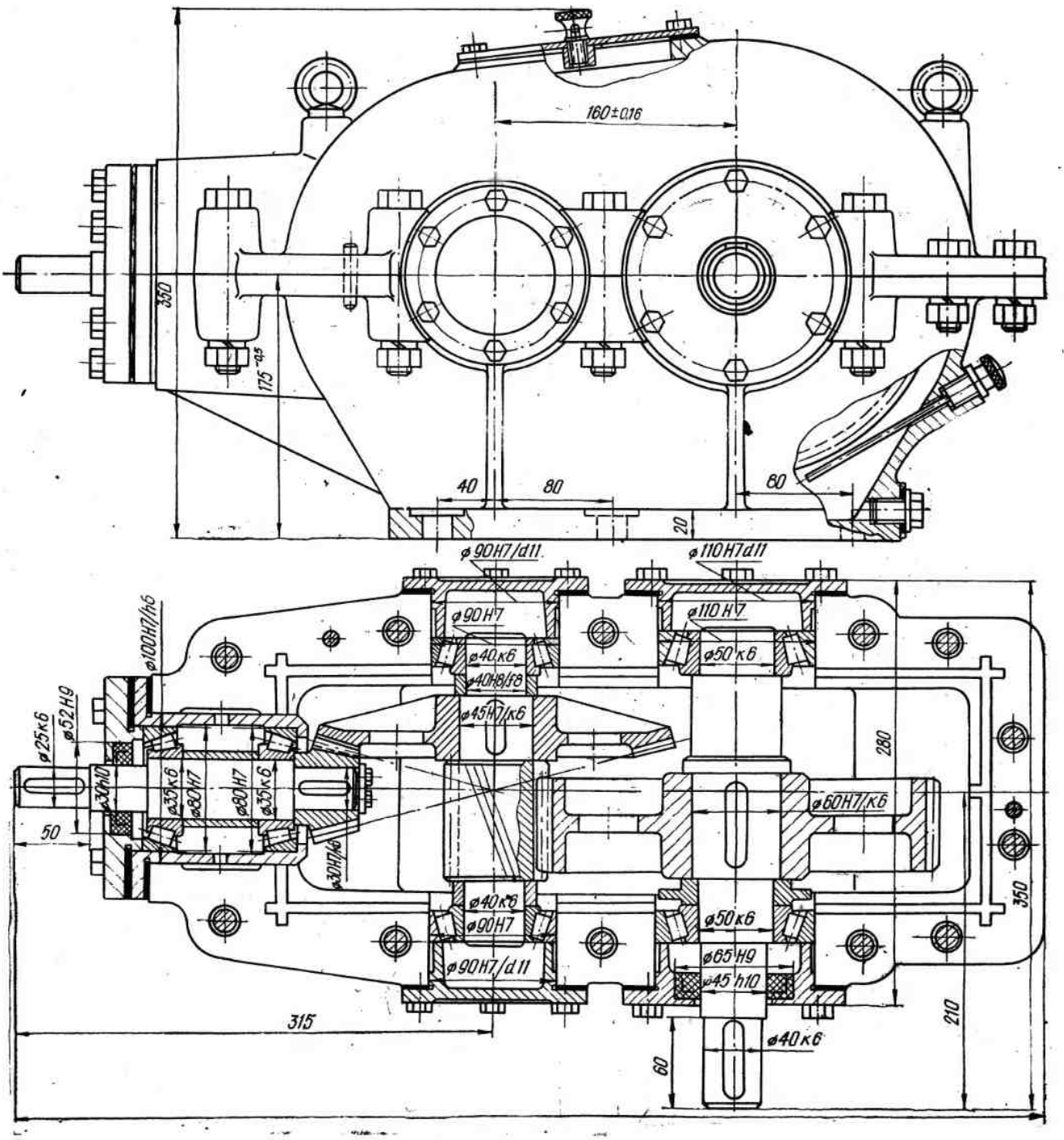


Рис. 4.22. Двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор

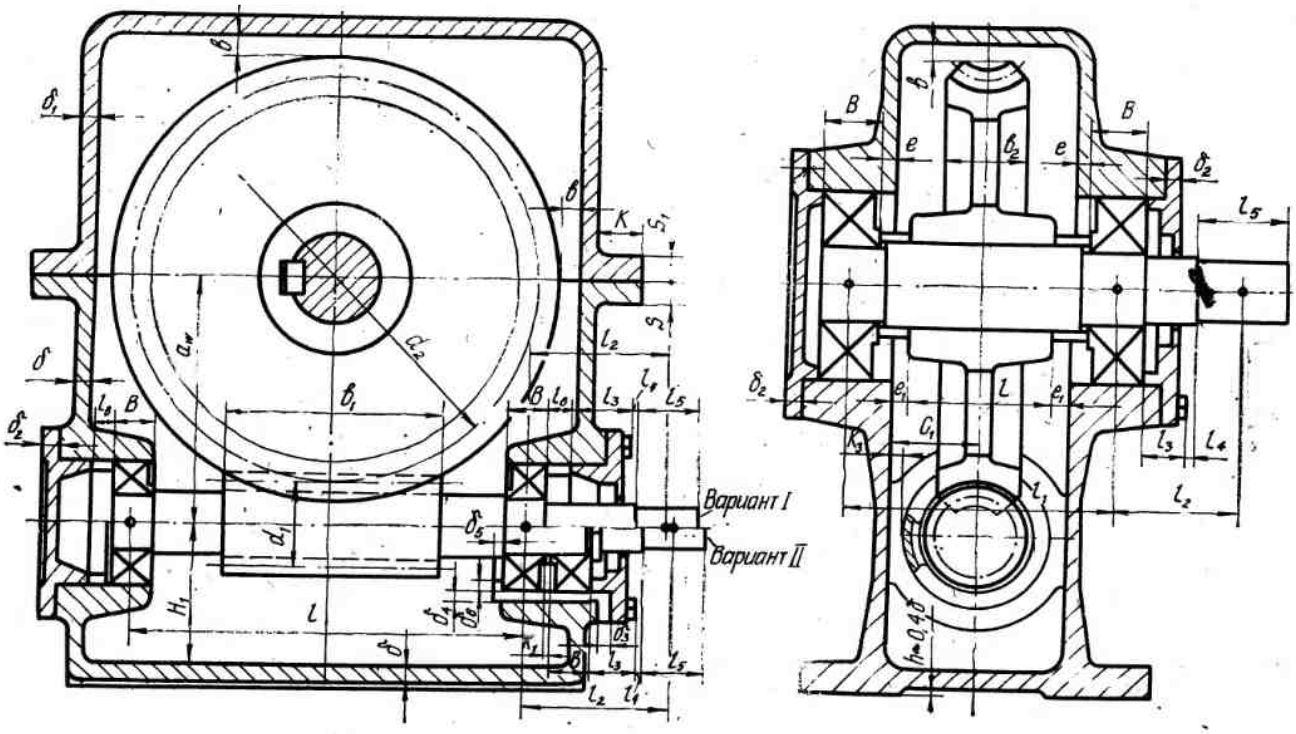


Рис. 4.23. Компоновочный эскиз червячного редуктора

Диаметры расточек под подшипники или стаканы, в которых подшипники находятся, в значительной мере определяют расстояние между боковыми стенками редуктора: оно должно быть больше диаметра расточки. Поэтому расчет вала колеса и его подшипников желательно начинать после окончания расчета валов и подшипников червяка.

Колесо обычно устанавливают на двух радиально-упорных, чаще всего роликовых конических подшипниках, поставленных враспор (по прямой схеме). Расстояние между опорами определяется положением боковых стенок: подшипник утапливают на 8...12 мм в глубь расточки. Соотношения между основными размерами литого чугунного корпуса редуктора с нижним расположением червяка приведены на рис. 4.25 и в табл. 4.3.

Общие виды червячных редукторов показаны на рис. 4.26...4.28.

Червячно-цилиндрический и цилиндрическо-червячный редукторы. В червячно-цилиндрическом редукторе (рис. 4.29 и табл. 4.2) опоры червяка конструируют практически так же, как и в обычном червячном редукторе. Различие заключается лишь в том, что для удобства обработки корпуса, сборки и регулировки подшипников в случае, если применим сдвоенный радиально-упорный подшипник, последний устанавливается обычно в ближайшей к входному концу вала опоре.

Расстояние от оси червяка до ближайшей боковой стенки редуктора, как в обычном червячном редукторе, определяется наибольшим диаметром отверстия под опору и диаметром червяка. Расстояние между осью червяка и торцом колеса второй ступени определяется шириной корпуса опоры червяка, находящейся внутри корпуса редуктора. Промежуточный вал редуктора устанавливают на радиально-упорных подшипниках. Остальные правила компоновки такие же, как и для других редукторов.

Компоновку цилиндрическо-червячного редуктора выполняют по тем же правилам, что и других редукторов. Конструкции редукторов иллюстрируют рис. 4.30 и 4.31.

Принципы конструирования других узлов привода такие же, как и редукторов.

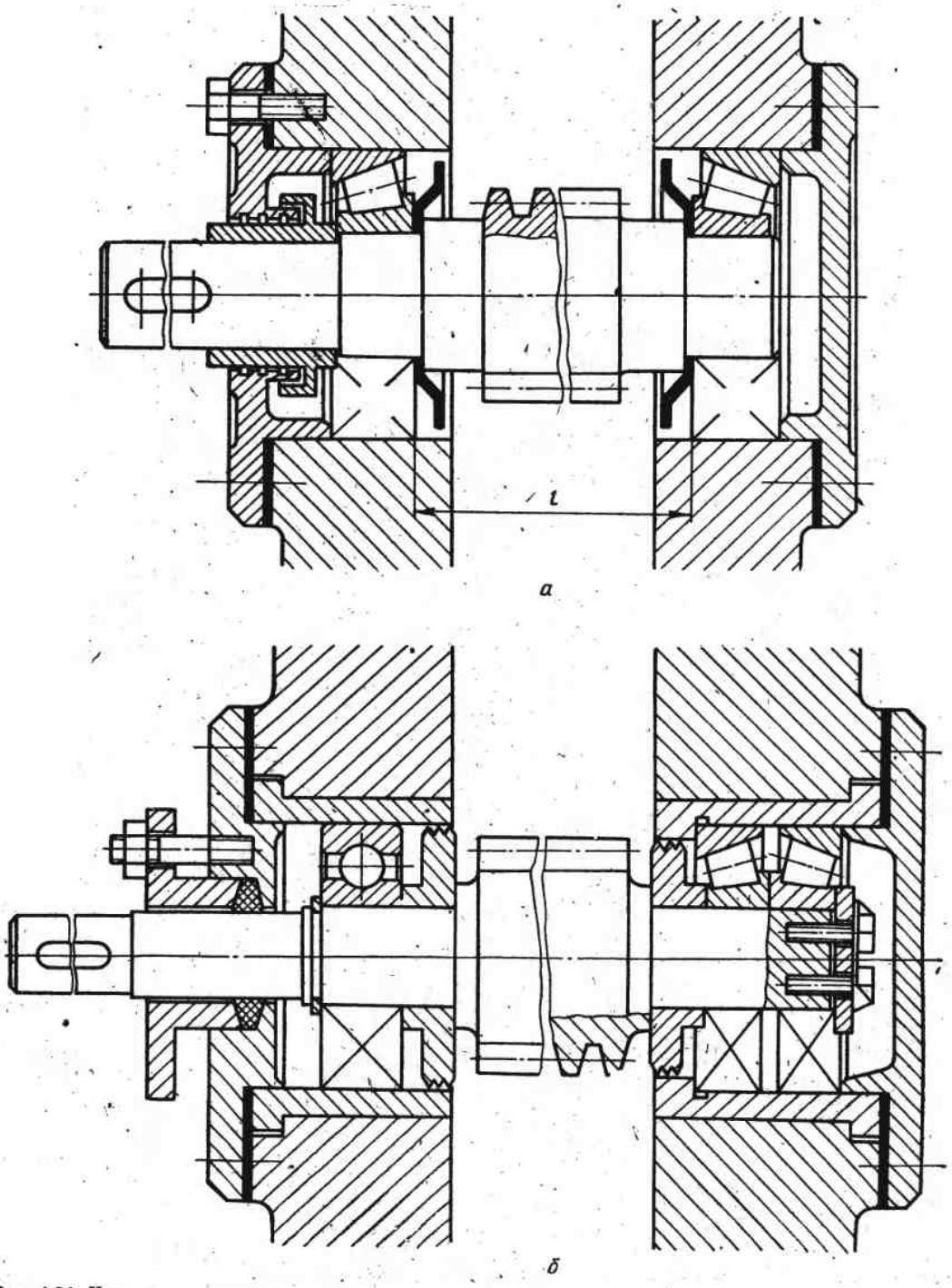


Рис. 4.24. Конструкции опор червяка:
а — установка червяка на радиально-упорных подшипниках, поставленных враспор; *б* — червяк с плавающей опорой

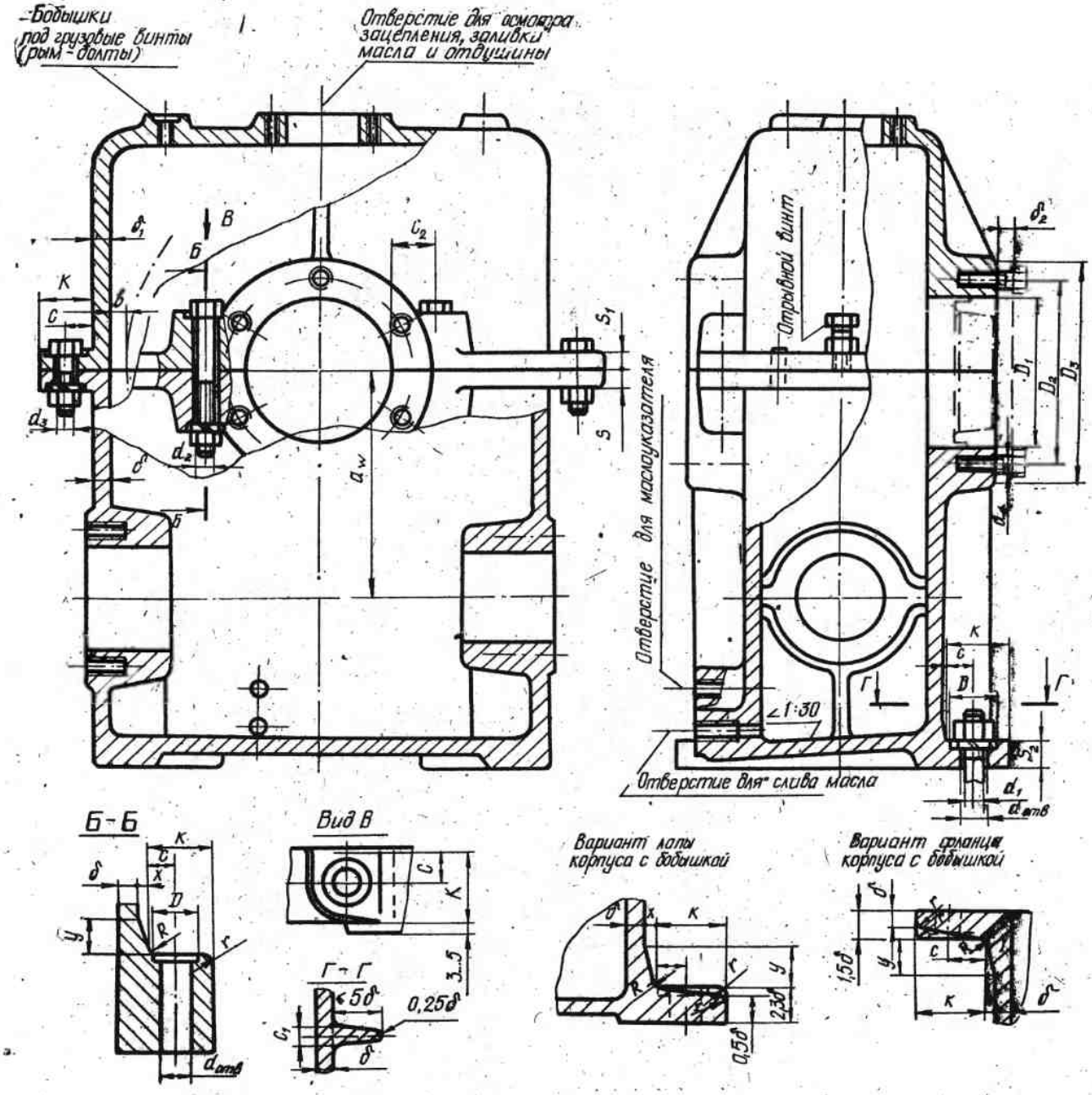


Рис. 4.25. Конструктивные элементы корпуса и крышки червячного редуктора

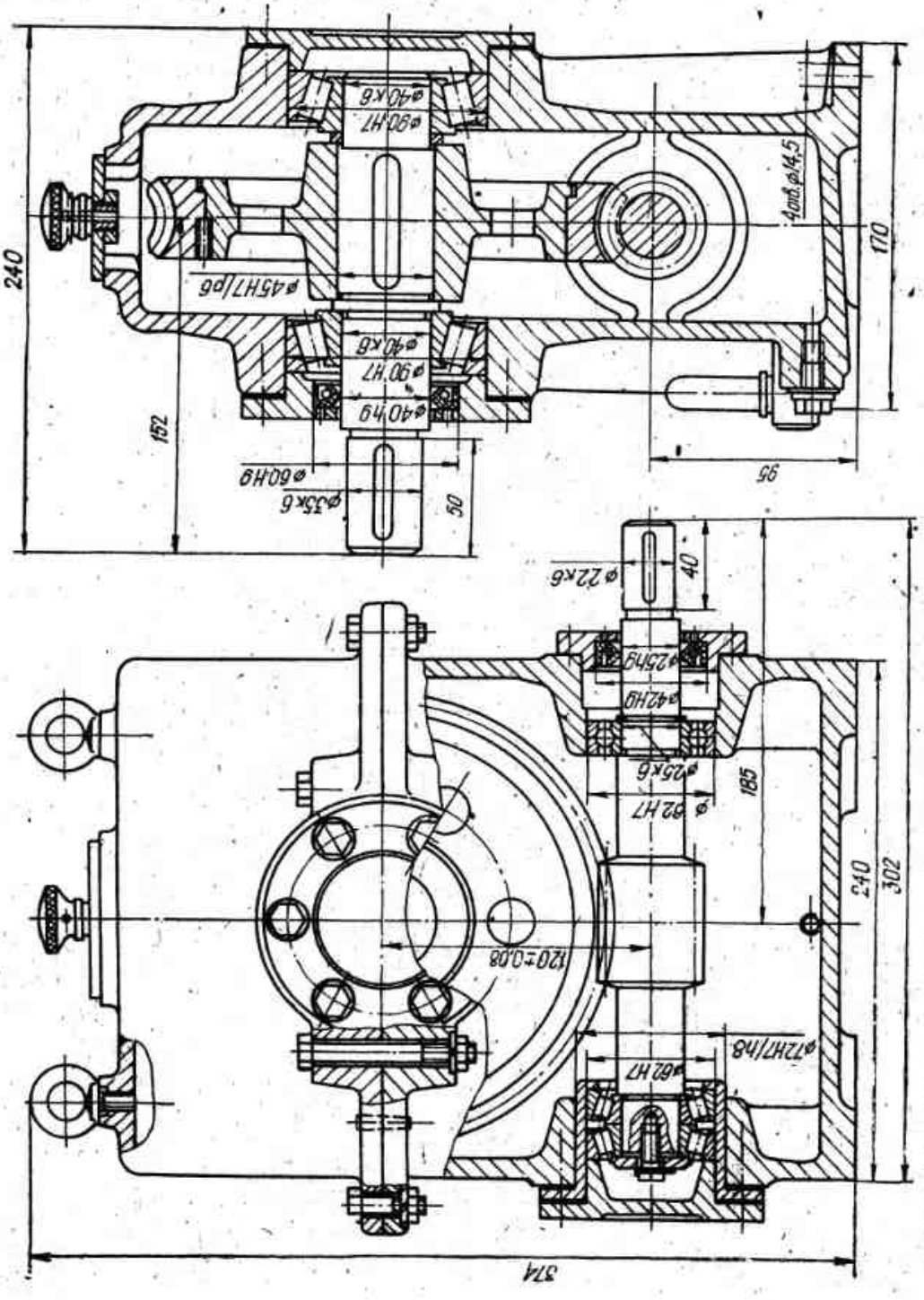


Рис. 4.26. Червячный редуктор с нижним расположением червяка

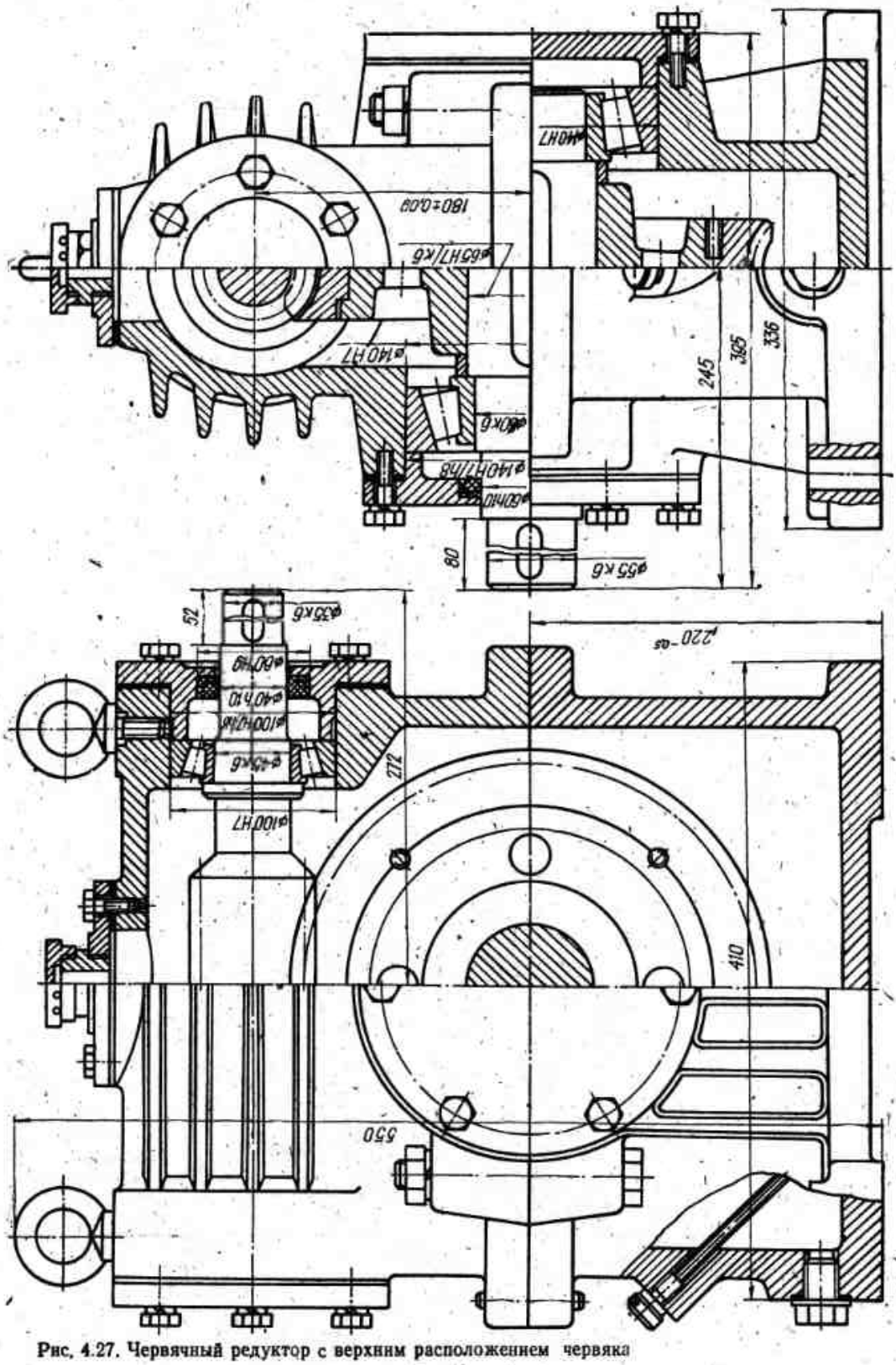


Рис. 4.27. Червячный редуктор с верхним расположением червяка

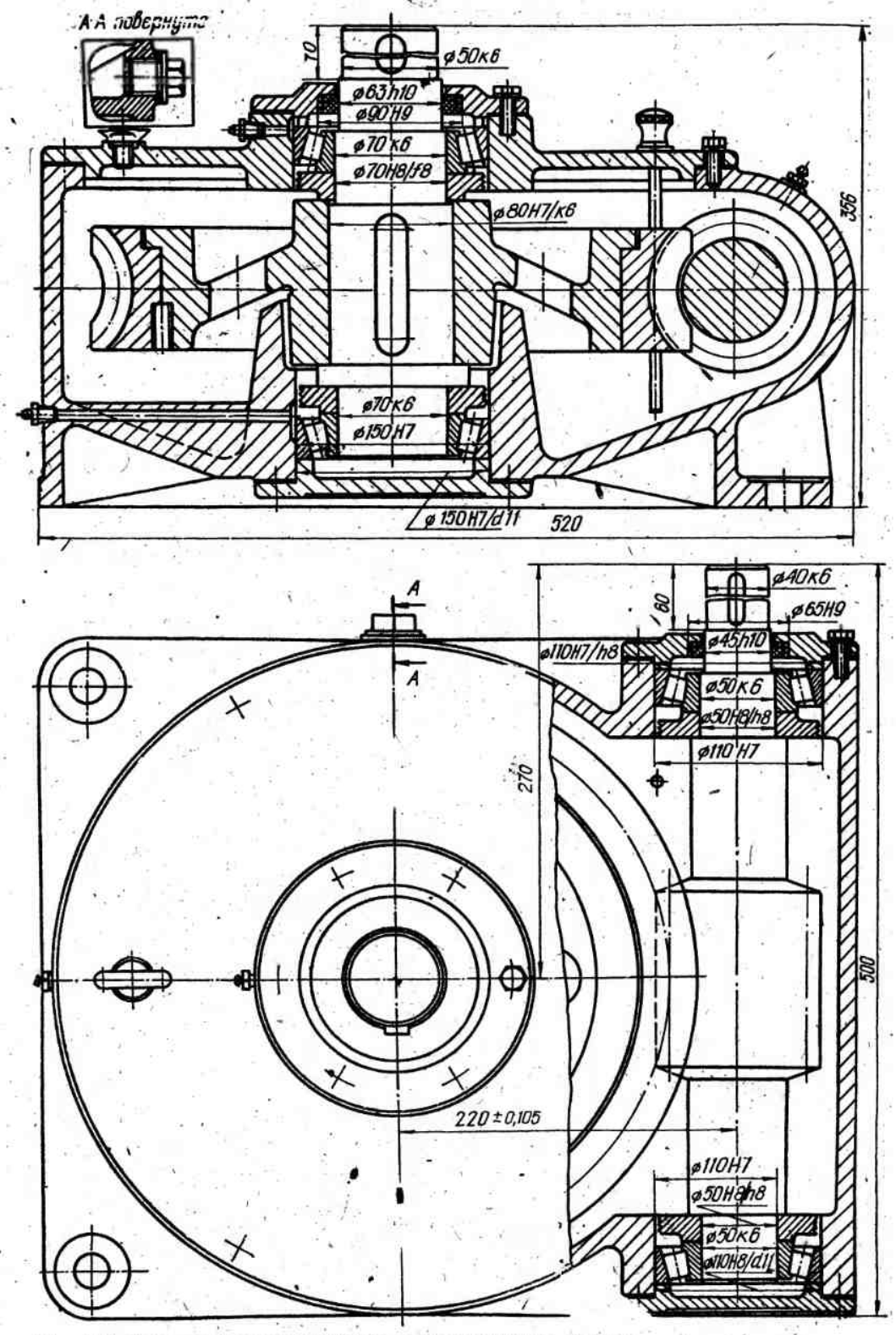


Рис. 4.28. Червячный редуктор с боковым расположением червяка

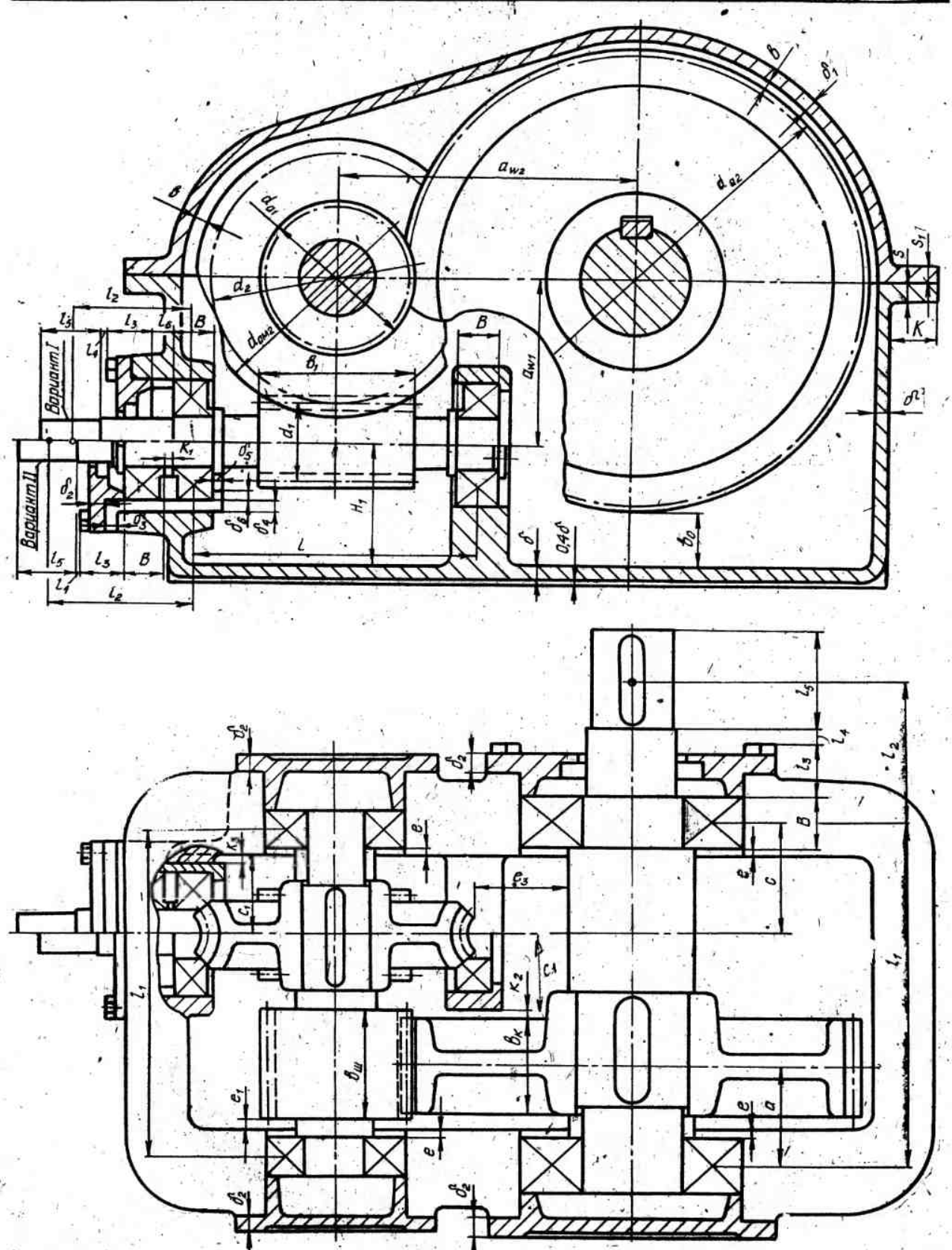


Рис. 4.29. Компоновочный эскиз червячно-цилиндрического редуктора

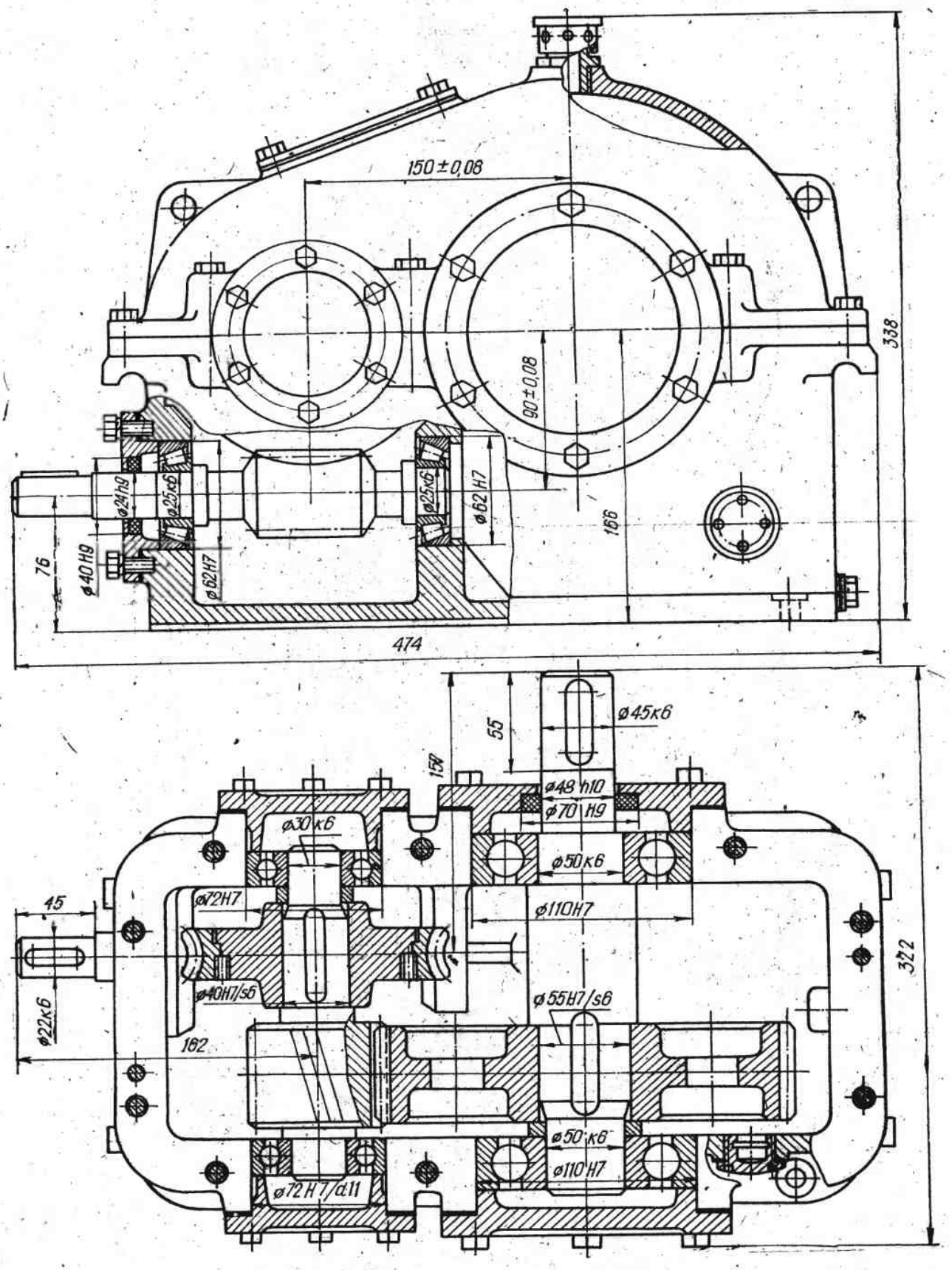


Рис. 4.30. Червячно-цилиндрический редуктор

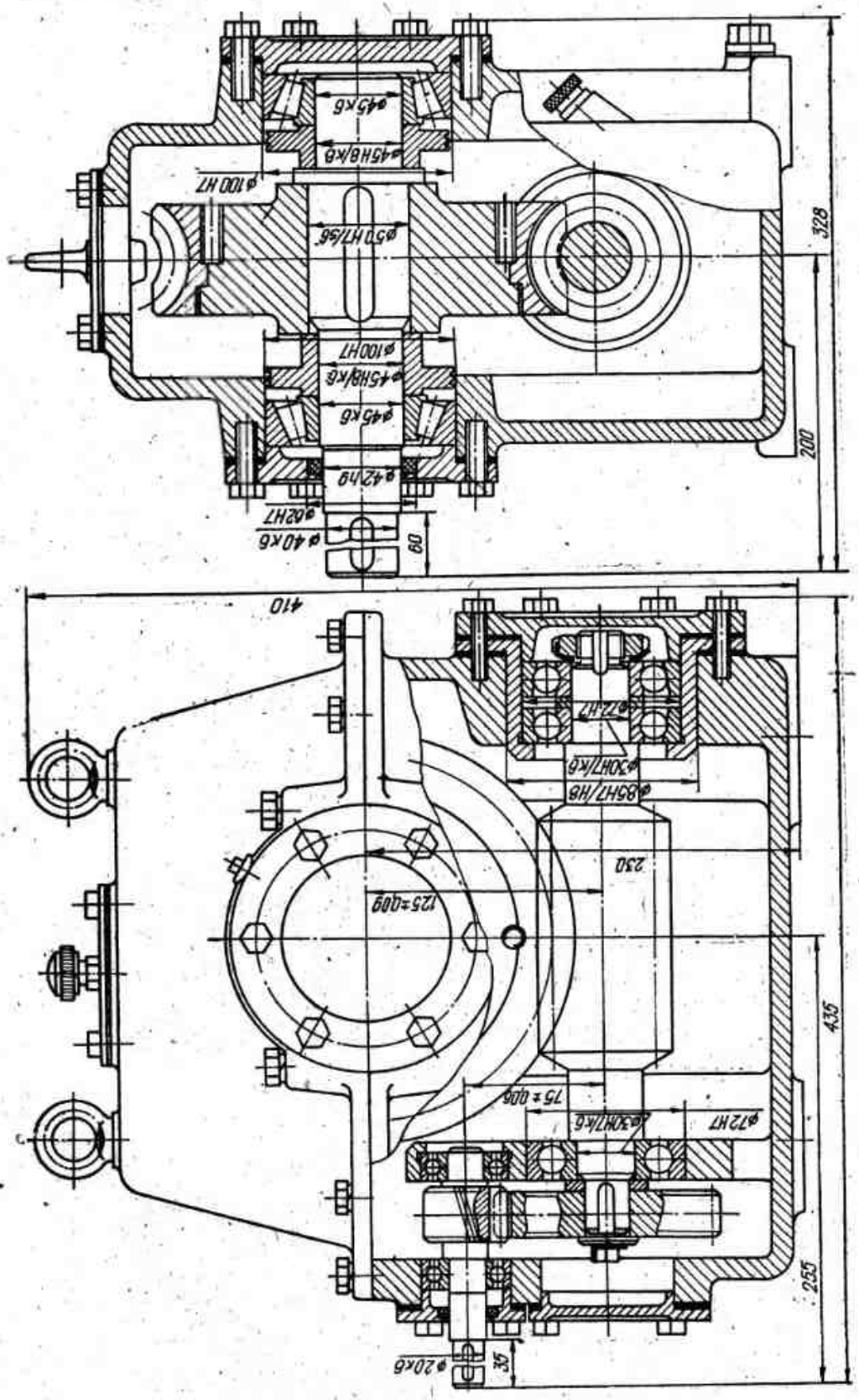


Рис. 4.31. Цилиндрическо-червячный редуктор

ГЛАВА 5. ВАЛЫ. ШПОНОЧНЫЕ И ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

5.1. ВАЛЫ

5.1.1. РАСЧЕТ ВАЛОВ

Основными условиями, которым должна отвечать конструкция вала, являются достаточная прочность; жесткость, обеспечивающая нормальную работу зацеплений и подшипников; технологичность конструкции и экономия материала.

В качестве материала для валов используют углеродистые и легированные стали. Основные марки сталей для валов приведены в табл. 5.1.

Неответственные валы или валы, габариты которых не играют существенной роли, изготовляют из стали Ст. 5. Для более ответственных валов, в том числе и большинства валов редукторов общего назначения, применяют стали 45, 50, 40Х, подвергнутые термическому улучшению (закалка с высоким отпуском). Для ответственых тяжело нагруженных валов, которые должны иметь небольшие габариты, применяют легированные стали 40ХН, 30ХГС и др. Термообработка — улучшение, закалка ТВЧ. Наконец, для весьма ответственных валов, работающих в подшипниках скольжения, используют также цементируемые стали — 20Х, 20ХН, 12ХН3А, 18ХГТ и т. д.

Расчет вала выполняется в четыре этапа: ориентировочный расчет на кручение; расчет на сложное сопротивление (кручение и изгиб); проверка запаса прочности по выносливости в наиболее опасных сечениях; проверка жесткости вала.

Расчет валов на кручение выполняют перед составлением компоновочной схемы привода и редуктора. Его содержание изложено выше (гл. 4).

Для расчета вала на сложное сопротивление необходимо составить его расчетную схему: разметить точки, в которых расположены условные опоры, определить величину и направление

Таблица 5.1. **Характеристика основных марок сталей, применяемых для изготовления валов**

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость, *HB*, не менее	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	$\tau_т$, МПа	σ_{-1}, МПа	τ_{-1}, МПа	ψ_σ	ψ_τ	ГОСТ	Качество поверхности в зависимости от назначения
Ст. 5 пс3	До 20	—	500...640	290	170	(0,4...0,5) $\sigma_в$	(0,2...0,3) $\sigma_в$	0	0	380—71	Три группы качества
Ст. 5 сп3	Свыше 20 до 40	—		280	170			0	0		
ВСт. 5 пс2	» 40 до 100	—		270	160			0	0		
ВСт. 5 сп2	» 100	—		260	160			0	0		
Сталь 45 (45—2) (45—3)	Свыше 5	229* 197	610	360	210	270	150	0,1	0,05	1050—74	То же
40Х 40ХН	Свыше 5	217 229	1000	800	480	450	250	0,15	0,1	4543—71	Две группы качества
12ХН3А	Любого диаметра	217	950	700	420	420	240	0,15	0,1		
18ХГТ	То же	217*	1000	900	540	450	250	0,15	0,1		
30ХГТ	»	229	1500	1300	780	670	380	0,15	0,1		

Примечание. * Без термообработки; ГОСТ 380—71 — сталь углеродистая обыкновенного качества; ГОСТ 1050—74 — сталь углеродистая качественная конструкционная; ГОСТ 4543—71 — сталь легированная конструкционная.

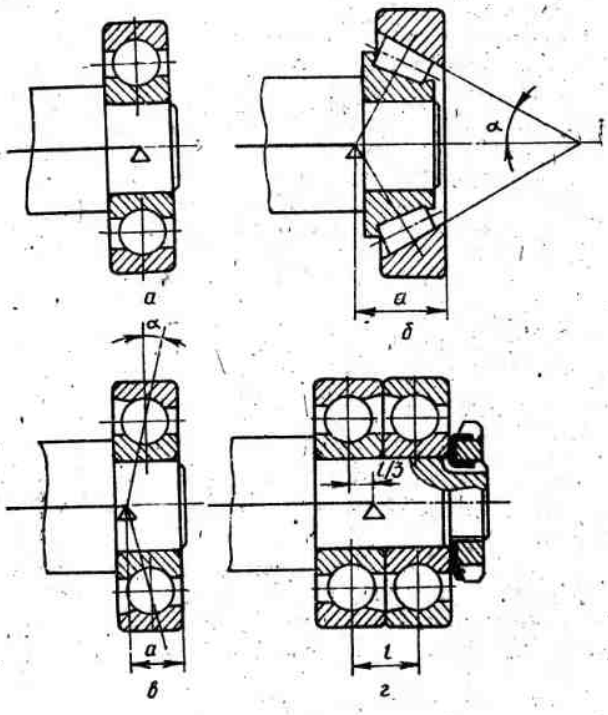


Рис. 5.1. Расположение расчетных точек опор

действующих на вал сил, а также точки их приложения. В этом разделе речь будет идти о расчете валов редукторов. Расчет других валов привода принципиально ничем не отличается.

Ориентировочное расположение подшипников и колес устанавливается, как было отмечено, при компоновке схемы редуктора.

В подавляющем большинстве случаев применяются двухопорные валы. Опору, воспринимающую радиальные и осевые нагрузки, считают шарнирно-неподвижной, опору, воспринимающую только радиальные нагрузки — шарнирно-подвижной. В случае применения в опоре одного шарикового или роликового радиального подшипника расчетную точку опоры располагают посредине ширины подшипника (рис. 5.1, *а*). При одинарном радиально-упорном подшипнике (рис. 5.1, *б*, *в*) радиальная реакция считается приложенной к валу в точке пересечения его геометрической оси и прямой, проведенной через центр шарика или середину ролика под углом ($90° - \alpha$) к оси подшипника, где α — угол контакта, указанный в каталогах подшипников.

Расстояние a между точкой приложения реакции и широким торцом наружного кольца подшипника (рис. 5.1) приближенно может быть найдено по следующим формулам:

для однорядных шариковых радиально-упорных подшипников

$$a = 0{,}5\,[B + 0{,}5\,(d + D)\,\mathrm{tg}\,\alpha]$$

для однорядных конических роликовых подшипников

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D)}{6}\,e,$$

где $e = 1{,}5\,\mathrm{tg}\,\alpha$. Размеры D, d, B, T см. в приложении (табл. 15...20).

Аналогичным образом ведется расчет и в случае, если в опоре установлены двойной подшипник или два одинаковых подшипника, но затяжка подшипника такова, что одновременно работает только один ряд тел качения.

Если затяжка такова, что одновременно работают оба ряда тел качения и осевая нагрузка должна учитываться при расчете, условно местом приложения реакции считают точку, отстоящую от середины подшипника, который воспринимает осевую нагрузку, на 1/3 расстояния между рядами тел качения (рис. 5.1, *г*). Приближенно допускается совмещение расчетного положения опоры со срединой подшипника, воспринимающего осевую нагрузку. Если осевая нагрузка при расчете подшипников учитываться не должна, расчетная точка опоры размещается между подшипниками.

При установке вала на подшипниках скольжения расчетную точку опоры располагают на расстоянии 0,25...0,3 длины подшипника от его конца со стороны пролета между опорами.

Действующие на вал расчетные силы и моменты считают сосредоточенными и расположенными посредине длины воспринимающих их элементов. Погрешность расчета идет при этом в запас прочности. При уточненных расчетах или колесах с широкими ступицами ($l/d > 1{,}5$) силы и моменты делятся пополам и каждая из половин прикладывается на расстоянии 0,2...0,3 длины ступицы от ее края (рис. 5.2).

Основные нагрузки на валы создают силы, действующие в зубчатом и червячном зацеплениях. Зависимости для определения составляющих усилия в зацеплении приведены в табл. 5.2. Смысл величин табл. 5.2 приведен в гл. 3.

При определении направления сил следует учитывать, что на ведомом колесе окружная сила является движущей и направлена в сторону вращения. На ведущей шестерне (или червяке) окружная сила является реакцией со стороны ведомого колеса и направлена в сторону, противоположную вращению. Радиальное усилие на цилиндрических колесах внешнего зацепления направлено к центру колеса (к оси червяка). Направление осевого усилия зависит от направ-

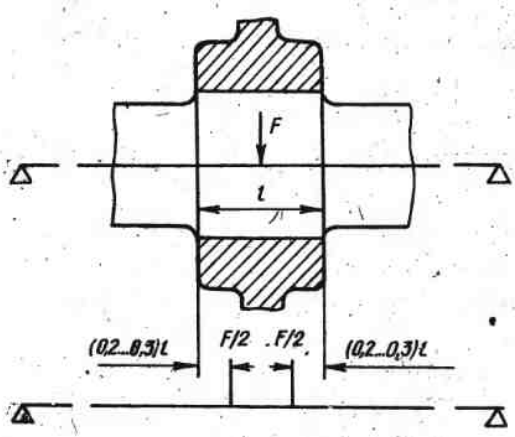


Рис. 5.2. Расчетная схема сил в соединении вала со ступицей

ления спирали и направления вращения. Как и полное давление, действующее на зуб, оно направлено внутрь зуба.

В конических прямозубых колесах осевое усилие всегда направлено от вершины начального конуса к большему торцу колеса, радиальное — к оси колеса. Если в формулах для конических колес с косым или круговым зубом F_r или F_a получается отрицательным, их направление противоположно указанному на рисунке *d* к табл. 5.2.

Если на выступающем из редуктора консольном конце вала посажен шкив ременной передачи или звездочка цепной передачи, действующая на консоли нагрузка определяется при расчете соответствующей передачи.

Если же на конце вала посажена муфта, часто приближенно принимают, что на консольную часть действует только крутящий момент. При более точных расчетах необходимо учитывать, что многие типы муфт (втулочно-пальцевая, зубчатая) создают неуравновешенное радиальное усилие вследствие неравномерного распределения нагрузки по окружности муфты (между пальцами, зубьями).

Для втулочно-пальцевой муфты (МУВП) и цепной муфты это неуравновешенное усилие $F_м = 0{,}25\,F_{tn}$, где F_{tn} — окружная сила по диаметру центров пальцев муфты МУВП или по диаметру начальной окружности звездочки цепной муфты.

При смонтированной на валу зубчатой муфте принимается, что на вал действует изгибающий момент

$$M_{изг} = 0{,}1\,T.$$

Направление силы или момента считаем наиболее неблагоприятным для вала. Приведенные данные позволяют составить расчетную схему вала и рассчитать его на сложное сопротивление.

Необходимо еще раз отметить, что по мере выполнения расчетов могут изменяться отдельные элементы компоновочной схемы, например ширина подшипников или их расположение. В этом случае в схему вносят изменения и расчеты уточняют.

После составления расчетной схемы вала строят эпюры изгибающих моментов в различных плоскостях, суммарных изгибающих моментов, крутящих моментов, эпюры приведенных моментов.

Если передача нереверсивная и направление вращения задано, расчет ведут только для заданного направления вращения. Если передача реверсивная или направление вращения не задано, расчет ведут по более тяжелому для работы валов и подшипников случаю нагружения.

После построения эпюр изгибающих моментов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях *x*, *y* строят эпюру суммарных изгибающих моментов:

$$M_и = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}. \qquad (5.1)$$

При построении эпюры приведенных моментов обычно используют 3-ю и 4-ю гипотезы прочности. На основе третьей гипотезы прочности приведенный момент определяют по зависимости

$$M_{пр} = \sqrt{M_и^2 + (\alpha T)^2}. \qquad (5.2)$$

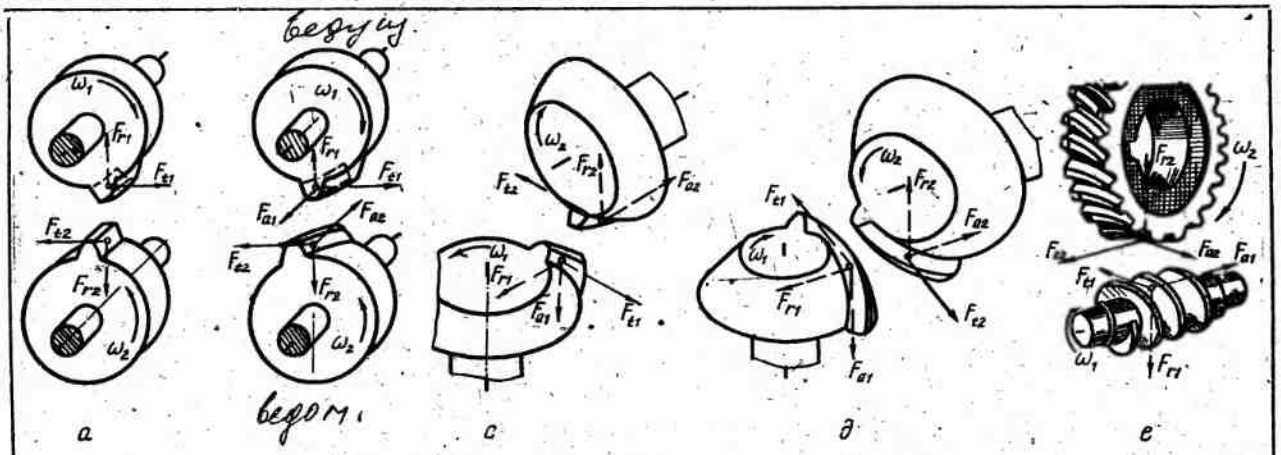
Коэффициент α учитывает различие в характеристиках циклов напряжений изгиба и кручения: Напряжение изгиба в вале знакопеременное, симметричное, характеристика цикла которого $r_\sigma = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = -1$. В реверсивной передаче напряжение кручения условно считается также знакопеременным, хотя изменение его знака происходит не за каждую половину оборота, как у напряжения изгиба, а при реверсировании передачи. При сделанном допущении оба напряжения имеют одинаковую характеристику цикла: $r_\sigma = r_\tau$. Здесь $\alpha = 1$.

В нереверсивной передаче напряжение кручения носит пульсирующий от нуля характер ($r_\tau = 0$). В этом случае

$$\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_0]},$$

где $[\sigma_{-1}]$ — допускаемое знакопеременное напряжение для вала; $[\sigma_0]$ — допускаемое пульсирующее от нуля напряжение для вала. Усредненные значения допускаемых напряжений для валов приведены в табл. 5.3.

Таблица 5.2. Составляющие усилия в зацеплении



Тип зацепления	Сила		
	окружная	радиальная	осевая
Цилиндрическое прямозубое (рисунок, поз. *а*)	$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w$	—
Цилиндрическое косозубое (рисунок, поз. *b*)	$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$	$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$
Коническое прямозубое (рисунок, поз. *с*) шестерня	$F_t = \frac{2T_1}{d_{wm1}}$	$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$	$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$
колесо		$F_{r2} = F_{a1}$	$F_{a2} = F_{r1}$
Коническое с косым и круговым зубом (рисунок, поз. *д*) шестерня	$F_t = \frac{2T_1}{d_{wm1}}$	$F_{r1} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_1 \mp \sin \beta_m \sin \delta_1)$	$F_{a1} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 \pm \sin \beta_m \cos \delta_1)$
колесо		$F_{r2} = F_{a1}$; $F_{a2} = F_{r1}$	
Червячное (рисунок, *е*) червяк	$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{w1}}$ или $F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg} (\gamma_w + \rho')$	$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$	$F_{a1} = F_{t2}$
колесо	$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{w2}}$ или $F_{t2} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg} (\gamma_w + \rho')}$		$F_{a2} = F_{t1}$

Примечание. Если в конических передачах с косым или спиральным зубом при наблюдении со стороны меньшего торца направление вращения шестерни и направление спирали совпадают, в формуле для F_{r1} берется знак минус, в формуле F_{a1} — знак плюс, в противоположном случае знаки меняются на обратные.

Таблица 5.3. **Усредненные значения допускаемых напряжений для валов, МПа**

Материал вала	$\sigma_в$	$[\sigma_0]$	$[\sigma_{-1}]$
Сталь углеродистая	400	70	40
	500	75	45
	600	95	55
	700	110	65
Сталь легированная	800	130	75
	1000	150	90

Напряжения сжатия или растяжения от осевых сил обычно незначительные, при расчете валов их не учитывают.

Эпюры изгибающих и приведенных моментов должны иметься в расчетно-пояснительной записке. При построении эпюр следует помнить, что эпюра приведенных моментов имеет нелинейный характер. Нелинейна и эпюра суммарных изгибающих моментов на участках, где M_x, M_y изменяются по различным законам. Для упрощения построения эпюр моменты вычисляются в отдельных характерных точках (на опорах, в точках приложения сил и моментов). Участки эпюр между этими точками аппроксимируются прямолинейными отрезками.

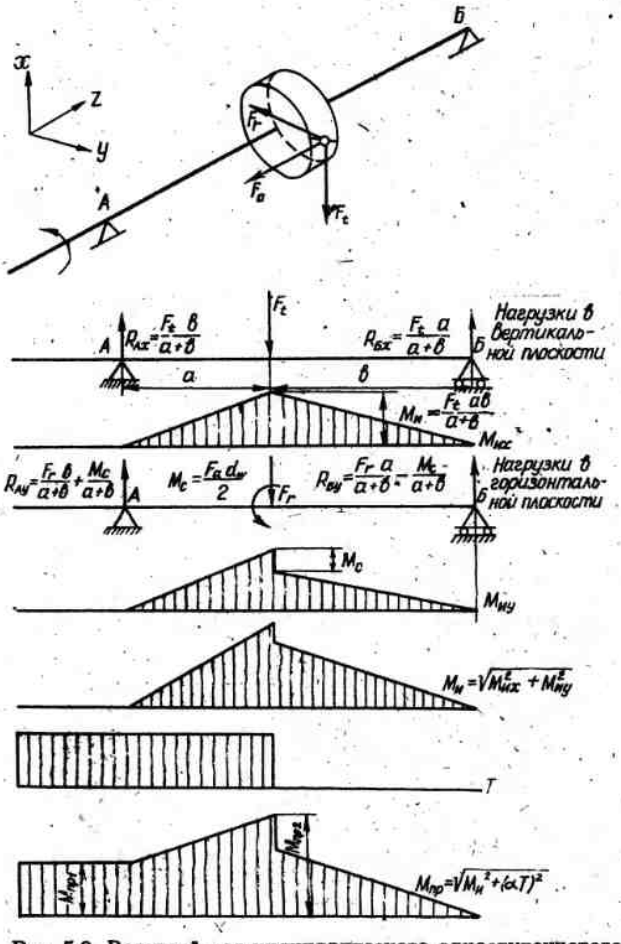


Рис. 5.3. Ведущий вал цилиндрического одноступенчатого редуктора

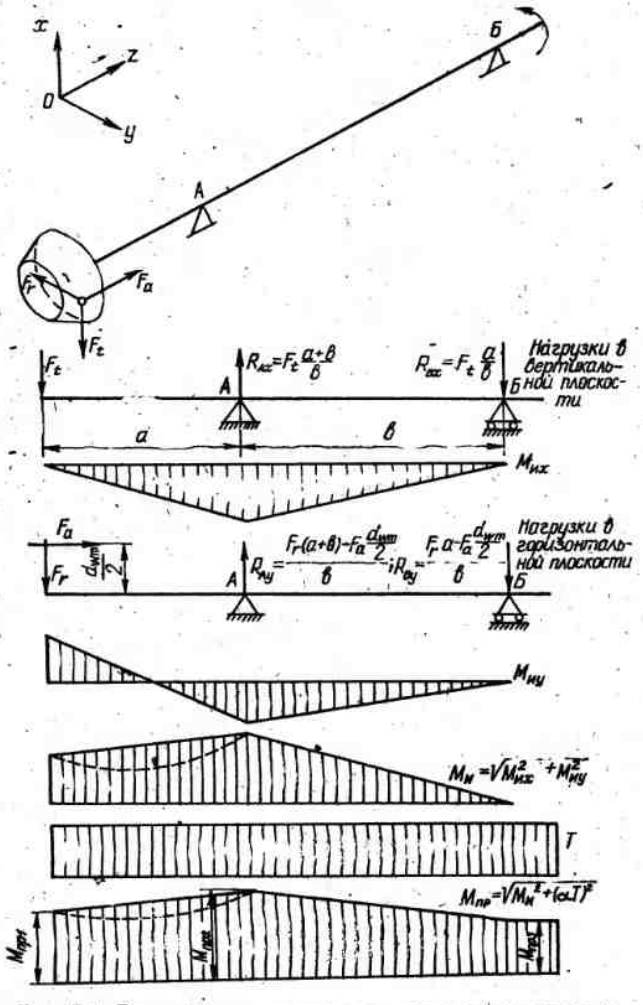


Рис. 5.4. Ведущий вал конического одноступенчатого редуктора

Необходимо также помнить, что в общем случае вследствие того, что изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях изменяются по различным законам, эпюра суммарных изгибающих моментов имеет пространственный характер. Для вала с круглым сечением это обстоятельство несущественно и эпюра изображается плоской.

На рис. 5.3...5.11 приведены эпюры моментов для наиболее характерных валов различных редукторов.

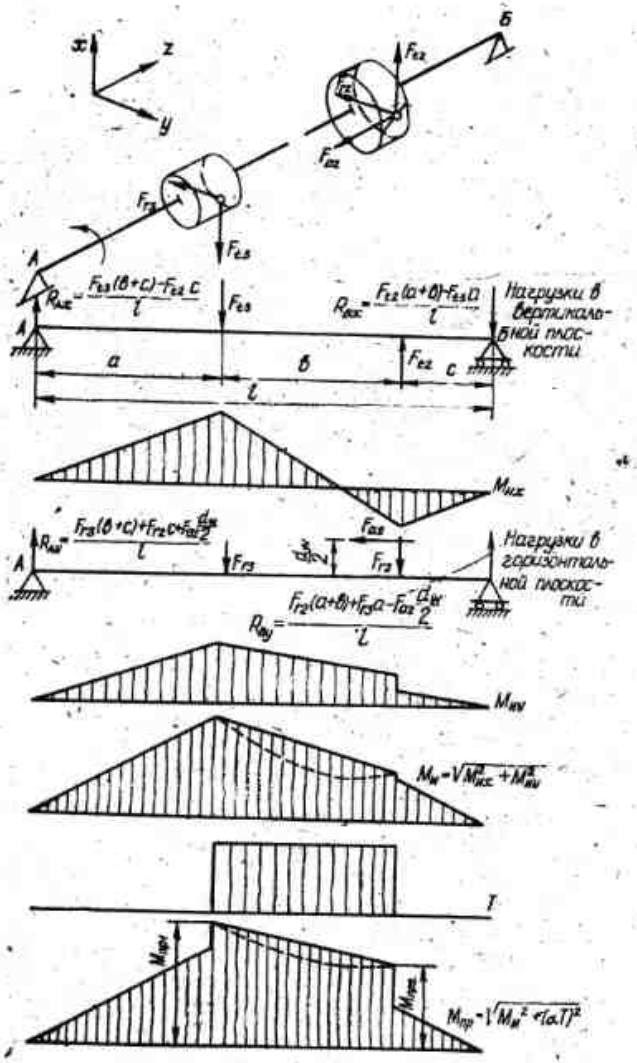


Рис. 5.5. Промежуточный вал цилиндрического двухступенчатого редуктора

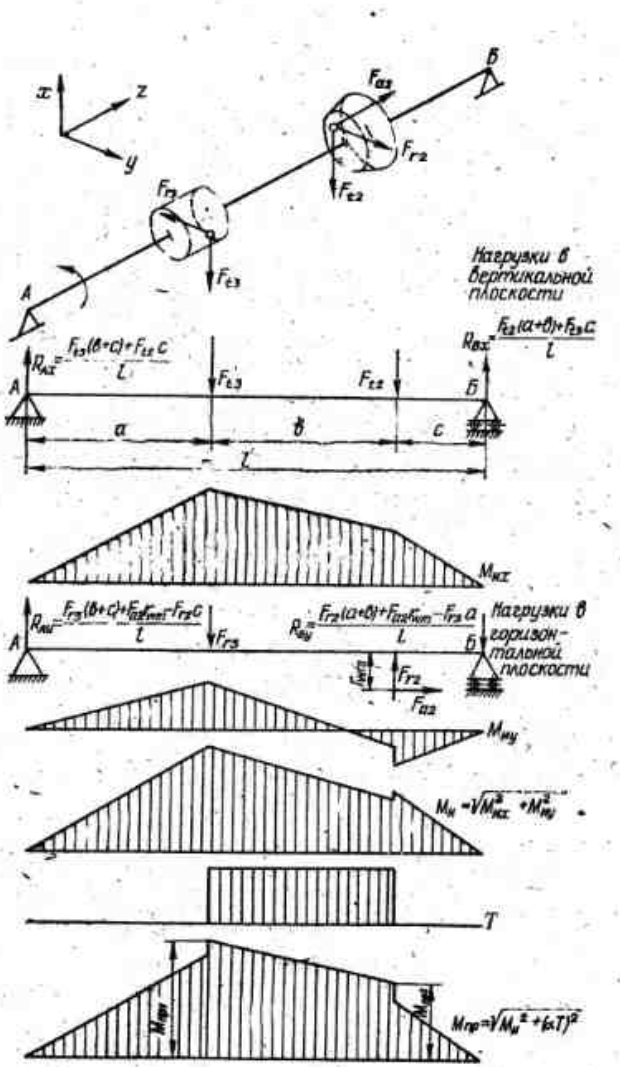


Рис. 5.6. Промежуточный вал коническо-цилиндрического редуктора

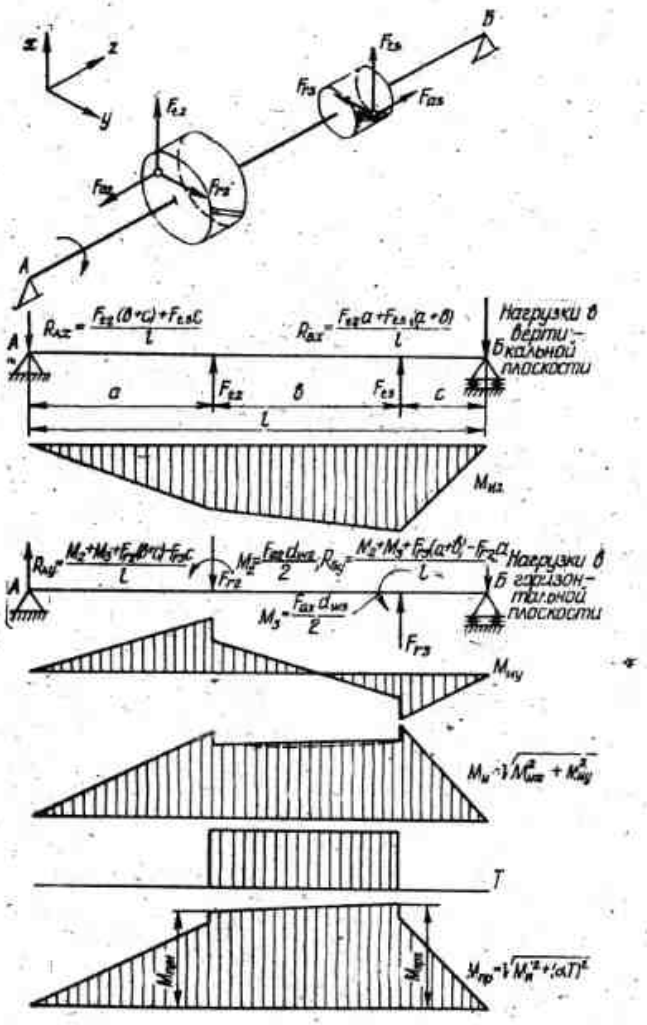


Рис. 5.7. Промежуточный вал цилиндрического двухступенчатого редуктора

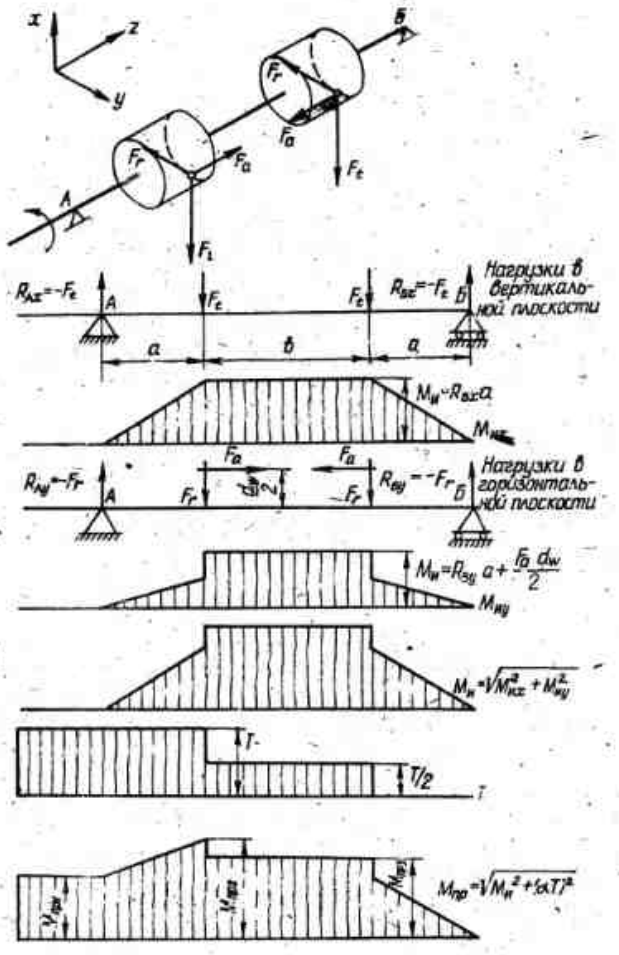


Рис. 5.8. Ведущий вал цилиндрического двухступенчатого редуктора с раздвоенной шевронной быстроходной ступенью

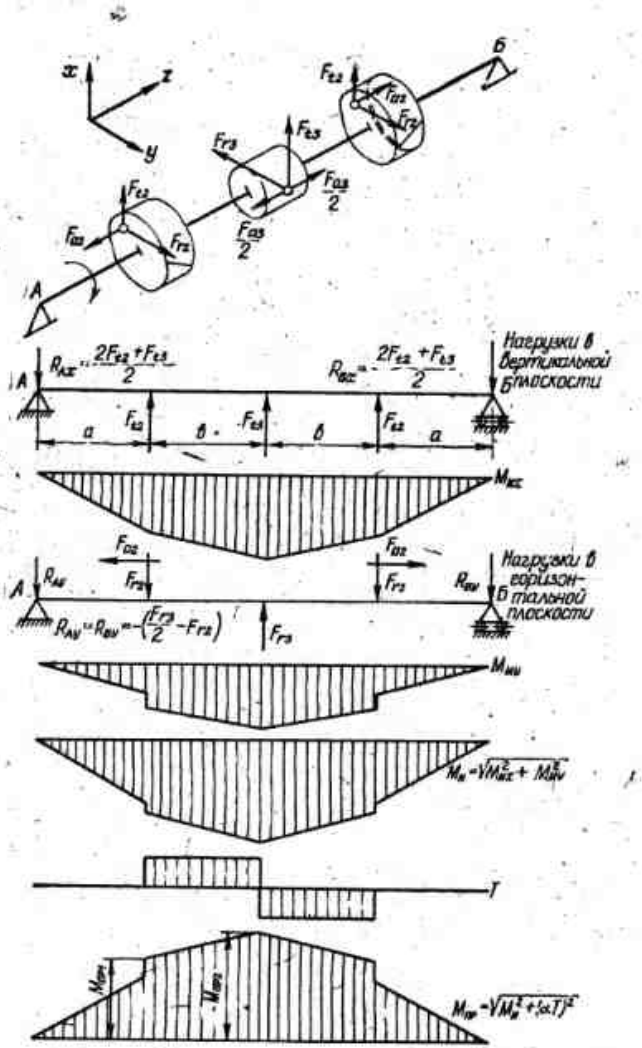


Рис. 5.9. Промежуточный вал цилиндрического двухступенчатого редуктора с раздвоенной шевронной быстроходной ступенью

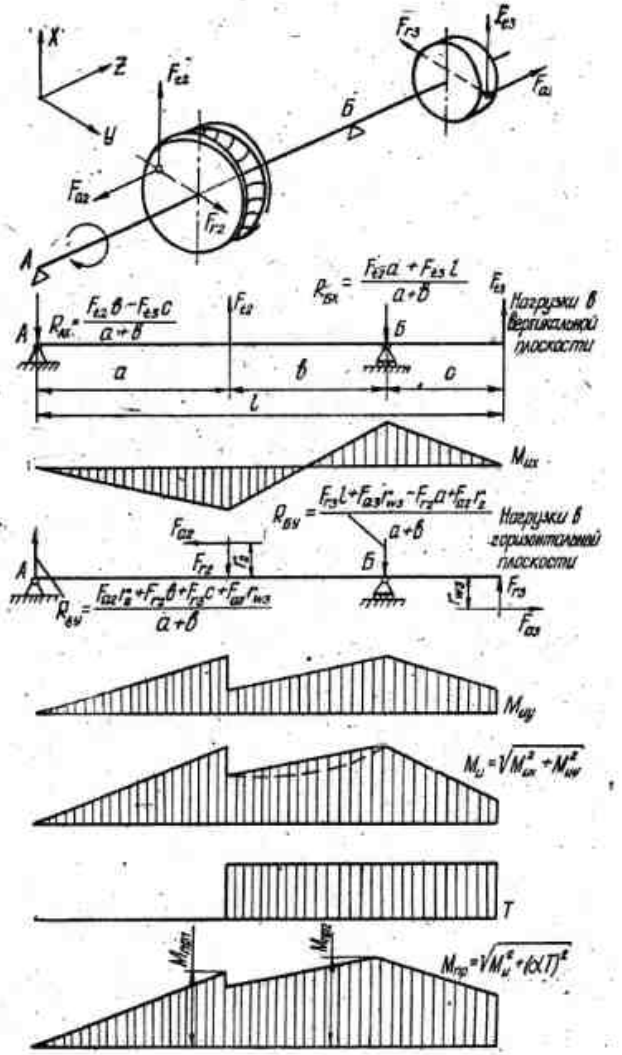


Рис. 5.10. Ведомый вал червячного редуктора

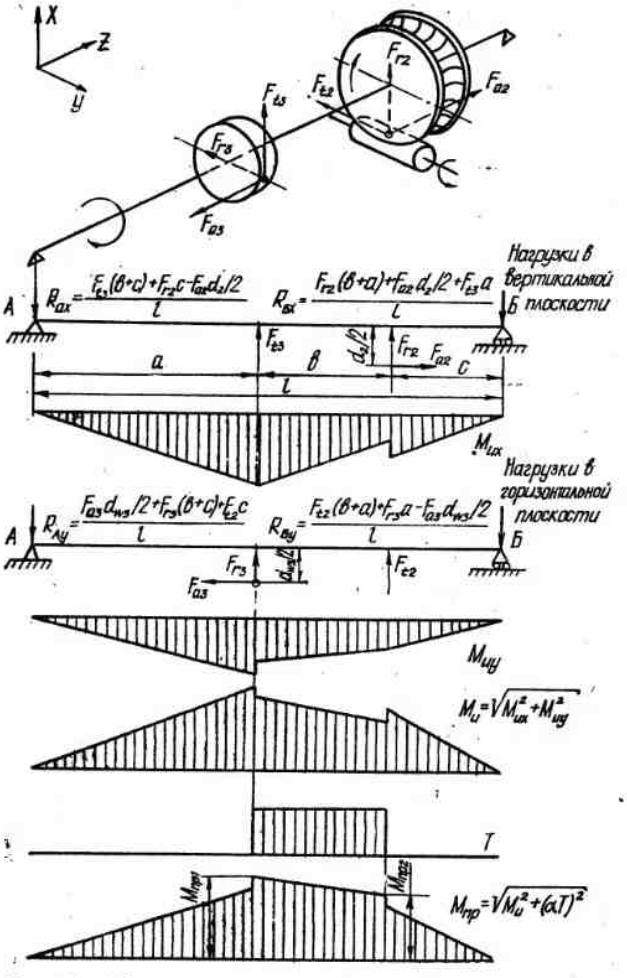


Рис. 5.11. Промежуточный вал червячно-цилиндрического редуктора

Расчетные диаметры вала (мм) в характерных точках

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0{,}1\,[\sigma_{-1}]}}, \qquad (5.3)$$

где $M_{пр}$ — Н · мм; $[\sigma_{-1}]$ — МПа (табл. 5.3).

5.1.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

Окончательные диаметры валов должны быть согласованы с диаметрами подшипников. Из двух размеров — вал или подшипник — выбирается бо́льший. Таким образом, до перехода к следующим этапам расчета и конструирования валов должны быть подобраны подшипники по долговечности.

Чтобы не прерывать изложение расчета и конструирования валов, подбор подшипников по долговечности и конструирование подшипниковых узлов вынесены в гл. 6. При расчете и конструировании привода необходимо пользоваться гл. 5 и 6 одновременно.

Рассмотрим процесс конструирования вала, имеющего выход из редуктора.

Наиболее часто детали, посаженные на выходящих из редуктора консолях валов, крепятся на шпонках. Паз под шпонку уменьшает сечение вала, в то же время при расчете вала его сечение принималось в форме круга, т. е. ослабление сечения не учитывалось. Поэтому рекомендуется на участке расположения паза под шпонку увеличить диаметр вала по сравнению с расчетным на 5...10 %. Окончательно диаметр конца вала выбирается в соответствии с табл. 5.4 и 5.5. Если предполагается, что на валу будет посажена стандартная муфта, диаметр и длина вала согласовываются с посадочными размерами муфты. При тяжелых нагрузках детали на валы сажаются на шлицах.

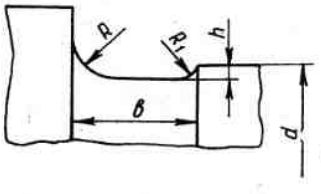
Желательно, чтобы цилиндрические концы валов имели упорные бурты, как это показано в табл. 5.4. Относительная высота бурта $\frac{h}{r} = 2...3$. Фаска насаживаемой на вал детали должна быть больше радиуса закругления галтели (перехода). По существующим рекомендациям для уменьшения концентрации напряжений желательно, чтобы относительный радиус скругления галтели у сильно напряженных валов удовлетворял условию

$$\frac{r}{d} \geqslant 0{,}1.$$

Эти условия, как правило, не выполняются, поэтому при проверке вала на выносливость нужно его проверить и по галтелям.

Переходы с одного диаметра вала на другой могут выполняться не только с закруглением, но и с проточкой, один из вариантов которой показан на рис. 5.12.

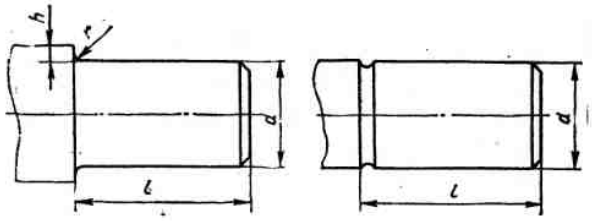
Одно из основных достоинств проточки в сравнении с галтелью — возможность перебега режущего инструмента относительно обрабатываемой поверхности в случае чистовой обработки. При этом кромка резца или шлифовального камня может быть незакругленной или закруг-



d	10–50	50–100	более 100
b	3	5	8
h	0,25	0,5	0,5
R	1	1,5	2
R_1		≈2h	

Рис. 5.12. Конструкция перехода контура вала с проточкой

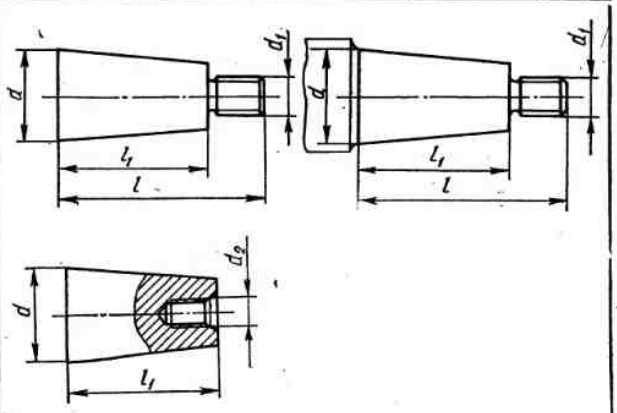
Таблица 5.4. Цилиндрические концы валов. Основные размеры (мм) и допуски по СТ СЭВ 537—77



Номинальные диаметры d		Поле допуска	Длина l	
			Исполнение	
Ряд 1-й	Ряд 2-й		1 Длинные	2 Короткие
16	—	$j6$	40	28
18	—			
—	19			
20	—		53	36
22	—			
—	24			
25	—		60	42
28	—			
30	—			
32	—		80	58
35	—			
36	—			
—	38	$k6$		
40	—		110	82
—	42			
45	—			
—	48			
50	—			
—	53			
55	—			
—	56			
60	—			
60	—	$m6$	140	105
63	—			
—	65			
70	—			
71	—			
—	75			
80	—		170	130
—	85			
90	—			
—	95			
100	—		210	165
—	105			
110	—			

Примечание. Для коротких концов валов при $d > 30$ мм применяют призматические высокие шпонки по ГОСТ 10748—79, в остальных случаях — призматические шпонки по СТ СЭВ 189—75.

Таблица 5.5. Конические концы валов с конусностью 1 : 10. Основные размеры по СТ СЭВ 537—77



Номинальный диаметр d		Длина, мм				Резьба	
		l		l_1			
		Исполнение					
Ряд 1-й	Ряд 2-й	длинное	короткое	длинное	короткое	d_1	d_2
16	—	40	28	28	16	M10×1,25	M4
18	—						M5
—	19						
20	—	50	36	36	22	M12×1,25	M6
22	—						
—	24						
25	—	60	42	42	24	M16×1,5	M8
28	—						
30	—	80	58	58	36	M20×1,5	M10
32	—						
35	—						M12
36	—						
—	38	110	82	82	54	M24×2	M12
40	—						
—	42						
45	—					M30×2	M16
—	48						
50	—					M36×3	M20
—	53						
55	—						
—	56						
60	—	140	105	105	70	M42×3	M20
63	—						
—	65						
70	—					M48×3	M24
71	—						
—	75						
80	—	170	130	130	90	M56×4	M30
—	85						
90	—					M64×4	M36
—	95						
100	—	210	165	165	120	M72×4	
—	105						
110	—					M80×4	M42

Примечание. Допуск угла конусности — $AT'\alpha 9$ по СТ СЭВ 178—75.

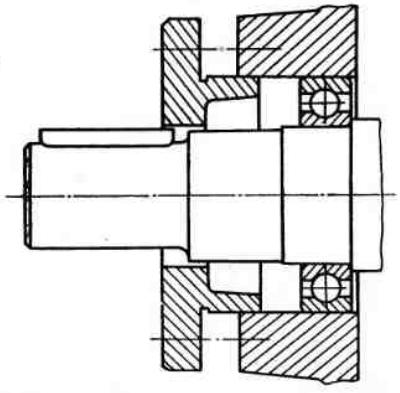


Рис. 5.13. Конструкция, позволяющая съем крышки без демонтажа шпонки

лена практически произвольным радиусом, что весьма выгодно с технологической точки зрения.

К недостаткам рассмотренной проточки относится повышенная концентрация напряжений из-за небольших радиусов закругления R, R_1. Поэтому проточки рекомендуют в случае, когда конструктивный диаметр вала превышает расчетный. Если конструктивный и расчетный диаметры имеют близкие значения, вал в месте расположения проточки подлежит проверке на выносливость.

Для уменьшения коэффициента концентрации напряжений необходимо увеличить радиусы R, R_1. Меньшие значения коэффициента концентрации напряжений дают полукруглые проточки, но они сильнее ослабляют вал и увеличивают номинальные напряжения.

Призматическую шпонку со скругленными торцами после установки ее в пазу вала вынимать не рекомендуется. Это условие выдвигает дополнительные требования к диаметрам деталей, находящихся за шпонкой: они должны допускать сборку и разборку без демонтажа шпонки (рис. 5.13). При этом может потребоваться значительный перепад диаметров вала.

Если требуемый перепад заметно превышает размер, необходимый для осевой фиксации детали, сидящей на шпонке, применяют конструкцию со шпонкой, удаляемой при демонтаже деталей.

Внутренние диаметры подшипников, начиная с 20 мм, имеют значения, оканчивающиеся на 0 или 5. Поэтому диаметр посадочного места округляется в большую сторону также до знака 0 или 5.

Посадочное место под подшипники (как и под другие детали) не должно иметь излишней длины. Поэтому участок до посадочного места выполняется несколько меньшего диаметра, чем само посадочное место. Этот участок может быть выполнен с тем же номинальным диаметром, что и посадочное место, но должен быть обработан с допуском, гарантирующим свободный проход подшипника, например, с допуском по e 9.

Если подшипник в осевом направлении крепится установочной гайкой, должен быть предусмотрен дополнительный перепад диаметров, обеспечивающий нарезание резьбы, а также установку гайки и шайбы. Размеры установочных гаек и стопорных шайб приведены в приложении (табл. 24...27).

Если по каким-либо соображениям диаметр вала должен быть строго ограничен, посадочные места на консоли вала и под подшипником могут иметь мало различающиеся или даже одинаковые диаметры. В этом случае для упора детали, сидящей на консоли, между ней и подшипником ставится распорная втулка.

На выходном (тихоходном) валу расчетный диаметр подшипника часто оказывается меньше посадочного места под него, полученного при конструктивной проработке вала. В этом случае окончательно выбирается подшипник, соответствующий конструктивному диаметру посадочного места. При подшипнике той же серии, что и выбранный по расчету, это ведет к увеличению долговечности. Иногда оказывается возможной замена серии подшипника на более легкую.

Иная картина наблюдается на входном (быстроходном) валу. Здесь часто расчетный диаметр вала оказывается меньшим, чем диаметр подшипника, выбранного по расчету. В этом случае диаметр вала увеличивается до диаметра подшипника или выбирается подшипник более тяжелой серии. Первый путь предпочтительнее, так как он увеличивает жесткость вала, а следовательно, улучшает условия работы зубчатого зацепления.

Для облегчения расточки корпуса обычно на обоих концах вала выбираются подшипники с одинаковыми наружными диаметрами.

Высота упорных буртов около подшипника и радиус галтели вала определяются толщиной внутреннего кольца подшипника и размерами дуговой фаски на кольце. Радиус закругления галтели вала должен быть меньше размера фаски подшипника. В противном случае подшипник не дойдет до упора в торец. Размеры максимального радиуса закругления галтели вала $r_{макс}$ в зависимости от размера фаски подшипника r приведены в табл. 5.6. При переходе с проточкой радиус галтели может быть несколько увеличен и принят равным R, значения которого также приведены в табл. 5.6.

При малой высоте упорного бурта не обеспечивается достаточная площадь упорной поверхности. При слишком большой высоте бурта не

Таблица 5.6. **Наибольшие радиусы закругления галтели вала под подшипник**

r	$r_{макс}$	R	r	$r_{макс}$	R
1	0,6	—	3,5	2	2,5
1,2	0,8	—	4	2,5	3
1,5	1	1,3	5	3	4
2	1	1,5	6	4	5
2,5	1,5	2	—	—	—
3	2	2,5	—	—	—

остается достаточного места для упора лап съемника. Рекомендуемые диаметры упорных буртов приведены с данными подшипников (приложение, табл. 15...20). При необходимости увеличить диаметр вала делаются специальные пазы для лап съемника или фаски под большим углом (рис. 5.14). Если нужно уменьшить диаметр вала, выполняется переход с проточкой, а между подшипником и упором ставится переходное кольцо (рис. 5.15). Колеса зубчатых и червячных редукторов сажаются на валы обычно на легкопрессовых или прессовых посадках.

Для посадки колеса на вал с натягом перед посадочным местом на валу должен иметься посадочный конус (рис. 5.16, *а*) или участок вала

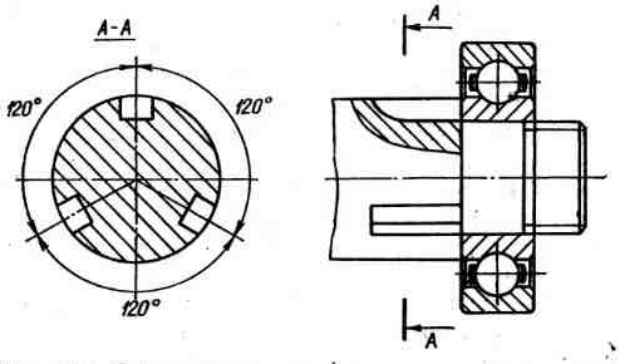


Рис. 5.14. Расположение пазов в заплечиках вала под лапы съемника

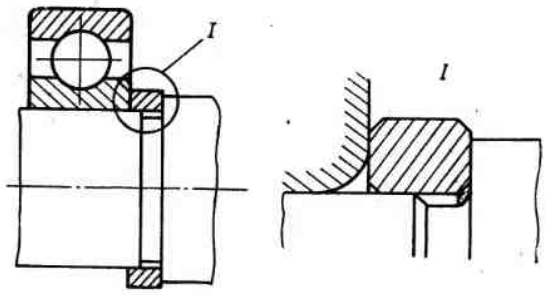


Рис. 5.15. Переходное кольцо для уменьшения перепада диаметров вала

того же номинального диаметра, что и посадочное место, но выполненный по одной из подвижных посадок (рис. 5.16, *б*). Последнее менее желательно, так как в месте перехода с одной посадки на другую образуется надрез, создающий концентрацию напряжений.

Угол α посадочного конуса для валов d = = 10...100 мм принимают равным $\approx 5°$. Примерная длина посадочного конуса c, мм:

d	10 ... 15	15 ... 30	30 ... 45	45 ... 100
c	1,5	2	3	5

При необходимости длина конуса может быть увеличена.

Параллельные боковые грани шпонки, крепящей колесо, должны выступать за посадочное место на (0,2...0,3) b, где b — ширина шпонки. Это дает возможность легко обеспечивать совпадение шпонки и паза ступицы при напрессовке колеса на вал. Как правило, диаметр консольной части вала меньше диаметра посадочного места, на котором сидит колесо. Согласно стандартам на шпоночные соединения сечение шпонки увеличивается с увеличением диаметра вала. Может оказаться, что на консоли рекомендуемое сечение шпонки будет меньше, чем под колесом. Но так как крутящий момент на рабочей длине вала постоянен, на шпонку, сидящую на консоли, действует большая сила. При примерно

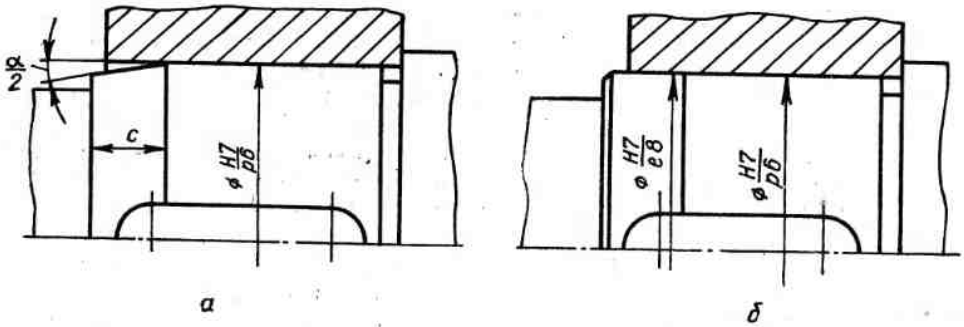


Рис. 5.16. Посадка колеса на вал:
а — вал с посадочным конусом; *б* — с направляющим цилиндрическим участком

одинаковых длинах шпонок это дает возможность и под колесом выбрать шпонку такого же сечения, как и на консоли, что упрощает фрезерование шпоночных пазов. С этой же целью пазы должны быть расположены в одной плоскости. Уменьшать сечение шпонки на выходящей из редуктора части вала не разрешается.

Рекомендуемые значения шероховатости поверхности различных участков вала приведены в табл. 5.7, шероховатость поверхностей под подшипники — в табл. 5.8.

Таблица 5.7. **Рекомендуемые шероховатости различных участков вала**

Поверхность	Шероховатость, R_a
Фаски, отверстия из-под сверла, торцы	12,5; 6,3
Шейки валов: 11-й квалитет точности от 30 до 500 мм	3,2
12-й квалитет точности 6...80 мм 9-й квалитет точности 80...500 мм	2,5
11-й квалитет точности 3...30 мм 7-й и 8-й квалитеты точности 6...80 мм	1,25
6-й квалитет точности 10...120 мм	0,63
Шейки валов в манжетных уплотнениях	0,32
Шейки валов в фетровых уплотнениях	1,25; 0,63
Рабочие поверхности шпоночных пазов	3,2
Нерабочие поверхности шпоночных пазов	6,3

Посадка деталей на валах. Обычно зубчатые колеса сажают на вал на посадке $\frac{H7}{p6}$ (при ∅ до 120 мм) и $\frac{H7}{r6}$ (при ∅ свыше 80 до 500 мм) или на $\frac{H8}{s7}$. При тяжелых ударных нагрузках применяют посадки $\frac{H7}{r6}$ (при ∅ до 120 мм), $\frac{H7}{p6}$ (при ∅ от 80 до 500 мм), $\frac{H8}{u8}$, а при частом демонтаже переходные посадки $\frac{H7}{n6}$; $\frac{H7}{m6}$; $\frac{H7}{k6}$. Муфты монтируются на переходных посадках $\frac{H7}{n6}$; $\frac{H7}{m6}$; $\frac{H7}{k6}$; а при тяжелых ударных нагрузках — на $\frac{H7}{p6}$ или $\frac{H7}{r6}$. Распорные втулки ставят на подвижных посадках $\frac{H7}{h6}$, $\frac{H8}{h7}$, $\frac{H8}{h8}$.

Таблица 5.8. **Рекомендуемая шероховатость посадочных поверхностей шарико- и роликоподшипников**

Посадочные места	Класс точности подшипников		Параметры шероховатости поверхности R_a (мкм) при номинальном диаметре, мм	
	ГОСТ 520—55	ГОСТ 520—71	До 80	Свыше 80 до 500
валов	Н, П В, А С	0 6; 5 4	1,25 0,63 0,32	2,5 1,25 0,63
отверстий корпусов	Н, П В, А, С	0 6; 5; 4	1,25 0,63	2,5 1,25
торцов заплечиков валов и корпусов	Н, П В, А, С	0 6; 5; 4	2,5 1,25	2,5 2,5

Посадки подшипников и шпонок см. в разделах, отведенных соответствующим деталям.

Для уменьшения биения посадочных мест валы обрабатывают в центрах. Центровые отверстия выбирают по ГОСТ 14034—74 (приложение, табл. 14). Если посаженные на конце вала детали (подшипник, муфта, шестерня) не имеют крепления торцовой шайбой или она крепится двумя винтами, применяют центровые отверстия без резьбы формы *A* (без предохранительного конуса) или формы *B* (с предохранительным конусом). Если торцовая шайба крепится центральным винтом, выбирают отверстия формы *F* или *H* (с резьбой).

5.1.3. ПРОВЕРКА ВАЛА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ, ЖЕСТКОСТЬ И СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

Проверка выполняется только после предварительного оформления его чертежа. Это вызвано тем, что усталостная прочность детали определяется рядом факторов, устанавливаемых в процессе проектирования: радиусами галтелей, перепадом диаметров между соседними ступенями вала, шероховатостью поверхности, диаметрами, натягом между валом и деталями и т. д.

Проверяют наиболее опасные сечения, в которых имеется концентрация напряжений. При

проверке определяется расчетный коэффициент запаса по выносливости (усталостной прочности) и сопоставляется с допускаемым. Проверочный расчет вала на выносливость является окончательным и основным. В ряде случаев, когда основные размеры вала определяются конструктивными соображениями, вначале производится конструктивное оформление вала без предварительного расчета, а затем определяется коэффициент запаса по выносливости.

Коэффициент запаса для нормальных напряжений

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \geqslant [n]; \qquad (5.4)$$

для касательных напряжений

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} \geqslant [n]. \qquad (5.4')$$

При одновременном действии нормальных и касательных напряжений

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geqslant [n]. \qquad (5.5)$$

В приведенных формулах σ_{-1} — предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений изгиба (табл. 5.1); τ_{-1} — предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений кручения (табл. 5.1); σ_a, τ_a — амплитуда номинальных напряжений соответственно изгиба и кручения; σ_m, τ_m — средние значения номинальных напряжений; ψ_σ, ψ_τ — коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений соответственно при изгибе и кручении:

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}; \quad \psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}, \qquad (5.6)$$

где σ_0, τ_0 — пределы выносливости при пульсирующих от нуля напряжениях. Значения ψ_σ, ψ_τ см. в табл. 5.1.

Уже отмечалось, что напряжения изгиба в валах изменяются по симметричному знакопеременному циклу и

$$\sigma_a = \sigma; \quad \sigma_m = 0. \qquad (5.7)$$

Для вала нереверсивной передачи приближенно принимается, что напряжения кручения изменяются по пульсирующему отнулевому циклу, тогда

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2}. \qquad (5.8)$$

Для реверсивной передачи принимается, что напряжения кручения знакопеременны:

$$\tau_a = \tau; \quad \tau_m = 0. \qquad (5.9)$$

Как отмечалось, условность такого расчета состоит в том, что один цикл изменения напряжений изгиба протекает в течение одного оборота вала, а период цикла изменения напряжений кручения определяется характером нагружения передачи.

Напряжения изгиба и кручения находят по известным формулам сопротивления материалов:

$$\sigma = \frac{M_и}{W_0}; \quad \tau = \frac{T}{W_p}, \qquad (5.10)$$

где $M_и$, T — изгибающий и крутящий моменты; W_0, W_p — осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала.

В качестве расчетной нагрузки ($M_и$ или T) принимают наибольшую длительно действующую нагрузку. Пусковые и другие кратковременно действующие (менее 50 тыс. циклов) пиковые нагрузки не учитываются.

При определении напряжений осевой W_0 и полярный W_p моменты сопротивления подсчитывают с учетом ослабления вала шпонками, шлицами, лысками и т. д.

Для вала сплошного сечения при диаметре d

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0{,}1d^3;$$
$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0{,}2\,d^3. \qquad (5.11)$$

Для полого вала при внешнем диаметре d и внутреннем диаметре d_1

$$W_0 \approx 0{,}1\,d^3\left[1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^4\right];$$
$$W_p \approx 0{,}2\,d^3\left[1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^4\right]. \qquad (5.12)$$

В сечении сплошного вала по шпоночному пазу

$$W_0 \approx 0{,}1\,d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d};$$
$$W_p \approx 0{,}2\,d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}, \qquad (5.13)$$

где b — ширина паза; t_1 — глубина паза на валу. Можно также воспользоваться данными табл. 5.9.

У шлицевого вала с эвольвентными шлицами

$$W_0 \approx 0{,}1\left(\frac{D+d}{2}\right)^3; \quad W_p \approx 0{,}2\,d^3. \qquad (5.14)$$

Здесь D — наружный диаметр шлицов; d — внутренний диаметр шлицов.

Моменты сопротивления шлицевых валов с прямобочными шлицами приведены в табл. 5.10 (z — число шлицов).

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали $K_{\sigma D}$ (или $K_{\tau D}$) при от-

Таблица 5.9 **Моменты сопротивления W_0, W_p валов, ослабленных пазом, для одной стандартной шпонки по СТ СЭВ 189—75 и ГОСТ 23360—78**

d, мм	$b\times h$, мм	W_0, мм³	W_p, мм³	d, мм	$b\times h$, мм	W_0, мм³	W_p, мм³
20		655	1440				
21		770	1680	45		7800	16740
22	6×6	897	1940	48	14×9	9620	20500
				50		10800	23050
24		1110	2470				
25		1275	2810	53		12770	27270
26	8×7	1453	3180	55	16×10	14510	30800
28		1860	4020	56		15290	32400
30		2320	4970	60		18760	40000
					18×11		
32		2730	5940	63		21900	46400
34	10×8	3330	7190	67		26070	55470
36		4010	8590	70		30200	63800
					22×12		
38		4760	10130	71		31230	66030
40		5510	11790	75		37600	79000
	12×8						
42		6450	13720	80	22×14	42000	89100

Таблица 5.10. **Осевые моменты сопротивления W_0 валов с прямобочными шлицами**

Легкая серия		Средняя серия		Тяжелая серия	
$z\times d\times D$	W_0, мм³	$z\times d\times D$	W_0, мм³	$z\times d\times D$	W_0, мм³
6×23×26	1290	6×23×28	1370	10×23×29	1470
6×26×30	1800	6×26×32	1830	10×26×32	1640
6×28×32	2310	6×28×34	2410	10×28×35	2290
8×32×36	3340	8×32×38	3420	10×32×40	3620
8×36×40	4800	8×36×42	4930	10×36×45	4780
8×42×46	7500	8×42×38	7650	10×42×52	7700
8×46×50	9920	8×46×54	10400	10×46×56	10300
8×52×58	14300	8×52×60	14700	16×52×60	14000
8×56×62	17400	8×56×65	17800	16×56×65	17100
8×62×68	24300	8×62×72	25000	16×62×72	24400
10×72×78	38400	10×72×82	39000	16×72×82	37200
10×82×88	54300	10×82×92	54600	20×82×88	53200

Примечание. Полярный момент сопротивления $W_p \approx 2W_0$

сутствии технологического упрочнения определяют по формуле

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma + K_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma};$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau + K_\tau^n - 1}{\varepsilon_\tau}, \qquad (5.15)$$

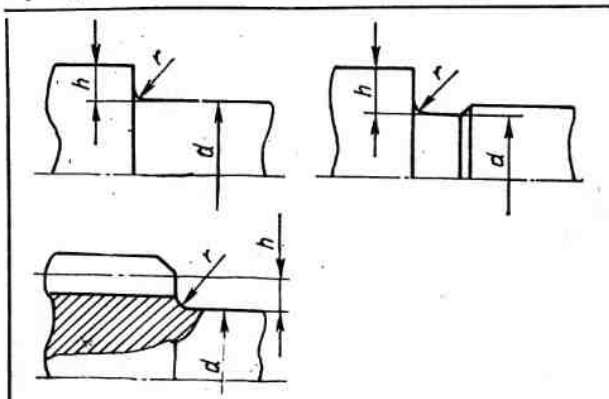
а при наличии технологического упрочнения (термохимическая обработка, обдувка дробью, обкатка роликами)

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma}{\beta\varepsilon_\sigma};\ K_{\tau D} = \frac{K_\tau}{\beta\varepsilon_\tau}. \qquad (5.16)$$

В этих формулах: K_σ (или K_τ) — эффективный коэффициент концентрации напряжений для полированного образца (табл. 5.11 ... 5.13); K_σ^n (или K_τ^n) — коэффициент состояния поверхности (табл. 5.14); ε_σ, ε_τ — коэффициенты влияния абсолютных размеров детали (масштабный коэффициент), см. табл. 5.16; β — коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 5.17). При расчете вала в месте посадки деталей коэффициент состояния поверхности в месте посадки не учитывается и используют отношения $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ и K_τ/ε_τ (табл. 5.15).

При наличии в одном сечении нескольких концентратов напряжений учитывают один из них — тот, для которого $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ наибольшие.

Таблица 5.11. **Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с галтельным переходом**



$\frac{h}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_σ при $\sigma_в$, МПа				K_τ при $\sigma_в$, МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,3	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,9	1,45	1,45	1,5	1,55
	0,1	1,45	1,55	1,65	1,8	1,4	1,4	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблица 5.12. Коэффициенты K_σ, K_τ для валов со шпоночными пазами

$\sigma_в$, МПа	K_σ		K_τ
	Паз выполнен пальцевой фрезой	Паз выполнен дисковой фрезой	
500	1,6	1,4	1,4
700	1,9	1,55	1,7
900	2,15	1,7	2,05
1200	2,5	1,9	2,4

Таблица 5.13. Коэффициенты K_σ, K_τ для шлицевых и резьбовых участков вала

$\sigma_в$, МПа	K_σ		K_τ	
	Для шлицев	Для резьбы	Для прямобочных шлицев	Для эвольвентных шлицев
500	1,45	1,8	2,25	1,45
700	1,6	2,2	2,45	1,5
900	1,7	2,45	2,65	1,55
1200	1,75	2,9	2,8	1,6

Таблица 5.14. Коэффициенты $K_\sigma^п \approx K_\tau^п$ в зависимости от шероховатости поверхности

Класс шероховатости	Простейшее обозначение на чертежах, Ra	$\sigma_в$, МПа			
		500	700	900	1200
3, 4, 5	12,5 6,3 3,2	1,2	1,25	1,35	1,5
6, 7, 8	2,5 1,25 0,63	1,05	1,1	1,15	1,25
9, 10	0,32 0,16	1	1	1	1

Если вал работает при ступенчато изменяющейся нагрузке и предназначен для работы с ограниченным числом циклов нагружения, необходимо построить ступенчатую диаграмму (гистограмму) нагрузки (см. ч. 1, рис. 3.12), на которой наносятся действующие изгибающие (или крутящие) моменты и соответствующие числа циклов нагружения.

Расчет действующих напряжений ведется здесь также по максимально длительно действующей нагрузке, но предел выносливости определяется при эквивалентном числе циклов нагружения:

$$\sigma_{-1э} = \sigma_{-1} K_L, \quad \tau_{-1э} = \tau_{-1} K_L. \qquad (5.17)$$

Здесь σ_{-1}; τ_{-1} — длительные пределы выносливости (табл. 5.1); K_L — коэффициент долговечности.

Таблица 5.15. Коэффициенты $K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$, $K_{\tau D} = \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}$ в местах посадки деталей

Диаметр вала, мм	Посадка	$K_\sigma/\varepsilon_\sigma$				K_τ/ε_τ			
		$\sigma_в$, МПа				$\sigma_в$, МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	$\frac{H7}{r6}$	2,5	3,0	3,5	4,25	1,9	2,2	2,5	3
	$\frac{H7}{k6}$	1,9	2,25	2,6	3,2	1,55	1,75	2	2,3
	$\frac{H7}{h6}$	1,6	1,95	2,3	2,75	1,4	1,6	1,8	2,1
50	$\frac{H7}{r6}$	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,6	3,1	3,6
	$\frac{H7}{k6}$	2,3	2,75	3,2	3,9	1,9	2,15	2,5	2,8
	$\frac{H7}{h6}$	2,0	2,4	2,8	3,4	1,6	1,85	2,1	2,4
100 и более	$\frac{H7}{r6}$	3,3	3,95	4,6	5,6	2,4	2,8	3,2	3,8
	$\frac{H7}{k6}$	2,45	2,95	3,45	4,2	1,9	2,2	2,5	2,9
	$\frac{H7}{h6}$	2,15	2,55	3,0	3,6	1,7	1,95	2,2	2,6

Примечание. Для посадки колец подшипников качения следует принимать $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ по графе, соответствующей прессовой посадке $\frac{H7}{r6}$.

Таблица 5.16. Коэффициенты ε_σ, ε_τ в зависимости от диаметра вала

Диаметр вала, мм	15	25	35	50	100
ε_σ	0,95	0,9	0,85	0,8	0,7
ε_τ	0,85	0,8	0,75	0,7	0,6

Примечание. Для высокопрочных легированных сталей значения ε_σ принимают равными значению ε_τ.

Коэффициент K_L находят по зависимости (см. также формулу (3.37, ч. 1)

$$K_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_E}}, \qquad (5.18)$$

где N_0 — базовое число циклов нагружений, принимаемое для небольших и средних валов

Таблица 5.17. Коэффициенты β* повышения предела выносливости при поверхностном упрочнении

Вид обработки поверхности	$\sigma_в$ сердцевины, МПа	Гладкий вал	Вал с $K_\sigma = 1,5$	Вал с $K_\sigma = 1,8...2$
Закалка с нагревом ТВЧ	600...800 800...1000	1,5...1,7 1,3...1,5	1,6...1,7 —	2,4...2,8 —
Азотирование	900...1200 400...600	1,1...1,25 1,8...2	1,5...1,7 3	1,7...2,8 —
Цементация	700...800 1000...1200	1,4...1,5 1,2...1,3	— 2	— —
Дробеструйный наклеп	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Накатка роликом	—	1,2...1,6	1,5...1,6	1,8...2,0

* Для образцов малого диаметра. Для валов диаметром 30...40 мм β на 8...10 % меньше.

равным $5 \cdot 10^6$, для больших валов — 10^7; m — показатель наклона усталостной кривой, принимаемый равным 9, а при наличии посадок с гарантированным натягом — 6; N_E — эквивалентное число циклов нагружения.

При ступенчатой циклограмме нагружения и расчете на кручение

$$N_E = \sum_{i=1}^{k} N_i \left(\frac{T_i}{T_1}\right)^m \qquad (5.19)$$

(см. также формулу (3.55). Здесь T_i, N_i — крутящий момент на каждой из ступеней нагружения и соответствующее ему число циклов нагружения; T_1 — наибольший длительно действующий момент, по которому вычислялись номинальные напряжения.

При расчете на изгиб в рассматриваемую зависимость вместо крутящих моментов подставляются соответствующие значения изгибающих моментов. В случае

$$N_E \geqslant N_0 \quad K_L = 1. \qquad (5.20)$$

Допускаемые значения запаса выносливости $[n]$ приведены ниже.

При высокой точности определения нагрузок, достоверных механических характеристиках, однородной технологии	1,3...1,5
При приближенной расчетной схеме, осредненных механических характеристиках, умеренных требованиях к технологии (большинство валов общего машиностроения)	1,5...1,8
При пониженной точности расчета, пониженной однородности материала и технологии, для валов большого диаметра ($d > 200$ мм)	1,8...2,5

Часто к валу предъявляются повышенные требования по жесткости. К таким валам относятся, например, валы коробок скоростей, ведущие валы быстроходных ступеней редукторов, которые по расчету на прочность получаются слишком малого диаметра, а следовательно, и недостаточно жесткими. В таких случаях

$$[n] \geqslant 2,5...3. \qquad (5.21)$$

Если запас выносливости оказался ниже допустимого, в первую очередь изменяют конфигурацию вала в целях уменьшения концентрации напряжений (изменяют форму переходов в галтелях, увеличивают их радиусы). Только после того, как выяснится, что эти меры не дают повышения запаса выносливости до нужного значения, увеличивают диаметр вала. Пример чертежа вала дан на рис. 5.17.

В ряде случаев, когда упругие деформации вала отрицательно влияют на работоспособность связанных с ними деталей или частота вращения вала близка к критической, производят проверочные расчеты вала на жесткость. Расчет сводится к определению прогибов и углов поворота поперечных сечений вала при изгибе, углов закручивания при кручении вала, а также к сравнению их с допускаемыми значениями.

Полный прогиб вала y и угол поворота поперечного сечения Θ находят как геометрическую сумму в двух взаимно перпендикулярных плоскостях:

$$y = \sqrt{y_г^2 + y_в^2}; \quad \theta = \sqrt{\theta_г^2 + \theta_в^2}, \qquad (5.22)$$

где $y_г$, $y_в$ — прогибы вала в горизонтальной и вертикальной плоскостях; $\theta_г$, $\theta_в$ — углы поворота поперечных сечений вала в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Точное определение деформаций — трудоемкая задача из-за влияния на конечный результат расчета ряда факторов: жесткости корпуса, зазоров, местной формы вала и др. При упрощенных расчетах вал ступенчатой формы рассматривается как брус постоянного сечения.

В случае более точных расчетов ступенчатый вал приводится к цилиндрическому с постоянным приведенным диаметром $d_{пр}$, соответствующим одному из участков вала. При этом длины различных участков вала l_1, l_2, l_3. ... l_n должны быть заменены, из условия неизменности жесткости каждого участка вала, на приведенные $l_{1\,пр}$, $l_{2\,пр}$, $l_{3\,пр}$ ... $l_{n\,пр}$. Приведенная длина любого цилиндрического участка вала

$$l_{i\,пр} = l_i \sqrt[3]{\frac{J_{i\,пр}}{J_i}} = l_i \sqrt[3]{\frac{d_{i\,пр}^4}{d_i^4}}, \qquad (5.23)$$

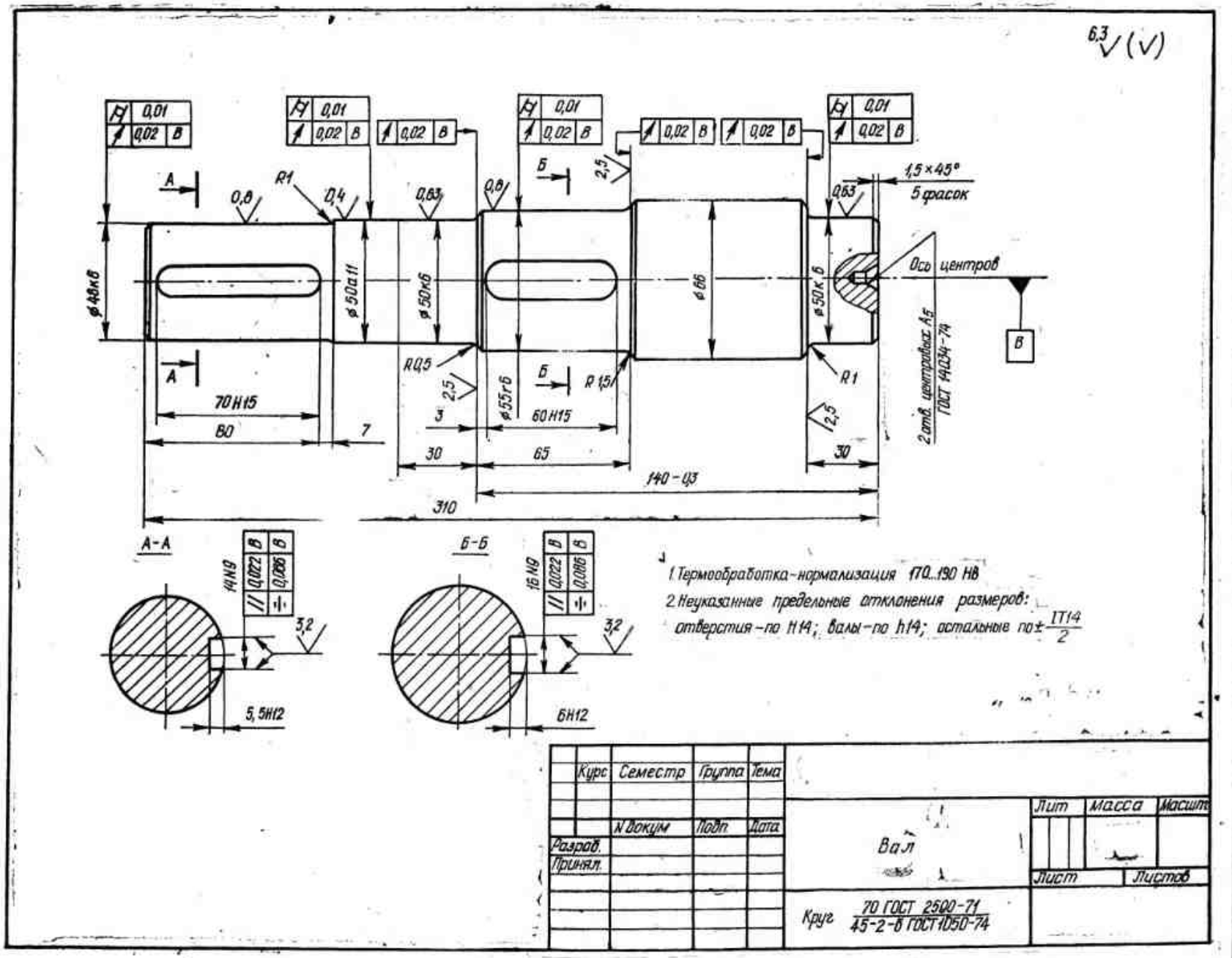
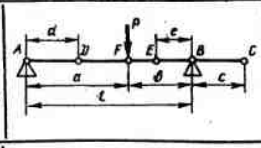
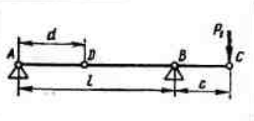


Рис. 5.17. Рабочий чертеж вала

где l_i — действительная длина j-го участка вала; d_i — его диаметр.

Приведенная длина вала $l_{пр} = l_{1\,пр} + l_{2\,пр} + \ldots + l_{n\,пр}$. Поскольку ступицы напрессованных на вал деталей работают совместно с валами, повышение жесткости участков вала в местах напрессовки учитывают увеличением их диаметров на $(0{,}6 \ldots 0{,}8)\,\delta_{ст}$ ($\delta_{ст}$ — толщина ступицы насаженной детали). Формулы для определения прогибов и углов поворота сечений гладких валов приведены в табл. 5.18, где приняты следующие обозначения: Y — стрела прогиба, м; θ — угол наклона упругой линии, рад; P — сосредоточенная нагрузка, Н; E — модуль упругости, для стали $E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ Па; J — осевой (экваториальный) момент инерции сечения, $J = \frac{\pi d^4}{64}$, м^4, при шлицевом соединении

Таблица 5.18. **Формулы для определения углов наклона и прогибов двухопорных валов**

Углы наклона и прогибы		
θ_A	$\frac{Pab\,(l+b)}{6EJl}$	$-\frac{P_1cl}{6EJ}$
θ_B	$-\frac{Pab\,(l+a)}{6EJl}$	$\frac{P_1cl}{3EJ}$
θ_C	$\theta_в$	$\frac{P_1c\,(2l+3c)}{6EJ}$
θ_D	$\frac{Pb\,(l^2-b^2-3d^2)}{6EJl}$	$\frac{P_1c\,(3d^2-l^2)}{6EJl}$
θ_E	$-\frac{Pa\,(l^2-a-3e^2)}{6EJl}$	—
θ_F	$\frac{Pab\,(b-a)}{3EJl}$	—
Y_D	$\frac{Pbd\,(l^2-b^2-d^2)}{6EJl}$	$-\frac{P_1cd\,(l^2-d^2)}{6EJl}$
Y_E	$\frac{Pae\,(l^2-a^2-e^2)}{6EJl}$	—
Y_F	$\frac{Pa^2b^2}{3EJl}$	—
Y_C	$\theta_в c$	$\frac{P_1c^2\,(l+c)}{3EJ}$

за диаметр вала принимается средний диаметр шлицев; a, b, c, d, e — постоянные и текущие координаты, м.

Максимальный прогиб вала, несущего зубчатые колеса, не должен быть больше 0,0002... 0,0003 расстояния между опорами, угол взаимного наклона валов под зубчатыми колесами — меньше 0,001 рад, угол наклона вала в опоре с радиальным шарикоподшипником — 0,01 рад, со сферическим подшипником — 0,05 рад.

В червячном редукторе прогиб вала червяка

$$Y \leqslant \left(\frac{1}{100} \cdots \frac{1}{150}\right) m,$$

где m — осевой модуль червяка.

Жесткость вала постоянного диаметра при кручении проверяется по формуле

$$\varphi = \frac{T}{GJ_p}\frac{180}{\pi} \leqslant [\varphi], \qquad (5.24)$$

где φ — расчетный угол закручивания, град/м; T — крутящий момент, Н · м; G — модуль сдвига, для стали $G = 8 \cdot 10^{10}$ Па; J_p — полярный момент инерции поперечного сечения вала, $J_p = 0{,}1\,d^4$, м^4; $[\varphi]$ — допустимый угол закручивания; в зависимости от назначения вала принимают:

Вид передачи	$[\varphi]$, град /м
Трансмиссионные валы мостовых кранов	0,25...0,3
Карданные валы автомобилей	3...4
Валы редукторов и коробок передач	0,5
Ходовые валики металлорежущих станков	0,085

Угол закручивания ступенчатого вала φ определяется как сумма углов закручивания отдельных его участков.

Валы, размеры которых определяются требованием жесткости, нецелесообразно изготовлять из высокопрочных сталей, так как стали всех марок имеют примерно одинаковый модуль упругости.

Проверка валов на статическую прочность производится для предупреждения пластической деформации при кратковременных пиковых и пусковых нагрузках.

Эквивалентное напряжение для опасного сечения вала

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2} \leqslant [\sigma]_{max}, \qquad (5.24')$$

где $\sigma_{max} = \frac{M_м}{0{,}1d^3} + \frac{4F_{ам}}{\pi d^2}$, $\tau_{max} = \frac{T_м}{0{,}2d^3}$.

Здесь $M_м$, $T_м$ — изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении при перегрузках (см. 3.6.6, ч.1. Дополнительные проверочные расчеты); $F_{ам}$ — растягивающая (сжимающая) осевая сила в том же сечении при перегрузках (учитывается при большой осевой силе, например при расчете вала червяка).

Предельное допускаемое напряжение $[\sigma]_{max} \approx \approx 0{,}6\sigma_т$, где $\sigma_т$—предел текучести (см. табл. 5.1).

5.1.4. ПРИМЕР ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ВАЛА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Определить коэффициенты запаса прочности n для опасных сечений тихоходного вала цилиндрического одноступенчатого редуктора (рис. 5.18).

Материал вала — сталь 40Х, нормализованная, с характеристикой (табл. 5.1): временное сопротивление разрыву $\sigma_в = 1000$ МПа; предел выносливости при симметричном цикле напряжений изгиба $\sigma_{-1} = 450$ МПа; предел выносливости при симметричном цикле напряжений кручения $\tau_{-1} = 250$ МПа; коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений соответственно при изгибе и кручении $\psi_\sigma = 0{,}15$ и $\psi_\tau = 0{,}1$.

Суммарные изгибающие моменты в предполагаемых опасных сечениях: *I—I*; *II—II*; *III—III* соответственно равны $M_{и\,I\text{-}I} = 562 \cdot 10^3$ Н·мм; $M_{и\,II\text{-}II} = 740 \cdot 10^3$ Н·мм; $M_{и\,III\text{-}III} = 725 \cdot 10^3$ Н·мм. Крутящий момент, передаваемый валом, $T = 760 \cdot 10^3$ Н·мм. Вал работает в нереверсивном режиме. Допускаемый запас выносливости $[n] = 1{,}8$ (см. с. 185).

Р е ш е н и е. Проверяем запас прочности по пределу выносливости в сечении *I—I*. Концентрация напряжений в этом сечении обусловлена шпоночным пазом и посадкой ступицы на вал.

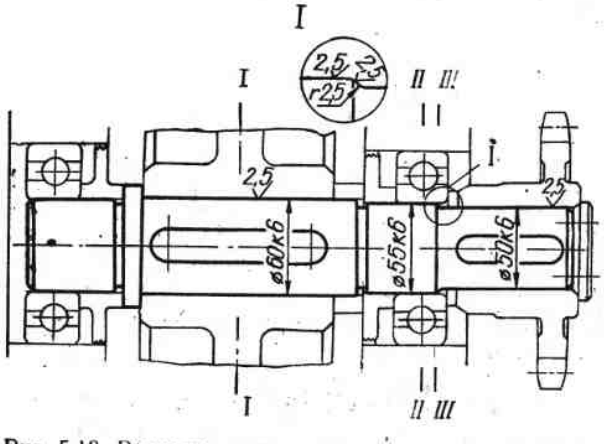


Рис. 5.18. Расчетная схема тихоходного вала цилиндрического одноступенчатого редуктора

1. Находим эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении от шпоночного паза. По табл. 5.12 для вала из стали, имеющего $\sigma_в = 1000$ МПа, со шпоночным пазом, выполненным пальцевой фрезой, $K_\sigma = 2{,}27$, $K_\tau = 2{,}17$. Масштабный коэффициент при изгибе и кручении для вала из стали 40 Х диаметром $d_1 = 60$ мм (табл. 5.16) $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0{,}78$. Коэффициент состояния поверхности при шероховатости $R_a = 2{,}5$ мк (табл. 5.14) $K_\sigma^п = K_\tau^п = 1{,}18$. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала при изгибе и кручении в случае отсутствия технологического упрочнения (формулы 5.15)

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma + K_\sigma^п - 1}{\varepsilon_\sigma} = \frac{2{,}27 + 1{,}18 - 1}{0{,}78} = 3{,}14;$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau + K_\tau^п - 1}{\varepsilon_\tau} = \frac{2{,}17 + 1{,}18 - 1}{0{,}78} = 3{,}0.$$

2. Определяем эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении вала, обусловленные ступицей колеса, насаженной на вал по посадке $\frac{H7}{k6}$. По табл. 5.15 при $\sigma_в = 1000$ МПа и $d_1 = 60$ мм $K_{\sigma D} = 3{,}45$ и $K_{\tau D} = 2{,}63$. Поскольку в проверяемом сечении *I—I* два концентратора напряжений, то при расчете учитываем один из них — тот, для которого $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ наибольшие, т. е. принимаем $K_{\sigma D} = 3{,}45$ и $K_{\tau D} = 3$.

3. Определяем запас прочности для нормальных напряжений (формула 5.4):

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{450}{3{,}45 \cdot 30} = 4{,}34,$$

где амплитуда номинальных напряжений изгиба (формулы 5.7 и 5.10)

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_{и\,I\text{-}I}}{W_0} = \frac{562 \cdot 10^3}{18760} = 30 \text{ МПа},$$

здесь осевой момент сопротивления (табл. 5.9) при $d_1 = 60$ мм $W_0 = 18760$ мм³.

4. Находим запас прочности для касательных напряжений. Предварительно определяем полярный момент сопротивления (табл. 5.9) при $d_1 = 60$ мм $W_p = 4000$ мм³; напряжение кручения (формула 5.10)

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{760 \cdot 10^3}{4000} = 19 \text{ МПа};$$

амплитуду и среднее значение номинальных напряжений кручения (формула 5.8)

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{19}{2} = 9{,}5 \text{ МПа}.$$

Запас прочности для касательных напряжений (формула 5.4′)

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{250}{3{,}0 \cdot 9{,}5 + 0{,}1 \cdot 9{,}5} = 8{,}48.$$

5. Общий запас прочности в сечении *I—I* (формула 5.5)

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{4{,}34 \cdot 8{,}48}{\sqrt{4{,}34^2 + 8{,}48^2}} = 3{,}78 > [n] = 1{,}8.$$

Проверяем запас прочности по пределу выносливости в сечении *II—II*.

1. Определяем эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении вала, вызванные посадкой внутреннего кольца подшипника на вал. Для вала с диаметром $d_2 = 55$ мм, изготовленного из стали 40Х, с временным сопротивлением разрыву $\sigma_в = 1000$ МПа по табл. 5.15 $K_{\sigma D} = 4{,}6$ и $K_{\tau D} = 3.26$.

2. Определяем запас прочности для нормальных напряжений (формула 5.4):

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{450}{4{,}6 \cdot 44{,}4} = 2{,}2,$$

где амплитуда номинальных напряжений изгиба (формулы 5.7 и 5.10)

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_{и\ II\text{-}II}}{W_0} = \frac{740 \cdot 10^3}{0{,}1 d_2^3} = \frac{740 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 55^3} = 44{,}4 \text{ МПа}.$$

3. Определяем запас прочности для касательных напряжений (формула 5.4′):

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{250}{3{,}26 \cdot 11{,}43 + 0{,}1 \cdot 11{,}43} = 6{,}5;$$

здесь напряжение кручения (формула 5.10)

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{0{,}2 d_2^3} = \frac{760 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 55^3} = 22{,}85 \text{ МПа};$$

амплитуда и среднее значение номинальных напряжений кручения (формула 5.8)

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{22{,}85}{2} = 11{,}43 \text{ МПа}.$$

4. Общий запас прочности в сечении *II—II* (формула 5.5)

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{2{,}2 \cdot 6{,}5}{\sqrt{2{,}2^2 + 6{,}5^2}} = 2{,}08 > [n] = 1{,}8.$$

Проверяем запас прочности по пределу выносливости в сечении *III—III*. Концентрация напряжений в этом сечении обусловлена галтельным переходом от диаметра $d_2 = 55$ мм к диаметру $d_3 = 50$ мм.

1. При $d_2 = 55$ мм $d_3 = 50$ мм и $r = 2{,}5$ мм; по табл. 5.11 определяем отношения

$$\frac{h}{r} = \frac{2{,}5}{2{,}5} = 1, \quad \frac{r}{d_3} = \frac{2{,}5}{50} = 0{,}05$$

и находим (интерполированием) эффективные коэффициенты концентрации напряжений в галтели при изгибе и кручении $K_\sigma = 1{,}83$ и $K_\tau = 1{,}52$. Масштабный фактор при изгибе и кручении для диаметра вала $d_3 = 50$ мм (табл. 5.16) $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0{,}8$. Коэффициент состояния поверхности при шероховатости галтели $R_a = 2{,}5$ мкм (табл. 5.14) $K_\sigma^n = K_\tau^n = 1{,}18$.

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала при отсутствии технологического упрочнения (формула 5.15)

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma + K_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma} = \frac{1{,}83 + 1{,}18 - 1}{0{,}8} = 2{,}5;$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau + K_\tau^n - 1}{\varepsilon_\tau} = \frac{1{,}52 + 1{,}18 - 1}{0{,}8} = 2{,}1.$$

Амплитуда номинальных напряжений изгиба (формулы 5.7 и 5.10)

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_{и\ III\text{-}III}}{W_0} = \frac{M_{и\ III\text{-}III}}{0{,}1 d_3^3} = \frac{725 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 50^3} = 58 \text{ МПа}.$$

Номинальные напряжения кручения (формула 5.10)

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{760 \cdot 10^3}{0{,}2 d_3^3} = \frac{760 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 50^3} = 30{,}4 \text{ МПа}.$$

Амплитуда и среднее значение номинальных напряжений кручения (формула 5.8)

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{30{,}4}{2} = 15{,}2 \text{ МПа}.$$

2. Запас прочности для нормальных напряжений по формуле (5.4)

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{450}{2{,}5 \cdot 58} = 3{,}1.$$

3. Запас прочности для касательных напряжений (формула 5.4′)

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{250}{2{,}1 \cdot 15{,}2 + 0{,}1 \cdot 15{,}2} = 7{,}47.$$

4. Общий запас прочности в сечении *III—III* (формула 5.5)

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{3{,}1 \cdot 7{,}47}{\sqrt{3{,}1^2 + 7{,}47^2}} = 2{,}87 > [n] = 1{,}8.$$

5.2. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.2.1. РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В большинстве случаев в редукторах для крепления колес и муфт на валах применяют ненапряженные призматические шпонки. На выходных концах валов при их достаточной длине (исполнение 1 из табл. 5.4) используют обыкновенные шпонки по СТ СЭВ 189—75 (или ГОСТ 23360—78), при укороченных выходных концах (исполнение 2) — высокие шпонки по ГОСТ 10748—79. Шпонки, крепящие колеса внутри редуктора, выбирают по СТ СЭВ 189—75. Размеры шпонок и пазов приведены в табл. 5.19. Наиболее часто применяют шпонки со скругленными торцами (исполнение А).

Пазы на валах под такие шпонки выполняют пальцевыми фрезами. Пазы на валах для шпонок с плоскими торцами выполняют дисковыми фрезами что более технологично и создает меньшую концентрацию напряжений, чем при выполнении паза пальцевой фрезой (см. табл. 5.12). Шпонки с плоскими торцами применяют при наличии на валу ограничителей, препятствующих осевому перемещению шпонки (рис. 5.19, *а*). В противном случае возможно смещение и заклинивание шпонки при монтаже (рис. 5.19, *б*). Иногда для облегчения демонтажа шпонок со скругленными торцами с валов их выполняют со скосом на краю (рис. 5.20).

Наиболее опасной деформацией для шпонок и пазов является смятие от крутящего момента T Н · мм:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{dl_p(h-t_1)} \approx \frac{4T}{dl_p h} \leqslant [\sigma_{см}] \qquad (5.25)$$

или

$$l_p \geqslant \frac{2T}{d(h-t_1)[\sigma_{см}]} \approx \frac{4T}{dh[\sigma_{см}]}. \qquad (5.26)$$

Здесь l_p — рабочая длина шпонки, равная прямолинейной рабочей части боковой грани. Остальные обозначения см. в табл. 5.19, Б.

У шпонок исполнения А по СТ СЭВ 189—75 (исполнение 1 по ГОСТ 10748—79)

$$l_p = l - b \text{ мм};$$

у шпонок исполнения В (исполнение 2)

$$l_p = l \text{ мм};$$

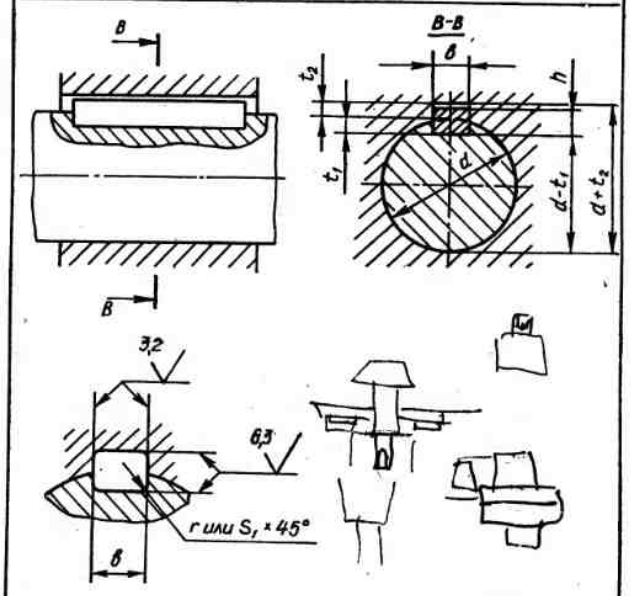
у шпонок исполнения С

$$l_p = l - \frac{b}{2} \text{ мм}.$$

Обозначение глубины пазов по ГОСТ 10748—79 (табл. 5.19, Б) несколько отличается от обозначения по СТ СЭВ 189—75 (табл. 5.19, А).

Таблица 5.19. Призматические шпонки и пазы по СТ СЭВ 189—75 и по ГОСТ 10748—79. Размеры, мм

А. Призматические шпонки и пазы по СТ СЭВ 189—75



Диаметр вала d, мм	Сечение шпонки b	Сечение шпонки h	Интервалы длин l	Глубина шпоночного паза t_1	Глубина шпоночного паза t_2
Свыше 12 до 17	5	5	10...56	3	2,3
» 17 » 22	6	6	14...70	3,5	2,8
» 22 » 30	8	7	18...90	4	3,3
» 33 » 38	10	8	22...110	5	3,3
» 38 » 44	12	8	28...140	5	3,6
» 44 » 50	14	9	36...160	5,5	3,8
» 50 » 58	16	10	45...180	6	4,3
» 58 » 65	18	11	50...200	7	4,4
» 65 » 75	20	12	56...220	7,5	4,9
» 75 » 85	22	14	63...250	9	5,4
» 85 » 95	25	14	70...280	9	5,4
» 95 » 110	28	16	80...320	10	6,4
» 110 » 180	32	18	90...360	11	7,4

Для пазов		Для шпонок	
b	l или $s_1 \times 45°$	b	s
5...8	0,16...0,25	5...8	0,25...0,4
10...18	0,25...0,4	10...18	0,4 ...0,6
20...32	0,4 ...0,6	20...32	0,6 ...0,8

Примечание. Длина шпонок должна выбираться из ряда: 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...

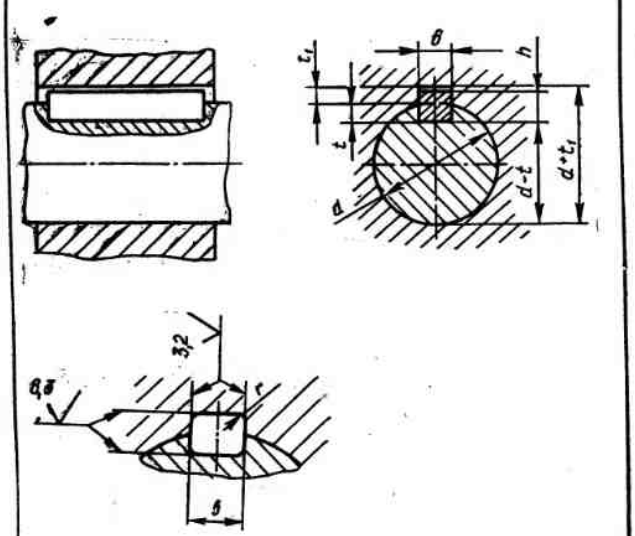
В ответственных шпоночных соединениях сопряжения дна паза с боковыми сторонами выполняются по радиусу, размер и предельные отклонения которого указываются на чертеже.

Продолжение табл. 5.19

Допускается применять шпонки длиной, выходящей за пределы диапазона длин, указанных в таблице.

Допускается в отдельных обоснованных случаях (пустотелые и ступенчатые валы, передачи пониженных крутящих моментов) применять меньшие сечения шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов вала.

Б. Призматические шпонки и пазы по ГОСТ 10748—79



Диаметр вала d, мм	Сечение шпонки		Интервал длин l	Глубина шпоночного паза	
	b	h		t	t_1
Свыше 30 до 38	10	9	22...110	5,5	3,8
» 38 » 44	12	11	28...140	7	4,4
» 44 » 50	14	12	36...160	7,5	4,9
» 50 » 58	16	14	45...180	9	5,4
» 58 » 65	18	16	50...200	10	6,4
» 65 » 75	20	18	56...220	11	7,4
» 75 » 85	22	20	63...250	12	8,4
» 85 » 95	25	22	70...280	13	9,4
» 95 » 110	28	25	80...320	15	10,4
» 110 » 130	32	28	90...360	17	11,4

Для пазов		Для шпонок	
b	r	b	c или r_1
10...18	0,25...0,4	10...18	0,4...0,6
20...32	0,4 ...0,6	20...32	0,6...0,8

Материал шпонок — чистотянутая сталь с $\sigma_в \geqslant 600$ МПа (ГОСТ 23360—78). Допускается применение другой стали соответствующей прочности. Часто это Ст. 6; стали 45, 50.

В общем машиностроении допускаемые напряжения на смятие принимают равными $[\sigma_{см}] = 80...150$ МПа. При этом меньшие напряжения берут для чугунных ступиц.

В редукторах для шпонок из стали 45 принимают при непрерывном использовании редуктора с полной нагрузкой $[\sigma_{см}] = 50 ... 70$ МПа; при среднем режиме работы $[\sigma_{см}] = 130 ... 180$ МПа; в случае предельных статических перегрузок — до $[\sigma_{см}] = 260$ МПа.

При движении незакаленных трущихся поверхностей под нагрузкой $[\sigma_{см}] = 10... 20$ МПа.

Часто длину шпонок выбирают в соответствии с длиной ступицы, а затем проверяют на смятие.

Посадки ненапряженных шпоночных соединений с призматическими шпонками по СТ СЭВ 144—75 приведены в табл. 5.20.

Положение шпоночного паза относительно образующей ограничивают допусками: на параллельность на длине паза — 0,5 $T_{шп}$; на симметричность при одном пазе — 2,0 $T_{шп}$ (при

Таблица 5.20. Предельные отклонения размеров соединений с призматическими шпонками и ориентировочные посадки

Высота шпонки, h	$h11$
Глубина пазов вала, t_1 и втулки, t_2	$H12$
Длина шпонки, l	$h14$
Длина паза под шпонку на валу, l	$H15$
Ширина шпонки и пазов, b в зависимости от вида соединения	

Вид соединения	Шпонка	Паз вала	Паз втулки
Свободное	$h9$	$H9$	$D10$
Нормальное	$h9$	$N9$	I_s9
Плотное	$h9$	$P9$	

Допускаются любые сочетания указанных выше полей допусков

Назначение посадок	Паз втулки	Паз вала
Для единичного и серийного производства	I_s9	$P9$
Для серийного и массового производства	$D10$; I_s9	$N9$
Для направляющих шпонок	$D10$	$H9$; $N9$

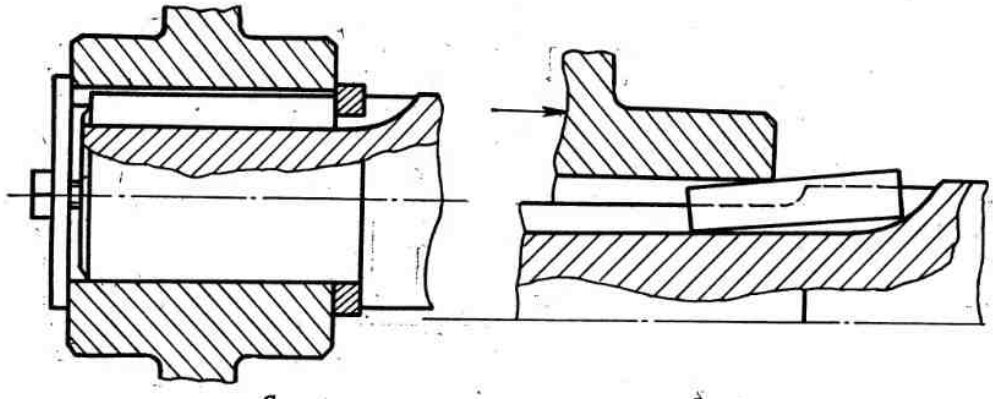


Рис. 5.19. Монтаж призматической шпонки с плоскими торцами:
а — при наличии ограничителя, препятствующего осевому смещению; *б* — при отсутствии ограничителя

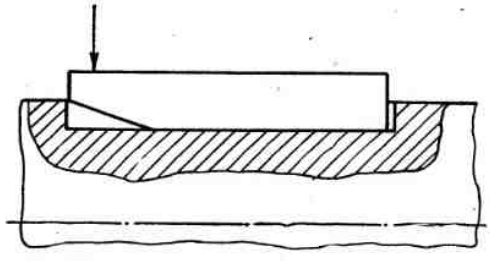


Рис. 5.20. Скос на шпонке для облегчения ее демонтажа

двух пазах — 0,5 $T_{шп}$), где $T_{шп}$ — допуск на ширину шпоночного паза, устанавливаемый по табл. 5.20.

5.3. ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

5.3.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА И ТИПЫ СОЕДИНЕНИЙ

Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными обладают более высокой нагрузочной способностью, создают меньшую концентрацию напряжений в валах, а следовательно, обеспечивают более высокую выносливость последних, создают лучшую центровку деталей на валах, более удобны для массового и серийного производства. Для тяжелонагруженных соединений в общем машиностроении наиболее распространены прямобочные соединения, которые здесь и рассматриваются. Весьма перспективны эвольвентные соединения, постепенно вытесняющие прямобочные [1]. При стесненных диаметральных габаритах в некоторых отраслях промышленности, например автотракторной, применяют соединение со шлицами треугольного профиля.

Зубчатые соединения различают также по способу центрирования. Центрирование соединений с прямобочными шлицами производят по боковым граням; по наружному диаметру; по внутреннему диаметру.

По боковым граням центрируют соединения, передающие большие крутящие моменты, в случае отсутствия высоких требований к центрированию. Центрирование по одному из диаметров применяют при высоких требованиях к его

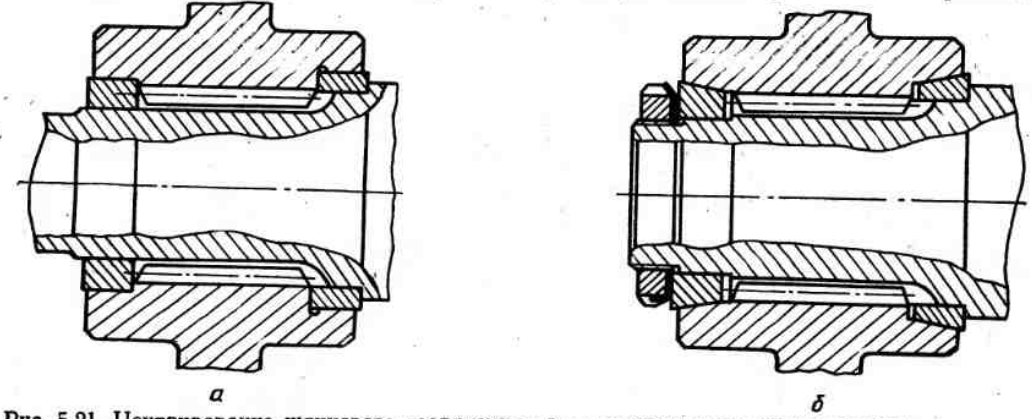
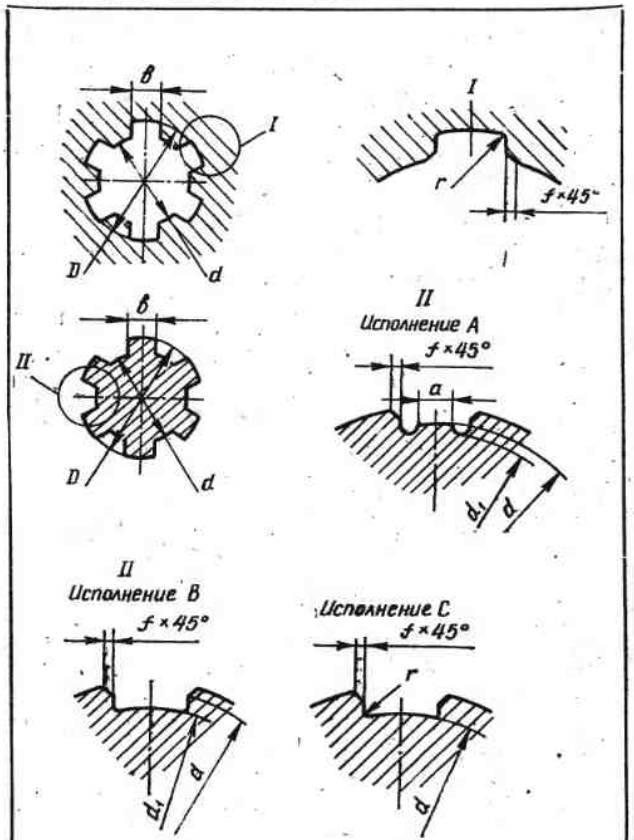


Рис. 5.21. Центрирование шлицевого соединения по вспомогательным поверхностям:
а — по цилиндрическим поверхностям; *б* — по коническим поверхностям

Таблица 5.21. Размеры и числа зубьев шлицевых соединений по СТ СЭВ 188—75



z×d×D	Число зубьев	d	D	b	d_1, не менее	a, не более	f: Номинальный	f: Предельное отклонение	r, не более
Средняя серия									
6×23×28	6	23	28	6	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2
6×26×32	6	26	32	6	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3
6×28×34	6	28	34	7	25,9	1,70	0,4	+0,2	0,3
8×32×38	8	32	38	6	29,4	—	0,4	+0,2	0,3
8×36×42	8	36	42	7	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3
8×42×48	8	42	48	8	39,5	2,57	0,4	+0,2	0,3
8×46×54	8	46	54	9	42,7	—	0,5	+0,3	0,5
8×52×60	8	52	60	10	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5
8×56×65	8	56	65	10	52,2	2,50	0,5	+0,3	0,5
8×62×72	8	62	72	12	57,8	2,40	0,5	+0,3	0,5
10×72×82	10	72	82	12	67,4	—	0,5	+0,3	0,5
10×82×92	10	82	92	12	77,1	3,00	0,5	+0,3	0,5

Из информационного приложения. При центрировании по внутреннему диаметру шлицевые валы изготовляются в исполнении А и С. При центрировании по наружному диаметру и боковым сторонам зубьев шлицевые валы изготовляются в исполнении В.

точности. Центрирование по наружному диаметру технологически предпочтительнее, но возможно только при невысокой твердости ступицы, допускающей обработку протягиванием; центрирование по внутреннему диаметру — при закаленной ступице.

Соединения, от которых требуется особенно высокая точность центрирования, центрируют по специальным поверхностям (рис. 5.21). Этот способ применяется и в случае, когда невозможно прошлифовать шлицы, термически обработанные до высокой твердости.

В зависимости от размера и количества шлицов (а следовательно, и от нагрузочной способности при одинаковом диаметре) различают три серии соединений с прямобочными шлицами: 1) легкая, применяемая для подвижных или слабо нагруженных соединений (допускающих осевое перемещение втулки по валу); 2) средняя, применяемая для умеренно нагруженных соединений, у которых перемещения втулки происходят без нагрузки; 3) тяжелая, предназначенная для наиболее тяжелых условий работы, т. е. нагрузка знакопеременная с ударами (условия смазки для подвижных соединений плохие).

Основные размеры соединений по СТ СЭВ 188—75 приведены в табл. 5.21.

5.3.2. РАСЧЕТ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ (ШЛИЦЕВЫХ) ПРЯМОБОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Расчет шлицевых соединений выполняется обычно как проверочный по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d_c z h l \psi} \leqslant [\sigma_{см}],$$

где T — расчетный крутящий момент, Н · мм; d_c — средний диаметр шлицевого соединения, мм;

Таблица 5.22. Допускаемые напряжения $[\sigma_{см}]$, МПа

Вид соединения	Условия эксплуатации	$[\sigma_{см}]$, МПа: Без термообработки	$[\sigma_{см}]$, МПа: С термообработкой
Неподвижное	Тяжелые	35...50	40...70
	Средние	60...100	100...140
	Легкие	80...120	120...200
Подвижное без нагрузки	Тяжелые	15...20	20...35
	Средние	20...30	30...60
	Легкие	25...40	40...70
Подвижное под нагрузкой	Тяжелые	—	30...100
	Средние	—	50...150
	Легкие	—	100...200

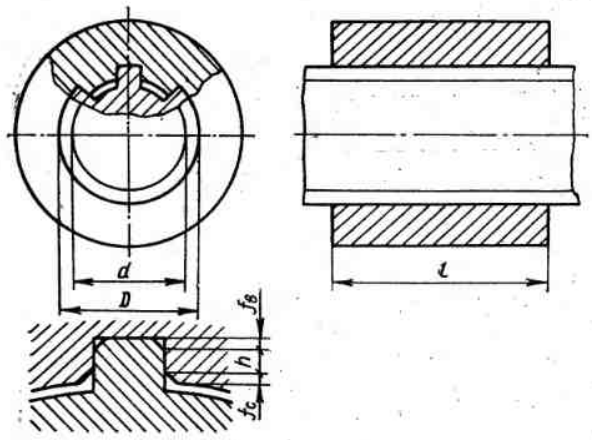


Рис. 5.22. Расчетная схема шлицевого соединения

$d_c = 0{,}5(D + d)$; z — число шлицев; h — высота поверхности контакта, мм; $h = 0{,}5(D - d) - f_b - f_c$; ψ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами: $\psi = 0{,}7 \ldots 0{,}8$; $[\sigma_{см}]$ — допускаемое напряжение на смятие рабочих поверхностей, МПа (табл. 5.22).

Геометрические параметры, необходимые для расчета, приведены в табл. 5.21 и на рис. 5.22. Расчет шлицевых соединений регламентирован ГОСТ 21425—75, который следует принять за основу при более точных расчетах.

5.3.3. ПОСАДКИ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Посадки зубчатых прямобочных соединений регламентированы СТ СЭВ 187—75. Предпочтительные посадки по приложению 1 к этому стандарту приведены в табл. 5.23. Полный перечень посадок дается в стандарте. Поля допусков нецентрирующих диаметров сведены в табл. 5.24.

Таблица 5.23. **Предпочтительные посадки сопрягаемых поверхностей зубчатых прямобочных соединений**

Способ центрирования	Посадки центрирующего диаметра d или D	Посадки по ширине
По внутреннему диаметру, d	$\frac{H7}{f7}$; $\frac{H7}{g6}$	$\frac{D9}{h9}$; $\frac{D9}{js7}$; $\frac{D9}{k7}$; $\frac{F10}{f9}$; $\frac{F10}{js7}$
По наружному диаметру, D	$\frac{H7}{f7}$; $\frac{H7}{js6}$	$\frac{F8}{f7}$; $\frac{F8}{f8}$; $\frac{F8}{js7}$
По ширине, b	—	$\frac{F8}{js7}$; $\frac{D9}{e8}$; $\frac{D9}{k8}$; $\frac{F10}{d9}$; $\frac{F10}{f8}$

Таблица 5.24. **Поля допусков нецентрирующих диаметров зубчатых прямобочных соединений**

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска	
		Вал*	Втулка
d	По D или по b	—	$H11$
D	По d или по b	$a11$	$H12$

* Диаметр d — не менее диаметра d_1 по СТ СЭВ 188—75.

5.3.4. ОБОЗНАЧЕНИЯ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Данные для валов и втулок должны содержать букву, обозначающую поверхность центрирования; число зубьев и номинальные размеры d, D, b соединения, вала и втулки; обозначения полей допусков или посадок диаметров, а также размера b, помещенные после соответствующих размеров. Допуски нецентрирующих диаметров в обозначении можно не указывать.

Пример условного обозначения соединения. Число шлицев $z = 8$, внутренний диаметр $d = 36$ мм, наружный диаметр $D = 40$ мм, ширина шлица $b = 7$ мм, центрирование по внутреннему диаметру, посадка по диаметру центрирования $\frac{H7}{f7}$ и по размеру $b\,\frac{D9}{h9}$:

$$d - 8 \times 36\frac{H7}{f7} \times 40\frac{H12}{a11} \times 7\frac{D9}{h9},$$

или

$$d - 8 \times 36\frac{H7}{f7} \times 40 \times 7\frac{D9}{h9}.$$

Условное обозначение втулки того же соединения: $d - 8 \times 36H7 \times 40H12 \times 7D9$. Условное обозначение вала того же соединения: $d - 8 \times 36f7 \times 40a11 \times 7h9$.

ГЛАВА 6. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

6.1. ХАРАКТЕРИСТИКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ВЫБОР ТИПА ПОДШИПНИКА

Подшипники качения являются основным видом опор. Их широкое применение в промышленности обусловлено следующими преимуществами по сравнению с подшипниками скольже-

ния: малый момент трения (особенно при малых скоростях и трогании); простота монтажа и эксплуатации, незначительный расход смазки; высокая степень стандартизации и централизованное изготовление (т. е. низкая стоимость и полная взаимозаменяемость по присоединительным размерам); высокая нагрузочная способность на единицу ширины подшипника; меньшие требования к термообработке посадочных шеек валов; надежная работа в условиях частой остановки и пуска привода.

К недостаткам подшипников качения следует отнести: низкую долговечность в условиях высоких скоростей и ударных нагрузок; большое рассеивание срока службы (с увеличением нагрузки рассеивание уменьшается); большие радиальные размеры и массу; большую поперечную жесткость; повышенную шумовую характеристику при высоких скоростях; нерентабельность мелкосерийного производства подшипников; необходимость специального оборудования.

Приведем краткую эксплуатационную характеристику основных типов подшипников, применяемых при курсовом проектировании.

Подшипник шариковый радиальный однорядный (см. приложение, табл. 15) неразборный, наиболее простой и дешевый, используется в качестве универсальных опор в различных узлах. Предназначен для восприятия радиальных нагрузок при высоких частотах вращения, но может одновременно с радиальной воспринимать и реверсивную осевую нагрузку в пределах до 70 % от неиспользованной радиальной нагрузки. При высоких частотах вращения и чисто осевой нагрузке рассматриваемый подшипник успешно используется взамен упорного. Допускает незначительные перекосы осей колец до 10...15′ (при больших перекосах ресурс подшипника резко падает).

Область применения: жесткие двухопорные валы с расстоянием между опорами $l \leqslant 10d$, где d — диаметр отверстия подшипника.

Подшипник шариковый радиально-упорный (см. приложение, табл. 16) предназначен для восприятия радиальной и односторонней осевой нагрузки, величина которой определяется углом контакта α. С увеличением α осевая грузоподъемность возрастает за счет уменьшения радиальной. Подшипник выполняется со срезом борта наружного или внутреннего кольца. В зависимости от размера среза различают разборную конструкцию подшипника и с «замком», который препятствует раскомплектовке подшипника. Срез борта облегчает сборку подшипника и позволяет ввести в его комплект большее число шариков. При этом грузоподъемность такого подшипника по сравнению с радиальным возрастает на 30...40 %. С увеличением угла контакта α от 12 до 36° предельная быстроходность подшипника, вследствие повышенного скольжения, снижается на 25 %, а воспринимаемая осевая нагрузка возрастает примерно в 2 раза.

Область применения: жесткие двухопорные валы при сравнительно небольших расстояниях между опорами.

Подшипник шариковый радиальный двухрядный сферический (см. приложение, табл. 17) выполняется со сферической поверхностью на наружном кольце, описанной из центра подшипника, что обеспечивает ему нормальную работу при перекосе оси внутреннего кольца относительно наружного до 3°. Это преимущество определяет в основном область его применения. Подшипник предназначен для восприятия радиальной нагрузки, но одновременно с этой может воспринимать и реверсивную осевую нагрузку в пределах до 20 % от неиспользованной радиальной. При значительных осевых нагрузках работает практически один ряд тел качения. Если установить в опоре два таких подшипника, теряется их основное преимущество — способность самоустанавливаться.

Область применения: в узлах с нежесткими валами, в конструкциях, не обеспечивающих надлежащей соосности посадочных отверстий.

Подшипник шариковый упорный (см. приложение, табл. 18) предназначен для восприятия больших односторонних осевых нагрузок, удовлетворительно работает при скорости вала до 5...6 м/с. Применение в высокоскоростных узлах, особенно при горизонтальном расположении вала, не рекомендуется (усложняется регулировка зазоров). В упорном подшипнике различают тугое кольцо (с внутренним посадочным диаметром d) и свободное кольцо (с внутренним диаметром $d_1 \geqslant d + 0{,}2$ мм).

Область применения: тяжело нагруженные вертикальные валы при низких и средних частотах вращения.

Подшипник роликовый однорядный с короткими цилиндрическими роликами (см. приложение, табл. 19), разборный, предназначен для восприятия больших радиальных нагрузок. Подшипник чувствителен к монтажным перекосам и упругим деформациям валов. Для уменьшения кромочных давлений применяют ролики с выпуклой образующей (бомбинированные ролики). Подшипник широко используется в качестве «плавающей» опоры при обязательной фиксации безбортового кольца. Некоторые типы рассматриваемых подшипников имеют однобортовые внутренние или наружные кольца и могут фиксировать вал при незначительных осевых нагрузках.

Область применения: жесткие короткие двухопорные валы.

Подшипник роликовый радиально-упорный конический (см. приложение, табл. 20) предназначен для восприятия радиальных и односторонних осевых нагрузок. Он разборный, допускает регулировку зазоров и компенсацию износа. Воспринимаемая осевая нагрузка возрастает с увеличением угла контакта подшипника α. Быстроходность по сравнению с подшипниками с цилиндрическими роликами значительно ниже. Подшипник чувствителен к монтажным перекосам и упругим деформациям валов.

Область применения: тяжело нагруженные опоры жестких коротких валов, воспринимающие радиальную и осевую нагрузку одновременно.

Подшипники качения подбирают по динамической и статической грузоподъемности. Выбор рационального типоразмера подшипника зависит от характера нагрузки, ее величины и направления; частоты вращения; условий эксплуатации; особых требований, предъявляемых конструкцией узла; стоимости подшипника. Необходимо при этом исходить из следующих общих соображений.

1. Шариковые подшипники дешевле роликовых;
2. В опорах, подверженных действию ударных нагрузок, предпочтение нужно отдавать роликоподшипникам;
3. При действии на опору чисто радиальной нагрузки следует ставить радиальные подшипники (шариковые, роликовые);
4. Более тяжелые подшипники характеризуются пониженной быстроходностью;
5. При одинаковых размерах и нагрузках перекосы, обусловленные деформацией опор, в роликовых подшипниках меньше, чем в шариковых, однако начальный радиальный зазор у шариковых подшипников примерно в два раза меньше, чем у роликовых.
6. В регулируемых радиально-упорных подшипниках осевое смещение колец приводит к увеличению радиального зазора, при этом снижается ресурс подшипника, поэтому в указанных подшипниках обеспечение нормального радиального зазора при монтаже и регулировке в процессе эксплуатации весьма существенно [2].
7. С увеличением класса точности подшипника повышается нагрузочная способность, но одновременно возрастает его цена.

Наглядное представление о точности подшипников различных классов и их относительной стоимости дает сравнение максимальных значений радиальных биений внутренних колец, подшипников диаметром 50...80 мм.

Класс точности	0	6	5	4	2
Радиальное биение, мкм	20	10	5	3	2,5
Относительная стоимость	1	1,3	2	4	10

Необоснованное применение подшипников повышенной точности ведет к неоправданному удорожанию изделия.

В общем машиностроении обычно используются подшипники нулевого класса. Тип подшипника выбирается в результате анализа всех факторов, влияющих на работоспособность опоры.

Сравнительные характеристики различных типов подшипников приведены ниже.

Тип подшипника	Относительная грузоподъемность	Относительная быстроходность	Относительная стоимость
Шарикоподшипник радиальный однорядный	1	1	1
Шарикоподшипник двухрядный сферический	0,8	0,9	1,15
Роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами	1,5	1	1,2
Роликоподшипник двухрядный сферический	2,5	0,7	3
Шарикоподшипник радиально-упорный	1,2	1	1,8
Роликоподшипник конический однорядный	1,7	0,7	1,3
Шарикоподшипник упорный	—	0,3	1,1

6.2. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ (ГОСТ 18855—73)

По динамической грузоподъемности подшипники выбирают при частоте вращения $n \geqslant 1$ мин$^{-1}$.

В ходе составления компоновочной схемы привода или редуктора подшипники уже были предварительно выбраны по диаметру вала. Поэтому приводимые здесь расчеты сводятся к проверке выбранного подшипника и уточнению его типа, диаметра и серии.

Выбор подшипника по динамической грузоподъемности состоит в проверке его расчетной долговечности при заданных условиях работы.

Номинальная долговечность подшипника в миллионах оборотов

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p, \qquad (6.1)$$

где C — каталожная динамическая грузоподъемность данного типоразмера подшипника, Н; P — эквивалентная расчетная нагрузка на подшипник, Н; p — степенной показатель, для шарикоподшипников $p = 3$, для роликоподшипников $p = \frac{10}{3}$.

Таблица 6.1. **Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок для выбора радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников**

Тип подшипника			Однорядные $\frac{F_a}{VF_r} > e$		Двухрядные $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		Двухрядные $\frac{F_a}{VF_r} > e$		e
α	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{iF_a}{C_0}$	X	Y	X	Y	X	Y	
0°	0,014		0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028			1,99				1,99	0,22
	0,050			1,71				1,71	0,26
	0,084			1,55				1,55	0,28
	0,11			1,45				1,45	0,30
	0,17			1,31				1,31	0,34
	0,28			1,15				1,15	0,38
	0,42			1,04				1,04	0,42
	0,56			1,00				1,00	0,44
12°		0,014	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30
		0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057		1,46		1,60		2,37	0,37
		0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
		0,11		1,22		1,39		1,98	0,45
		0,17		1,13		1,30		1,84	0,48
		0,29		1,04		1,20		1,69	0,52
		0,43		1,01		1,16		1,64	0,54
		0,57		1,00		1,16		1,62	0,54
15°		0,015	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39	0,38
		0,029		1,40		1,57		2,28	0,40
		0,058		1,30		1,46		2,11	0,43
		0,087		1,23		1,38		2,00	0,46
		0,12		1,19		1,34		1,93	0,47
		0,17		1,12		1,26		1,82	0,50
		0,29		1,02		1,14		1,66	0,55
		0,44		1,00		1,12		1,63	0,56
		0,58		1,00		1,12		1,63	0,56
18° 19° 20°			0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63	0,57
24° 25° 26°			0,41	0,87		0,92	0,67	1,44	0,68
30°			0,39	0,76		0,78	0,63	1,24	0,80
35° 36°			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95
40°			0,35	0,57		0,65	0,57	0,93	1,14
Шарикоподшипники самоустанавливающиеся			0,4	0,4× ×ctgα	1	0,42× ×ctgα	0,65	0,65× ×ctgα	1,5× ×tgα

Примечание: 1. Для однорядных подшипников при $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ принимаются $X = 1$ и $Y = 0$. 2. При расчете приведенной нагрузки для узла, состоящего из двух однорядных радиальных или радиально-упорных шарикоподшипников, установленных последовательно, используются значения X и Y для однорядных шарикоподшипников.

Номинальная долговечность подшипника (ч) L_h связана с долговечностью L зависимостью

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n}. \qquad (6.2)$$

Формула (6.1) справедлива при частоте $n \geqslant 10$ мин$^{-1}$, не превышающей предельной частоты вращения для данного подшипника. При $n = 1...10$ мин$^{-1}$ расчет ведут по $n = 10$ мин$^{-1}$.

Эквивалентная нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников — это постоянная радиальная нагрузка, которая в случае приложения ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом обеспечивает такую долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения.

Для упорных и упорно-радиальных подшипников определение эквивалентной нагрузки аналогично, но вместо радиальной в них эквивалентной является осевая нагрузка.

Для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников эквивалентная нагрузка

$$P = (XVF_r + YF_a) K_б K_т, \qquad (6.3)$$

где F_r — радиальная нагрузка на подшипник, Н; F_a — осевая нагрузка на подшипник, Н; X — коэффициент радиальной нагрузки (табл. 6.1, 6.2); Y — коэффициент осевой нагрузки (табл.6.1, 6.2); V — коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления нагрузки $V = 1$, а в случае вра-

Таблица 6.2. **Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок для выбора радиально-упорных и радиальных самоустанавливающихся роликоподшипников**

$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{P_a}{VF_r} > e$		e
X	Y	X	Y	
Подшипники однорядные				
1	0	0,4	0,4 ctg α	1,5 tg α
Подшипники двухрядные				
1	0,45 ctg α	0,67	0,67 ctg α	1,5 tg α

Примечание. Предполагается, что двухрядные подшипники имеют симметричную конструкцию. При $\alpha = 0°$ $F_a = 0$, $X = 1$.

щения наружного кольца $V = 1{,}2$); $K_б$ — коэффициент безопасности (табл. 6.3); $K_т$ — температурный коэффициент (табл. 6.4).

Для подшипников с короткими цилиндрическими роликами эквивалентная нагрузка

$$P = VF_r K_б K_т; \qquad (6.4)$$

для упорно-радиальных

$$P = (XF_r + YF_a) K_б K_т; \qquad (6.5)$$

для упорных подшипников

$$P = F_a K_б K_т. \qquad (6.6)$$

Выражения (6.2...6.5) для расчета эквивалентной нагрузки, приложенной к подшипнику, даны в общем виде. При практическом подборе подшипников качения в зависимости от конкретного типа и условий осевого нагружения подшипника эквивалентную нагрузку удобнее вычислять по формулам, приведенным в табл. 6.5.

При ступенчатом изменении нагрузки расчет ведут по эквивалентной нагрузке:

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \ldots + P_n^3 L_n}{L}}. \qquad (6.7)$$

где P_1, P_2, P_n — постоянные нагрузки, действующие в течение L_1, L_2, L_n миллионов оборотов; L — общее число миллионов оборотов, в течение которого действуют указанные нагрузки $L = L_1 + L_2 + \ldots + L_n$.

При линейном изменении нагрузки от P_{min} до P_{max}

$$P = \frac{P_{min} + 2P_{max}}{3}. \qquad (6.8)$$

Выбор коэффициентов X и Y при расчете эквивалентной нагрузки P (см. табл. 6.5) производится с учетом следующих соображений: по мере увеличения F_a выбираются зазоры в подшипнике, и распределение нагрузки между телами качения становится более благоприятным (возрастает дуга контакта, в пределах которой тела качения воспринимают нагрузку), в работу вступает бо́льшее число тел качения. При этом увеличение силы F_a до определенного значения не приводит к снижению работоспособности подшипника, поэтому расчет его эквивалентной нагрузки ведется только по радиальной нагрузке F_r, а осевая F_a не учитывается.

При дальнейшем возрастании F_a увеличение дуги контакта уже не может компенсировать повышение нагрузки на подшипник, и работоспособность его снижается.

Таблица 6.3. **Коэффициенты безопасности $K_б$ в зависимости от характера нагрузки**

Характер нагрузки на подшипники	$K_б$	Использование
Спокойная нагрузка без толчков	1	Ролики ленточных конвейеров; маломощные кинематические редукторы и приводы
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125 % номинальной расчетной нагрузки	1...1,2	Прецизионные зубчатые передачи; металлорежущие станки, кроме строгальных и долбежных; блоки; электродвигатели малой и средней мощности; легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки. Вибрационная нагрузка. Кратковременная перегрузка до 150 % номинальной расчетной нагрузки	1,3...1,5	Буксы рельсового подвижного состава; зубчатые передачи 7-й и 8-й степени точности; редукторы всех конструкций
То же, в условиях повышенной надежности	1,5...1,8	Центрифуги; мощные электрические машины; энергетическое оборудование
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией. Кратковременные перегрузки до 200 % номинальной расчетной нагрузки	1,8...2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности; дробилка и копры; кривошипно-шатунные механизмы; валки прокатных станов; мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300 % номинальной расчетной нагрузки	2,5...3	Тяжелые ковочные машины; лесопильные рамы; рабочие рольганги у крупносортных станов, блюмингов и слябингов

Таблица 6.4. **Температурные коэффициенты $K_т$ в зависимости от рабочей температуры подшипника, °С**

°С	$K_т$	°С	$K_т$
125	1,05	200	1,25
150	1,10	225	1,35
175	1,15	250	1,40

Таблица 6.5. **Формулы для расчета эквивалентной динамической нагрузки**

№ п. п.	Тип подшипника	P, Н	
		$\frac{F_a}{VF_r} < e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$
1	Радиальный шариковый	$P = VF_rK_бK_т$	$P = (0{,}56VF_r + YF_a)K_бK_т$
2	Радиальный сферический двухрядный	$P = (XVF_r + YF_a)K_бK_т$	
3	Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	$P = VF_rK_бK_т$	
4	Радиально-упорный шариковый	$P = VF_rK_бK_т$	$P = (XVF_r + YF_a)K_бK_т$
5	Конический роликовый	$P = VF_rK_бK_т$	$P = (0{,}4VF_r + YF_a)K_бK_т$
6	Упорный (шариковый, роликовый)	$P = F_aK_бK_т$	

Предельное значение осевой нагрузки F_a (в долях F_r), в случае превышения которой F_a должна учитываться при расчете эквивалентной нагрузки, P оценивается параметром e.

Определяя эквивалентную нагрузку шарикового радиального подшипника (угол контакта $\alpha = 0$), вначале находим отношение $\frac{F_a}{C_0}$, где C_0 — каталожная статическая грузоподъемность подшипника (приложение, табл. 15 ... 20). По соотношению $\frac{F_a}{C_0}$ определяем вспомогательный параметр e (табл. 6.1). Затем в зависимости от отношений $\frac{F_a}{C_0}$ и $\frac{F_a}{VF_r}$

$$\left(\frac{F_a}{VF_r} \leqslant e \text{ или } \frac{F_a}{VF_r} > e\right) \qquad (6.9)$$

находим X и Y.

Если в шариковых радиальных, однорядных шариковых или роликовых радиально-упорных подшипниках $\frac{F_a}{VF_r} \leqslant e$, осевую нагрузку не учитывают, т. е. принимают $Y = 0$, $X = 1$.

У двухрядных шариковых и роликовых подшипников (радиально-упорных и радиальных сферических) даже незначительные осевые силы влияют на эквивалентную нагрузку, а в случае, если отношение $\frac{F_a}{VF_r}$ превысит значение e, в этих подшипниках будет работать только один ряд тел качения.

Остальные особенности выбора коэффициентов X, Y для радиально-упорных шарикоподшипников ясны из табл. 6.1. У роликовых радиально-упорных и радиальных самоустанавливающихся подшипников $e = 1{,}5\,\mathrm{tg}\alpha$, где α — угол контакта роликов (табл. 6.2).

При определении расчетной осевой нагрузки, действующей на радиально-упорный подшипник, кроме внешней осевой нагрузки F_{ab} учитываются также осевые составляющие F_{sI}, F_{sII} от радиальных нагрузок, возникающие в подшипниках вследствие наклона линии контакта.

Расчетные осевые нагрузки на подшипники F_{aI} и F_{aII} опор I и II в этом случае в зависимости от направления силы F_{ab} и относительного расположения подшипников приведены на рис. 6.1 и в табл. 6.6.

Таблица 6.6. **Формулы для определения расчетных осевых нагрузок**

№ п. п.	Условия нагружения	Расчетные осевые нагрузки на подшипник	
		в опоре I	в опоре II
1	$F_{sI} \geqslant F_{sII}$ $F_{ab} \geqslant 0$	$F_{aI} = F_{sI}$	$F_{aII} = F_{sI} + F_{ab}$
2	$F_{sI} < F_{sII}$ $F_{ab} \geqslant F_{sII} - F_{sI}$		
3	$F_{sI} < F_{sII}$ $F_{ab} < F_{sII} - F_{sI}$	$F_{aI} = F_{sII} - F_{ab}$	$F_{aII} = F_{sII}$

Осевые составляющие F_s для конических роликоподшипников

$$F_s = 0{,}83\,eF_r, \qquad (6.10)$$

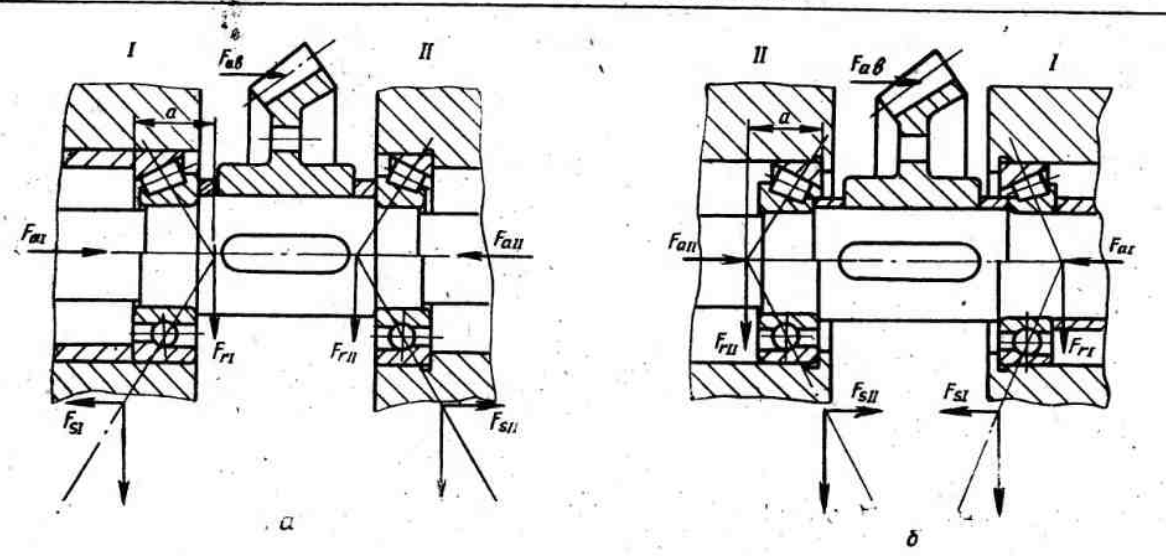


Рис. 6.1. Определение расчетных осевых нагрузок для радиально-упорных подшипников, установленных: *а* — враспор; *б* — врастяжку

значение параметра e приведено в табл. 6.2 в зависимости от угла α.

Для радиально-упорных шарикоподшипников

$$F_s = e' F_r. \qquad (6.11)$$

В последнем случае при углах контакта $\alpha \geqslant 18°$ коэффициент $e = e'$ определяется по табл. 6.1. При $\alpha < 18°$ фактические углы контакта под нагрузкой значительно отличаются от начальных, поэтому e' зависит не только от α, но и от отношения $\frac{F_a}{C_0}$, где C_0 — статическая грузоподъемность подшипника. Но поскольку в начале расчета F_a является неизвестным, то параметр e' приближенно принимают из графика (рис. 6.2) в зависимости от отношения $\frac{F_r}{C_0}$ и α. Затем определяют силу F_a и с помощью $\frac{F_a}{C_0}$ по табл. 6.1. уточняют e'.

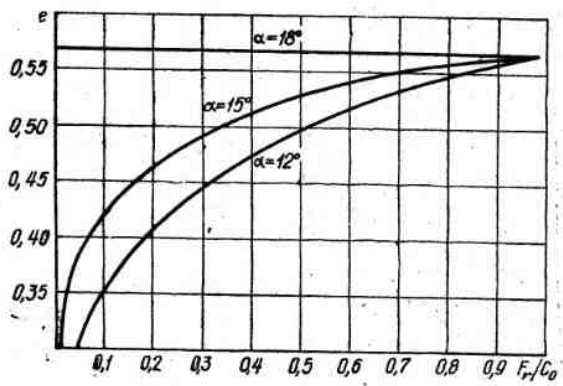


Рис. 6.2. Определение коэффициента e для радиально-упорных шарикоподшипников

При расчете эквивалентной нагрузки для сдвоенных однорядных радиально-упорных шарикоподшипников (рис. 4.31), установленных узкими или широкими торцами наружных колец друг к другу, пара одинаковых шарикоподшипников рассматривается как один двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник.

При выборе сдвоенных конических роликовых подшипников (рис. 4.26) необходимо учитывать, что при $\frac{F_a}{VF_r} < e$ динамическая грузоподъемность сдвоенного подшипника равна динамической грузоподъемности однорядного подшипника, умноженной на 1,715. При $\frac{F_a}{VF_r} > e$ в сдвоенных подшипниках работает один ряд, и значения динамической грузоподъемности следует принимать, как для однорядного подшипника (т. е. при указанных условиях осевого нагружения применение сдвоенных подшипников нецелесообразно).

Динамическая грузоподъемность подшипников в каталогах приведена при 90 % надежности. Если требования к надежности превышают стандартные, расчетная динамическая грузоподъемность

$$C' = CK_L, \qquad (6.12)$$

где C — стандартная каталожная динамическая грузоподъемность, Н; K_L — коэффициент, учитывающий заданную вероятность выхода подшипника из строя и определяемый по графику рис. 6.3.

Каталожные данные подшипников, наиболее часто встречающихся при курсовом проектировании, приведены в приложении (табл. 15...20),

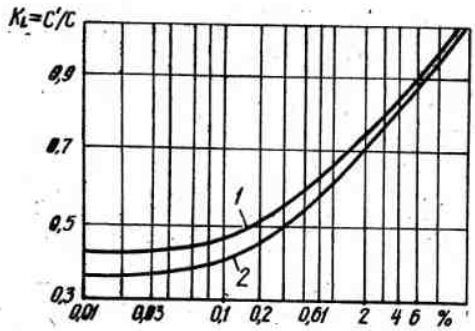


Рис. 6.3. Определение коэффициента K_L
1 — шариковые подшипники; *2* — роликовые

рекомендуемые значения расчетной долговечности L_h для различных машин — в табл. 6.7.

Таблица 6.7. **Рекомендуемые значения расчетной долговечности L_h для различных типов машин**

Машины и оборудование	L_h, ч
Приборы и аппараты, используемые периодически: демонстрационная аппаратура, механизмы для закрывания дверей, бытовые приборы	500
Неответственные механизмы, используемые в течение коротких периодов времени: механизмы с ручным приводом, сельскохозяйственные машины, подъемные краны в сборочных цехах, легкие конвейеры	4000 и более
Ответственные механизмы, работающие с перерывами: вспомогательные механизмы на силовых станциях, конвейеры для поточного производства, лифты, не часто используемые металлообрабатывающие станки	8000 и более
Машины для односменной работы с неполной нагрузкой: стационарные электродвигатели, редукторы общего назначения, часто используемые металлорежущие станки	12000 и более
Машины, работающие с полной загрузкой в одну смену, машины общего машиностроения, подъемные краны для режимов Т и ВТ, вентиляторы, распределительные валы	Около 20000
Машины для круглосуточного использования: компрессоры, насосы, шахтные подъемники, стационарные электромашины, судовые приводы	40000 и более
Непрерывно работающие машины с высокой нагрузкой; оборудование бумажных фабрик, энергетические установки, шахтные насосы, оборудование торговых морских судов	100000 и более

Примечание. Расчетная долговечность подшипников должна быть согласована с долговечностью проектируемого привода. Если размеры подшипников оказываются слишком большими, за расчетную долговечность может приниматься долговечность до капитального ремонта привода.

Для облегчения вычислений в табл. 6.8 даны соотношения между L и $\frac{C}{P}$, а в приложении табл. 21 — связь между L_h, частотой вращения n и отношением $\frac{C}{P}$.

Таблица 6.8. **Соотношение между долговечностью подшипника в миллионах оборотов L и значением C/P**

L	C/P		L	C/P	
	Шариковые подшипники	Роликовые подшипники		Шариковые подшипники	Роликовые подшипники
3	1,44	1,39	180	5,65	4,75
4	1,59	1,52	200	5,85	4,90
5	1,71	1,62	220	6,04	5,04
6	1,82	1,71	240	6,21	5,18
8	2,00	1,87	260	6,38	5,30
10	2,15	2,00	280	6,54	5,42
12	2,29	2,11	300	6,69	5,54
14	2,41	2,21	320	6,84	5,64
16	2,52	2,30	340	6,98	5,75
18	2,62	2,38	360	7,11	5,85
20	2,71	2,46	380	7,24	5,94
25	2,92	2,63	400	7,37	6,03
30	3,11	2,77	420	7,49	6,12
35	3,27	2,91	440	7,61	6,21
40	3,42	3,02	460	7,72	6,29
45	3,56	3,13	480	7,83	6,37
50	3,68	3,23	500	7,94	6,45
60	3,91	3,42	550	8,19	6,64
70	4,12	3,58	600	8,43	6,81
80	4,31	3,72	650	8,66	6,98
90	4,48	3,86	700	8,88	7,12
100	4,64	3,98	750	9,09	7,29
120	4,93	4,20	800	9,28	7,43
140	5,19	4,40	850	9,47	7,56
160	5,43	4,58	900	9,65	7,70

Пример 1. Определить номинальную динамическую грузоподъемность 310 шарикового радиального подшипника с каталожной динамической грузоподъемностью $C = 48500$ Н, статической грузоподъемностью $C_0 = 36300$ Н. На подшипник действует радиальная нагрузка $F_r = 4000$ Н, осевая $F_a = 1900$ Н, частота вращения вала $n = 1000$ мин$^{-1}$, необходимая долговечность $L_h = 10000$ ч при условии, что $V = K_б = K_т = 1{,}0$.

Решение. 1. Выбираем коэффициенты X и Y. Отношение $\frac{F_a}{C_0} = \frac{1900}{36300} = 0{,}052$, по табл. 6.1 этому соответствует $e = 0{,}261$ (определяется методом интерполирования). Поскольку $\frac{F_a}{VF_r} = \frac{1900}{1 \cdot 4000} = 0{,}475$ больше $e = 0{,}261$, то $X = 0{,}56$, $Y = 1{,}702$.

2. Определяем эквивалентную нагрузку (табл. 6.5, п. 1) $P = (XVF_r + YF_a) K_б K_т = 0{,}56 \times 4000 + 1{,}702 \times 1900 = 5474$ Н.

3. По табл. 21 приложения $\frac{C}{P} = 8{,}43$, следовательно, потребная динамическая грузоподъемность $C = P \times 8{,}43 = 5474 \times 8{,}43 = 46146$ Н. Это несколько меньше каталожной динамической грузоподъемности $C = 48500$ Н. Ближайший меньший подшипник 309 имеет $C = 37800$ Н, а подшипник легкой серии 210 имеет $C = 27500$Н. Поэтому оставляем выбранный подшипник 310.

Пример 2. Подобрать конические роликоподшипники вала конической шестерни зубчатого редуктора (см. рис. 6.1, *а*) при следующих данных: радиальная нагрузка на подшипник I (на левой опоре) $F_{rI} = 4500$ Н; радиальная нагрузка на подшипник II (на правой опоре) $F_{rII} = 4100$ Н; осевая нагрузка, приложенная к валу и воспринимаемая подшипником II, $F_{ab} = 1250$ Н; посадочные диаметры вала под подшипники $d = 45$ мм; частота вращения вала $n = 1000$ мин$^{-1}$; коэффициент вращения кольца $V = 1$; коэффициент безопасности $K_б = 1{,}2$; температурный коэффициент $K_т = 1{,}0$; требуемая долговечность $L_h \geqslant 25000$ ч.

Р е ш е н и е. 1. Принимаем предварительно подшипник средней серии (см. приложение, табл. 20) 7309 по ГОСТ 339—79, у которого динамическая грузоподъемность $C = 76100$ Н; угол контакта $\alpha = 11°$; коэффициент $e = 0{,}29$.

2. Осевые составляющие радиальных нагрузок F_s (формула 6.10)

для подшипника I $F_{sI} = 0{,}83eF_{rI} = 0{,}83 \times 0{,}29 \times 4500 = 1083$ Н;

для подшипника II $F_{sII} = 0{,}83eF_{rII} = 0{,}83 \times 0{,}29 \times 4100 = 987$ Н;

3. Расчетная осевая нагрузка по табл. 6.6, п. 1 при $F_{sI} > F_{sII}$ и $F_{ab} > 0$

для подшипника I $F_{aI} = F_{sI} = 1083$ Н;

для подшипника II $F_{aII} = F_{sI} + F_{ab} = 1083 + 1250 = 2333$ Н.

4. Находим отношение $\frac{F_a}{VF_r}$ (формула 6.9) для подшипника I

$$\frac{F_{aI}}{VF_{rI}} = \frac{1083}{1{,}0 \cdot 4500} = 0{,}24 < e = 0{,}29$$

и принимаем коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (см. приложение, табл. 20) $X = 1$, $Y = 0$.

Для подшипника II отношение

$$\frac{F_{aII}}{VF_{rII}} = \frac{2333}{1{,}0 \cdot 4100} = 0{,}569 > e = 0{,}29$$

и принимаем коэффициенты радиальной и осевой нагрузок $X = 0{,}4$; $Y = 2{,}09$.

5. Эквивалентная расчетная нагрузка (табл. 6.5, п. 5) для подшипника I (осевой нагрузки не воспринимает) $P_1 = VF_{rI}K_бK_т = 1{,}0 \times 4500 \times 1{,}2 \times 1{,}0 = 5400$ Н;

для подшипника II (осевую нагрузку воспринимает) $P_2 = (0{,}4 \cdot V \cdot F_{rII} + YF_{aII})K_бK_т = (0{,}4 \times 1{,}0 \times 4100 + 2{,}09 \times 2333) \times 1{,}2 \times 1{,}0 = 7819$ Н.

Поскольку для обеих опор подшипники выбираются одинаковые, дальнейший расчет ведем по наиболее нагруженному подшипнику опоры II.

6. По табл. 21 приложения требуемое отношение $\frac{C}{P} = 9{,}62$, следовательно, $C = 9{,}62 \times P = 9{,}62 \times 7819 = 75219$ Н, что несколько меньше каталожной динамической грузоподъемности $C = 76100$ Н.

Ближайший подшипник с посадочным диаметром отверстия $d = 45$ мм легкой широкой серии 7509 имеет $C = 50600$ Н. Поэтому оставляем выбранный подшипник 7309, при этом вероятность его безотказной работы будет выше 90 %.

Пример 3. Подобрать радиально-упорные шарикоподшипники вала конической шестерни зубчатого редуктора (см. рис. 6.1, *а*) при следующих данных: радиальная нагрузка на подшипник I (на левой опоре) $F_{rI} = 950$Н; радиальная нагрузка на подшипник II (на правой опоре) $F_{rII} = 1500$ Н; осевая нагрузка, приложенная к валу и воспринимаемая подшипником II, $F_{ab} = 350$Н; частота вращения вала $n = 800$ мин$^{-1}$; посадочные диаметры вала под подшипники $d = 35$ мм; коэффициент вращения кольца $V = 1$; коэффициент безопасности $K_б = 1{,}4$; температурный коэффициент $K_т = 1$; требуемая долговечность $L_h \geqslant 25000$ ч.

Р е ш е н и е. 1. Принимаем предварительно подшипник легкой серии (см. приложение, табл. 16) 36207 по ГОСТ 831—75, у которого динамическая грузоподъемность $C = 24000$ Н; статическая грузоподъемность $C_0 = 18100$ Н; угол контакта $\alpha = 12°$.

2. Находим отношение $\frac{F_r}{C_0}$ и по рис. 6.2 определяем приближенное значение параметра e': для подшипника I

$$\frac{F_{rI}}{C_0} = \frac{950}{18100} = 0{,}052;\ e'_I = 0{,}25;$$

для подшипника II

$$\frac{F_{rII}}{C_0} = \frac{1500}{18100} = 0{,}082;\ e'_{II} = 0{,}3.$$

3. Осевые составляющие радиальных нагрузок (формула 6.11) для подшипника I $F_{sI} = e'_I \cdot F_{rI} = 0{,}25 \times 950 = 238$ Н;

для подшипника II $F_{sII} = e'_{II} \cdot F_{rII} = 0{,}3 \times 1500 = 450$ Н.

4. Расчетная осевая нагрузка по табл. 6.6, п. 2 при $F_{sI} < F_{sII}$ и $F_{ab} > F_{sII} - F_{sI}$

для подшипника I $F_{aI} = F_{sI} = 238$ Н;

для подшипника II $F_{aII} = F_{sI} + F_{ab} = 238 + 350 = 588$ Н.

5. Нагрузки на подшипники равны:

на подшипник I $F_{rI} = 950$ Н; $F_{aI} = 238$ Н;

на подшипник II $F_{rII} = 1500$ Н; $F_{aII} = 588$ Н.

Дальнейший расчет ведем для более нагруженного подшипника опоры II.

6. Находим отношение

$$\frac{F_{aII}}{C_0} = \frac{588}{18100} = 0{,}032$$

и по табл. 6.1 уточняем значение параметра $e'_{II} = 0{,}35$ (определяется интерполированием).

7. Вычисляем отношение (формула 6.9)

$$\frac{F_{aII}}{VF_{rII}} = \frac{588}{1{,}0 \cdot 1500} = 0{,}392 > e'_{II} = 0{,}35$$

и по табл. 6.1 принимаем коэффициенты радиальной и осевой нагрузок: $X = 0{,}45$, $Y = 1{,}6$.

8. Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник II (см. табл. 6.5, п. 4) $P = (XVF_{rII} + YF_{aII})K_6K_т = (0{,}45 \times 1{,}0 \times 1500 + 1{,}6 \times 588) \times 1{,}4 \times 1{,}0 = 2262$ Н.

9. По табл. 21 приложения отношение $\frac{C}{P} = 10{,}6$, следовательно, $C = 10{,}6 \times P = 10{,}6 \times 2262 = 23981$ Н, что практически совпадает с каталожной динамической грузоподъемностью принятого подшипника, поэтому оставляем подшипник 36207.

6.3. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ПО СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ (ГОСТ 18854—73)

По статической грузоподъемности подшипники выбирают в следующих случаях.

1. Внешнюю нагрузку воспринимает неподвижный подшипник.

2. Частота вращающегося кольца $n < 1$ мин$^{-1}$.

3. Подшипник совершает колебательное движение.

4. Подшипник воспринимает большие кратковременные нагрузки.

Под статической грузоподъемностью подшипника C_0 понимают такую нагрузку, при которой суммарная остаточная деформация в подшипнике не превышает 0,0001 диаметра тела качения. Значения C_0 указаны в каталогах подшипников (приложение, табл. 15...20). При медленном вращении подшипника, если не требуется большой плавности хода и стабильности момента трения, можно допустить остаточную деформацию несколько большего размера, чем указано выше. Если же подшипники установлены в узле, где от них требуется высокая плавность хода и стабильность момента трения, целесообразно уменьшить предельную общую остаточную деформацию.

При действии комбинированной статической нагрузки эквивалентная нагрузка для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников определяется как большее значение из двух следующих выражений:

$$P_0 = X_0F_r + Y_0F_a, \quad P_0 = F_r, \qquad (6.13)$$

где X_0 — коэффициент радиальной статической нагрузки (табл. 6.9); Y_0 — коэффициент осевой статической нагрузки (табл. 6.9). Для правильно выбранного подшипника должно выполняться условие

$$C_0 \geqslant P_0. \qquad (6.14)$$

Таблица 6.9. **Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок для выбора подшипников по статической грузоподъемности**

Подшипники	Однорядные подшипники		Двухрядные подшипники	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
Шарикоподшипники радиальные	0,6	0,5	0,6	0,5
Шарикоподшипники радиально-упорные				
$\alpha = 18...19°$		0,43		0,86
20°		0,42		0,84
25°		0,38		0,76
26°		0,37		0,97
30°	0,5	0,33	1	0,66
35°		0,29		0,58
36°		0,28		0,56
40°		0,26		0,52
Шарикоподшипники самоустанавливающиеся	0,5	0,22 ctg α	1	0,44 ctg α
Роликоподшипники самоустанавливающиеся и конические	0,5	0,22 ctg α	1	0,44 ctg α

6.4. КРЕПЛЕНИЕ И РЕГУЛИРОВКА ЗАТЯЖКИ ПОДШИПНИКОВ

Ниже приведены некоторые варианты крепления и регулировки подшипников.

Радиальные шариковые подшипники, установленные между торцовыми крышками и упирающиеся в них, на валах, как правило, в осевом направлении не крепятся. Между торцами

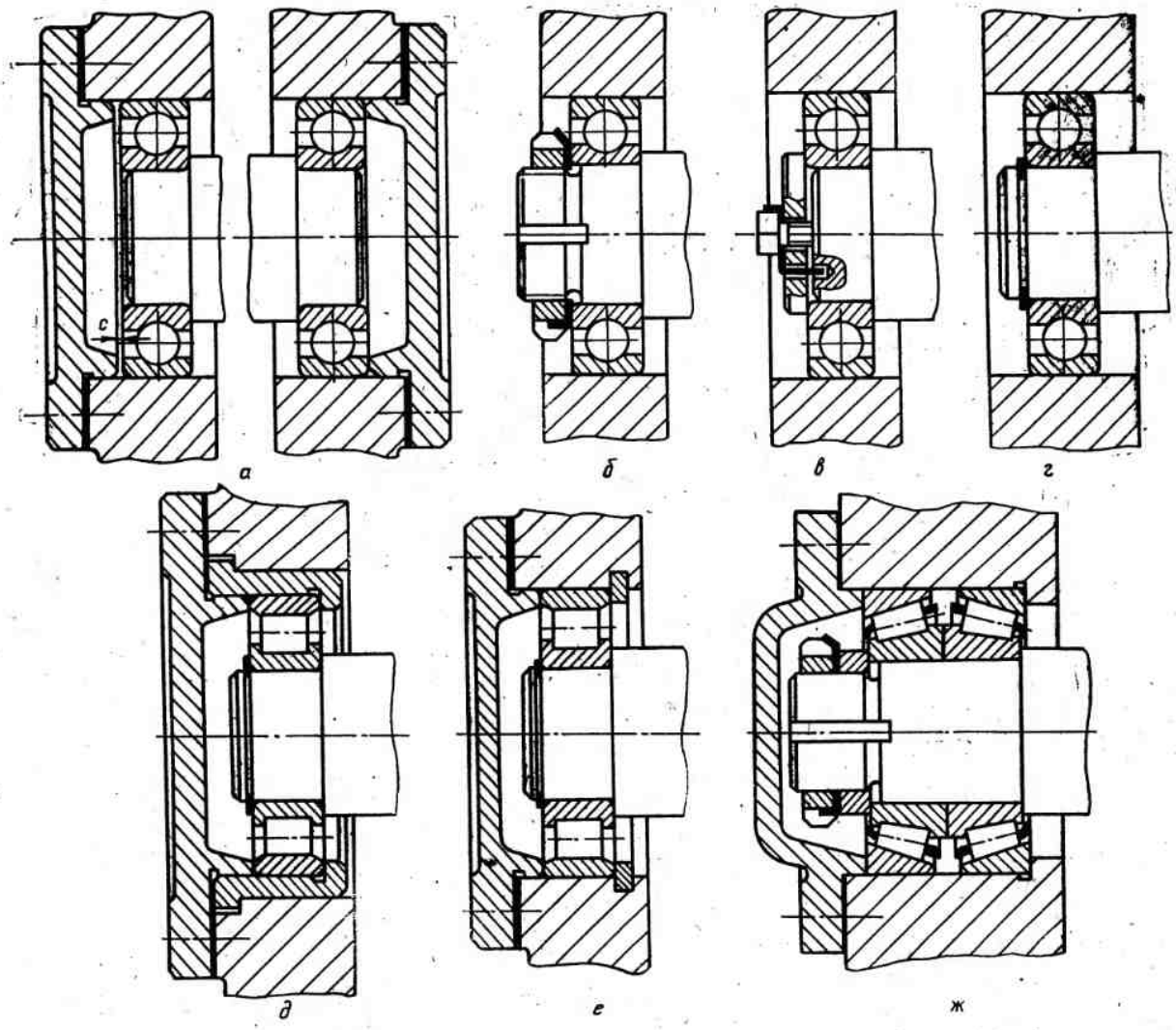


Рис. 6.4. Различные способы крепления подшипников

крышек и подшипниками устанавливается зазор C для предотвращения заклинивания подшипников при тепловом расширении вала (рис.6.4,*а*). Шариковые подшипники плавающих опор должны быть закреплены на валу. Закрепляются они установочными гайками (предпочтительный способ крепления), показанными на рис. 6.4, *б*, торцовыми шайбами (рис. 6.4, *в*), пружинными кольцами (рис. 6.4, *г*), дистанционными втулками. Размеры установочных гаек, шайб для их стопорения, внутренних и наружных стопорных пружинных колец приведены в приложении, табл. 24...27.

Роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами, разнимающиеся в осевом направлении, должны быть закреплены как на валу, так и в корпусе. Крепление этих подшипников на валу аналогично креплению шариковых подшипников. В корпусах подшипники крепятся при помощи жестких буртов (рис. 6.4, *д*, *е*) или пружинных колец.

Внутренние кольца радиально-упорных шариковых и роликовых конических подшипников, установленных враспор по прямой схеме в случае, если на валу есть упорные бурты, обычно дополнительно не крепятся (рис. 4.27). Если на валу нет упорных буртов, между подшипниками ставится распорная втулка, а внутренние кольца крепятся установочной гайкой или пружинным стопорным кольцом. Затяжка подшипников регулируется подбором толщины комплекта регулировочных металлических прокладок между крышками подшипников и корпусом (рис. 4.17, *а*).

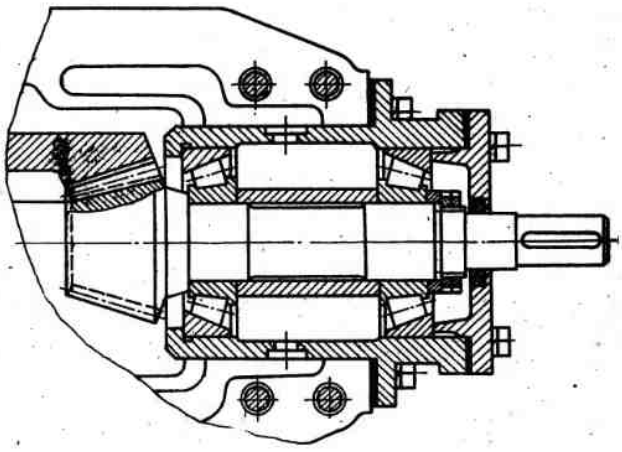


Рис. 6.5. Регулирование осевого положения конической шестерни и зазора в подшипниках

Червячные и зубчатые конические колеса нуждаются в регулировке их осевого положения. Червячное колесо обычно регулируется после подшипников путем перестановки части регулировочных прокладок с одной стороны корпуса на другую без изменения их общей толщины.

Регулировка осевого положения конической шестерни осуществляется за счет второй группы регулировочных прокладок, установленных между стаканом, в котором находятся подшипники, и корпусом редуктора (рис. 4.17). Достоинством конструкции, изображенной на рис. 4.17, является ее простота. К недостаткам относится то, что затяжка обеих групп прокладок осуществляется одними и теми же винтами. Более рациональную конструкцию иллюстрирует рис. 6.5. Здесь вначале подбираются регулировочные прокладки подшипников и затягиваются винты, крепящие крышку к стакану. Затем готовый узел вставляется в редуктор, подбираются прокладки, регулирующие зацепление, и стакан крепится к корпусу другими винтами.

При установке радиально-упорных подшипников враспор по обратной схеме торцы наружных колец должны упираться в бурты корпуса или стакана. Может быть применена отдельная закрепляемая втулка. При отсутствии между внутренними кольцами подшипников дистанционной втулки (рис. 4.17, *б*) регулировка подшипников осуществляется установочной гайкой. При наличии дистанционной втулки гайка затягивается до упора, а регулирование достигается в результате сошлифовывания торцов втулки.

Затяжка сдвоенных радиально-упорных подшипников и их крепление на валу обычно осуществляется установочными гайками. При прямой схеме наружные кольца зажимаются между буртом стакана или корпуса и торцовой крышкой (рис. 6.4, *ж*).

В случае обратной схемы установка и эксплуатация комплекта подшипников сложна, поэтому к подобной компоновке подшипниковых узлов не следует прибегать без крайней необходимости.

Другие варианты установки подшипников принципиально не отличаются от приведенных. Рекомендуемые посадки подшипников на вал и в корпус даны в приложении, табл. 22, 23.

6.5. СМАЗКА ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Ниже приведены рекомендации по выбору смазки подшипников с независимой системой смазки. Подшипники, находящиеся в корпусе редуктора, при необходимости смазывания их жидкой смазкой смазываются обычно разбрызгиванием масла, находящегося в корпусе редуктора.

Долговечность подшипниковых узлов в значительной мере зависит от правильного выбора сорта и системы подачи смазки. Предварительный выбор последних ведется уже на этапе эскизного проектирования с учетом условий работы подшипникового узла. Правильно подобранная смазка уменьшает износ сепаратора и тел качения, снижает потери на трение, а также отводит тепло, предупреждает коррозию, уменьшает шум при работе подшипника.

Смазочные материалы делятся на три группы: жидкие масла различной вязкости; консистентные (пластичные) смазки; твердые или сухие смазки. Последний тип смазок обычно применяется в специальных подшипниках.

При выборе смазки для подшипникового узла в первую очередь необходимо исходить из окружной скорости вращающегося кольца подшипника, а также следует учитывать температурный режим узла, состояние окружающей среды (влажность, загрязненность).

Жидкие смазочные масла имеют следующие преимущества перед консистентными смазками: значительно меньший коэффициент внутреннего трения; большая стабильность свойств, так как они в меньшей степени окисляются и затвердевают, не меняют резко свою вязкость; возможность использования при высоких числах оборотов и значительных перепадах рабочих температур; отсутствие в необходимости разборки подшипникового узла при полной смене смазки.

К достоинствам консистентных смазок можно отнести возможность применения более простых уплотнений по сравнению с жидкими маслами; облегчение повседневного обслуживания; лучшие условия для работы подшипников в среде,

загрязненной пылью, вредными парами или газами.

Консистентные смазки применяются, если $dn < 300000$, где d — внутренний диаметр подшипника, мм; n — частота вращения, мин$^{-1}$; жидкие смазки — при любых скоростях и диаметрах и надлежащей подаче смазки.

Типы жидких масел, используемых для подшипников с независимой системой смазки, даны в табл. 6.10.

Таблица 6.10. **Минеральные масла, применяемые в подшипниковых узлах**

Наименование и марка масла	ГОСТ, ТУ	Вязкость сСт или 10^6 м²/с при	
		50°	100°
Авиационное:			
МС14			14
МС20	21743—76	—	20
МК22		—	22
Веретенное:			
АУ	1642—75	12...14	—
Цилиндровое:			
38	6411—76	—	32...44
52		—	44...59
Индустриальное:			
12		10...12	—
20		17...23	—
30	20799—75	27...30	—
45		38...52	—
50		42...58	—
Приборное			
МВП	1805—76	6,3...8,5	—
Трансформаторное	982—80	9,6	—
Турбинное:			
22		20...23	—
30	9972—74	28...32	—
46		44...48	—
57		55...59	—

Для выбора вязкости смазки служит номограмма рис. 6.6. Схема пользования номограммой ясна из рисунка. Например, при $d = 75$ мм и частоте вращения $n = 1500$ мин$^{-1}$ минимальная вязкость масла в рабочем состоянии должна быть 13,2 сСт (или 10^6 м²/с) (горизонтальная пунктирная прямая линия). Для выбора смазки удобнее пользоваться вязкостью при стандартной температуре (50 или 100 °С). Так, для рассматриваемого подшипника, если рабочая температура 70 °С, вязкость масла должна быть равна 27 сСт при 50 °С (ломаная пунктирная линия).

Характеристики консистентных смазок приведены в табл. 6.11.

Консистентные кальциевые смазки (солидолы) имеют температуру плавления $t = 75...85$ °С, их рабочая температура $t \leqslant 50...60$ °С. Солидолы водоупорны благодаря нерастворимости кальциевых солей в воде.

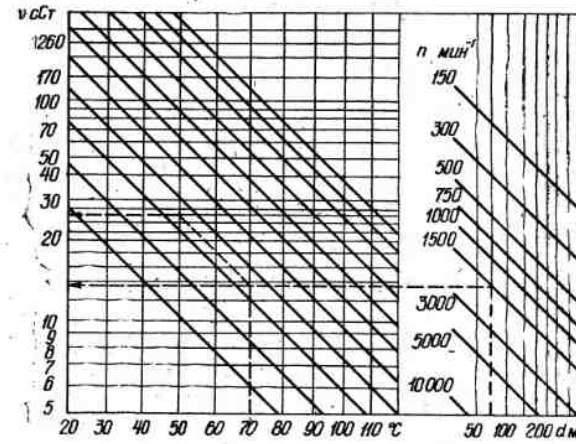


Рис. 6.6. Номограмма для выбора вязкости масла

Таблица 6.11. **Основные сорта консистентных смазок, применяемых в подшипниковых узлах**

Наименование и марка смазки	ГОСТ или ТУ	Температура каплепадения, °С, не ниже	Температура применения, °С
Кальциевая			
Солидол жировой			
УС-1	1033—79	75	(—25)...(+65)
УС-2			
Солидол синтетический			
С	4366—76	70	
УСс		75	
ЦИАТИМ-221	9433—80	200	(—60)...(+150)
Натриевая			
Конталин жировой			
УТ-1	1957—73	130	до 110
УТ-2		150	до 130
Натриево-кальциевая			
Автомобильная			
ЯНЗ-2	9432—60	160	до 100
Литиевая			
ЦИАТИМ-201	6267—74	170	(—60)...(+120)
ЦИАТИМ-202	11110—75		(—50)...(+150)
ЦИАТИМ-203	8773—73	150	(—50)...(+90)

Кремнийорганическую кальциевую смазку ЦИАТИМ-221 употребляют для работы при повышенных температурах. Она имеет высокую химическую стабильность, но обладает слабыми противоизносными свойствами, ввиду чего ее использование в тяжелонагруженных опорах нежелательно. Натриевые смазки (конталины)

обладают более высокой стабильностью и тугоплавкостью, чем солидолы. После расплавления и последующего охлаждения они, в отличие от солидола, восстанавливают свои свойства. Однако для работы во влажной среде натриевые смазки непригодны, так как они поглощают воду.

Натриевую смазку НК-50 используют при высоких температурах. Высокая вязкость данной смазки препятствует ее использованию при низких температурах.

Натриево-кальциевую смазку 1—13 наиболее часто применяют в опорах, работающих в пределах умеренных скоростей и температур, смазку ЯНЗ-2, изготовленную на синтетических жирных кислотах,— при более низких температурах.

Литиевые смазки получают все большее распространение. Они имеют весьма широкий температурный диапазон применения, хорошо работают при низких температурах, водоустойчивы.

Смазку ЦИАТИМ-201 используют в подшипниках с двумя защитными шайбами в случае небольших нагрузок.

Смазку ЦИАТИМ-202 можно применять для опор, работающих с повышенными окружными скоростями.

Смазку ЦИАТИМ-203 обычно употребляют при относительно низких температурах, например в оборудований, работающем на открытом воздухе.

В зубчатых редукторах в случае смазки колес окунанием окружной скорости колес $v = 3...$ ...16 м/с и в червячных редукторах при $v = 3...$ ...10 м/с подшипники смазываются разбрызгиванием смазкой, находящейся в корпусе редуктора, которая выбрана по условиям работы зацепления. Следует иметь в виду, что избыток смазки, как и ее недостаток, одинаково вредны. Для облегчения проникновения масла в подшипник его полость обычно оставляется открытой внутрь корпуса редуктора (рис. 6.7, *а*). При достаточной или избыточной подаче масла для улучшения ее циркуляции делают дренажные канавки (рис. 6.7, *б*).

Если рядом с подшипником находится шестерня, диаметр которой мало отличается от наружного диаметра подшипника, может возникнуть опасность слишком большой подачи масла, выдавливаемого из зацепления. Особенно велика опасность этого в зубчатых косозубых и червячных передачах, так как наклонные зубья шестерни и витки червяка гонят масло вдоль оси вращения.

Если подшипник нужно защитить от избытка масла или от попадания в него продуктов износа

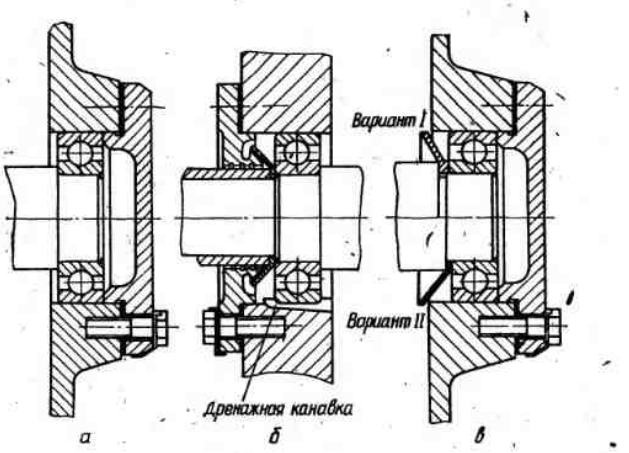


Рис. 6.7. Конструкция подшипниковых узлов с подачей жидкой смазки разбрызгиванием

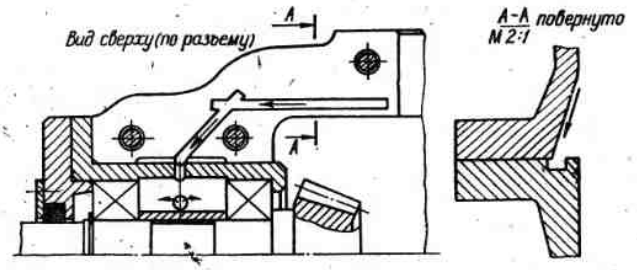


Рис. 6.8. Маслоподводящие канавки в разъеме корпуса редуктора

зубьев, устанавливают маслозащитные шайбы (рис. 6.7, *в*). Наиболее необходимо применение маслозащитных шайб у подшипника, который находится на опоре у конца вала, выходящего из корпуса редуктора. В этом случае при отсутствии шайбы масло не только забивает подшипник, но и может нарушить работу уплотнения. В случае недостаточной подачи смазки, а также подачи ее в труднодоступные места (подшипники консольной шестерни конического редуктора, подшипники червячного колеса) делаются специальные маслоподводящие канавки, располагаемые наиболее часто по разъему редуктора (рис. 6.8). В канавки масло стекает по стенкам верхней части корпуса. Редуктор должен быть установлен строго горизонтально или с небольшим наклоном в сторону стока масла.

В часто запускаемых и останавливаемых приводах перед подшипником устанавливается порог, обеспечивающий наличие смазки в подшипнике при запуске привода (рис. 6.9, *а*).

В червячных редукторах при нижнем расположении червяка и малом диаметре его по сравнению с подшипником уровень масла часто (особенно в быстроходных передачах) устанавливается по подшипнику, и червяк оказывается не по-

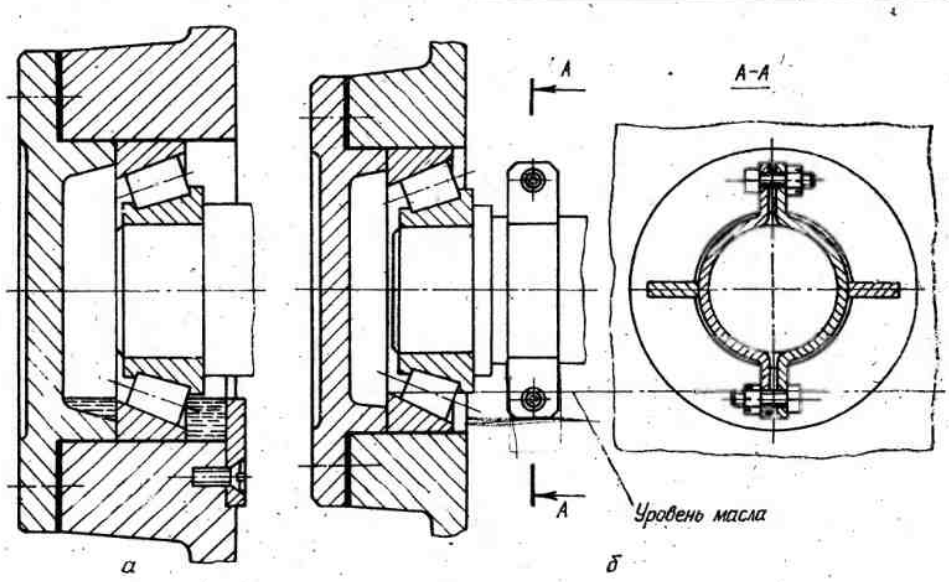


Рис. 6.9. Способы смазки подшипников:
а — порог для удержания жидкой смазки при остановке вала; *б* — разбрызгиватели смазки

груженным в масляную ванну. В этом случае для смазки зацепления, забрызгивания масла в подшипник колеса и улучшения охлаждения редуктора на валу устанавливаются разбрызгиватели — кольца с лопатками (рис. 6.9, *б*). Иногда ставят разбрызгиватели при погружении червяка в масляную ванну для улучшения смазки подшипников колеса и более интенсивного охлаждения редуктора.

В червячных передачах с верхним расположением червяка смазка его подшипников часто осуществляется с помощью специального отбойника масла (рис. 6.10, поз. 1). Масло, стекающее с отбойника, подается к подшипникам по трубке. Применяются также желоба, отлитые заодно с корпусом редуктора.

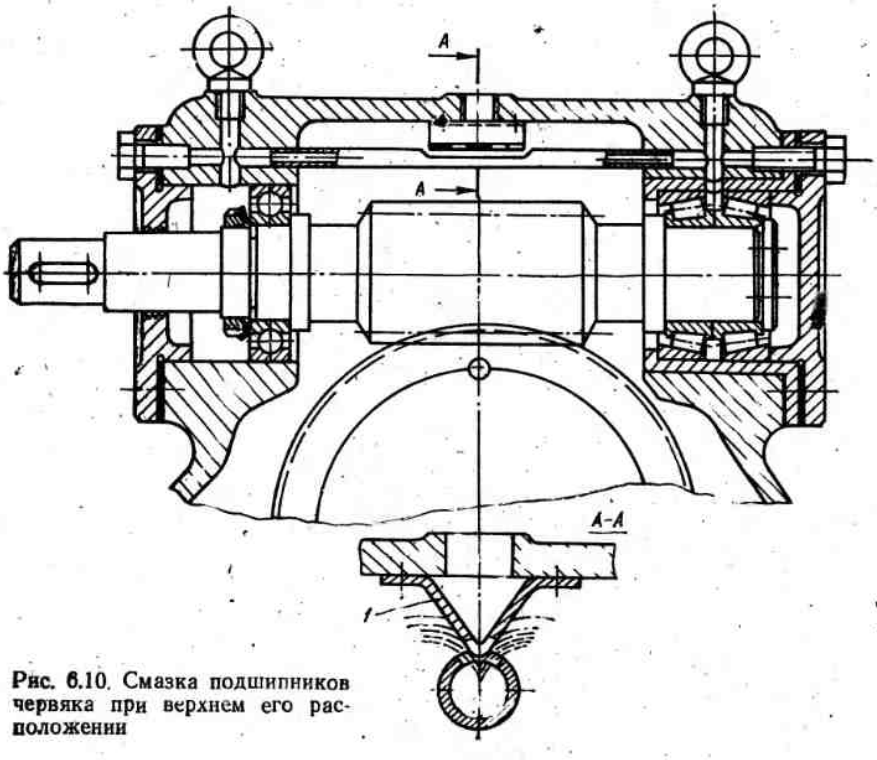


Рис. 6.10. Смазка подшипников червяка при верхнем его расположении

При окружной скорости зубчатых колес $v < 3$ м/с надежная смазка подшипников разбрызгиванием не обеспечивается. Обычно в этом случае применяется консистентная смазка. Для предотвращения вымывания консистентной смазки маслом, служащим для смазки зацепления, полость подшипника должна быть изолирована от внутренней части корпуса редуктора.

Часто с этой целью применяются мазеудерживающие кольца с проточками. Такое кольцо имеет на торце 2...3 круговых проточки, зазор между корпусом и кольцом не превышает 0,1...0,2 мм. Торец мазеудерживающего коль-

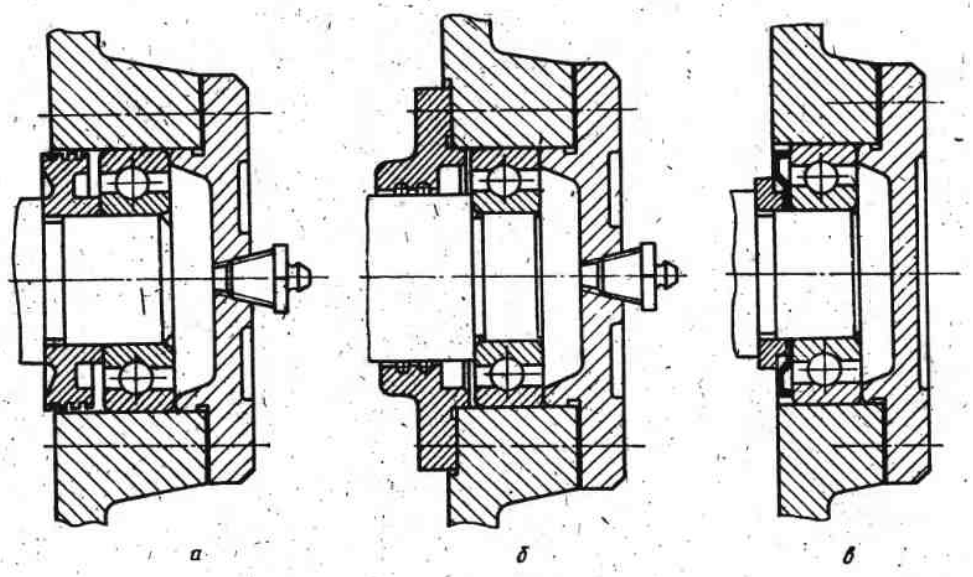


Рис. 6.11. Конструкции уплотнительных колец для консистентной смазки

ца должен выступать из полости подшипника на 1...3 мм, чтобы попадающее на кольцо жидкое масло отбрасывалось в корпус центробежной силой. Остальная часть цилиндрической поверхности кольца удерживает консистентную смазку от вытекания (рис. 6.11, *а*).

Более надежное уплотнение показано на рис. 6.11, *б*, но при его использовании необходимо обрабатывать внутреннюю стенку корпуса, поэтому оно в общем машиностроении применяется редко.

Торцовая контактная фасонная металлическая шайба (рис. 6.11, *в*) надежно защищает смазку от вытекания и вымывания.

Смазку в полость подшипника набивают при сборке, а также подают под давлением через шприц-масленку или колпачковую масленку (приложение, табл. 28).

Количество смазки зависит от режима работы подшипника. При $dn > 1000000$ мм · мин$^{-1}$ полость заполняется на 0,3...0,5 свободного объема; при меньших скоростях — на 0,5...0,7 объема.

Аналогично осуществляется смазка подшипников червячного колеса при $v_ч < 3$ м/с. В этом случае смазка может осуществляться также при помощи скребков, снимающих жидкую смазку с торца и подающих ее в маслоподводящие канавки.

Смазка подшипников, установленных в отдельных корпусах, наиболее просто достигается консистентными смазочными материалами.

6.6. УПЛОТНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Назначение уплотнителей — защита от проникновения в корпус грязи, влаги и прочих посторонних веществ, а также предотвращение утечки масла.

По принципу действия конструкции уплотнений могут быть разбиты на следующие группы: контактные, в которых уплотнение создается за счет контакта между элементами уплотнения и вращающимися деталями; щелевые, создающие защиту в результате сопротивления протеканию смазки через узкие щели; центробежные, основанные на действии центробежных сил; комбинированные.

В редукторах уплотнения разделяются на наружные и внутренние.

Выбор типа уплотнения определяется окружной скоростью вала; родом смазки; условиями окружающей среды (запыленностью, влажностью, температурным режимом).

Контактные уплотнения. Наиболее простой тип контактного уплотнения — уплотнение с войлочными (фетровыми) кольцами (рис. 6.12, *а*, *б*). Применяется только при консистентной смазке. Уплотнение с регулировкой нажимной втулки (рис. 6.12, *в*) более эффективно, его можно использовать и при жидкой смазке. Войлочные уплотнения предназначены для подшипников, работающих в условиях малой загрязненности окружающей среды при окружной скорости вала до 5 м/с. Войлочные уплотнения выходят из употребления.

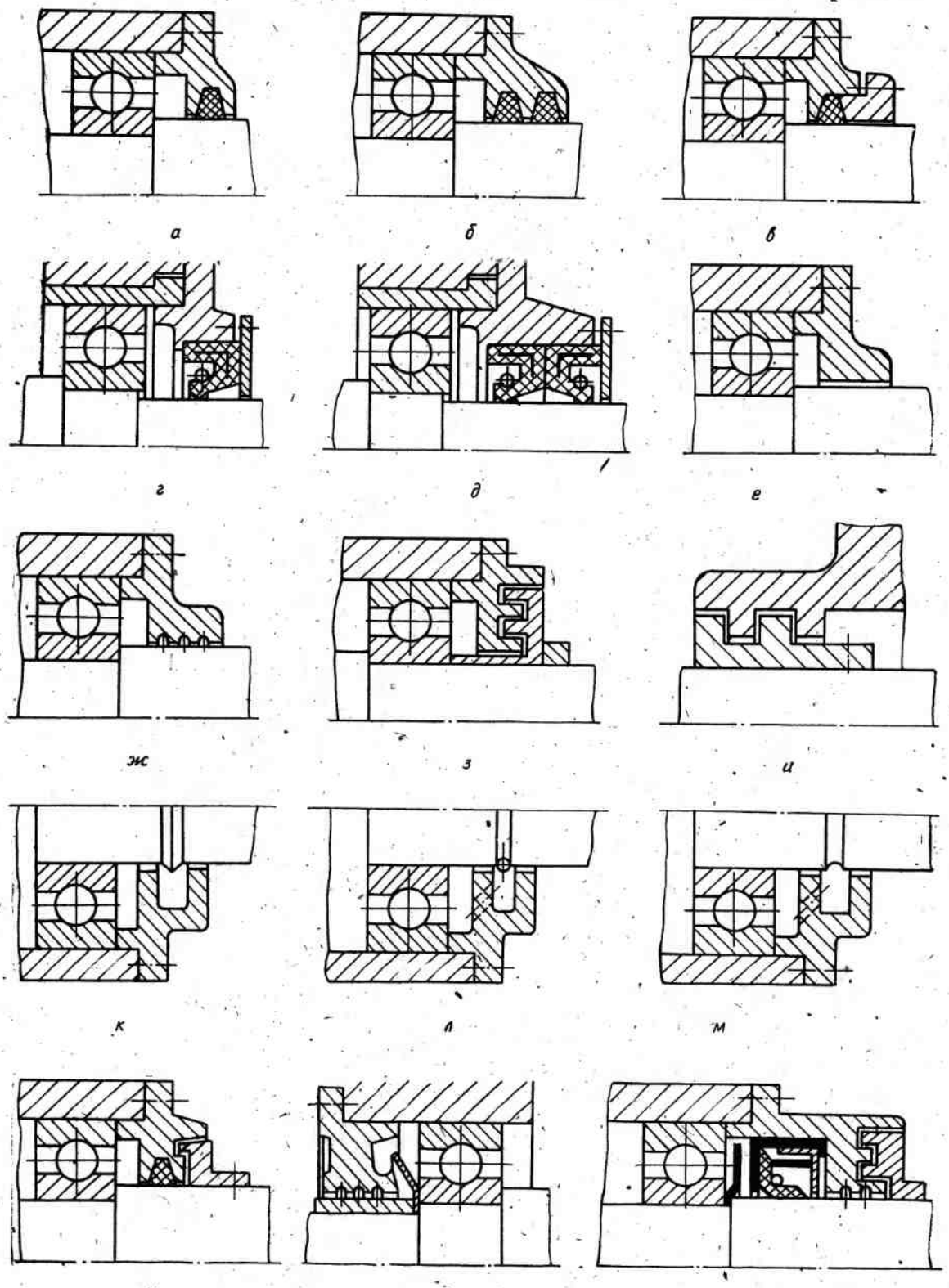


Рис. 6.12. Типы уплотнений

Наиболее распространенными и совершенными являются манжетные армированные контактные уплотнения из специальной синтетической маслостойкой резины (севанита) — рис. 6.12, *г*, *д*. Манжетные уплотнения обладают относительно малым коэффициентом трения, создают хорошую герметичность. Применяются при жидкой и консистентной смазке. Давление между кольцом и валом создается кольцевой (браслетной) пружиной. Вал под манжету должен иметь твердость не ниже $50HRC_э$ допустимое отклонение диаметра не более $h11$, шероховатость не более R_a 0,32 с последующей полировкой. Посадочное гнездо в крышке должно иметь отклонение H8...H9, шероховатость не более $R_a2{,}5$. Допускаемая окружная скорость — до 10 м/с, при тщательной полировке вала — до 15 м/с.

Щелевые уплотнения. Наиболее простыми и дешевыми в этой группе являются уплотнения, выполненные в виде кольцевых щелей с проточками или без проточек (рис. 6.12, *е*, *ж*). Эти уплотнения могут работать только в сравнительно чистой окружающей среде, так как эффективность их невелика. Допускаемая окружная скорость вала не ограничена. Более эффективны лабиринтные уплотнения, особенно при работе с высокими скоростями. Последние (рис. 6.12, *з*, *и*) можно использовать при жидкой и консистентной смазке, они работоспособны в большом диапазоне скоростей (до 20...30 м/с).

Центробежные уплотнения конструктивно могут быть выполнены в виде маслосбрасывающего выступа на валу (рис. 6.12, *к*), маслосбрасывающего кольца, установленного в проточке вала (рис. 6.12, *л*), маслосбрасывающих проточек (рис. 6.12, *м*). Уплотнения этого типа надежно работают при окружных скоростях не ниже 7...8 м/с. К их достоинствам относится простота конструкции, однако при остановках привода они не обеспечивают уплотнения подшипникового узла.

Комбинированные уплотнения (рис. 6.12, *н*, *о*, *п*) представляют собой сочетания двух или более описанных выше типов уплотнений, так как ни один из типов уплотнений не обладает универсальностью и абсолютной надежностью. В ответственных мощных узлах или узлах, работающих в сильно загрязненной среде, рекомендуется ставить комбинированные уплотнения, например лабиринтные и войлочные или манжетные (при низких скоростях), лабиринтные и центробежные (при высоких скоростях) и т. д. Размеры основных типов уплотнений даны в приложении (табл. 29, 30).

ГЛАВА 7. МУФТЫ

7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Основное назначение муфт приводов — передача крутящего момента от одного вала на другой либо от вала на свободно сидящую на нем деталь: зубчатое колесо, шкив и т. д. Муфты приводов выполняют одновременно и ряд других функций: компенсируют в определенных пределах погрешности монтажа валов; позволяют соединять или разъединять валы, предохраняют рабочую машину от перегрузки, уменьшают толчки и вибрации в процессе работы.

Передача крутящего момента в муфтах осуществляется с помощью механической связи между деталями муфты (глухие, зубчатые, втулочно-пальцевые, кулачковые, шарнирные муфты и т. д.); за счет сил трения или магнитного притяжения (фрикционные и электроиндукционные асинхронные муфты); в результате сил инерции или индукционного взаимодействия электромагнитных полей (гидромуфты и электроиндукционные асинхронные муфты).

По характеру работы различают следующие виды муфт.

1. Постоянные соединительные, не допускающие разъединения (расцепления) валов в процессе работы машины: жесткие некомпенсирующие (глухие); жесткие компенсирующие; жесткие подвижные; упругие.

2. Сцепные или управляемые, позволяющие сцеплять или расцеплять валы в процессе работы и во время остановки.

3. Самоуправляемые или автоматически сцепляющие валы при изменении режима работы машины.

4. Предохранительные — разъединяющие валы, если нагрузка либо скорость вращения привода превышает допустимые значения. Параметры основных типов муфт регламентированы стандартами либо нормалями заводов-изготовителей и проектных организаций.

Эксплуатационной характеристикой муфт является передаваемый крутящий момент T и диаметр вала d, на который насаживается муфта. Конкретный типоразмер муфты выбирается в зависимости от условий эксплуатации по таблицам согласно зависимости

$$T_р = K_к T_{ном} \leqslant T,$$

где $T_р$ — расчетный крутящий момент; $K_к$ — коэффициент запаса, выбираемый в зависимости от вида привода (табл. 7.1); $T_{ном}$ — номинальный крутящий момент на валу.

Таблица 7.1. **Коэффициент запаса $K_к$ для постоянной соединительной муфты (привод от электродвигателя)**

Приводимая машина	$K_к$
Динамомашина	1...2
Воздуходувки	1,25...2
Центробежные и поршневые насосы, поршневые компрессоры	1,75...3,5
Металлорежущие станки:	
с непрерывным движением	1,25...1,5
с возвратно-поступательным движением	1,5...2,5
Ленточные и цепные транспортеры, деревообрабатывающие станки	1,5...2
Рольганги	4
Краны подъемные, элеваторы	3...5

Примечание. Для привода от поршневых двигателей значения следует увеличить на 50...70 %.

Выбранная по таблице муфта при необходимости подвергается проверочному расчету. Ниже приведены основные типы постоянных муфт, наиболее часто встречающихся при выполнении проекта по деталям машин.

7.2. КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ

Зубчатая муфта по ГОСТ 5006—55 (рис. 7.1; приложение, табл. 31). Предназначена для передачи больших крутящих моментов и способна компенсировать незначительное смещение осей соединяемых валов (радиальное, угловое или их сочетание) в результате боковых зазоров между зубьями и бочкообразной формы зубьев втулки. Работа муфты при несоосности валов сопровождается повышенным скольжением и износом зубьев, для предупреждения которого предусматривается смазка муфты. Муфта компактна, надежна в работе, но не смягчает динамических нагрузок.

Компенсирующие способности муфты определяются максимальным углом перекоса φ_{max} оси каждой зубчатой втулки и осевым расстоянием A между зубчатыми венцами втулок. Для стандартных муфт $\varphi_{max} = 0°30'$. Допустимое радиальное смещение валов легко определить по φ_{max} и A.

Зубья полумуфт рекомендуется выполнять с твердостью 35...45 $HRC_э$, зубья обоймы — 45...55$HRC_э$. Вследствие наличия сил трения между зубьями при перекосах валов в муфте возникает изгибающий момент $M_н = 0{,}1T_{ном}$. Муфты смазывают вязким маслом типа нигрола.

Муфта цепная однорядная по ГОСТ 20742—75 (рис. 7.2; приложение, табл. 32). Предназначена для соединения валов, имеющих радиальное и угловое смещение. Она проста по конструкции, компактна, монтаж или демонтаж производится без осевого смещения узлов. Соединительным элементом муфты служит стандартная приводная роликовая цепь. Недостатки цепных муфт — непригодность к работе в условиях реверсивной либо динамической нагрузок из-за наличия в цепи зазоров.

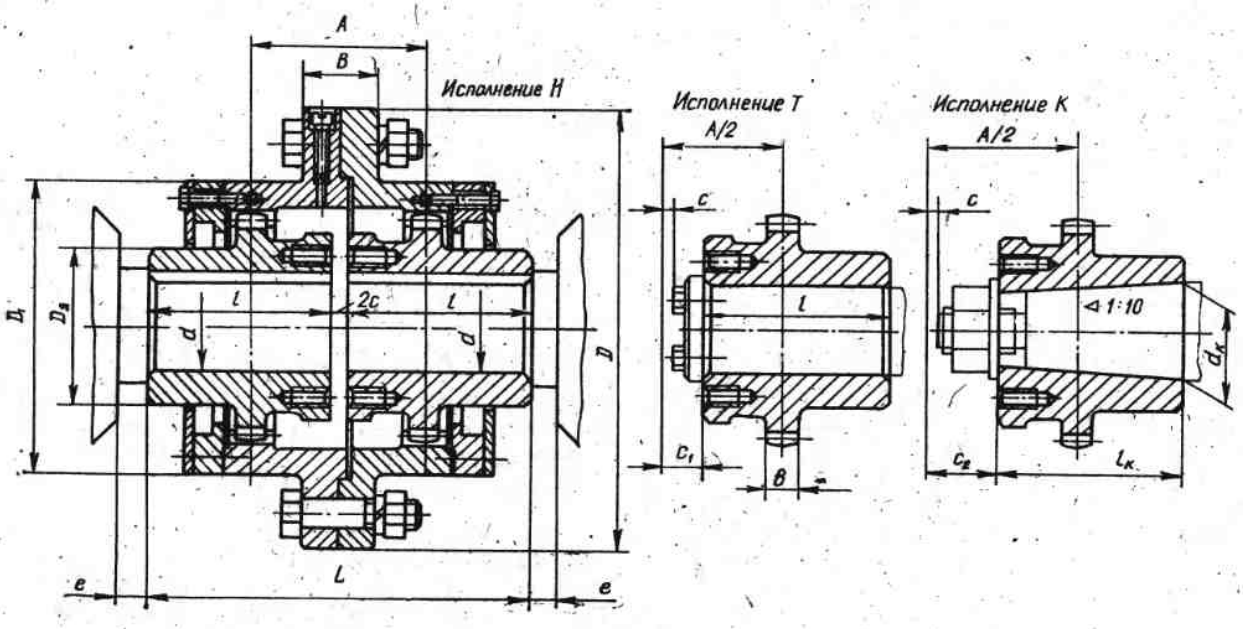


Рис. 7.1. Зубчатая муфта

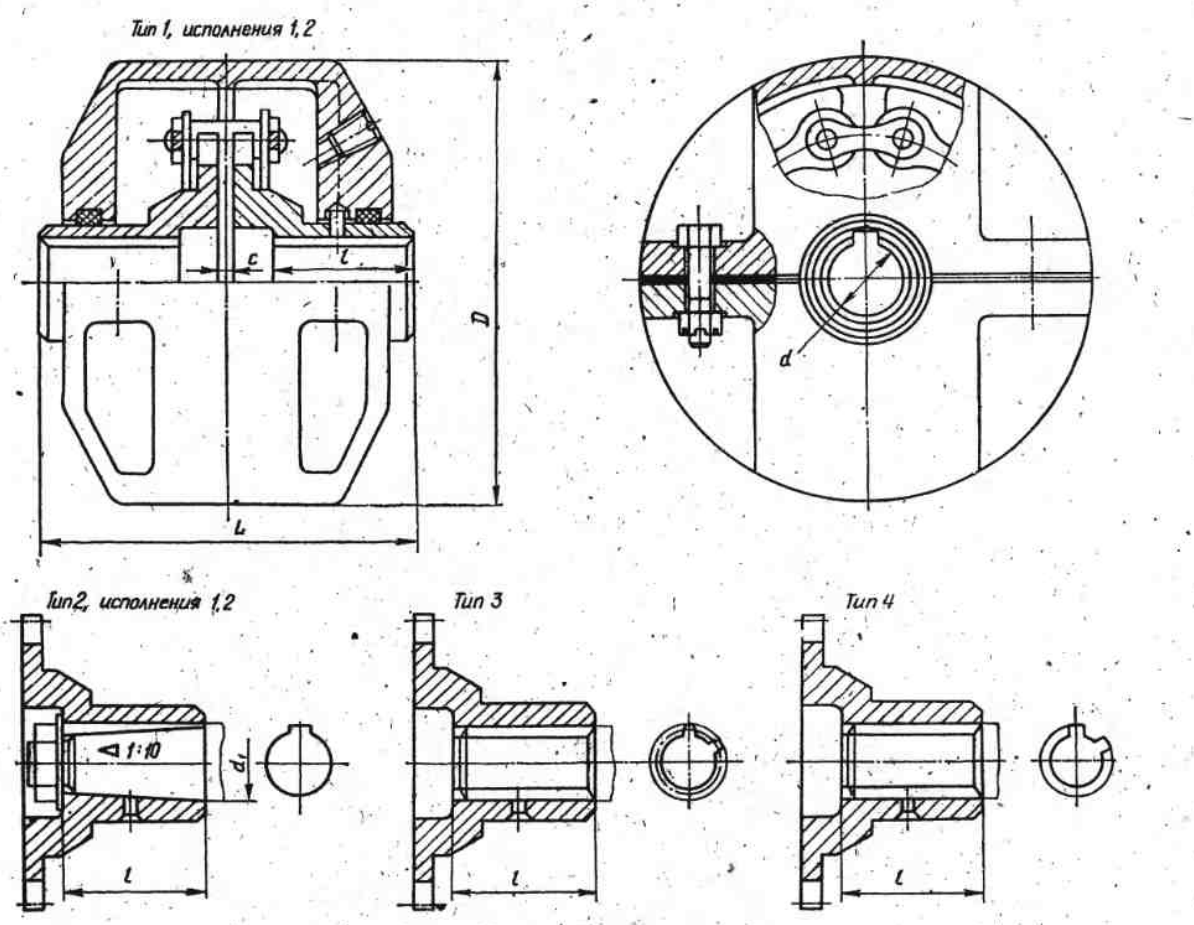


Рис. 7.2. Муфта цепная однорядная

Муфты обладают некоторой податливостью, приближающей их к упругим муфтам. Допустимое угловое и радиальное смещение полумуфт приведено в приложении, табл. 32.

7.3. ПОДВИЖНЫЕ МУФТЫ

Данные муфты допускают более значительные взаимные смещения валов, чем муфты компенсирующие.

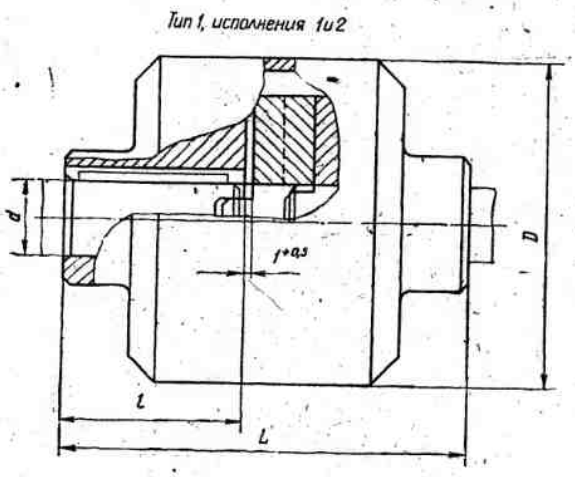
Кулачково-дисковая муфта по ГОСТ 20720—75 (рис. 7.3; приложение, табл. 33). Используется для соединения валов, установленных со значительным радиальным смещением, допускает также небольшие угловые и осевые смещения. Предельная частота вращения зависит от диаметра муфты: при $D \leqslant 300$ мм $n_{max} \leqslant 250$ мин$^{-1}$, при $D > 300$ мм $n_{max} \leqslant 100$ мин$^{-1}$, при угловом смещении осей — до 30′.

Недостатки муфты: износ рабочих поверхностей, потери на трение и необходимость в смазке; сопровождающий работу муфты шум (в особенности при пуске и остановке привода). Допускаемые радиальные смещения соединяемых валов указаны в приложении, табл. 33.

Муфта со скользящим сухарем конструкции УЗТМ (рис. 7.4, 7.5; приложение, табл. 34, 35). Предназначена для присоединения электродвигателя к механизму и соединения отдельных валов внутри механизма. Плавающий сухарь выполняется из текстолита, что понижает трение в муфте, делает ее электроизолирующей, уменьшает массу муфты и позволяет использовать ее при более высоких частотах вращения, чем кулачково-дисковые муфты.

7.4. УПРУГИЕ МУФТЫ

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) по ГОСТ 21424—75 (рис. 7.6, 7.7; приложение), табл. 36, 37). Отличается простотой конструкции и удобством монтажа и демонтажа. Обычно применяется в передачах от электродвигателя. Муфта является электроизолирующей. Упругие эле-



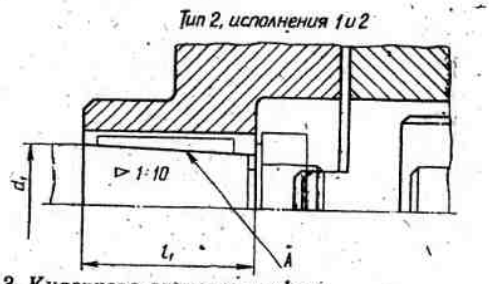


Рис. 7.3. Кулачково-дисковая муфта

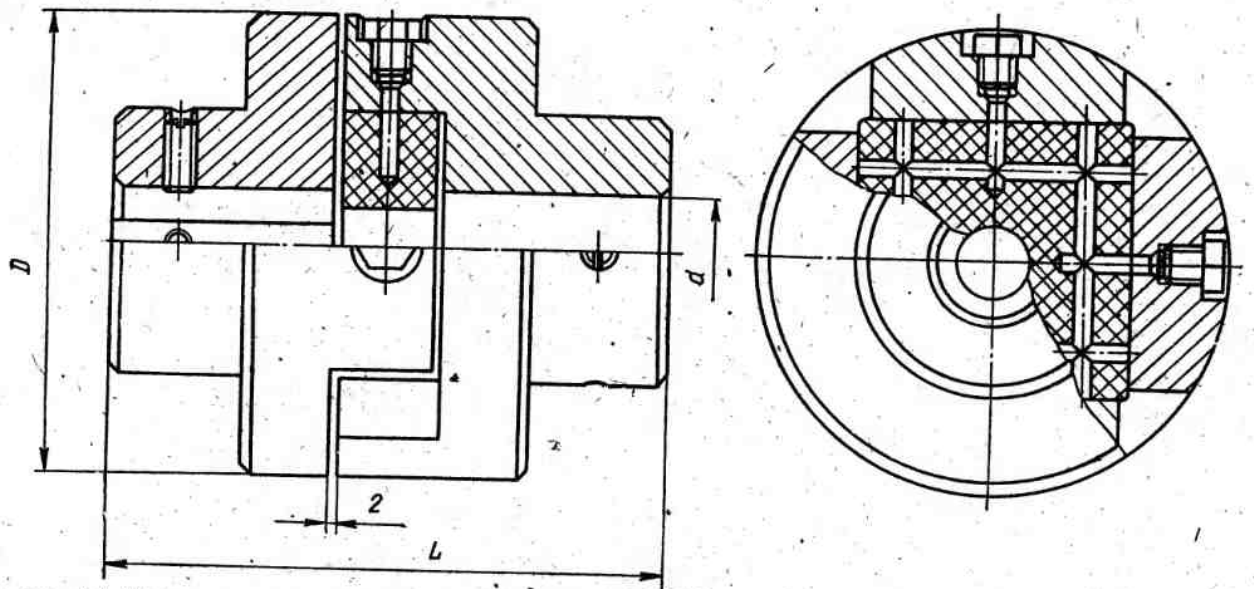


Рис. 7.4. Муфта со скользящим сухарем конструкции УЗТМ

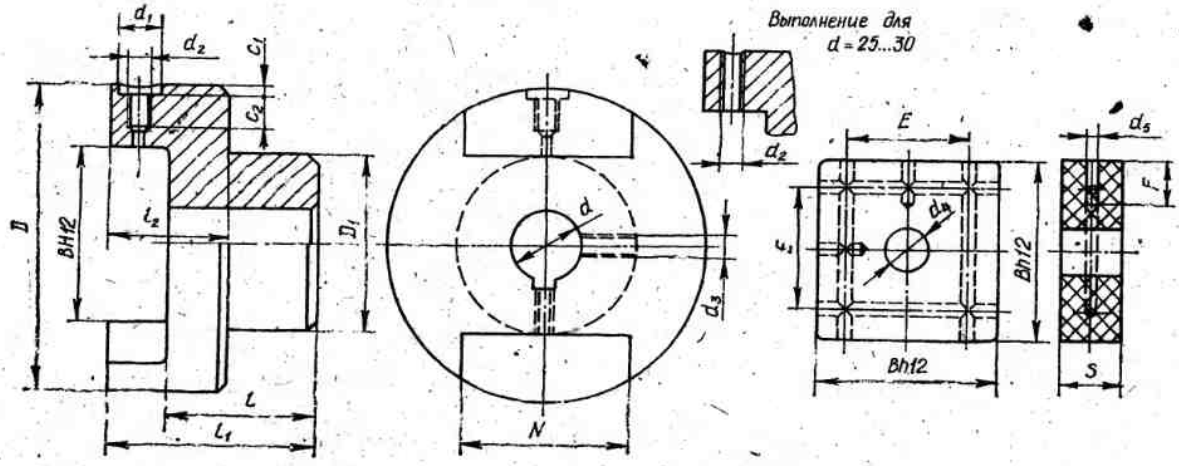


Рис. 7.5. Полумуфта и плавающий сухарь муфты конструкции УЗТМ

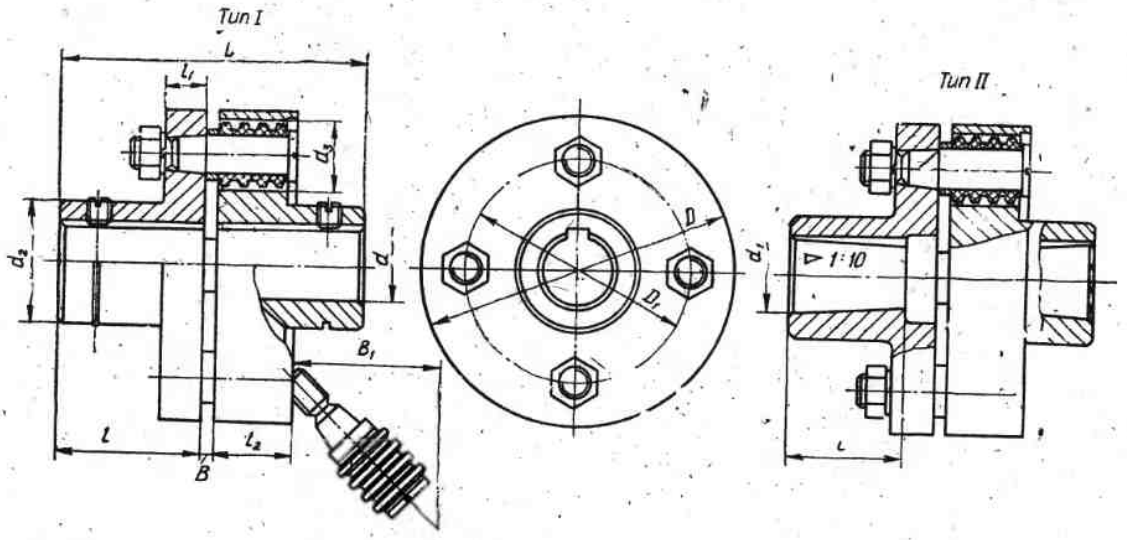


Рис. 7.6. Муфта упругая втулочно-пальцевая МУВП

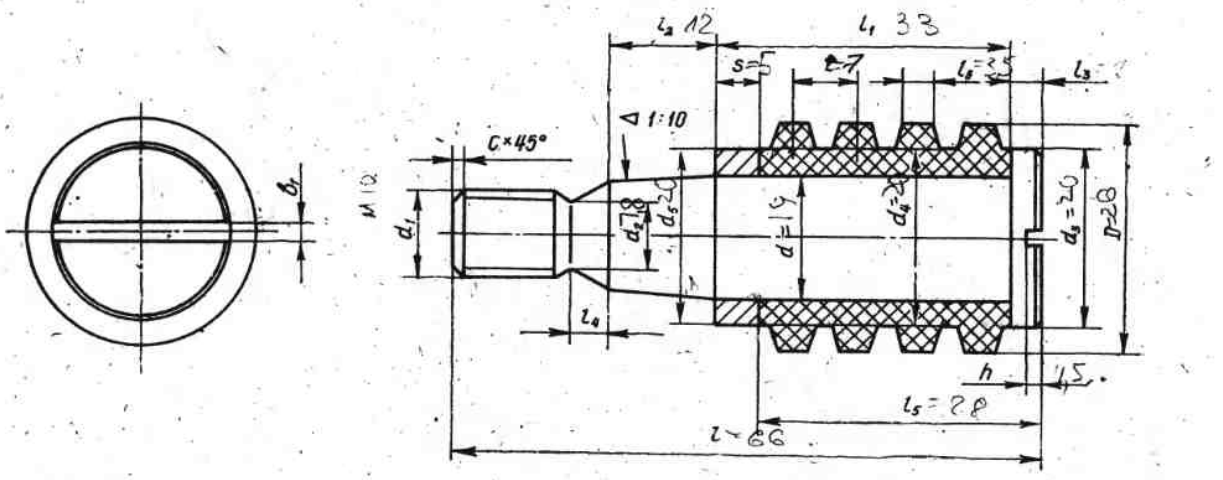


Рис. 7.7. Пальцы с втулками муфты МУВП

менты смягчают удары и вибрации, компенсируют небольшие погрешности монтажа и деформаций валов. Допускаемые радиальные и угловые смещения полумуфт приведены в приложении, табл. 36. Окружная скорость ограничена (30 м/с).

Материал полумуфт — чугун СЧ 20, сталь 30, сталь 35Л, материал пальцев — не ниже, чем сталь 45. Упругие элементы изготовляют из резины с $\sigma_в \geqslant 8$ МПа. Нагрузочная способность муфты ограничена стойкостью резиновых элементов.

Муфта с упругой торообразной оболочкой по ГОСТ 20884—75 (рис. 7.8; приложение, табл. 38). Допускает осевые, радиальные и угловые смещения соединяемых валов, размеры которых указаны в приложении, табл. 38. Однако при значительных смещениях оболочка греется, что снижает ресурс муфты. К достоинствам муфты относится способность хорошо демпфировать толчки и вибрации, удобство монтажа, демонтажа и замены упругого элемента.

Упругую оболочку изготовляют из резины, армированной кордом. Нагрузочная способность муфты ограничена устойчивостью оболочки и прочностью крепления ее к фланцам.

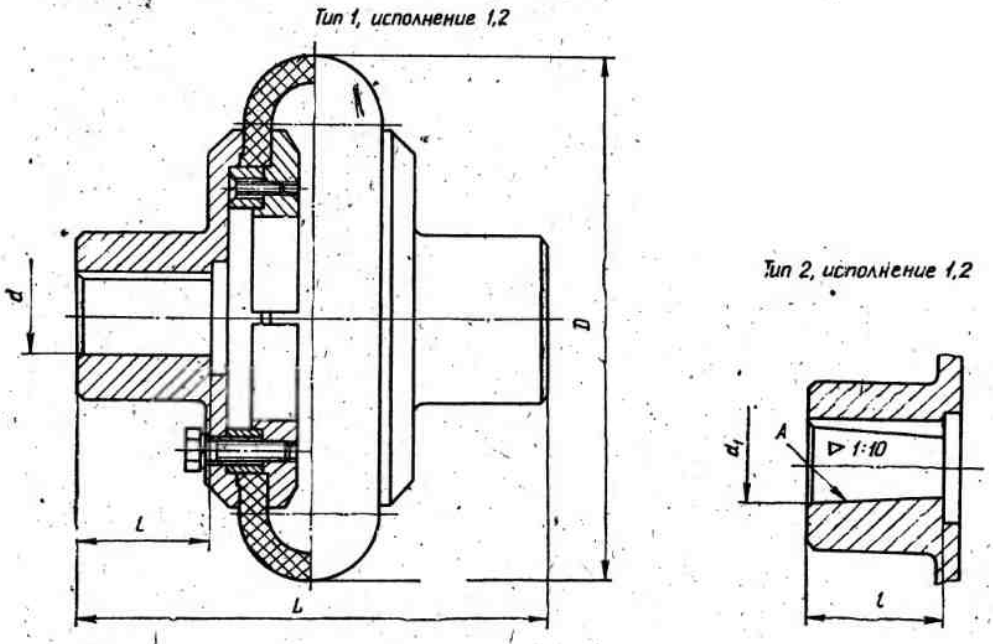


Рис. 7.8. Муфта с упругой торообразной оболочкой

ГЛАВА 8. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Резьбовые соединения являются наиболее распространенным видом разъемных соединений и осуществляются при помощи промежуточных резьбовых крепежных деталей (рис. 8.1, *а—д*) либо непосредственным свинчиванием соединяемых элементов (рис. 8.1, *е*). По назначению различают: крепежные резьбы (метрические, дюймовые) — применяемые для разъемных соединений; крепежно-уплотнительные (трубные, конические) — для трубопроводов и арматуры; ходовые (трапецеидальные, упорные, прямоугольные) — для преобразования движения; специальные (круглые, часовые). Профили основных типов резьб приведены на рис. 8.2.

Достоинства резьбовых соединений: высокая надежность; универсальность; простота монтажа и демонтажа; возможность создания больших осевых усилий затяжки и ее фиксирование в любом положении благодаря самоторможению; тех-

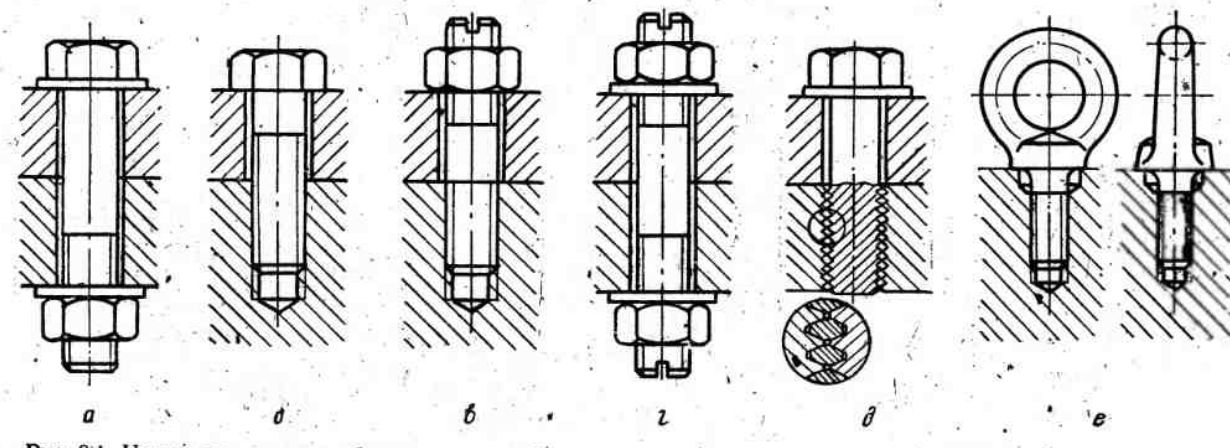


Рис. 8.1. Некоторые виды резьбовых соединений:
а — винт с гайкой (болт); *б* — винт; *в* — шпилька; *г* — болт-шпилька; *д* — винт со вставкой; *е* — рым-болт

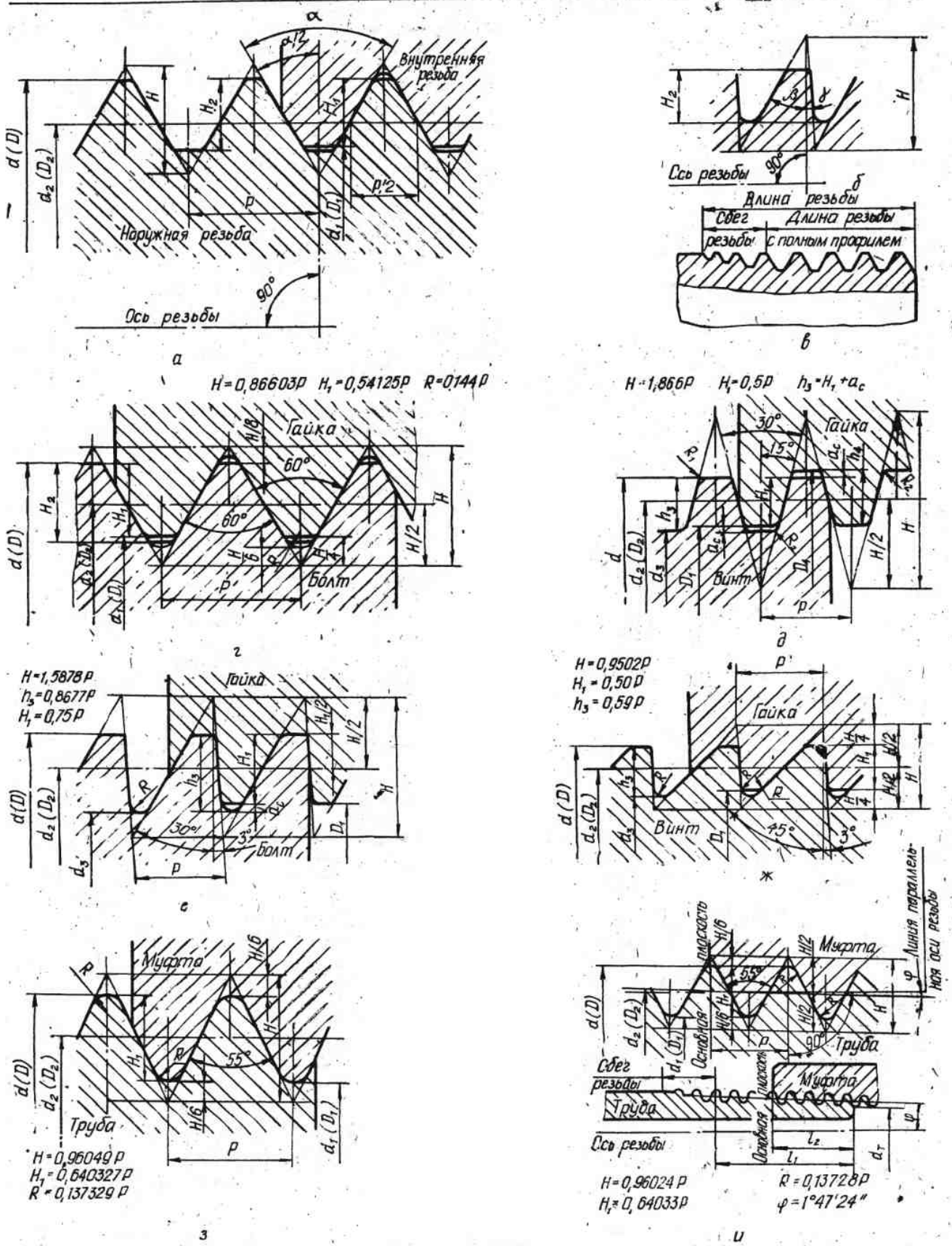


Рис. 8.2. Основные типы резьб:
а — треугольная, *б* — упорная; *в* — элементы резьбового стержня (длина и сбег резьбы); *г* — метрическая (ГОСТ 9150—81); *д* — трапецеидальная однозаходная (ГОСТ 9484—81); *е* — упорная (ГОСТ 10177—82); *ж* — упорная усиленная (ГОСТ 13535—68); *з* — трубная (ГОСТ 6357—81); *и* — трубная коническая (ГОСТ 6211—81)

нологичность изготовления; высокая степень стандартизации и малая стоимость.

К недостаткам следует отнести: наличие концентраторов напряжений на деталях соединения, понижающих их усталостную прочность, самоотвинчивание резьбы при переменной нагрузке; необходимость контроля затяжки (для ответственных, высоконапряженных соединений).

8.2. КРЕПЕЖНЫЕ РЕЗЬБЫ

При курсовом проектировании используется большая номенклатура крепежных резьбовых деталей (болты, винты, шпильки, гайки, рымболты и т. д.) для крепления, регулировки либо стопорения сопряженных элементов и узлов машин.

В качестве основной крепежной резьбы применяется метрическая резьба с крупным шагом — она менее чувствительна к погрешностям изготовления и к износу. Резьба с мелким шагом меньше ослабляет деталь, на которой она нарезана, характеризуется повышенным запасом по самоторможению и применяется для тонкостенных деталей, а также при переменных нагрузках.

Размеры крепежных резьбовых деталей и элементов резьбовых соединений общего назначения регламентированы стандартами, выдержки из которых приведены в табл. 8.1, 8.2.

8.3. СТОПОРЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В крепежных резьбах угол подъема средней винтовой линии γ не превышает 3°20′, а приведенный угол трения φ' при наиболее неблагоприятных условиях смазки не менее 6°, поэтому обеспечивается как минимум двукратный запас по самоторможению. Помимо этого самоотвинчиванию резьбы препятствует трение, возникаемое на торцевой поверхности гайки и головки болта.

Указанные факторы обеспечивают надежное стопорение резьбы только при статических нагрузках. При переменных нагрузках коэффициент трения в резьбе резко падает, поэтому надежная работа резьбового соединения обеспечивается только в застопоренном состоянии. Различают две группы стопорных устройств.

1. Основанная на создании дополнительного трения в резьбе и на опорных торцах резьбовых деталей.

2. С использованием жесткой связи, предотвращающей относительное смещение элементов соединения.

Стопорные устройства первой группы приведены на рис. 8.3.

Увеличение трения в резьбе создается контргайкой (рис. 8.3, *а*). Осевая нагрузка перераспределяется и воспринимается контргайкой целиком или большая ее часть. Способ стопорения громоздкий. В ответственных быстроходных узлах применение контргаек сокращается. Стопорение разрезных гаек путем их деформирования стягивающими или распорными винтами (рис. 8.3, *б*, *в*) применяют в конструкциях, воспринимающих относительно спокойную нагрузку. Стопорение нажимной гайкой (винтом) с противоположным направлением резьбы (рис. 8.3, *г*, *д*) — надежное и применяется при тяжелых режимах эксплуатации. Самоотвинчивание основной гайки вызывает самозатягивание нажимного элемента. Определенную сложность представляет изготовление левой резьбы.

Способ стопорения конусной разрезной втулкой, плотно охватывающей стержень винта при затяжке, достаточно надежный, но сложный (рис. 8.3, *е*). Разрезной конус выполняется с прямым или косым расположением паза.

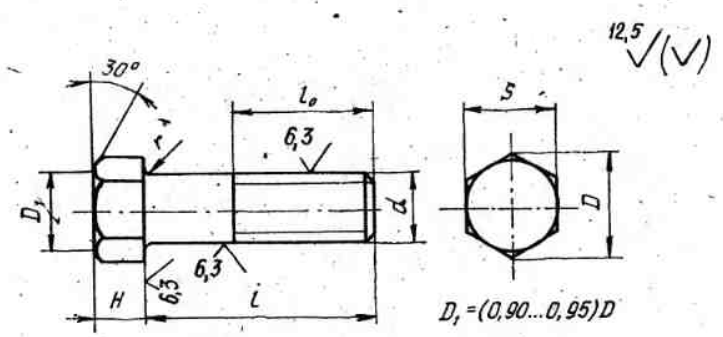
Простейшим стопорным устройством является разрезная пружинная шайба (рис. 8.3, *ж*), представляющая стальное кольцо, разведенные острые кромки которой, внедряясь в гайку и деталь, препятствуют самоотвинчиванию. Направление косого среза шайбы для правой и левой резьбы различное. На рисунке показано направление среза для правой резьбы. Способ стопорения простой и экономичный, степень надежности недостаточно высокая.

Аналогичный принцип стопорения положен в основу работы плоских и конических пружинных зубчатых шайб (рис. 8.3, *з*, *и*). Распространение получили самостопорящие гайки: с косыми прорезями (рис. 8.3, *к*) и со смещенными по шагу несколькими последними витками (рис. 8.3, *л*), которые создают при затяжке осевой натяг резьбы; применяются также гайки с торцевыми зубьями (рис. 8.3, *м*). В ряде отраслей машиностроения (например, в автомобильной промышленности) используются самостопорящиеся гайки и винты с полиамидными вставками (рис. 8.3, *н*, *о*). Резьба во вставках образуется при затяжке гайки в результате их деформирования. Возникаемые при этом силы сцепления препятствуют самоотвинчиванию резьбы.

В процессе эксплуатации, при необходимости, вставки могут быть заменены на новые. Стопорение гайки подкладными шайбами из полиамида (рис. 8.3, *п*) достаточно надежное. Наружное утолщение шайбы обволакивает грани гайки под ключ, препятствуя самоотвинчиванию. В результате проникновения полиамида в зазоры соеди-

Таблица 8.1. **Резьбовые крепежные детали. Размеры, мм**

Болты с шестигранной головкой нормальной точности (ГОСТ 7805—70) и повышенной точности (ГОСТ 7798—70). Исполнение 1.



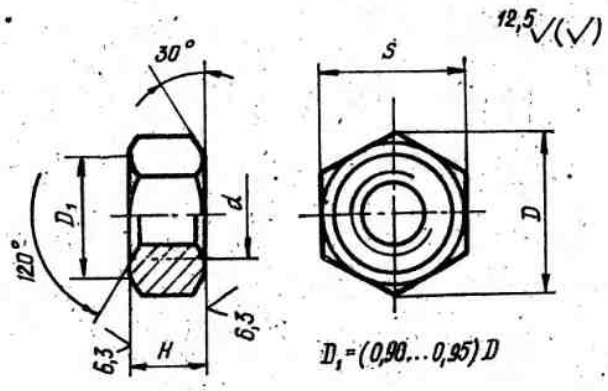
Параметр		Диаметр резьбового стержня, d						
		6	8	10	12	16	20	24
Шаг резьбы (крупный)		1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3
$D\approx$		11	14,5	19	21	27	33,5	40,5
S		10	14	17	19	24	30	36
H		4,5	5,5	7	8	10	13	15
r	По ГОСТ 7798—70	0,6	1,1	1,1	1,6	1,6	2,2	2,2
	По ГОСТ 7805—70	0,4	0,6	0,6	1,1	1,1	1,2	1,2
Длина болтов, винтов, l (ГОСТ 7798—70, ГОСТ 7805—70)				10...30 / l_0	14...30 / l_0	20...40 / l_0	25...50 / l_0	35...60 / l_0
		8...25 / l_0	8...25 / l_0	35...150 / 26	35...150 / 30	45...150 / 38	55...150 / 46	65...150 / 54
		25...90 / 18	30...100 / 22	160...200 / 32	160...200 / 36	160...300 / 44	160...300 / 52	160...300 / 60

Примечания: 1. Для каждого болта в числителе — длина болта, в знаменателе — длина резьбы, включая сбег. Ряд длин: 8; 10; 12; 14; 16; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 220; 240; 260; 280; 300.

2. На коротких болтах резьбу выполняют до головки, т. е. $l=l_0$.

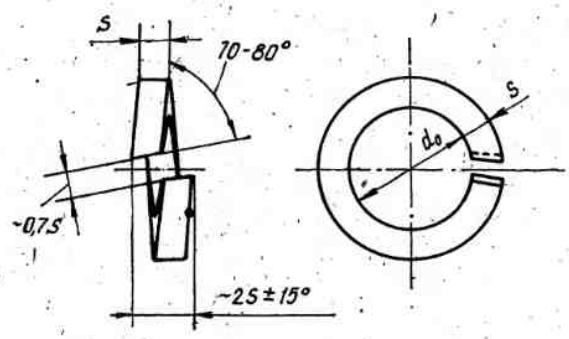
Продолжение табл. 8.1

Гайки шестигранные нормальной точности (ГОСТ 5915—70) и повышенной точности (ГОСТ 5927—70)
Исполнение 1



Параметр	Диаметр резьбы, *d*						
	6	8	10	12	16	20	24
Шаг резьбы (крупный)	1	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0
$D \approx$	11	14,5	19	21	27	33,5	40,5
S	10	14	17	19	24	30	36
H	5	6,5	8	10	13	16	19

Шайбы пружинные нормальные (ГОСТ 6402—70)

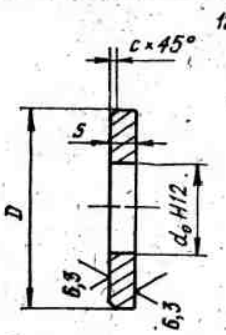


Параметр	Диаметр стержня, *d*						
	6	8	10	12	16	20	24
d_0	6,1	8,2	10,2	12,2	16,3	20,5	24,5
S	1,4	2,0	2,5	3,0	3,5	4,5	5,5
Расчетная упругая сила шайб, Н	188	252	393	566	1010	1570	2270

Примечание. 1. Материал — сталь 65Г, 40...50 $HRC_э$.

Окончание табл. 8.1

Шайбы подкладные (ГОСТ 11371—78).
Исполнение 2

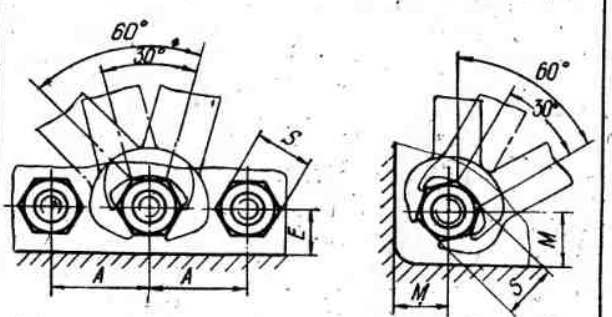


Параметр	Диаметр стержня, d						
	6	8	10	12	16	20	24
d_0	6,4	8,4	10,5	13	17	21	25
D	12,5	17	21	24	30	37	44
S	1,6	1,6	2,0	2,5	2,5	3,0	4,0
C	0,4	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,0

Таблица 8.2. **Элементы резьбовых соединений. Размеры, мм**

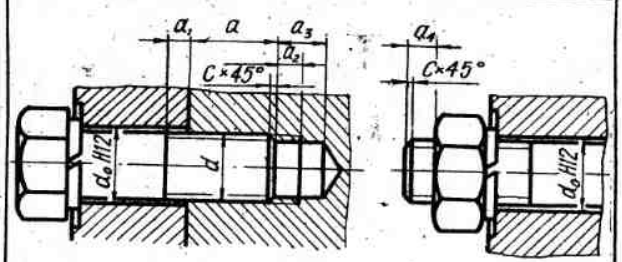
Окончание табл. 8.2

Места под ключи гаечные с открытым зевом (ГОСТ 13682—80)



Зев ключа, S	A	E	M
10	20	8	11
14	28	11	15
17	34	13	17
19	36	14	19
24	48	16	25
30	58	20	30
36	68	24	36

Размеры некоторых элементов резьбовых соединений



Параметр	Шаг резьбы, P						
	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3
a_1 не менее	3,5	4	4,5	5,5	6	7	8
a_3 не менее (без сбега)	2	2,5	3	3,5	4	5	6
a_3 не менее	6	8	9	11	12	15	18
a_4	1,5...2,5	1,5...2,5	2...3	2...3	2,5...4	2,5...4	3...5
c	1	1,6	1,6	1,6	2	2,5	2,5

Примечание. Глубина завинчивания в чугун $a \geqslant 1{,}25d$, в сталь $a \geqslant d$.

Отверстия сквозные под крепежные детали (ГОСТ 11284—75, 1-й ряд)

Параметр	Диаметр резьбового стержня, d						
	6	8	10	12	16	20	24
d_0	6,4	8,4	10,5	12,5	16,5	21	25

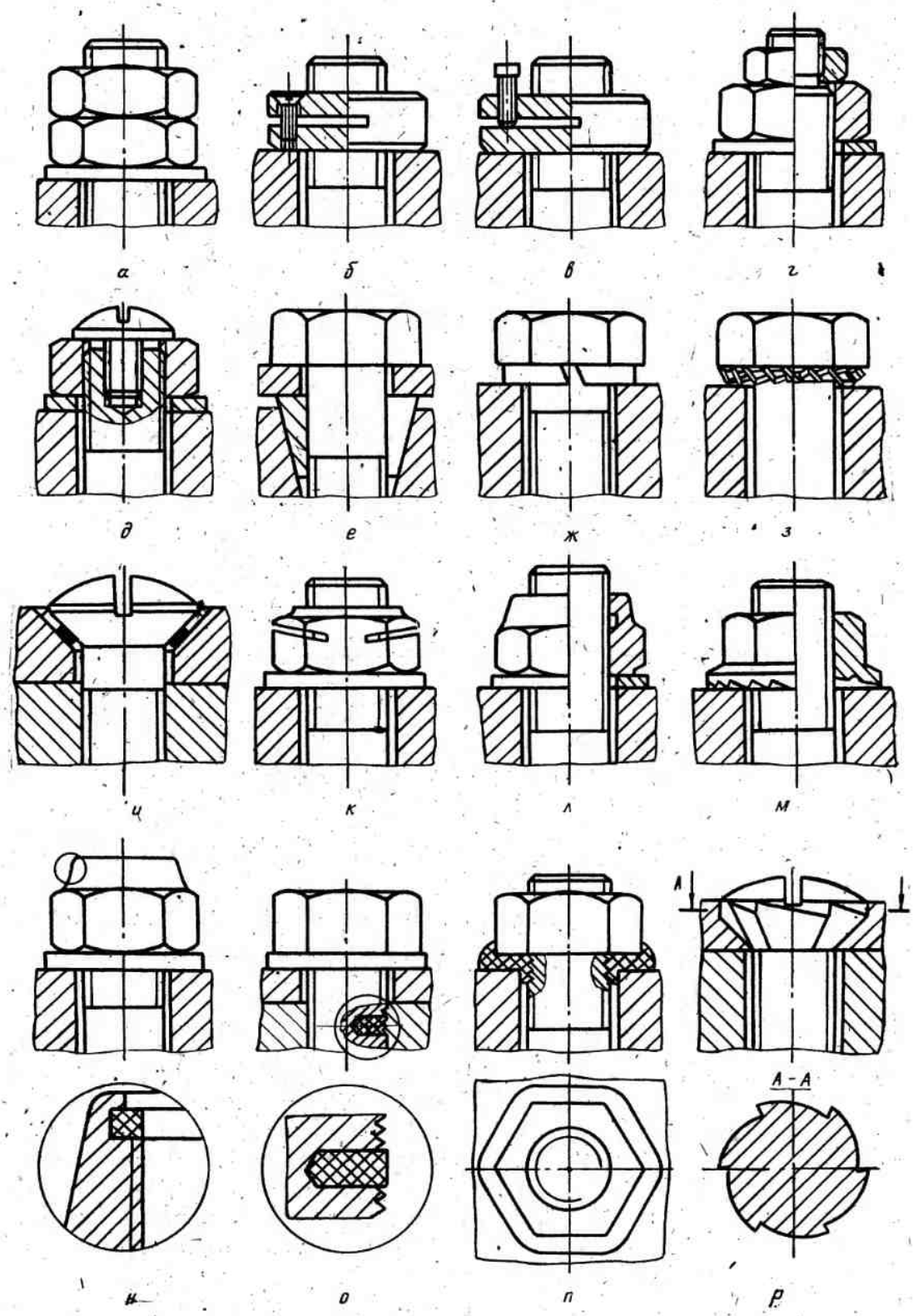


Рис. 8.3. Стопорные устройства, основанные на использовании дополнительного трения

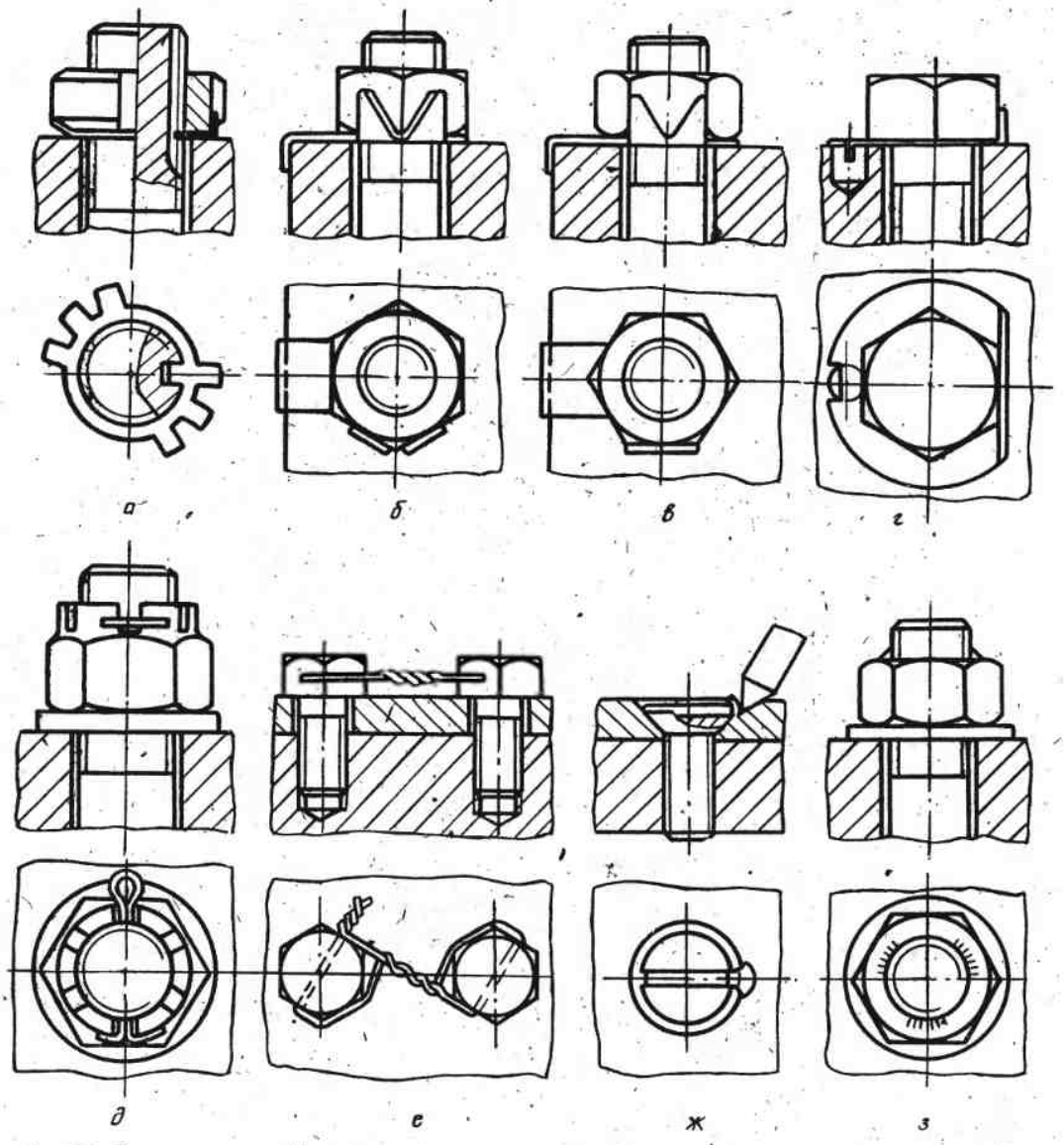


Рис. 8.4. Стопорные устройства с использованием жесткой связи

няемых элементов и во впадины резьбы обеспечивается также герметичность соединения. Стопорение полупотайных и потайных винтов осуществляется при помощи зубьев, которыми снабжены головки винтов (рис. 8.3, *р*).

В стопорных устройствах второй группы с жесткой связью используют шайбы (рис. 8.4, *а—г*), шплинты (рис. 8.4, *д*), обвязочную проволоку (рис. 8.4, *е*). Самоотвинчивание резьбы предупреждается пластическим деформированием указанных элементов. Недостатком стопорения посредством шайб и шплинтов является ступенчатость регулировки затяжки, которая в случае применения многолапчатых шайб (рис. 8.4, *а*) частично устраняется (за счет смещения одной группы лапок по отношению к другой на угол 15°, равный половине углового шага лапок). При стопорении обвязочной проволокой натяжение, возникаемое при закрутке проволоки, должно содействовать затяжке резьбового соединения. Если по условиям эксплуатации резьбовое соединение демонтируется крайне редко, применяется неразъемное (глухое) стопорение кернением, сваркой (рис. 8.4, *ж, з*). Способ стопорения простой, надежный, недостаток — сложность демонтажа, связанная с частичным повреждением деталей соединения.

8.4. КЛАССЫ ПРОЧНОСТИ, МАТЕРИАЛЫ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Для резьбовых деталей используют стали углеродистые обыкновенного качества (ГОСТ 380—71), качественные конструкционные (ГОСТ 1050—74) и легированные конструкционные (ГОСТ 4543—71). Для характеристики механических свойств резьбовых деталей при нормальной температуре $t = 20$ °С, ГОСТ 1759—70 предусматривает 12 классов прочности для винтов, болтов и шпилек и 7 классов прочности — для гаек (табл. 8.3). Для каждого класса прочности стандарт рекомендует определенные марки стали и соответствующий технологический процесс изготовления крепежной детали. Выбор материала определяется эксплуатационными условиями, способом изготовления и специальными требованиями, предъявляемыми к конструкции.

Резьбовые детали общего назначения изготавливают из стали углеродистой обыкновенного качества и стали качественной конструкционной без термообработки. Легированные конструкционные стали, с общей или местной термообработкой, применяют при переменных и ударных нагрузках. Если конструкция ограничивается жесткими требованиями массы, габаритов, а также прочности, используют титановые и бериллиевые сплавы (удельный вес $\approx 4{,}5$). Болты из титановых сплавов значительно менее чувствительные к перекосам опорных поверхностей ввиду их больших (примерно в два раза) упругих удлинений.

Гайки изготавливаются из тех же материалов, что и болты, или из материалов с несколько меньшей прочностью.

Шайбы подкладные и стопорные (кроме пружинных) изготавливаются из стали углеродистой обыкновенного качества (стали марок: 0; 1; 2; 3) и качественной конструкционной (стали марок: 08; 10; 15; 20; 35 и др.). Для пружинных шайб используются обычно стали углеродистые качественные конструкционные марок: 65; 70; 75 и марганцовистая — 65 Г. Условные обозначения резьбовых деталей приведены ниже.

Пример условного обозначения стального болта, диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 60$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6g, класса прочности 5.8, исполнения 1, без покрытия:

болт М12—6g × 60.58 ГОСТ 7798—70.

То же, класса прочности 10.9 из стали 40 Х, исполнения 2, с мелким шагом резьбы с покрытием 01 (цинковое хроматирование) толщиной 6 мкм;

болт 2М12 × 1,25.6g × 60.109.40Х.016 ГОСТ 7798—70.

Пример условного обозначения стальной гайки исполнения 1, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6Н, класса прочности 5, без покрытия:

гайка М12—6Н.5 ГОСТ 5915—70.

Таблица 8.3. Механические характеристики материалов резьбовых соединений из углеродистых и легированных сталей при нормальной температуре (ГОСТ 1759 — 70*)

Болты		Гайки		$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	HB
Класс прочности	Марка стали	Класс прочности	Марка стали			
3.6	Ст3 кп, Ст3 сп, 10	4	Ст3 кп, Ст3 сп	300...490	200	90...150
	10 кп					
4.6	20	5	10, 10 кп	400...550	240	110...170
4.8	10, 10 кп		20		320	
5.6	30, 35	6	Ст5, 15	500...700	300	140...215
5.8	20, 20 кп, Ст3 кп		15 кп, 35		400	
6.6	35*, 45, 40 Г	8	20, 20 кп	600...800	360	170...245
6.8	20, 20 кп		35, 45		480	
6.9					540	
8.8	35*, 35 Х, 38 ХА, 45 Г	10	35Х, 38ХА	800...1000	640	225...300
10.9	40 Г2, 40 Х, 30 ХГСА	12	40 Х, 30 ХГСА	1000...1200	900	280...365
12.9	30 ХГСА	14	30 ХГСА	1200...1400	1080	330...425
14.9	40 ХНМА		40 ХНМА	1400...1600	1260	390 и св.

Примечания. Класс прочности болтов обозначен двумя числами. Первое число, умноженное на 100, определяет минимальное значение $\sigma_в$, МПа, второе, деленное на 10, соответствует примерному значению $\sigma_т/\sigma_в$; произведение чисел, умноженное на 10, дает $\sigma_т$, МПа (для класса прочности 3.6 значения приблизительные). Класс прочности гаек обозначен числом, которое при умножении на 100 дает величину напряжения от испытательной нагрузки в МПа.

* Для болтов с диаметром резьбы до 16 мм включительно.

То же, исполнения 2, с мелким шагом резьбы, класса прочности 12, из стали 40Х, с покрытием 01 толщиной 6 мкм:

гайка 2М12 × 1.25.6Н.12.40Х.016 ГОСТ 5915—70.

Пример условного обозначения пружинной шайбы для болта диаметром резьбы 12 мм, нормальной, из стали марки 65Г без покрытия:

шайба 12.65Г ГОСТ 6402—70;

нормальной, из стали марки 65Г, с кадмиевым покрытием толщиной 9 мкм:

шайба 12.65Г.029 ГОСТ 6402—70.

Пример условного обозначения подкладной шайбы по ГОСТ 13371—68 исполнения 2 для диаметра стержня 12 мм из материала группы 01 (углеродистая качественная конструкционная сталь марки 10), без покрытия:

шайба 2.12.01 ГОСТ 11371—78.

То же, с покрытием по группе 05 (окисное), толщиной покрытия 9 мкм:

шайба 2.12.01.059 ГОСТ 11371—78.

8.5. РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Основными причинами выхода из строя крепежных резьбовых деталей являются: обрыв стержня по резьбе или по переходному сечению у головки болта, разрушение резьбы, разрушение головки болта (в дальнейшем под термином болт будем подразумевать также винты, шпильки, стержни с резьбой).

Размеры элементов стандартных резьбовых деталей установлены из условия равнопрочности по указанным выше критериям, поэтому расчет резьбовых соединений производится обычно только по главному критерию — прочности резьбового стержня.

Методика расчета болтов зависит от характера нагрузки (статическая; переменная; осевая; поперечная) и технологических особенностей сборки соединения (затянутые или незатянутые болты, поставленные в отверстия соединяемых деталей с зазором или без зазора).

8.5.1. РАСЧЕТ БОЛТОВ, НАГРУЖЕННЫХ ОСЕВОЙ СТАТИЧЕСКОЙ СИЛОЙ

При осевом нагружении номинальные напряжения растяжения в резьбовом стержне (МПа)

$$\sigma_p = \frac{4Q_p}{\pi d_1^2} \leqslant [\sigma_p], \qquad (8.1)$$

отсюда расчетный (внутренний) диаметр болта (мм)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi [\sigma_p]}}, \qquad (8.2)$$

где Q_p — расчетное усилие в стержне болта, H; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение растяжения, МПа, выбирают в зависимости от технологии сборки соединения. При неконтролируемой затяжке значения $[\sigma_p]$ принимают по табл. 8.4. При контролируемой затяжке для болтов из сталей углеродистых $[\sigma_p] \approx 0{,}6\sigma_т$; легированных $[\sigma_p] \approx (0{,}4 \ldots 0{,}55)\,\sigma_т$. Значения пределов текучести $\sigma_т$ для болтов различных классов прочности даны в табл. 8.3.

Определение расчетного усилия Q_p в формулах (8.1) и (8.2) в зависимости от вида осевого нагружения приводится ниже.

1. К затянутому болту дополнительно приложена внешняя осевая нагрузка. К болтам этой группы относятся: фундаментные, фланцевые, крышечные и т. п. Предварительная затяжка болта должна обеспечить герметичность либо нераскрытие стыка под нагрузкой. При действии на затянутое соединение внешней нагрузки Q в пределах до раскрытия стыка болт дополнительно растягивается, на ту же величину уменьшается деформация сжатых деталей. Следовательно, только часть внешней нагрузки дополнительно нагружает болт, остальная же часть

Таблица 8.4. **Допускаемое напряжение растяжения $[\sigma_p]$ для болтов при неконтролируемой затяжке**

Сталь	Характер нагрузки			
	Постоянная		Переменная от 0 до max	
	Наружный диаметр резьбы, мм			
	6...16	16...30	6...16	16...30
Углеродистая	(0,20...0,25) $\sigma_т$	(0,25...0,40) $\sigma_т$	(0,08...0,12) $\sigma_т$	0,12 $\sigma_т$
Легированная	(0,15...0,20) $\sigma_т$	(0,20...0,30) $\sigma_т$	(0,10...0,15) $\sigma_т$	0,15 $\sigma_т$

Примечание. Значения $\sigma_т$ приведены в табл. 8.3.

идет на частичную разгрузку стыка. Поэтому расчетное осевое усилие, приложенное к болту (Н),

$$Q_р = 1{,}3Q_0 + \chi Q, \qquad (8.3)$$

где 1,3 — коэффициент, учитывающий кручение болта при затяжке; Q_0 — сила предварительной затяжки болта (Н) от завинчивания гайки моментом завинчивания T_0 (Н · мм), создаваемого ключом. Приближенно $T_0 = 0{,}2Q_0d$, где d — наружный диаметр болта, мм; χ — коэффициент внешней нагрузки (или коэффициент податливости соединения), учитывающий ту долю внешней нагрузки Q, которая приходится на болт:

$$\chi = \lambda_д/(\lambda_б + \lambda_д), \qquad (8.4)$$

здесь $\lambda_д$, $\lambda_б$ — податливость соединяемых деталей и болта. Усредненные значения коэффициента χ даны в табл. 8.5. Зависимость (8.3) справедлива, пока давление на стыке не упадет до нуля. Для предупреждения раскрытия стыка

$$Q_0 = KQ, \qquad (8.5)$$

Таблица 8.5. **Коэффициент внешней нагрузки** χ

Материалы соединяемых деталей	χ	Материалы соединяемых деталей	χ
Сталь — сталь	0,05	Чугун — чугун	0,17
Сталь — чугун	0,09	Бетон — чугун	0,6

Примечание. Для соединений из стальных и чугунных деталей при наличии упругих прокладок (асбест, паронит, резина и др.) $\chi \cong 0{,}4...0{,}5$.

где K — коэффициент запаса плотности стыка: при постоянной нагрузке $K = 1{,}25...1{,}5$; при переменной нагрузке, а также для обеспечения герметичности стыка $K = 2...4$.

С учетом зависимостей (8.3), (8.5) расчетное осевое усилие

$$Q_р = 1{,}3KQ + \chi Q, \qquad (8.6)$$

2. Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует (например, болты для крепления люков и герметичных крышек).

Согласно формуле (8.3) при $Q = 0$ расчетное осевое усилие

$$Q_р = 1{,}3Q_0. \qquad (8.7)$$

3. К незатянутому болту приложена внешняя растягивающая нагрузка (резьбовые стержни грузовых крюков, рым-болтов, грузовых скоб).

В рассматриваемом случае $Q_0 = 0$. Учитывая также, что обычно $\lambda_д$ значительно больше $\lambda_б$, можно принять $\lambda_б = 0$, и согласно зависимости (8.4) $\chi = 1$. Расчетное осевое усилие из формулы (8.3)

$$Q_р = Q. \qquad (8.8)$$

8.5.2. РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ, НАГРУЖЕННЫХ СДВИГАЮЩИМИ СИЛАМИ

Условием прочности таких соединений является отсутствие сдвига деталей в стыке. Различают два конструктивных варианта резьбовых соединений.

а) Болт поставлен в отверстия соединяемых деталей с зазором (рис. 8.5). Подобная конструкция применяется при небольших поперечных нагрузках. Для предупреждения сдвига деталей болты затягивают так, чтобы результирующая сила трения F на стыках деталей была больше сдвигающей силы S (Н), т. е.

$$F = fQ_0zi \geqslant S, \qquad (8.9)$$

откуда необходимая сила затяжки болта (Н)

$$Q_0 = \frac{K_т S}{f \cdot z \cdot i}, \qquad (8.10)$$

где $K_т$ — коэффициент запаса, $K_т = 1{,}3...1{,}5$ — при статической нагрузке; $K_т = 1{,}8...2{,}0$ — при динамической нагрузке; f — коэффициент трения в стыке; для сухих стальных и чугунных поверхностей $f = 0{,}1...0{,}15$ (меньшие значения для шлифованных поверхностей); для необработанных поверхностей в металлических конструкциях $f = 0{,}3$; i — число стыков в соединении (на рис. 8.5 $i = 2$); z — число болтов (обычно задают).

Поскольку болт поставлен с зазором и внешняя нагрузка не передается на болт (т. е. $Q = 0$), согласно зависимости (8.7) расчетное осевое усилие $Q_р = 1{,}3Q_0$. Номинальное напряжение

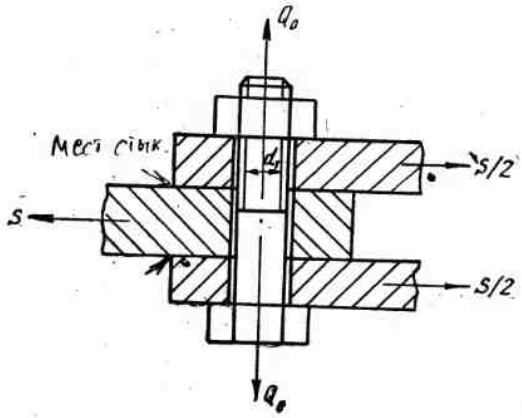


Рис. 8.5. Расчетная схема болта, нагруженного сдвигающей силой (болт поставлен с зазором)

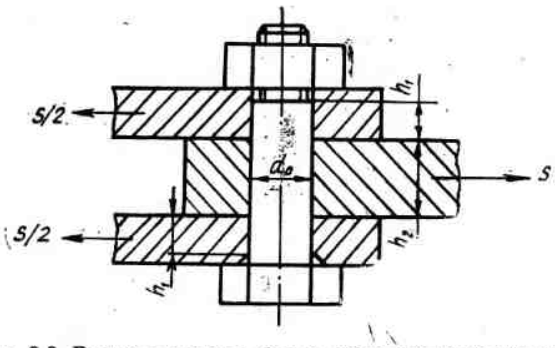


Рис. 8.6. Расчетная схема болта, нагруженного сдвигающей силой (болт поставлен без зазора)

σ_p либо расчетный диаметр d_1 определяют соответственно по формулам (8.1), (8.2).

В ряде случаев для уменьшения диаметра болта в конструкции соединения предусматриваются разгружающие элементы в виде штифтов, шпонок, колец — воспринимающие внешнюю нагрузку.

б) Болт поставлен в отверстия соединяемых деталей без зазора (рис. 8.6).

Такие конструкции применяются при значительных сдвигающих нагрузках. Отверстия деталей калибруются разверткой, диаметр болта d_0 выполняется с допуском $\left(\text{посадка } \frac{H7}{m6}; \frac{H7}{n6}; \frac{H8}{n7}\right)$. Сдвигающая сила S (Н) воспринимается непосредственно болтом, который работает на срез:

$$\tau = \frac{4S}{\pi d_0^2 iz} \leqslant [\tau], \qquad (8.11)$$

расчетный диаметр болта, мм

$$d_0 = \sqrt{\frac{4S}{\pi iz[\tau]}}, \qquad (8.12)$$

где i — число плоскостей среза (на рис. 8.6 $i = 2$); z — как и прежде, число болтов; $[\tau]$ — допускаемое напряжение на срез материала болта (МПа), принимают $[\tau] = (0{,}2 \ldots 0{,}3)\sigma_т$; (значение $\sigma_т$ см. табл. 8.3).

Цилиндрические поверхности контакта соединяемых деталей в ненарезанной части болта проверяют на смятие.

Для крайней детали соединения напряжение смятия (МПа)

$$\sigma_{см} = \frac{S}{2d_0h_1z} \leqslant [\sigma_{см}], \qquad (8.13)$$

для средней детали соединения

$$\sigma_{см} = \frac{S}{d_0h_2z} \leqslant [\sigma_{см}], \qquad (8.14)$$

где h_1, h_2 — толщина крайней и средней детали соединения, мм; $[\sigma_{см}]$ — допускаемое напряжение смятия для болтового соединения, МПа; для сталей углеродистых $[\sigma_{см}] = (0{,}8 \ldots 1{,}0)\,\sigma_т$; легированных $[\sigma_{см}] = (0{,}6 \ldots 0{,}8)\,\sigma_т$; для чугуна $[\sigma_{см}] = (0{,}6 \ldots 0{,}8)\,\sigma_{п.\,ч.\,р}$, где $\sigma_{п.\,ч.\,р}$ — предел прочности чугуна при растяжении:

марка чугуна по ГОСТ 1412—79	СЧ10	СЧ15	СЧ18	СЧ20	СЧ25
$\sigma_{п.\,ч.\,р}$, МПа	100	150	180	200	250

В формулах (8.13), (8.14) $[\sigma_{см}]$ подставляют меньшее из двух значений для болта и детали.

8.5.3. РАСЧЕТ БОЛТОВ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗКАХ

При переменных нагрузках болты рассчитывают на выносливость. Наиболее характерным случаем приложения внешней нагрузки является изменение ее по отнулевому (от 0 до Q) циклу. Так нагружены, например, шатунные болты.

В соединениях болты устанавливаются с большой предварительной затяжкой, которая в процессе эксплуатации уменьшается вследствие релаксации напряжения в болтах и обмятия шероховатостей на стыках.

При расчете на выносливость кручение болта не учитывают, так как при воздействии переменных нагрузок крутящий момент от затяжки болта постоянно уменьшается. Расчет выполняется как проверочный. Болт выбранного диаметра оценивают по двум коэффициентам запаса: а — по амплитуде цикла; б — по наибольшему напряжению цикла.

а) Условие прочности по амплитуде

$$n_a = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a} \geqslant [n_a], \qquad (8.15)$$

где n_a — действительный запас прочности по амплитуде; σ_{-1} — предел выносливости при растяжении материала гладкого образца при симметричном цикле:

Марка стали	Ст 3 и 10	20	35	45	35 Х ЗОХГСА
σ_{-1}, МПа	160	170	180	240	280 300;

K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе (определяют при испытании затянутой резьбовой пары): для сталей углеродистых $K_\sigma = 3{,}0 \ldots 4{,}5$; легированных $K_\sigma = 4{,}0 \ldots 5{,}5$; большие значения для болтов с $d \geqslant 24$ мм; для накатанных резьб указанные

значения K_σ уменьшают на 20 ... 30 %; σ_a — амплитуда переменных напряжений;

$$\sigma_a = \frac{\chi Q}{2 \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}}; \qquad (8.16)$$

$[n_a] = 2{,}5$ — допускаемый коэффициент запаса прочности по амплитуде.

б) Условие прочности по наибольшему напряжению

$$n = \frac{\sigma_т}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_т}{\sigma_0 + 2\sigma_a} \geqslant [n], \qquad (8.17)$$

где n — действительный коэффициент запаса прочности по максимальному напряжению; $\sigma_т$ — предел текучести материала (табл. 8.3); σ_0 — напряжение от начальной затяжки,

$$\sigma_0 = \frac{4Q_0}{\pi d_1^2} \leqslant [\sigma_0],$$

здесь Q_0 — см. формулу (8.5); $[\sigma_0]$ — допускаемое напряжение затяжки принимают: для болтов из сталей углеродистых $[\sigma_0] = (0{,}6 \ldots 0{,}7)\,\sigma_т$; легированных $[\sigma_0] = (0{,}4 \ldots 0{,}6)\,\sigma_т$; $[n] = 1{,}25$ — допускаемый коэффициент запаса прочности по максимальному напряжению.

Для повышения усталостной прочности болтового соединения необходимо уменьшить коэффициент внешней нагрузки χ (см. формулу (8.16)). Это достигается уменьшением податливости деталей и стыка (тщательной пригонкой, увеличением жесткости прокладок) и увеличением податливости болта путем занижения диаметра стержня болта в ненарезанной части до $(0{,}8 \ldots 1{,}05)d_1$.

В ответственных резьбовых соединениях для повышения усталостной прочности применяют болты и гайки улучшенных конструкций (болты с меньшей концентрацией напряжений в нарезанной части, гайки, работающие на растяжение с более равномерным распределением нагрузки между витками).

8.5.4. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ФУНДАМЕНТНЫХ БОЛТОВ РЕДУКТОРОВ

Диаметр и число фундаментных болтов выбирают по табл. 4.3. Координаты болтов уточняют при разработке конструкции редуктора. В рассматриваемом случае соединение включает группу неравномерно нагруженных болтов, установленных с зазором. При расчете группы болтов определяют нагрузку на наиболее нагруженный (опасный) болт, рассчитывают его и все остальные болты данной группы принимают такими же. При такой методике увеличивается запас надежности расчета.

Расчет ведется при следующих допущениях.

1. Диаметры и сила предварительной затяжки всех болтов данной группы одинаковы.

2. Соединяемые детали обладают высокой жесткостью, и ось поворота редуктора проходит через крайний ряд болтов.

3. Поверхности стыка под нагрузкой остаются плоскими, следовательно, деформации и нагрузки болтов пропорциональны их расстояниям до оси поворота редуктора.

Нагрузку на наиболее нагруженный болт определяют из условия равновесия внешних силовых факторов (опрокидывающего и сдвигающего моментов и сдвигающей силы) и восстанавливающего момента и сил трения от затяжки болтов.

При определении опрокидывающего момента необходимо учесть, что момент на быстроходном валу $T_б$ направлен по вращению быстроходного вала, а момент на тихоходном валу $T_т$ — против вращения тихоходного вала. Определение полной растягивающей нагрузки на наиболее нагруженный болт для характерных случаев нагружения фундаментных болтов рассматривается ниже.

а) Цилиндрический редуктор нагружен крутящими моментами на быстроходном и тихоходном валах $T_б$ и $T_т$ (рис. 8.7).

Из условия равновесия внешнего опрокидывающего момента и моментов от затяжки болтов относительно оси $x - x$ нагрузка на наиболее нагруженный болт (Н)

$$Q_{1x} = \frac{T_{опр.\,x} \cdot l_{1x}}{m l_{1x}^2 + 2l_{2x}^2 + \ldots + 2l_{nx}^2}, \qquad (8.18)$$

где $T_{опр.\,x} = (T_б + T_т + T_G)$ Н · мм — внешний опрокидывающий момент, представляет алгебраическую сумму трех моментов: $T_б$ — момент на быстроходном валу, направлен по вращению вала; $T_т$ — момент на тихоходном валу, направлен против вращения вала (в одноступенчатом цилиндрическом редукторе направление моментов $T_б$ и $T_т$ совпадает, в двухступенчатом — моменты $T_б$ и $T_т$ направлены в противоположные стороны); T_G момент от силы тяжести редуктора. Для одноступенчатого цилиндрического редуктора силу тяжести можно считать приложенной к оси тихоходного вала, для двухступенчатого редуктора — между промежуточным и тихоходным валом.

Сила тяжести редуктора (Н)

$$G \cong (0{,}02 \ldots 0{,}03)\,V,$$

где V — объем редуктора, см^3 (для легких и средних редукторов, моментом T_G пренебрегают); $l_{1x} \ldots l_{nx}$ — координаты болтов по длине

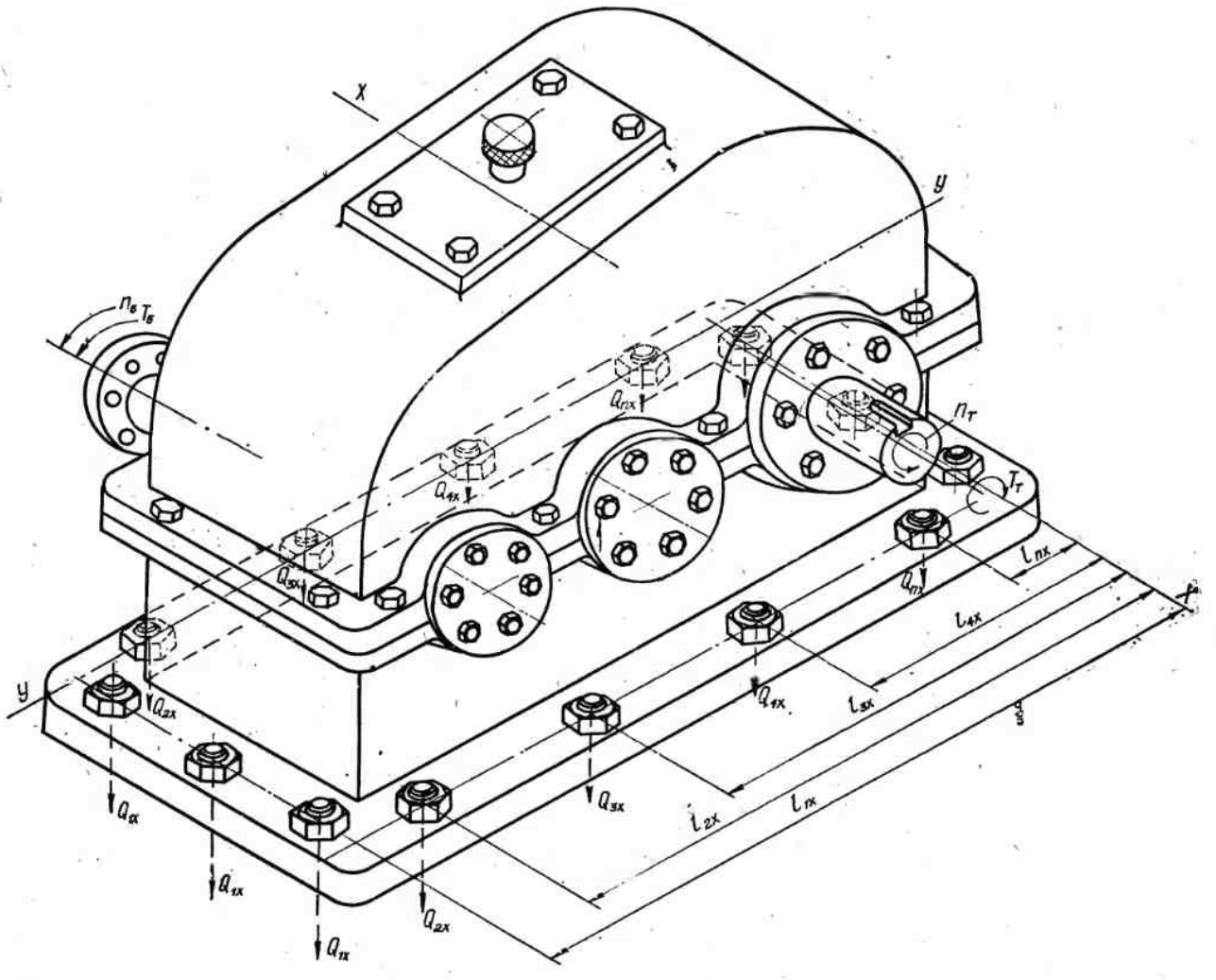


Рис. 8.7. Расчетная схема фундаментных болтов цилиндрического редуктора

редуктора, мм; n, m — число болтов в каждом из двух рядов по длине и ширине редуктора соответственно.

б) Коническо-цилиндрический редуктор нагружен крутящими моментами на быстроходном и тихоходном валах $T_б$ и $T_т$ (рис. 8.8).

В данном случае момент $T_б$ опрокидывает редуктор вокруг оси $Y-Y$, момент $T_т$ — вокруг оси $X-X$. Аналогичный случай нагружения болтов имеет место в конических и червячных редукторах. Нагрузку на наиболее нагруженный болт от моментов $T_б$ и $T_т$ определяют в отдельности. Нагрузка на наиболее нагруженный болт (Н) от момента $T_б$ (Н · мм)

$$Q_{1y} = \frac{T_б l_{1y}}{n l_{1y}^2 + 2l_{2y}^2 + \ldots + 2l_{my}^2}, \qquad (8.19)$$

где $l_{1y} \ldots l_{my}$ — координаты болтов по ширине редуктора, мм.

Нагрузка на наиболее нагруженный болт от момента $T_т$ (Н · мм)

$$Q_{1x} = \frac{T_т l_{1x}}{m l_{1x}^2 + 2l_{2x}^2 + \ldots + 2l_{nx}^2}. \qquad (8.20)$$

Полная нагрузка на наиболее нагруженный болт (один из угловых болтов)

$$Q = Q_{1y} + Q_{1x}. \qquad (8.21)$$

в) Червячный редуктор нагружен крутящими моментами $T_б$ и $T_т$ и консольными нагрузками на быстроходном и тихоходном валах (рис. 8.9).

Редуктор воспринимает опрокидывающие моменты вокруг осей: *I—I*, *II—II*, *III—III*,

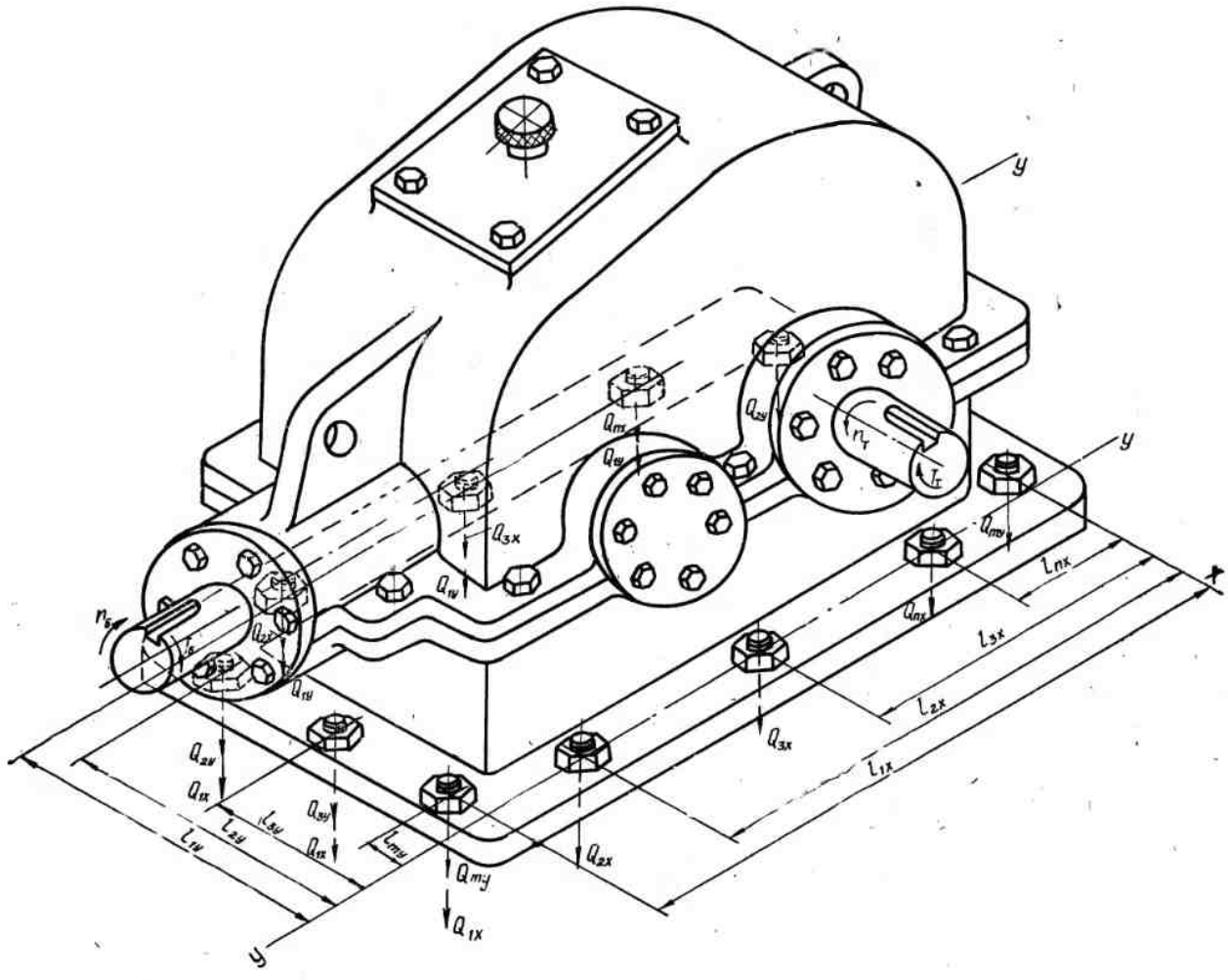


Рис. 8.8. Расчетная схема фундаментных болтов коническо-цилиндрического редуктора

IV—IV; сдвигающие моменты вокруг вертикальной оси редуктора *V—V*, а также сдвигающие и сжимающие нагрузки.

Как и в предыдущем случае, определяют нагрузку на болты Q_1, $Q_2 \ldots Q_n$ от воздействия каждого силового фактора в отдельности.

1. Редуктор опрокидывается вокруг оси *I—I*, нагружены болты *2*, *3*. Из условия равновесия $Q_в l_1 = 2Q_1 l_6$ нагрузка, приложенная к каждому из болтов,

$$Q_1 = \frac{Q_в l_1}{2l_6}.$$

2. Ось опрокидывания редуктора *II—II*, нагружены болты *3*, *4*:

$$Q_r l_8 + F_a l_5 = 2Q_2 l_7,\ Q_2 = \frac{Q_r l_8 + F_a l_5}{2l_7}.$$

3. Ось опрокидывания редуктора *III—III*, нагружены болты *1*, *4*:

$$T_т + F_t l_9 = 2Q_3 l_6,\ Q_3 = \frac{T_т + F_t l_9}{2l_6}.$$

4. Ось опрокидывания редуктора *IV—IV*, нагружены болты *1*, *2*:

$$F_r l_4 + T_б = 2Q_4 l_7,\ Q_4 = \frac{F_r l_4 + T_б}{2l_7}.$$

5. Поворот редуктора вокруг вертикальной оси *V—V*, нагружены болты *1*, *2*, *3*, *4*:

$$F_t l_3 - Q_r l_2 = 4Q_5 f R;\ Q_5 = \frac{F_t l_3 - Q_r l_2}{4fR},$$

где f — коэффициент трения в стыке (см. с. 226); R — плечо поворота редуктора.

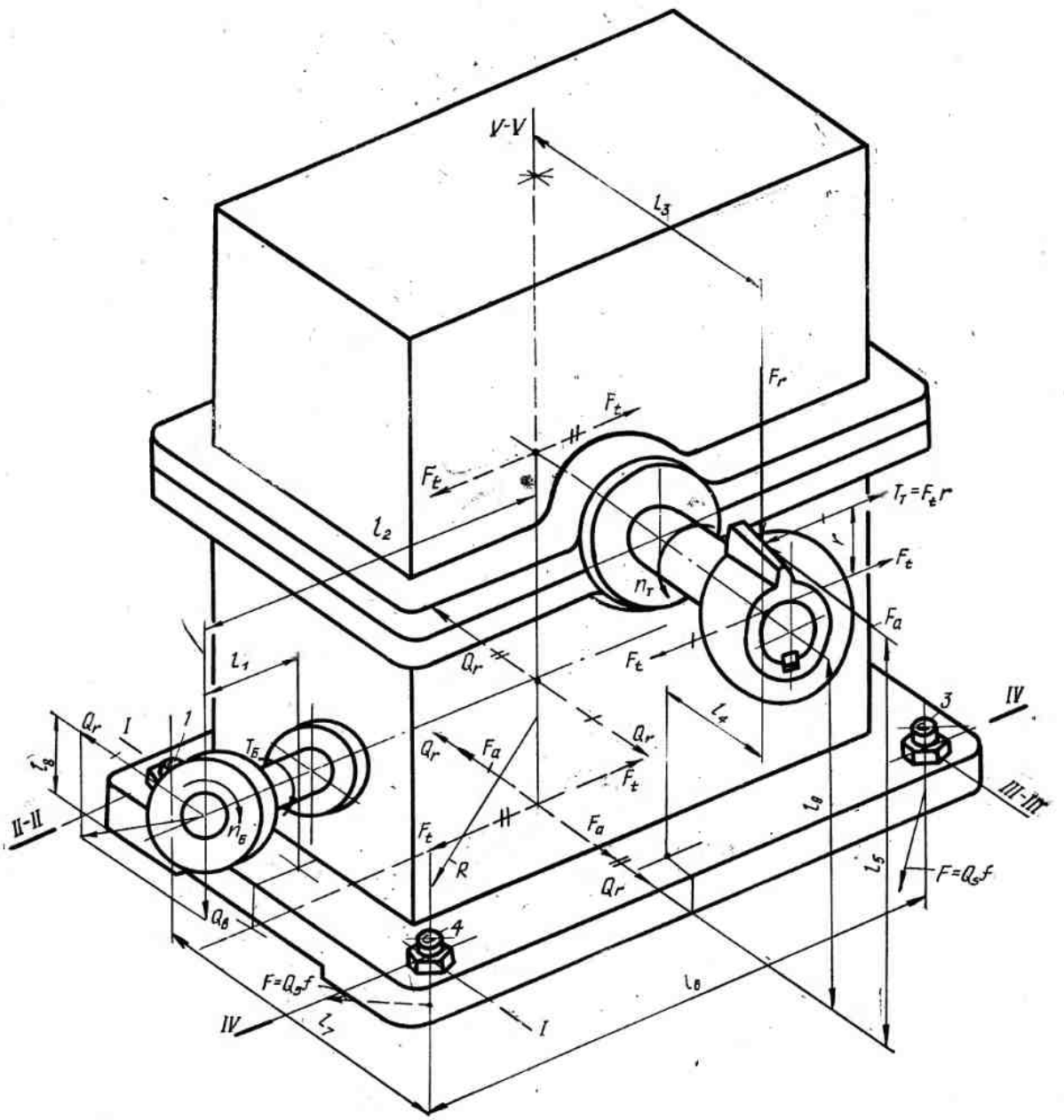


Рис. 8.9. Расчетная схема фундаментных болтов червячного редуктора

6. Сдвиг редуктора от поперечных сил; нагружены болты *1*, *2*, *3*, *4*.

Для упрощения расчетов считают, что сдвигающие силы по направлению совпадают, следовательно, из условия равновесия $Q_r + F_a + F_t = 4Q_6 f$.

Тогда нагрузка на болт

$$Q_6 = \frac{Q_r + F_a + F_t}{4f}.$$

7. Сжатие фланцев редуктора; нагружены болты *1*, *2*, *3*, *4*:

$$Q_7 = -\frac{Q_в + F_r}{4}.$$

Суммарная нагрузка, приложенная к каждому из болтов редуктора *1*, *2*, *3*, *4*,

$$Q_{\Sigma 1} = Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 - Q_7;\quad Q_{\Sigma 2} = Q_1 + Q_4 + Q_5 + Q_6 - Q_7;\quad Q_{\Sigma 3} = Q_1 + Q_2 + Q_5 + Q_6 - Q_7;$$
$$Q_{\Sigma 4} = Q_2 + Q_3 + Q_5 + Q_6 - Q_7. \qquad (8.22)$$

Максимальную из вычисленных суммарных нагрузок принимают за внешнюю нагрузку, приложенную к наиболее опасному болту, т. е. $Q = Q_{\Sigma max}$.

По внешней нагрузке Q определяют расчетную осевую нагрузку $Q_р$ (формула (8.6)) и проверяют прочность болта (формула (8.1) либо определяют расчетный диаметр болта d_1 (формула (8.2)).

ГЛАВА 9. ПЕРЕДАЧИ ВИНТ — ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ

9.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Передачи винт—гайка предназначены для преобразования вращательного движения в поступательное, в редких случаях (при несамотормозящей винтовой паре) — поступательного во вращательное. Передачи нашли широкое применение в натяжных, нажимных и грузовых устройствах, в механизмах перемещения, подачи и настройки и т. п.

Достоинства передач: простота, компактность и технологичность конструкции; высокая нагрузочная способность и надежность; высокая степень редукции; возможность обеспечения точных плавных перемещений; выполнение самоторможения (при малых углах подъема и отсутствии вибрации), позволяющее использовать его при вертикальных перемещениях.

К недостаткам передач следует отнести: повышенный износ резьбы вследствие большого трения: низкий КПД (для несамотормозящих передач $\eta = 0{,}6...0{,}8$; для самотормозящих — $\eta < 0{,}5$); тихоходность передачи.

В ответственных силовых передачах и механизмах точных перемещений используются шариковые винтовые пары, которые характеризуются высоким КПД, достигающим до 0,9, и возможностью полного устранения осевого и радиального зазора в соединении.

9.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ПЕРЕДАЧ

По назначению передачи винт—гайка делятся на: грузовые — для создания больших осевых нагрузок; ходовые — применяемые в различных механизмах подач; установочные — используемые для точных перемещений и регулировки.

В зависимости от компоновки механизма передача винт—гайка может быть выполнена по следующим кинематическим схемам.

1. Винт вращается, гайка перемещается поступательно (ходовой винт токарного станка).

2. Гайка вращается, винт перемещается поступательно (винтовая передача задней бабки токарного станка).

3. Гайка неподвижна, винт вращается и перемещается поступательно (домкрат, пресс).

4. Винт неподвижен, гайка вращается и перемещается поступательно (стол сверлильного станка).

По числу заходов резьбы различают передачи с одно-, двух- и многозаходной резьбой (рис. 9.1, *а—в*). По способности обеспечить самоторможение винтовой пары — с самотормозящей и несамотормозящей резьбой. По направлению подъема средней винтовой линии — с правой и левой резьбой (рис. 9.1, *а, б*).

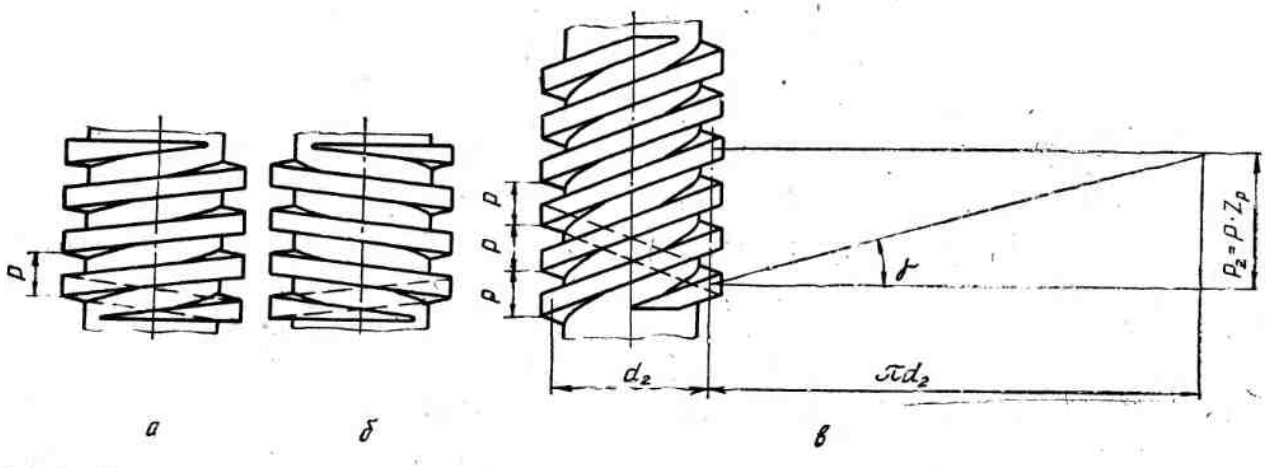


Рис. 9.1. Схема образования резьбы:
а — однозаходная правая; *б* — однозаходная левая; *в* — трехзаходная правая

9.3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ — ГАЙКА

9.3.1. ПРОФИЛЬ РЕЗЬБЫ

Выбор профиля резьбы зависит от назначения передачи (грузовая, ходовая или установочная) и условий эксплуатации (характер нагружения, точность перемещения, нормы зазоров, значения КПД, условия окружающей среды).

Для грузовых и ходовых винтов, воспринимающих реверсивную нагрузку, применяют преимущественно трапецеидальную резьбу с углом профиля $\alpha = 30°$ (рис. 8.2,*д*; табл. 9.1). Резьба характеризуется небольшими потерями на трение; хорошо центрируется по боковым поверхностям профиля; технологична (резьба фрезеруется и шлифуется).

Чаще используется резьба со средним шагом $P = 4...10$ мм, мелкая резьба применяется в передачах с повышенной точностью, крупная — для особо тяжелых условий работы.

Для грузовых винтов, воспринимающих большие односторонние осевые нагрузки, в том числе и ударные, применяют упорную резьбу (рис. 8.2, *е*, табл. 9.2). КПД упорной резьбы выше, чем трапецеидальной, благодаря меньшему профильному (технологическому) углу $\frac{\alpha}{2} = \gamma = 3°$. Резьба характеризуется высокой статической и усталостной прочностью вследствие значительных радиусов закруглений впадины резьбы, снижающих концентрацию напряжений.

Для установочных винтов, выполняющих точное перемещение, где вопросы КПД не являются решающими, применяют метрические резьбы с мелким шагом, с углом профиля $\alpha = 60°$ (рис. 8.2,*г*). Крупные резьбы применяются в грузовых передачах, создающих сравнительно небольшие осевые нагрузки (съемники, струбцины и т. п.).

Метрическая резьба характеризуется наибольшей прочностью и наименьшим КПД, технологична.

В домкратах и прессах при небольших осевых нагрузках применяют также прямоугольную резьбу с квадратным профилем ($\alpha = 0°$). Резьба обладает наибольшим КПД и пониженной прочностью, не технологична, ввиду наличия радиального зазора у вершин профилей не обеспечивается достаточная точность центрирования гайки по винту. При износе витков резьбы появляется осевой люфт, который трудно устранить. Прямоугольная резьба не стандартизована.

Таблица 9.1. **Профиль и основные размеры трапецеидальных однозаходных резьб. Размеры, мм (см. рис. 8.2, *д*)**

Размеры профиля резьбы (ГОСТ 9484 — 81)									
P	a_c	h_3	$R_{1\max}$	$R_{2\max}$	P	a_c	h_3	$R_{1\max}$	$R_{2\max}$
1,5	0,15	0,9	0,075	0,15	6	0,5	3,5	0,25	0,5
2	0,25	1,25	0,125	0,25	8		4,5		
3		1,75			10		5,5		
4		2,25			12		6,5		
5		2,75			16	1,0	9	0,5	1,0

Основные размеры резьб (ГОСТ 24738 — 81)									
d	d_3	$d_2=D_2$	D_4	D_1	d	d_3	$d_2=D_2$	D_4	D_1
$P = 1,5$					$P = 3$				
8	6,2	7,25	8,3	6,5	55	51,5	53,5	55,5	52
$P = 2$					60	56,5	58,5	60,5	57
8	5,5	7	8,5	6	$P = 4$				
10	7,5	9	10,5	8	65	60,5	63	65,5	61
12	9,5	11	12,5	10	70	65,5	68	70,5	66
14	11,5	13	14,5	12	75	70,5	73	75,5	71
16	13,5	15	16,5	14	80	75,5	78	80,5	76
18	15,5	17	18,5	16	$P = 5$				
22	19,5	21	22,5	20	85	79,5	82,5	85,5	80
24	21,5	23	24,5	22	90	84,5	87,5	90,5	85
26	23,5	25	26,5	24	95	89,5	92,5	95,5	90
28	25,5	27	28,5	26	100	94,5	97,5	100,5	95
$P = 3$					$P = 6$				
30	26,5	28,5	30,5	27	30	23	27	31	24
34	30,5	32,5	34,5	31	32	25	29	33	26
36	32,5	34,5	36,5	33	34	27	31	35	28
38	34,5	36,5	38,5	35	36	29	33	37	30
42	38,5	40,5	42,5	39	38	31	35	39	32
44	40,5	42,5	44,5	41	40	33	37	41	34
46	42,5	44,5	46,5	43	42	35	39	43	36
50	46,5	48,5	50,5	47					

Окончание табл. 9.1

Основные размеры резьб (ГОСТ 24738 — 81)									
d	d_3	$d_2=D_2$	D_4	D_1	d	d_3	$d_2=D_2$	D_4	D_1
$P=8$					$P=10$				
28	19	24	29	20	75	64	70	76	65
44	35	40	45	36	80	69	75	84	70
46	37	42	47	38	$P=12$				
48	39	44	49	40	50	37	44	51	38
52	41	46	51	42	55	42	49	56	43
55	46	51	56	47	60	47	54	61	48
60	51	56	61	52	85	72	79	86	73
$P=10$					90	77	84	91	78
36	25	31	37	26	$P=16$				
38	27	33	39	28	70	52	62	72	54
42	31	37	43	32	75	57	67	77	59
65	54	60	66	55	80	62	72	82	64
70	59	65	71	60					

Примечание. В условное обозначение трапецеидальной однозаходной резьбы должны входить буквы Tr — номинальный диаметр и шаг, например: $Tr\ 40\times 6$. Для левой резьбы после условного обозначения размера резьбы указывают буквы LH, например: $Tr\ 40\times 6LH$.

9.3.2. УГОЛ ПОДЪЕМА ВИНТОВОЙ ЛИНИИ И УСЛОВИЕ САМОТОРМОЖЕНИЯ

Винтовая передача называется самотормозящей при выполнении условия

$$\gamma<\varphi', \qquad (9.1)$$

где γ — угол подъема средней винтовой линии (рис. 9.1, *в*):

$$\operatorname{tg}\gamma=\frac{Pz_p}{\pi d_2}, \qquad (9.2)$$

здесь P — шаг резьбы, мм; z_p — число заходов резьбы; d_2 — средний диаметр резьбы, мм; φ' — приведенный угол трения,

$$\varphi'=\operatorname{arc\,tg}\frac{f}{\cos\frac{\alpha}{2}}, \qquad (9.3)$$

где f — коэффициент трения в резьбе (табл. 9.3); $\frac{\alpha}{2}$ — угол наклона рабочей стороны профиля

Таблица 9.2. **Профиль и основные размеры упорных резьб (ГОСТ 10177 — 82). Размеры, мм (см. рис. 8.2, *е*)**

Размеры профиля резьбы							
P	a_c	h_3	R	P	a_c	h_3	R
2	0 236	1,736	0,249	8	0,942	6,942	0,994
3	0,353	2,603	0,373	10	1,178	8,678	1,243
4	0,471	3,471	0,497	12	1,413	10,413	1,491
5	0,589	4,339	0,621	16	1,884	13,884	1,988
6	0,707	5,207	0,746	20	2,355	17,355	2,485

Основные размеры резьб							
Диаметр резьбы				Диаметр резьбы			
$d=D$	$d_2=D_2$	d_3	D_1	$d=D$	$d_2=D_2$	d_3	D_1
$P=2$				$P=4$			
10	8,5	6,528	7	65	62,0	58,058	59
12	10,5	8,528	9	70	67,0	63,058	64
14	12,5	10,528	11	75	72,0	68,058	69
16	14,5	12,528	13	80	77,0	73,058	74
18	16,5	14,528	15	$P=5$			
20	18,5	16,528	17	85	81,250	76,322	77,5
22	20,5	18,528	19	90	86,250	81,322	82,5
24	22,5	20,528	21	95	91,250	86,322	87,5
26	24,5	22,528	23	100	96,250	91,322	92,5
$P=3$				$P=6$			
30	27,75	24,794	25,5	30	25,5	19,586	21
32	29,75	26,794	27,5	32	27,5	21,586	23
34	31,750	28,794	29,5	34	29,5	23,586	25
36	33,750	30,794	31,5	36	31,5	25,586	27
38	35,750	32,794	33,5	40	35,5	29,586	31
40	37,750	34,794	35,5	42	37,5	31,586	33
42	39,750	36,794	37,5	$P=8$			
46	43,750	40,794	41,5	28	22,0	14,116	16
50	47,750	44,794	45,5	44	38,0	30,116	32
55	52,750	49,794	50,5	46	40,0	32,116	34
60	57,750	54,794	55,5	50	44,0	36,116	38

Окончание табл. 9.2

Диаметр резьбы				Диаметр резьбы			
$d=D$	$d_2=D_2$	d_3	D_1	$d=D$	$d_2=D_2$	d_3	D_1
$P=8$				$P=10$			
52	46,0	38,116	40	80	72,5	62,644	65
55	49,0	41,116	43	$P=12$			
60	54,0	46,116	48	50	41,0	29,174	32
$P=10$				55	46,0	34,174	37
36	28,5	18,644	21	60	51,0	39,174	42
38	30,5	20,644	25	85	76,0	64,174	67
42	34,5	24,644	27	90	81,0	69,174	72
65	57,5	47,644	50	$P=16$			
70	62,5	52,644	55	75	63,0	47,232	51
75	67,5	57,644	60	80	68	52,232	56

Примечание. В условное обозначение упорной резьбы должны входить: буква S, номинальный диаметр и шаг, например: S 80×10.
Для левой резьбы после условного обозначения размера резьбы указывают буквы LH, например: S 80×10 LH.

резьбы; $\frac{\alpha}{2}=30°$ — в метрической (рис. 8.2 *г*); $\frac{\alpha}{2}=15°$ — в трапецеидальной (рис. 8.2, *д*); $\frac{\alpha}{2}=\gamma=3°$ — в упорной (рис. 8.2, *е*). В прямоугольной резьбе $\frac{\alpha}{2}=0°$.

Самотормозящие передачи применяются для преобразования вращательного движения в поступательное, при этом гарантируется отсутствие движения под действием осевой статической силы, т. е. в самотормозящих передачах поднятый груз не будет самопроизвольно опускаться, и необходимость в тормозных устройствах отпадет.

Таблица 9.3. Значения коэффициентов трения скольжения f при смазке

Материалы трущейся пары		f
Винт	Гайка	
Сталь	Бронза оловянисто-фосфористая	0,10
„	Бронза безоловянистая	0,12
„	Антифрикционный чугун	0,13

Если в винтовой передаче

$$\gamma > \varphi', \qquad (9.4)$$

она является несамотормозящей. При условии $\gamma \geqslant 2$ $\varphi' \cong 12°$ винтовую передачу можно использовать для преобразования поступательного движения во вращательное.

9.3.3. ЧИСЛО ЗАХОДОВ РЕЗЬБЫ

Самотормозящая винтовая передача характеризуется малыми углами подъема γ, поэтому в подобных передачах обычно применяют однозаходную резьбу.

Если по эксплуатационным условиям требуется большое осевое перемещение винта или гайки за один оборот, применяют резьбы с большим ходом. В этом случае в пределах обычной высоты гайки получается малое число витков резьбы, и ее прочность может оказаться недостаточной, поэтому применяют многозаходные винты с тем, чтобы получить достаточное число витков резьбы.

Согласно зависимости (9.2) число заходов резьбы

$$z_p = \frac{\pi d_2 \operatorname{tg}\gamma}{P}. \qquad (9.5)$$

Ход резьбы, т. е. осевое перемещение гайки (винта) за один полный оборот

$$P_z = P z_p. \qquad (9.6)$$

9.3.4. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ЗАВИСИМОСТИ В ВИНТОВОЙ ПАРЕ

Скорость относительного перемещения гайки или винта (мм/с)

$$v = \frac{z_p P n}{60}, \qquad (9.7)$$

где P — шаг резьбы, мм; n — частота вращения винта или гайки, мин$^{-1}$.

Ход резьбы P_z в зависимости от скорости поступательного движения v (мм/с) и угловой скорости ω (рад/с) винта или гайки

$$P_z = \frac{2\pi v}{\omega}. \qquad (9.8)$$

Передаточное число винтовой пары

$$u = \frac{\pi d_2}{P_z}, \qquad (9.9)$$

где d_2—средний диаметр резьбы, мм; P_z — ход средней винтовой линии, мм.

Зависимость между моментом трения в резьбе T_p (Н · мм) и создаваемой осевой нагрузкой Q (Н)

$$T_p = Q\frac{d_2}{2}\operatorname{tg}(\gamma + \varphi'). \qquad (9.10)$$

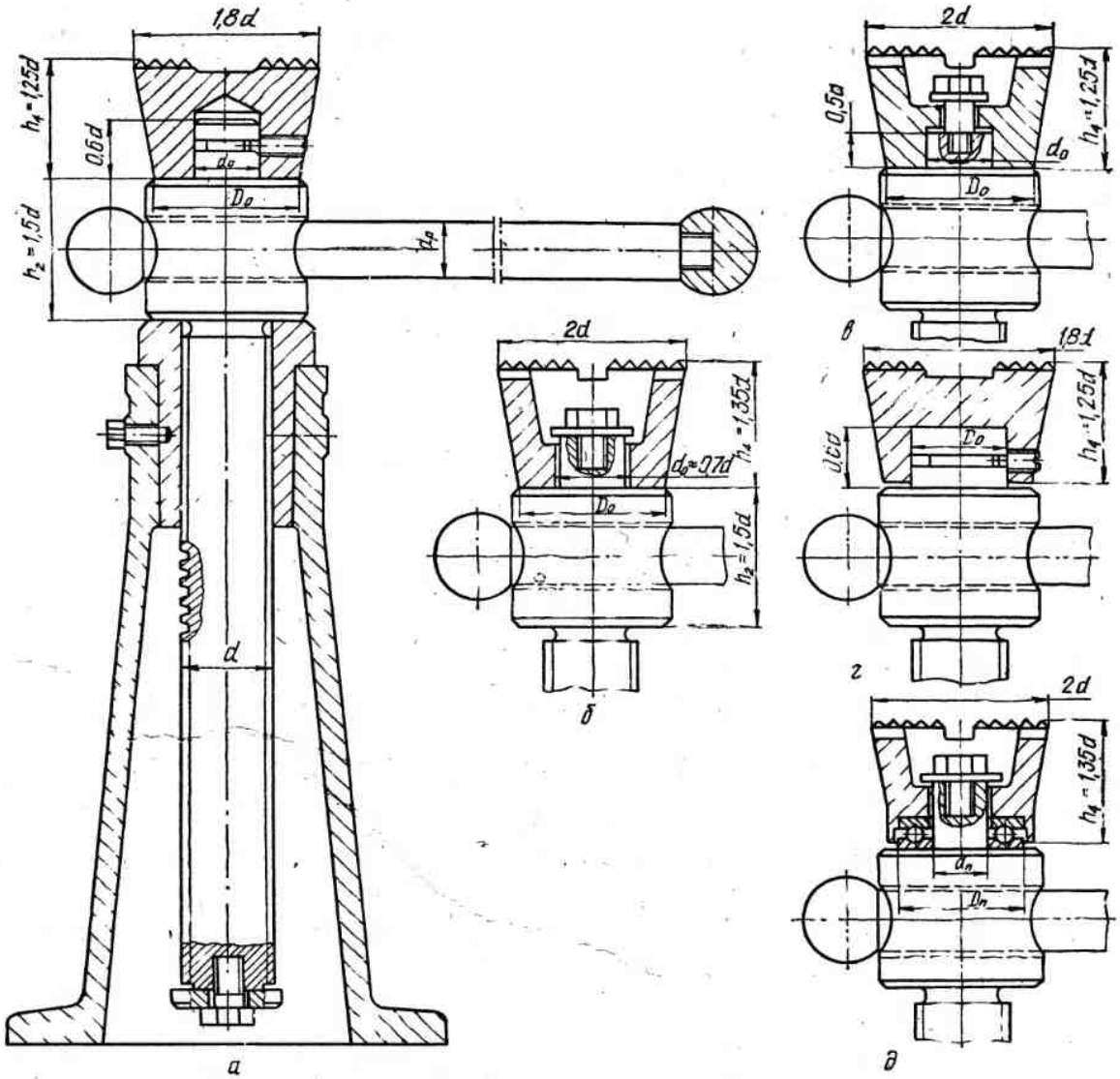


Рис. 9.2. Винтовой домкрат:
а — общий вид; *б, в* — опорные узлы в виде кольцевой пяты; *г* — опорный узел в виде сплошной пяты; *д* — опорный узел в виде пяты с трением качения

Момент трения в кольцевой пяте, Н · мм (рис. 9.2, *а—в*)

$$T_{оп} = \frac{1}{3} Qf \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2}, \qquad (9.11)$$

где f — коэффициент трения скольжения; $f = 0{,}12...0{,}15$ (сталь по чугуну или сталь по стали). Момент трения в сплошной пяте, Н · мм (рис. 9.2, *г*)

$$T_{оп} = \frac{1}{3} QfD_0. \qquad (9.12)$$

Момент трения в пяте с трением качения, Н · мм (рис. 9.2, *д*)

$$T_{оп} = 0{,}25 f_{пр} Q (D_п + d_п), \qquad (9.13)$$

здесь $f_{пр}$ — приведенный коэффициент трения, $f_{пр} = 0{,}03$; $D_п$ и $d_п$ — соответственно наружный и внутренний диаметры подшипника, мм.

9.3.5. КПД ПЕРЕДАЧИ ВИНТ — ГАЙКА

С учетом потерь в резьбе и на опорной поверхности винта к.п.д. передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + 2\frac{T_{оп}}{Qd_2}}. \qquad (9.14)$$

Из выражения (9.14) следует, что КПД винтовой пары возрастает с увеличением угла подъ-

ема γ, с уменьшением приведенного угла трения φ' и момента трения на опорной поверхности винта. Для увеличения γ применяют многозаходные резьбы; уменьшение φ', а также потерь в опорах достигается применением антифрикционных материалов, тщательной обработкой и смазкой трущихся поверхностей. Существенно снижается трение в опорах при установке под упорный торец винта или гайки подшипников качения (рис. 9.2, *д*).

9.4. КОНСТРУКЦИЯ ПЕРЕДАЧ ВИНТ — ГАЙКА

Принцип работы винтового механизма рассмотрим на примере домкрата (рис. 9.2, *а*). Основными конструктивными элементами являются: винт, гайка, корпус, рукоятка и чашка.

При воздействии на рукоятку усилия, создаваемого рабочим, винт вращается и перемещается поступательно.

На головке винта установлена чашка, упирающаяся в груз. Обычно чашка имеет насечку на верхней плоскости для предупреждения проскальзывания груза.

При работе домкрата между головкой винта и чашкой возникает трение. Для уменьшения потерь по кольцевой поверхности уменьшают радиус опорной поверхности чашки либо устанавливают упорный подшипник (рис. 9.2, *д*). Полное вывинчивание винта из гайки ограничивается торцовой шайбой. Стопорение гайки в корпусе от проворачивания моментом трения винтовой пары осуществляется стопорным винтом. Высота корпуса домкрата принимается с таким расчетом, чтобы полностью опущенный винт не упирался в основание домкрата либо в фундамент. Конструкция пресса приведена на рис. 9.3.

9.5. МАТЕРИАЛЫ ВИНТОВОЙ ПАРЫ

Материалы винта и гайки должны составлять антифрикционную износостойкую пару и обладать хорошей обрабатываемостью. Выбор марки материала определяется назначением передачи, эксплуатационными условиями и технологическими соображениями.

Винты, не подвергаемые закалке, изготовляют из сталей 40; 45; 50; подвергаемые закалке — из сталей 65Г; У10А; 40Х; 40ХГ; 40ХН. Точные тяжелонагруженные винты изготовляют из азотируемых сталей 65Г; 40Х; 40ХГ, так как они характеризуются минимальным короблением после термообработки и повышенной износостойкостью. Материалы гаек, помимо хороших антифрикционных свойств, должны обладать необходимой объемной прочностью.

Гайки ответственных передач изготовляют из оловянистых бронз марок Бр ОФ 10-1, Бр ОЦС6-6-3, Бр ОФН; в малоответственных тихоходных передачах ($V_c \leqslant 2$ м/с) применяют антифрикционный чугун марки АВЧ-1; АВЧ-2; АКЧ-1; АКЧ-2, а также серый чугун СЧ20.

9.6. КОНСТРУКЦИЯ ВИНТА И ГАЙКИ

Винты грузовых механизмов сравнительно короткие, для домкратов, например, рекомендуется $l = (8...10)d$. Опорой таких винтов служат гайки.

Ходовые винты при большой длине из технологических соображений выполняют составными из нескольких частей, которые затем свинчиваются и крепятся дополнительно клиньями либо коническими штифтами.

В качестве опор ходовых винтов используются подшипники скольжения, что обеспечивает малые радиальные размеры опор и простоту конструкции. Подшипники качения применяют для тяжелонагруженных ходовых винтов.

Чтобы уменьшить прогиб ходовых винтов, используют подшипники скольжения с повышенным отношением длины втулки к диаметру шейки винта, это позволяет при коротких винтах ограничиваться одной опорой (второй опорой служит гайка). В случае длинных тяжелых ходовых винтов применяют дополнительные переставные или передвижные опоры.

Для компенсации опасных тепловых напряжений и деформаций осевую фиксацию ходовых винтов осуществляют обычно в одной опоре. Длинные винты, воспринимающие двухстороннюю нагрузку, фиксируются в двух опорах, чтобы винт в обе стороны работал на растяжение.

Простые гайки выполняют в виде цельной втулки с флянцем для осевой фиксации (рис. 9.4, *а*).

Конструкции гаек ходовых винтов, предназначенные для точных перемещений с двухсторонним приложением нагрузки, предусматривают возможность компенсации зазора осевым относительным смещением сдвоенных гаек: посредством резьбы (рис. 9.4, *б*), клина (рис. 9.4, *в*), пружины (рис. 9.4, *г*); стягиванием разрезной гайки (рис. 9.4, *д*); удалением части прокладок по разъему составной гайки (рис. 9.4, *е*).

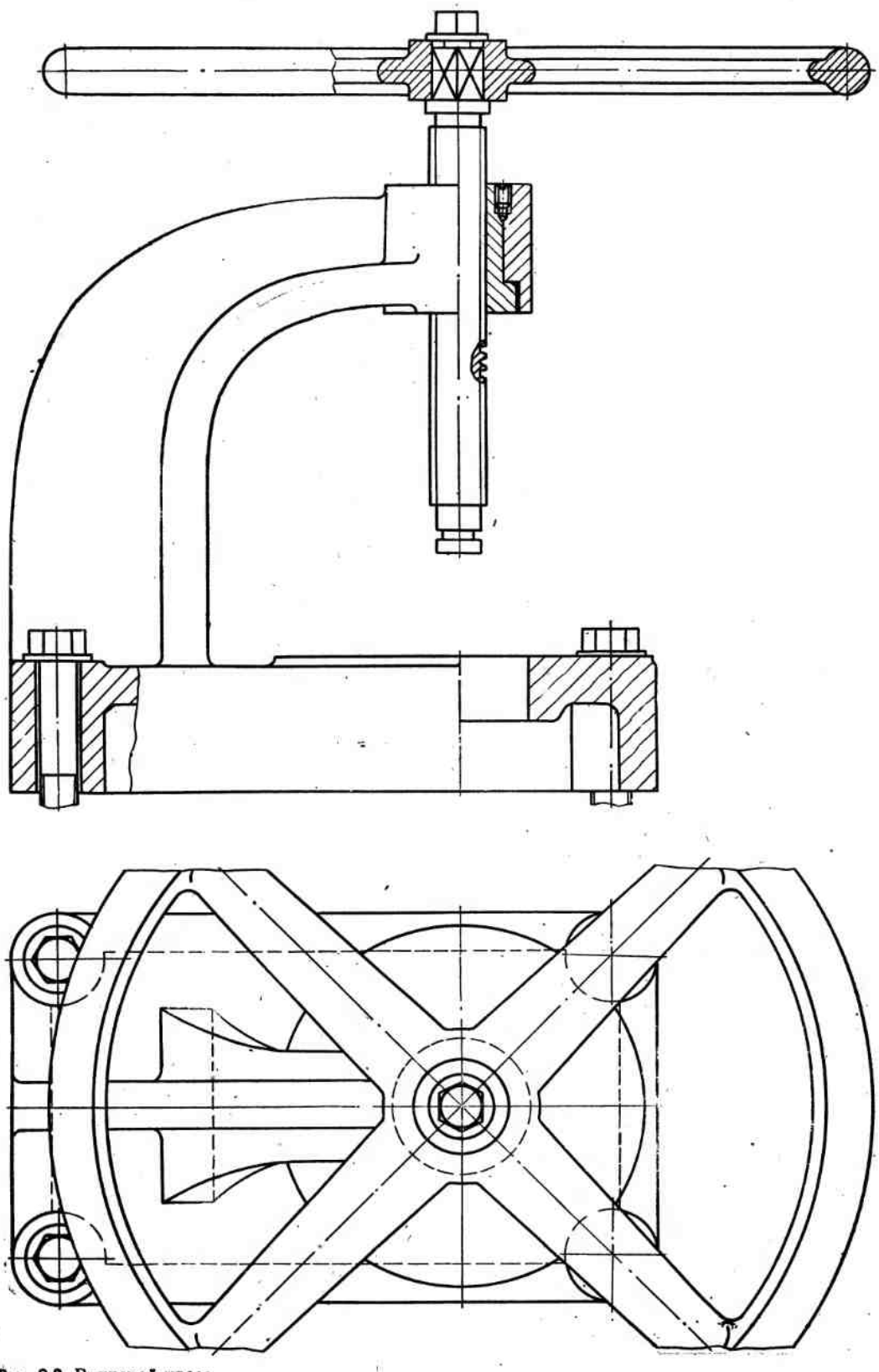


Рис. 9.3. Винтовой пресс

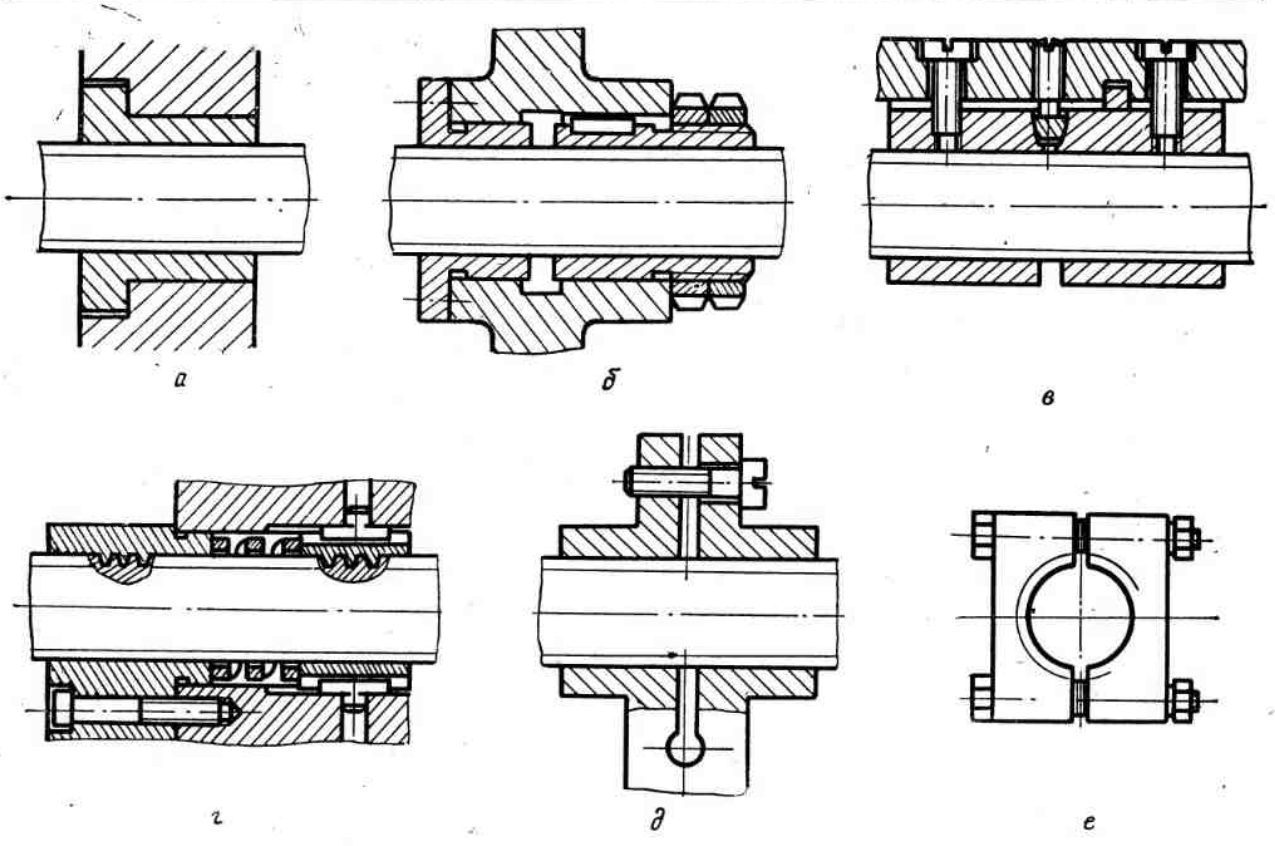


Рис. 9.4. Винтовые пары скольжения:
а — простая гайка, *б, в, г* — с компенсацией зазора осевым смещением сдвоенных гаек; *д* — с компенсацией зазора стягиванием разрезной гайки; *е* — с компенсацией зазора составной гайки путем удаления прокладок по разъему

9.7. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВЫХ СИЛ И КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ ПО ДЛИНЕ ВИНТА

Для определения нагрузок в опасном сечении винта строят эпюры продольных сил и крутящих моментов в предположении равномерного распределения сил и моментов по виткам гайки.

При работе домкрата под нагрузкой (рис. 9.5, *а*) участок *1—3* от опорной поверхности винта, до гайки сжимается полной силой Q. По высоте гайки на участке *3—4* нагрузка падает до нуля.

Помимо сжатия винт домкрата скручивается (рис. 9.5, *б*): на участке *1—2* от опорной поверхности винта до оси рукоятки моментом трения в опоре $T_{оп}$, и на участке *2—4* — моментом трения в резьбе $T_р$. По высоте гайки на участке *3—4* значение момента $T_р$ падает до нуля.

Поскольку обычно (для винтовой пары скольжения) $T_{оп} < T_р$, то очевидно опасным является участок винта домкрата 2 — 3, нагруженный осевой силой Q и моментом трения в резьбе $T_р$.

Эпюры сил и моментов по длине винта пресса приведены соответственно на рис. 9.6, *а, б*.

Под нагрузкой участок винта *4—3* от опорной поверхности винта до гайки сжимается полной силой Q. По высоте гайки на участке *3—2* сжимающая сила падает до нуля.

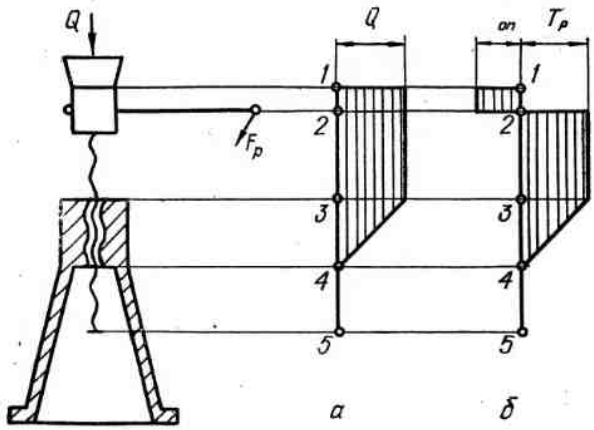


Рис. 9.5. Схема домкрата:
а — эпюра сжимающих сил; *б* — эпюра скручивающих моментов

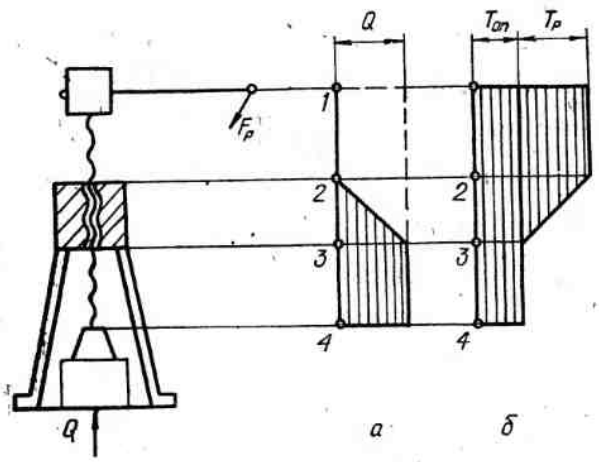


Рис. 9.6. Схема пресса:
а — эпюра сжимающих сил; *б* — эпюра скручивающих моментов

Винт пресса также нагружен крутящими моментами: на участке *1—4* моментом трения в опоре $T_{оп}$, и на участке *1—3* — моментом трения в резьбе $T_р$, последний по высоте гайки уменьшается до нуля. При допущении (в сторону запаса расчета), что винт пресса испытывает сжатие по всей длине (см. пунктирный участок эпюры на рис. 9.6, *а*), опасным окажется участок винта *1—2*, нагруженный осевой силой Q и суммарным крутящим моментом $T = T_{оп} + T_р$.

Момент $T_{оп}$ определяют в зависимости от конструкции опоры по формулам (9.11) —(9.13); момент $T_р$ — по формуле (9.10).

9.8. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ — ГАЙКА

Основным критерием работоспособности передачи является износостойкость резьбы, которая оценивается по величине среднего удельного давления. По этому критерию выполняют проектировочный расчет.

Проверку винта производят на прочность и устойчивость.

При проектировочном расчете определяют средний диаметр резьбы, мм

$$d_2 = \sqrt{\frac{Q}{\pi\psi_н \cdot \psi_h [q]}}, \qquad (9.15)$$

где Q — осевая нагрузка, действующая на передачу (Н); $\psi_н = \frac{H_г}{d_2}$ — коэффициент высоты гайки: для цельных гаек $\psi_н = 1{,}2 \ldots 2{,}5$; для разъемных и сдвоенных гаек $\psi_н = 2{,}5 \ldots 3{,}5$; $\psi_h = \frac{H_1}{P}$ — коэффициент рабочей высоты профиля резьбы: трапецеидальной — $\psi_h = 0{,}5$ (рис. 8.2, *д*); упорной — $\psi_h = 0{,}75$ (рис. 8.2, *е*); с треугольным профилем — $\psi_h = 0{,}541$; прямоугольной — $\psi_h = 0{,}5$; $[q]$ — среднее допускаемое давление в резьбе (табл. 9.4).

Таблица 9.4. **Средние допускаемые давления в резьбе $[q]$**

Материал винтовой пары	$[q]$, МПа
Закаленная сталь-бронза	12
Незакаленная сталь-бронза	9
Закаленная сталь-антифрикционный чугун АВЧ — 1, АКЧ — 1	8
Незакаленная сталь-антифрикционный чугун АВЧ-2, АКЧ-2	6
Незакаленная сталь-чугун СЧ20	5

Примечание. Давление в резьбе винтовых механизмов точных перемещений принимают в 2...3 раза меньше, чем винтов общего назначения.

При редкой работе передачи, а также при гайках малой высоты значение $[q]$ может быть повышено до 20 %

После определения d_2 по формуле (9.15) его окончательное значение уточняют по стандарту (табл. 9.1, 9.2) и принимают остальные параметры резьбы винта и гайки.

Если рассчитывают винт с прямоугольной резьбой, то ее параметры находят из соотношений

$$P = \frac{d_2}{4};\ d_1 = \frac{8d_2}{9};\ d = \frac{5d_1}{4}. \qquad (9.16)$$

В зависимости от назначения передачи и требований в отношении самоторможения задаются числом заходов резьбы $z_р$.

При известной скорости поступательного движения v и угловой скорости ω винта (гайки) определяют ход резьбы (формула 9.8), а затем число заходов резьбы $z_р$.

Для самотормозящих передач должно быть выполнено условие $\gamma < \varphi'$ (формула 9.1).

Определяют высоту гайки

$$H_г = \psi_н d_2 \qquad (9.17)$$

Учитывая неравномерность распределения осевой нагрузки по виткам резьбы, необходимо выполнить условие

$$z = \frac{H_г}{P} \leqslant z_{max} = 10 \ldots 12. \qquad (9.17')$$

Если расчетное число витков $z > 12$, необходимо увеличить диаметр резьбы или изменить материал гайки.

Определяют конструктивные размеры гайки.

Наружный диаметр гайки D (рис. 9.7) определяют из условия прочности ее тела на растяже-

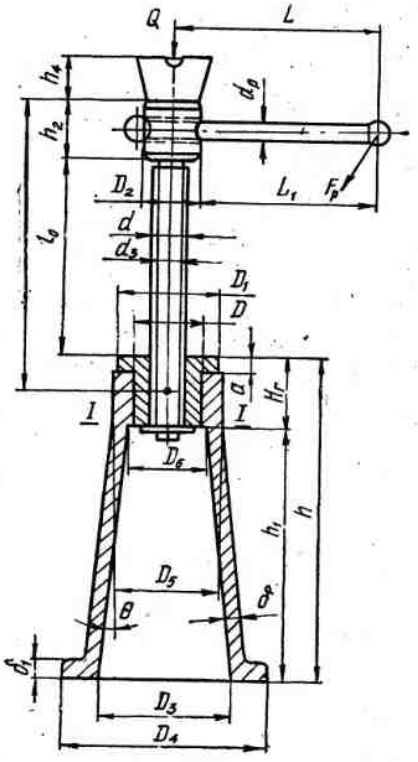


Рис. 9.7. Расчетная схема домкрата

ние осевой силой и кручение моментом винтовой пары

$$D = \sqrt{\frac{5Q}{\pi[\sigma_p]} + d^2}\ \text{мм}, \qquad (9.18)$$

где допускаемое напряжение на растяжение материала гайки для бронзы $[\sigma_p] = 34...44$ МПа, для чугуна — 20...34 МПа. Наружный диаметр фланца гайки (рис. 9.7) определяют из условия прочности на смятие:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma_{см}]} + D^2}, \qquad (9.20)$$

где допускаемое напряжение на смятие материала гайки для бронзы или чугуна по чугуну или стали $[\sigma_{см}] = 42...55$ МПа.

Для более равномерного распределения осевой нагрузки по виткам резьбы высоту фланца гайки принимают

$$a = (0{,}25...0{,}3)\,H, \qquad (9.21)$$

и проверяют на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{Q}{\pi D \cdot a} \leqslant [\tau_{ср}], \qquad (9.22)$$

где допускаемое напряжение на срез для бронзы $[\tau_{ср}] = 20...25$ МПа, для чугуна 20... ...30 МПа.

Винты, воспринимающие сжимающие нагрузки, проверяют на устойчивость

$$Q_{доп} = [\sigma_{сж}] F \cdot \varphi \geqslant Q, \qquad (9.23)$$

где $Q_{доп}$ — допустимая осевая нагрузка на винт из условия устойчивости, Н; $[\sigma_{сж}] = \frac{\sigma_т}{3}$ — допускаемое напряжение на сжатие стального винта, МПа (значение $\sigma_т$ см. в табл. 3.12 и табл. 8.3); $F = \frac{\pi d_3^2}{4}$ — площадь поперечного сечения винта, мм²; φ — коэффициент понижения допускаемых напряжений на сжатие выбирают по гибкости стержня $\lambda = \frac{\mu l}{i_{min}}$ (табл. 9.5).

Таблица 9.5. Значения коэффициента понижения допускаемого напряжения φ в зависимости от гибкости λ

$\lambda = \frac{\mu l}{i_{min}}$	φ	$\lambda = \frac{\mu l}{i_{min}}$	φ
1,00	1,00/1,00	80	0,70/0,65
10	0,98/0,97	90	0,62/0,55
20	0,95/0,95	100	0,51/0,43
30	0,91/0,91	110	0,43/0,35
40	0,89/0,87	120	0,37/0,30
50	0,86/0,83	130	0,33/0,26
60	0,82/0,79	140	0,29/0,23
70	0,76/0,72	150	0,26/0,21

Примечание. В знаменателе значения φ даны для сталей повышенного качества.

Здесь μ — коэффициент приведения длины сжатого участка винта, зависящий от способа закрепления его концов. Опоры скольжения при $\frac{l}{d} \leqslant 2$ и опоры качения при одном подшипнике в опоре эквивалентны шарнирной опоре; гайка с опорой рассматривается как заделка; разъемную гайку считают шарнирной опорой. Следовательно: $\mu = 1$ — оба конца винта закреплены шарнирно или один из них направляется гайкой (ходовые винты); $\mu = 2$ — один конец винта свободен, другой закреплен жестко или направляется гайкой (винт домкрата); $\mu = 0{,}7$ — один конец винта закреплен жестко или направляется гайкой, другой закреплен шарнирно (винт пресса); l — наибольшая длина сжатой части винта: для винтов, у которых второй опорой служит гайка, — расстояние между серединами опоры и гайки; для винтов пресса и домкрата — расстояние между опорной поверхностью винта и серединой гайки (размер l на рис. 9.7); $i_{min} = \frac{d_3}{4}$ — минимальный

радиус инерции поперечного сечения винта, мм; Q — заданная нагрузка, Н. В случае недостаточной жесткости винта, т. е. при $Q_{доп} < Q$ необходимо увеличить диаметр винта d_3.

Проверяют винт на прочность по эквивалентному напряжению в наиболее опасном сечении. Для винта домкрата, пресса, съемника, струбцины (рис. 9.5, 9.6) опасным является одно из сечений между гайкой и рукояткой:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\pi d_3^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0{,}2d_3^3}\right)^2} \leqslant [\sigma], \quad (9.24)$$

где T — крутящий момент, возникающий в опасном сечении винта: в прессах, съемниках, струбцинах $T = T_{оп} + T_р$, в домкратах $T = T_р$, $[\sigma] = \frac{\sigma_т}{3}$ — допускаемое напряжение на сжатие или растяжение стальных винтов.

Если расчетное напряжение $\sigma_{экв} > [\sigma]$, необходимо увеличить диаметр d_3 или выбрать другой материал винта.

Определяют необходимую длину рукоятки (или радиус штурвала) передачи из условия равновесия движущего момента, создаваемого рабочим $T_{раб}$ и моментом трения в опоре — $T_{оп}$, в резьбе — $T_р$:

$$T_{раб} = T_{оп} + T_р. \quad (9.25)$$

Момент, создаваемый рабочим

$$T_{раб} = n_р \cdot F_р L K, \quad (9.26)$$

где $n_р$ — количество рабочих; $F_р$ — усилие, создаваемое одним рабочим на рукоятке (штурвале), $F_р = 300$ Н; L — длина рукоятки (радиус штурвала), мм; K — коэффициент, учитывающий неудобство одновременной работы двух или более рабочих, $K = 0{,}8$.

Длину рукоятки (радиус штурвала) определяют из выражений (9.25) и (9.26):

$$L = \frac{T_{оп} + T_р}{n_р F_р K}. \quad (9.27)$$

Диаметр рукоятки (мм) из условия прочности на изгиб консольной балки с плечом изгиба $L_1 = L - \frac{D_2}{2}$ (рис. 9.7):

$$d_р = \sqrt[3]{\frac{n_р F_р K L_1}{0{,}1\,[\sigma_и]}}, \quad (9.28)$$

где $[\sigma_и]$ — допускаемое напряжение на изгиб: для сталей марок Ст.3 и Ст.4 $[\sigma_и] = 120 \ldots 130$ МПа.

В передачах с механическим приводом определяют потребную мощность привода (кВт)

$$N = \frac{Qv}{1000\eta}, \quad (9.30)$$

где Q — осевая нагрузка, Н; v — скорость поступательного движения, м/с; η — общий КПД привода, $\eta = \eta_п \eta_р$; здесь $\eta_п$ — КПД винтовой пары; $\eta_р$ — КПД редуктора.

9.9. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ ВИНТ — ГАЙКА

Рассчитать винтовой домкрат (рис. 9.7) грузоподъемностью $Q = 80000$ Н. Высота подъема груза $l_0 = 200$ мм.

1. Материал винта принимаем сталь 45 (табл. 8.3), $\sigma_т = 360$ МПа, материал гайки — Бр. 0Ф10—1. Корпус домкрата — СЧ15.

2. Допускаемые напряжения:

для материала винта (см. с. 242)

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{3} = \frac{360}{3} = 120 \text{ МПа};$$

для материала гайки (см. с. 241)

$$[\sigma_р] = 40 \text{ МПа}; \quad [\sigma_{см}] = 45 \text{ МПа}.$$

Допускаемое давление для пары сталь — бронза (табл. 9.4) $[q] = 9$МПа.

3. Поскольку нагрузка в передаче односторонняя, принимаем упорную резьбу с $\psi_h = 0{,}75$ (см. с. 240).

4. Конструкцию гайки принимаем цельную (рис. 9.4, *а*) с $\psi_н = 1{,}5$ (см. с. 240).

5. Средний диаметр резьбы (формула 9.15)

$$d_2 = \sqrt{\frac{Q}{\pi \psi_н \psi_h [q]}} = \sqrt{\frac{80000}{\pi 1{,}5 \cdot 0{,}75 \cdot 9}} = 50{,}153 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 10177—82 (табл. 9.2) принимаем однозаходную резьбу $z_р = 1$, $d = 55$ мм, $P = 8$ мм, $d_2 = 49$ мм, $d_3 = 41{,}116$ мм.

6. Угол подъема резьбы (формула 9.2)

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{Pz_р}{\pi d_2} = \frac{8 \cdot 1}{\pi \cdot 49} = 0{,}05199.$$

$$\gamma = 2°58'30''.$$

Приведенный угол трения (формула 9.3)

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\frac{f}{\cos\frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg}\frac{0{,}1}{\cos 3°} = 5°44',$$

где $f = 0{,}1$ (табл. 9.3), $\frac{\alpha}{2} = \gamma = 3°$ — угол наклона рабочей грани витка (см. рис. 8.2, *е*).

Так как $\gamma < \varphi'$ винтовая пара самотормозящая, следовательно, условие (9.1) соблюдено.

7. Высота гайки (формула 9.17)

$$H_г = \psi_н d_2 = 1{,}5 \cdot 49 = 73{,}5 \text{ мм},$$

принимаем $H_г = 75$ мм.

8. Число витков резьбы в гайке (формула 9.17′)

$$z = \frac{H_г}{P} = \frac{75}{8} = 9{,}37 < z = 10 \ldots 12.$$

9. Наружный диаметр гайки (формула 9.18)

$$D = \sqrt{\frac{5Q}{\pi[\sigma_р]} + d^2} = \sqrt{\frac{5 \cdot 80000}{\pi \cdot 40} + 55^2} = 78{,}8 \text{ мм}.$$

Принимаем $D = 80$ мм.

10. Наружный диаметр фланца гайки (формула 9.20)

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma_{см}]} + D^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 80000}{\pi 45} + 80^2} = 93{,}1 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_1 = 95$ мм.

11. Высота фланца гайки (формула 9.21)

$$a = (0{,}25 \ldots 0{,}3)H_г = 0{,}25 \cdot 75 = 18{,}75 \text{ мм}.$$

Принимаем $a = 20$ мм.

Проверяем высоту фланца на срез (формула 9.22)

$$\tau_{ср} = \frac{Q}{\pi D a} = \frac{80000}{\pi 80 \cdot 20} = 15{,}9 \text{ МПа} < [\tau_{ср}] = 20 \ldots 25 \text{ МПа}.$$

12. Из условия износостойкости наружный диаметр опорной поверхности чашки домкрата (рис. 9.2,*б*)

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[q]} + d_0^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 80000}{\pi 15} + 38^2} \cong 90{,}75 \text{ мм},$$

принимаем $D_0 = 92$ мм.

Здесь допускаемое удельное давление $[q] = 15$ МПа; внутренний диаметр опорной поверхности чашки принимаем конструктивно $d_0 = 0{,}7d = 0{,}7 \cdot 55 \cong 38$ мм. Высота чашки $h_4 = 1{,}35\,d = 1{,}35 \cdot 55 \cong 75$ мм. Диаметр головки винта $D_2 = D_0 + 5$ мм $= 92 + 5 = 97$ мм. Высота головки винта $h_2 = 1{,}5d = 1{,}5 \cdot 55 \cong 82$ мм.

13. Проверяем винт на устойчивость. Определяем длину сжатой части винта (рис. 9.7):

$$l = l_0 + h_2 + \frac{H_г}{2} = 200 + 82 + \frac{75}{2} \cong 320 \text{ мм}.$$

Находим гибкость винта

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{min}} = \frac{2 \cdot 320}{10{,}28} \cong 62,$$

здесь $\mu = 2$ (см. с. 241); $i_{min} = \frac{d_3}{4} = \frac{41{,}116}{4} = 10{,}28$ мм.

По табл. 9.5 для гибкости $\lambda = 62$ коэффициент уменьшения напряжения для стали 45 $\varphi = 0{,}8$. Тогда допускаемая осевая нагрузка на винт (формула 9.23)

$$Q_{доп} = [\sigma_{сж}] F\varphi = [\sigma_{сж}] \frac{\pi d_3^2}{4} \varphi = 120 \frac{\pi 41{,}116^2}{4} \times 0{,}8 = 127397 \text{ Н} > Q = 80000 \text{ Н}.$$

14. Эквивалентное напряжение в наиболее опасном сечении винта домкрата (формула 9.24)

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\pi d_3^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0{,}2d_3^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 80000}{\pi 41{,}116^2}\right)^2 + 3\left(\frac{300213}{0{,}2 \cdot 41{,}116^3}\right)^2} = 71 \text{ МПа} < [\sigma] = 120 \text{ МПа},$$

где

$$T = T_р = Q\frac{d_2}{2}\operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 80000\,\frac{49}{2}\operatorname{tg} \times (2°58'30'' + 5°44') = 300213 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$ — момент трения в резьбе (формула 9.10), $d_3 = 41{,}116$ мм — внутренний диаметр винта.

15. Момент трения в опоре (формула 9.11 и рис. 9.2, *б*)

$$T_{оп} = \frac{1}{3} Qf \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} = \frac{1}{3} 80000 \cdot 0{,}12 \frac{92^3 - 38^3}{92^2 - 38^2} = 329920 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

16. Длина рукоятки (формула 9.27), ориентируясь на двух рабочих,

$$L = \frac{T_{оп} + T_р}{n_р F_р K} = \frac{329920 + 300213}{2 \cdot 300 \cdot 0{,}8} = 1312 \text{ мм}.$$

17. Диаметр рукоятки (формула 9.28)

$$d_р = \sqrt[3]{\frac{n_р F_р K L_1}{0{,}1[\sigma_и]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 300 \cdot 0{,}8 \cdot 1263{,}5}{0.1 \cdot 130}} = 36 \text{ мм}.$$

Здесь $L_1 = L - \frac{D_2}{2} = 1312 - \frac{97}{2} = 1263{,}5$ мм; допускаемое напряжение на изгиб для стали Ст4 $[\sigma_и] = 130$ МПа.

18. Определяем КПД домкрата (формула 9.14):

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + 2\frac{T_{оп}}{Qd_2}} = \frac{\operatorname{tg} 2°58'30''}{\operatorname{tg}(2°58'30'' + 5°44') + 2\,\frac{329920}{80000 \cdot 49}} = 0{,}16.$$

19. Определяем размеры корпуса (рис. 9.7). Высота корпуса h определяется высотой подъема

груза $l_0 = 200$ мм, высотой гайки $H_г = 75$ мм и способом крепления торцовой шайбы. Принимаем $h = l_0 + H_г + 50$ мм $= 200 + 75 + 50 = 325$ мм.

Для обеспечения устойчивости домкрата корпус его выполняется с уклоном к основанию $\operatorname{tg}\theta \cong \frac{1}{10}$. Для свободного выхода резца при расточке посадочной поверхности под гайку принимаем $D_б = D + (5...10) = 80 + 10 = 90$ мм.

Внутренний диаметр корпуса у основания

$$D_3 = D_б + 2h_1 \operatorname{tg}\theta = 90 + 2(h - H_г)\frac{1}{10} =$$

$$= 90 + 2(325 - 75)\frac{1}{10} = 140 \text{ мм}.$$

Диаметр D_4 определяется из условия прочности на смятие материала опоры (обычно деревянные брусья), на который опирается домкрат:

$$D_4 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma_{см}]} + D_3^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 80000}{\pi \cdot 4} + 140^2} \cong$$

$$\cong 212 \text{ мм},$$

здесь допускаемое напряжение на смятие для дерева $[\sigma_{см}] = 4$ МПа.

Толщина стенки корпуса принимается конструктивно из условия получения отливки и проверяется в опасном сечении на сжатие. Принимаем $\delta = 10$ мм и определяем напряжение сжатия в сечении *1—1* (рис. 9.7):

$$\sigma_{сж} = \frac{4Q}{\pi(D_5^2 - D_6^2)} = \frac{4 \cdot 80000}{\pi(110^2 - 90^2)} \cong 25{,}5 < [\sigma_{сж}] =$$

$$= 35...45 \text{ МПа},$$

где

$$D_5 = D_б + 2\delta = 90 + 2 \cdot 10 = 110 \text{ мм}.$$

Толщина опорного фланца $\delta_1 = 1{,}5\delta = 1{,}5 \times 10 = 15$ мм.

ГЛАВА 10. ПЛИТЫ И РАМЫ

Данные элементы являются опорными конструкциями и служат для связи в единое целое отдельных узлов машины или ее отдельных механизмов, в рассматриваемом случае — узлов привода. Они воспринимают и передают на фундамент действующие на машину нагрузки и обеспечивают правильность расположения узлов в процессе эксплуатации. Литая опорная конструкция называется плитой, сварная — рамой.

Кроме прочности, опорные конструкции должны обладать жесткостью, так как последняя определяет виброустойчивость машины.

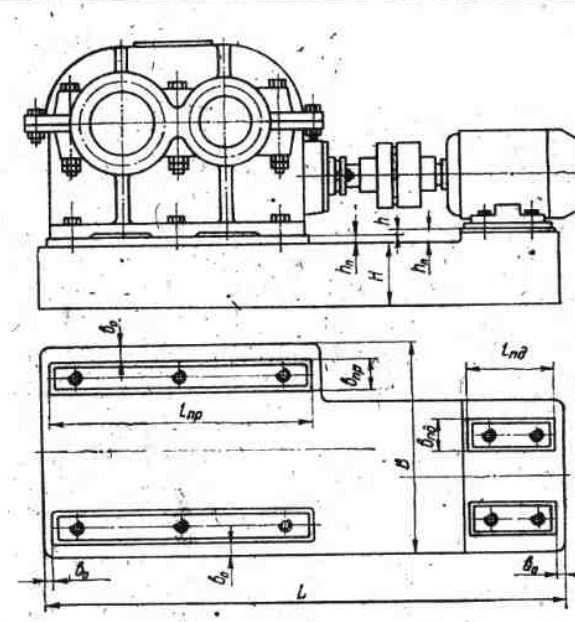


Рис. 10.1. К определению контура опорной конструкции

При разработке конструкции плит или рам учитывают эксплуатационные, технологические и экономические требования, предъявляемые к машине.

Плиты отливают из серого чугуна марок СЧ10 или СЧ15, реже — из стали. Формы и габаритные размеры плит определяются общей компоновкой привода. По заданной схеме привода и размерам соединяемых агрегатов или узлов (двигатель, редуктор, муфты) вычерчивают, обычно в двух проекциях, контур привода. Уточняют координаты опорных платиков, а также разность уровней h между платиками двигателя и редуктора (рис. 10.1). Контур плиты в плане может получиться прямоугольным, Т- или Г-образным, а также других форм. Длину и ширину плиты (L, B) уточняют по вычерченному контуру привода. Высоту плиты назначают из условий достаточной жесткости на основе практики проектирования аналогичных конструкций: $H = (0{,}09...0{,}11)L$, где L — длина плиты (для Т- и Г-образной формы развернутая длина). Найденные габаритные размеры L, B, H округляют до нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636—69 (см. приложение, табл. 1).

Минимальную толщину наружных стенок чугунных отливок (рис. 10.2) определяют исходя из технологических возможностей и приведенного габарита N: $\delta = (10...12)\sqrt{N}$ мм, где $N = 0{,}25(2L + B + H)$ м; B — ширина или средняя ширина плиты, м; при этом $\delta \geqslant 7$ мм.

Толщину внутренних стенок, перегородок и ребер из условия одновременного остывания

с наружными стенками назначают на 15...20 % меньше толщины наружных стенок. Высота ребер должна быть не более пятикратной их толщины.

Размеры опорных платиков редуктора ($l_{пр}$, $b_{пр}$) и двигателя ($l_{пд}$, $b_{пд}$) принимают несколько большими опорных поверхностей, присоединяемых узлов на величину K по всему контуру с учетом неточности литья (табл. 10.1). Размер $b_{0\,min}$ принимают 8...10 мм. Наименьшую высоту платиков $h_п$ выбирают в зависимости от габаритов плиты (табл. 10.2).

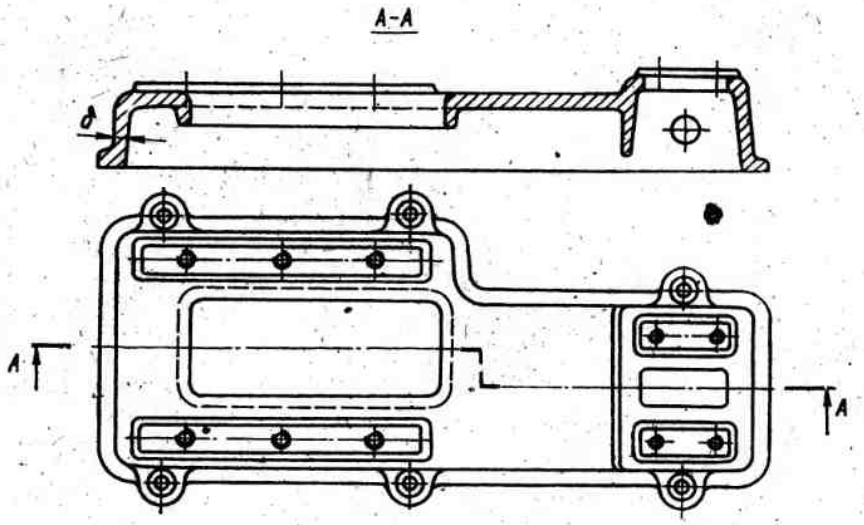
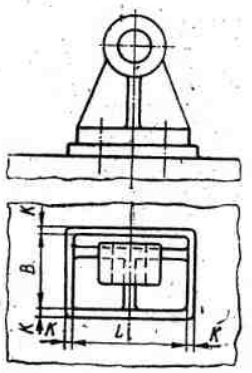


Рис. 10.2. Плита

Резьбовые гнезда в платиках для крепления узлов рекомендуется выполнять сквозными глубиной 2...2,5 диаметра болта d, что иногда требует местного утолщения платика приливом с внутренней стороны плиты (см. табл. 10.2). Опорную поверхность плиты (подошву) для крепления ее к фундаменту выполняют в виде фланца по периметру шириной $b = (3.5...5)\,\delta$ и толщиной $t = (1,5...2)\delta$ (рис. 10.3, *а*). Рекомендуется, чтобы подошва не прерывалась по всему периметру плиты.

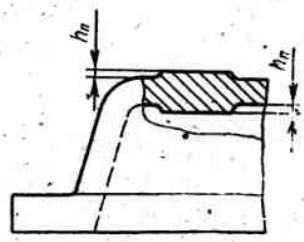
Во фланце предусматривают отверстия под фундаментные болты. При большом периметре плиты ширину фланца уменьшают, а для фундаментных болтов предусматривают пустотелые бобышки (рис. 10.3, *б*). Бобышки делают по возможности высокими (2,5...3,5) d, что способ-

Таблица 10.1. **Припуск на неточность литья платиков и приливов**



Приведенный габарит основной детали N, м	K, мм при L, В, мм				
	До 200	Свыше 200 до 300	Свыше 300 до 500	Свыше 500 до 1000	Свыше 1000
Свыше 0,5 до 3,5	3...5	6...8	6...8	10...12	—
" 3,5 до 5,5	6...8	10...12	10...12	15...18	15...18
" 5,5 до 6,8	6...8	10...12	15...18	15...18	20...25

Таблица 10.2 **Наименьшая высота $h_п$ платиков и бобышек, мм**



Наибольшая длина (развернутая длина) или высота детали	$h_п$	Наибольшая длина (развернутая длина) или высота детали	$h_п$	Наибольшая длина (развернутая длина) или высота детали	$h_п$
До 50	2	Свыше 500 до 750	6	Свыше 1250 до 1500	12
Свыше 50 до 250	3	Свыше 750 до 1000	8	Свыше 1500 до 1750	14
Свыше 250 до 500	4	Свыше 1000 до 1250	10	Свыше 1750 до 2000	16

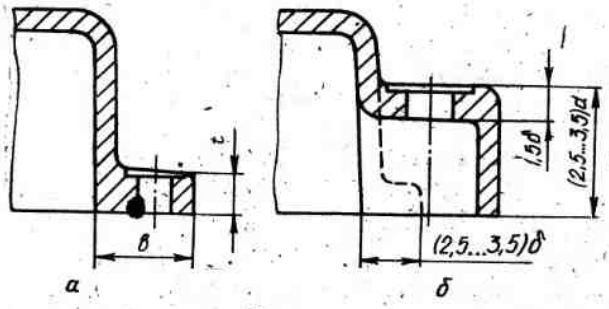


Рис. 10.3. Элементы крепления опорной конструкции к фундаменту:
а — флянцы; *б* — бобышки пустотелые

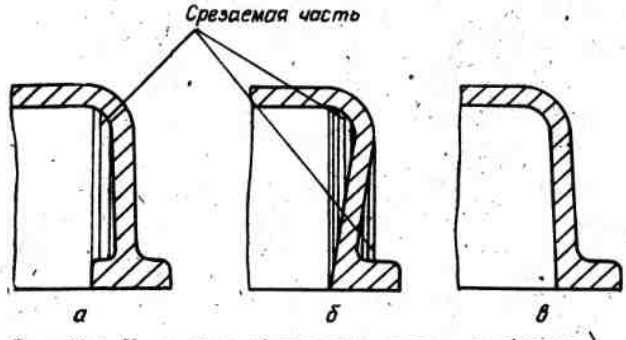


Рис. 10.4. К вопросу об удалении модели из формы

ствует более равномерному распределению сил затяжки по подошве плиты.

Большие горизонтально расположенные поверхности плохо заполняются жидким металлом, в результате чего образуются раковины и пористость в металле. Поэтому в горизонтальных стенках плит предусматривают окна или отверстия, расположенные таким образом, чтобы в смежных элементах конструкции окна либо отверстия не совмещались в одном сечении.

В конструкции плиты необходимо избегать образования выступов и углублений, которые срезают часть формы при выемке модели (рис. 10,4).

Во избежание последующего коробления отливки плит отжигают. После отжига плиты подвергают механической обработке, строгают подошву и верхние поверхности платиков, сверлят отверстия под болты, винты и шпильки, планируют поверхности под гайки фундаментных болтов, нарезают резьбу в отверстиях под шпильки и винты.

Подошву плиты простругивают грубо, поверхности платиков обрабатывают более чисто и точно — до R_a 6,3...3,2; непараллельность плоскостей обычно составляет 0,1...0,15 мм.

Сварные опорные конструкции — рамы экономически выгодно изготовлять при единичном и мелкосерийном производстве. При этом используют прокат: швеллеры, уголки, листы, полосы.

В этом случае отпадает необходимость в изготовлении дорогостоящих моделей. Кроме того, масса сварных рам при одинаковой прочности и жесткости с литыми плитами бывает меньше примерно в два раза: Порядок и принцип проектирования рам не отличается от приведенного ранее для литых плит. По найденной высоте рамы H из сортамента проката подбирают размер прокатного профиля, чаще всего швеллера. Обычно узлы привода крепятся на полках профилей рамы, поэтому ширину последней проверяют на возможность размещения и монтажа крепежных деталей. Затем определяют разность уровней h между опорными поверхностями установленных на раме агрегатов (рис. 10.5).

В связи с тем, что поверхность профилей проката и листов достаточно ровная и чистая, при одинаковой высоте уровней можно применять рамы без опорных платиков.

Точная установка агрегатов по высоте обеспечивается металлическими прокладками. При небольшой разности уровней h на раму наваривают листы требуемой толщины или опорные платики. При большем значении h раму наращивают швеллерами, поставленными на полку или положенными на стенку (рис. 10.6).

Рамы, сваренные из профильного проката, имеют достаточную жесткость, поэтому надобность в специальных ребрах жесткости обычно отпадает. При необходимости жесткость рамы повышают с помощью дополнительных диагонально расположенных балок, чаще всего из уголков.

Для удобства монтажа, демонтажа и осмотра узлов прокатные профили, составляющие раму, устанавливают полками наружу. После сварки и до механической обработки раму рекомендуется отжечь. В случае механической обработки поверхности платиков строгают, сверлят и при

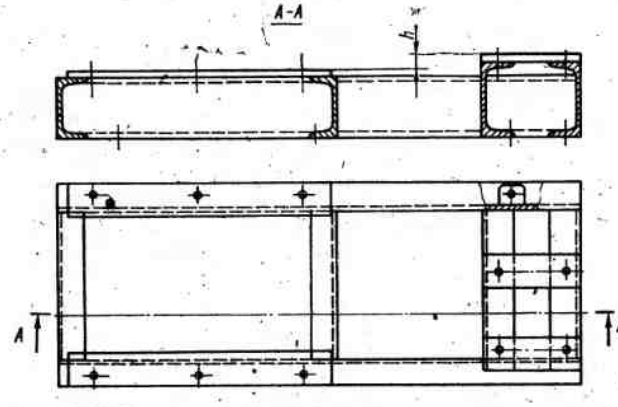


Рис. 10.5. Рама

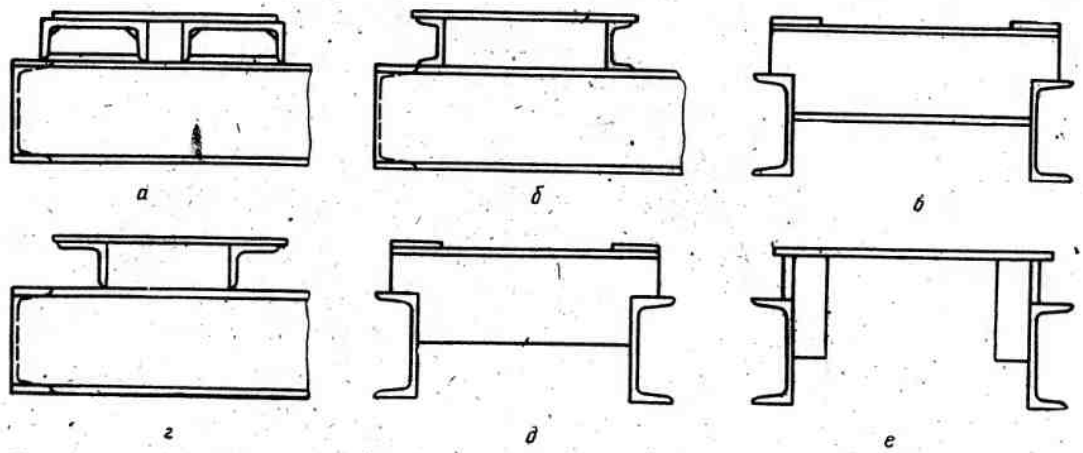


Рис. 10.6. Варианты конструкций надстройки для выравнивания разности уровней рамы

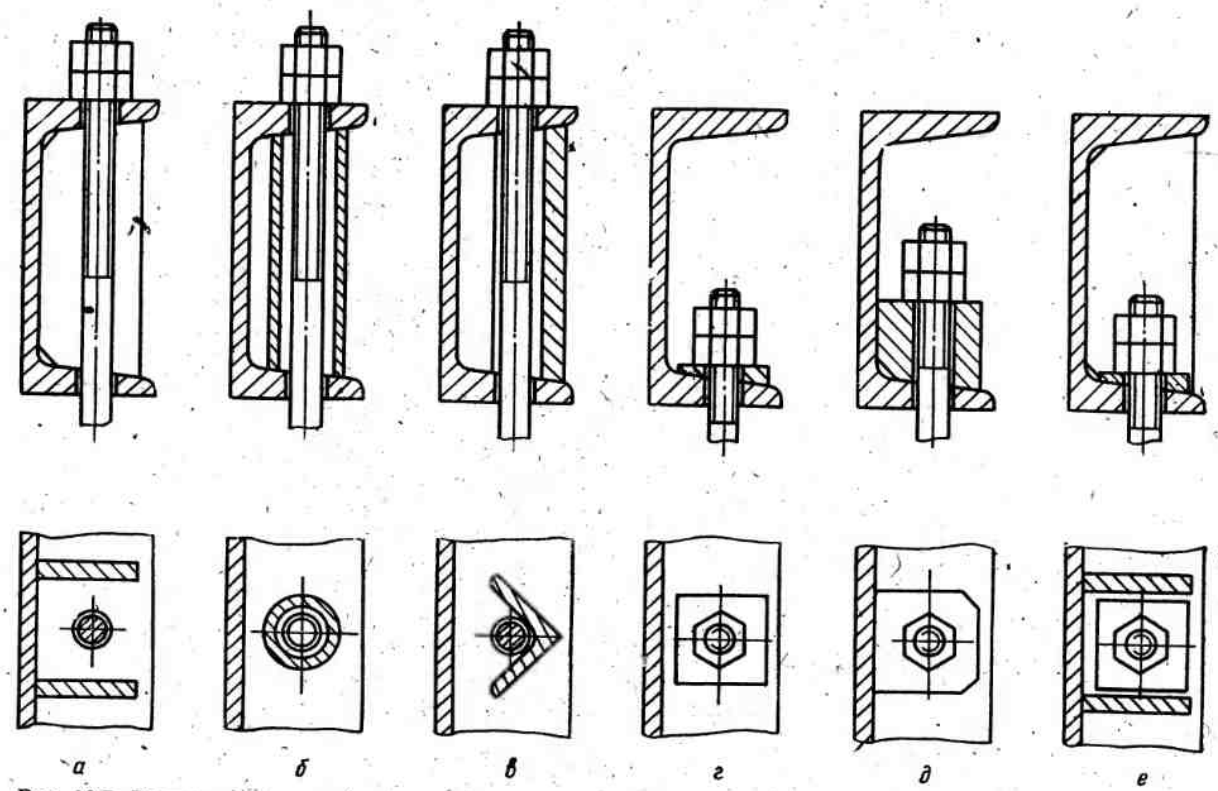


Рис. 10.7. Варианты крепления рамы к фундаменту

необходимости нарезают отверстия под крепеж. Рамы нужно конструировать так, чтобы при обработке режущие кромки инструмента не попадали на сварные швы.

Точность и чистота обработки опорных поверхностей платиков рам такая же, как и у плит. Для более равномерного распределения усилий затяжки по подошве рамы фундаментные болты желательно пропускать через обе полки швелле-

Таблица 10. 3. **Диаметр и число фундаментных болтов**

Длина рамы, плиты или развернутая длина L, мм	Диаметр болта d, мм	Количество болтов
До 700	16...18	4
Свыше 700 до 1000	20...22	6
" 1000 " 1500	24	8

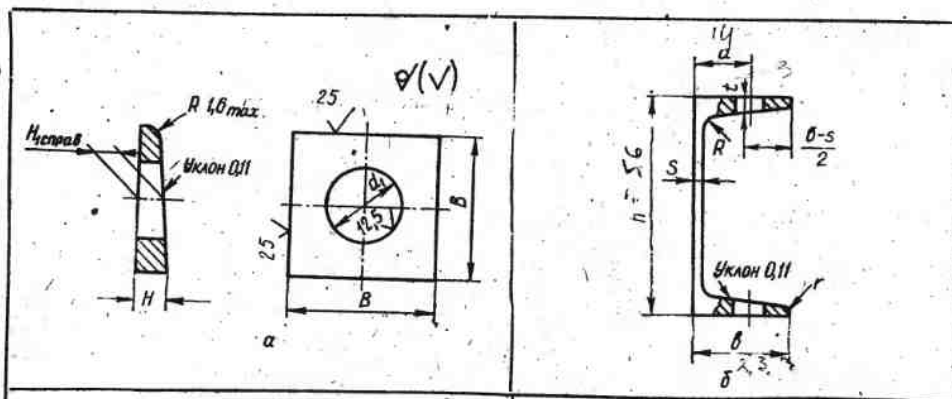
ра, но при этом выступающие части болтов с гайками могут мешать установке узлов привода.

Для увеличения жесткости полки связывают ребрами, трубами, уголками (рис. 10.7, *а—в*).

Если узлы привода не позволяют пропустить болты через раму, она крепится к фундаменту за полки. Уклон полок выравнивают приваркой косых шайб (рис. 10.7, *г*) или высоких бонок (рис. 10.7, *д*). При использовании косых шайб по бокам отверстия под фундаментные болты желательно вварить ребра жесткости на расстоянии, допускающем работу ключом (рис. 10.7, *е*).

Косые шайбы ставят также при креплении узлов к раме. Диаметры и число фундаментных болтов выбирают в зависимости от длины или развернутой длины опорной конструкции по табл. 10.3. Размеры косых шайб и наименьшего швеллера в зависимости от принятого диаметра болта приведены в табл. 10.4.

Таблица 10.4. **Рекомендуемые размеры косых шайб и швеллера, выбираемые по диаметру болта**



Параметры косой шайбы					Параметры швеллера с уклоном по ГОСТ 8240—72							
Размеры, мм					Наименьший № швеллера	Размеры, мм						
Диаметр болта	d_1	H_1	H	B		h	b	S	t	R	r	a
16	$17^{+0,43}$	5,7	6	30	14	140	58	4,9	8,1	8	3	35
18	$19^{+0,52}$	6,2	7	40	16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	40
20	$22^{+0,52}$				18	180	70	5,1	8,7	9	3,5	40
22	$24^{+0,52}$				20а	200	80	5,2	9,7	9,5	4	50
24	$26^{+0,52}$	6,8	9	50	22а	220	87	5,4	10,2	10	4	50

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1. Нормальные линейные размеры (по ГОСТ 6636 — 69) (извлечение линейных размеров из стандарта в интервале от 1 до 950 мм)

Ряд											
$Ra5$	$Ra10$	$Ra20$	$Ra40$	$Ra5$	$Ra10$	$Ra20$	$Ra40$	$Ra5$	$Ra10$	$Ra20$	$Ra40$
1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10	100	100	100	100
			1,05				10,5				105
		1,1	1,1			11	11			110	110
			1,15				11,5				120
	1,2	1,2	1,2		12	12	12		125	125	125
			1,3				13				130
		1,4	1,4			14	14			140	140
			1,5				15				150
1,6	1,6	1,6	1,6	16	16	16	16	160	160	160	160
			1,7				17				170
		1,8	1,8			18	18			180	180
			1,9				19				190
	2,0	2,0	2,0		20	20	20		200	200	200
			2,1				21				210
		2,2	2,2			22	22			220	220
			2,4				24				240
2,5	2,5	2,5	2,5	25	25	25	25	250	250	250	250
			2,6				26				260
		2,8	2,8			28	28			280	280
			3,0				30				300
	3,2	3,2	3,2		32	32	32		320	320	320
			3,4				34				340
		3,6	3,6			36	36			360	360
			3,8				38				380
4,0	4,0	4,0	4,0	40	40	40	40	400	400	400	400
			4,2				42				420
		4,5	4,5			45	45			450	450
			4,8				48				480
	5,0	5,0	5,0		50	50	50		500	500	500
		5,6	5,6			56	56			560	560
			6,0				60				600
6,3	6,3	6,3	6,3	63	63	63	63	630	630	630	630
			6,7				67				670
		7,1	7,1			71	71			710	710
			7,5				75				750
	8,0	8,0	8,0		80	80	80		800	800	800
			8,5				85				850
		9,0	9,0			90	90			900	900
			9,5				95				950

Примечание. 1. Ряд R_a5 следует предпочитать ряду R_a10: ряд R_a10 — ряду R_a20 и т. д. 2. ГОСТ устанавливает также дополнительные размеры.

Таблица 2. Основные технические данные асинхронных двигателей серии 4А по ГОСТ 19523 — 81 закрытого обдуваемого исполнения

Мощность N, кВт	Тип двигателя	Частота вращения, мин$^{-1}$	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{макс}}{T_{ном}}$	КПД, %	cos φ
Синхронная частота вращения 3000 мин$^{-1}$						
1,1	4А71В2У3	2810			77,5	0,87
1,5	4А80А2У3	2850			81,0	0,85
2,2	4А80В2У3	2850			83,0	0,87
3,0	4А90L2У3	2840			84,5	0,8
4	4А100S2У3	2880	2	2,2	86,5	0,89
5,5	4А100L2У3	2880			87,5	0,91
7,5	4А112М2У3	2900			87,5	0,88
11,0	4А132М2У3	2900	1,6		88,0	0,90
15,0	4А160S2У3	2940			88,0	0,91
18,5	4А160М2У3	2940	1,4		88,5	0,92
22,0	4А180S2У3	2945			88,5	0,91
30,0	4А180М2У3	2945			90,0	0,92
37,0	4А200М2У3	2945			90,0	0,89
45,0	4А2002LУ3	2945			91,0	0,90
Синхронная частота вращения 1500 мин$^{-1}$						
1,1	4А80А4У3	1420			75,0	0,81
1,5	4А80В4У3	1415			77,0	0,83
2,2	4А90L4У3	1425			80,0	0,83
3,0	4А100S4У3	1435			82,0	0,83
4,0	4А100L4У3	1430	2,0		84,0	0,84
5,5	4А112М4У3	1445			85,0	0,85
7,5	4А132S4У3	1455			87,5	0,86
11,0	4А132М4У3	1460		2,2	87,5	0,87
15,0	4А160S4У3	1465			88,5	0,88
18,5	4А160М4У3	1465			89,5	0,88
22,0	4А1804У3	1470	1,4		90,0	0,90
30,0	4А180М4У3	1470			90,5	0,90
37,0	4А200М4И3	1475			91,0	0,90
45,0	4А200L4У3	1475			92,0	0,90
Синхронная частота вращения 1000 мин$^{-1}$						
1,1	4А80В6УВ	920			74,0	0,74
1,5	4А90L6У3	935			75,0	0,74
2,2	4А1006У3	950			81,0	0,73
3	4А112МА6У3	955	2,0	2,2	81,0	0,76
4	4А112МВ6У3	950			82,0	0,81
5,5	4А132S6У3	965			85,0	0,80
7,5	4А132М6У3	970			85,5	0,81

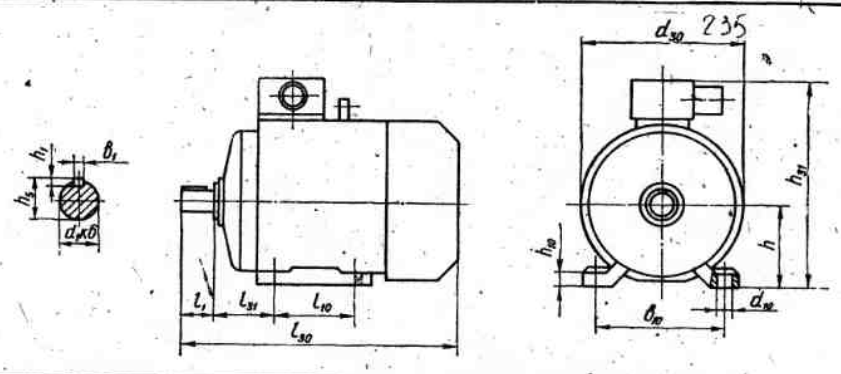
Продолжение табл. 2

Мощность N, кВт	Тип двигателя	Частота вращения, мин$^{-1}$	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{макс}}{T_{ном}}$	КПД, %	cos φ
Синхронная частота вращения 1000 мин$^{-1}$						
11,0	4А160S6У3	975			86,0	0,86
15,0	4А160М6У3	975			87,5	0,87
18,5	4А180М6У3	975	1,2	2,0	88,0	0,87
22,0	4А200М6У3	975			90,0	0,90
30,0	4А200L6У3	980			90,5	0,90

Окончание табл. 2

Мощность N, кВт	Тип двигателя	Частота вращения, мин$^{-1}$	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{макс}}{T_{ном}}$	КПД, %	cos φ
Синхронная частота вращения 750 мин$^{-1}$						
1,1	4А90LB8У3	700	1,6		70,0	0,68
1,5	4А100LB8У3	700		1,7	74,0	0,65
2,2	4А112МА8У3	700			76,5	0,71
3	4А112МВ8У3	700	1,8	2,2	79,0	0,74
4	4А132S8У3	720			83,0	0,70
5,5	4А132М8У3	720			83,0	0,74
7,5	4А160S8У3	730	1,4		86,0	0,75
11,0	4А160М8У3	730			87,0	0,75
15,0	4А180М8У3	730		2,0	87,0	0,82
18,5	4А200М8У3	735	1,2	2,2	88,5	0,84
22,0	4А200L8У3	730			88,5	0,84
30,0	4А225М8У3	735		2,0	90,0	0,81

Таблица 3. Габаритные, установочные и присоединительные размеры электродвигателей серии 4А, исполнение закрытое обдуваемое (М100) по ГОСТ 19523—81

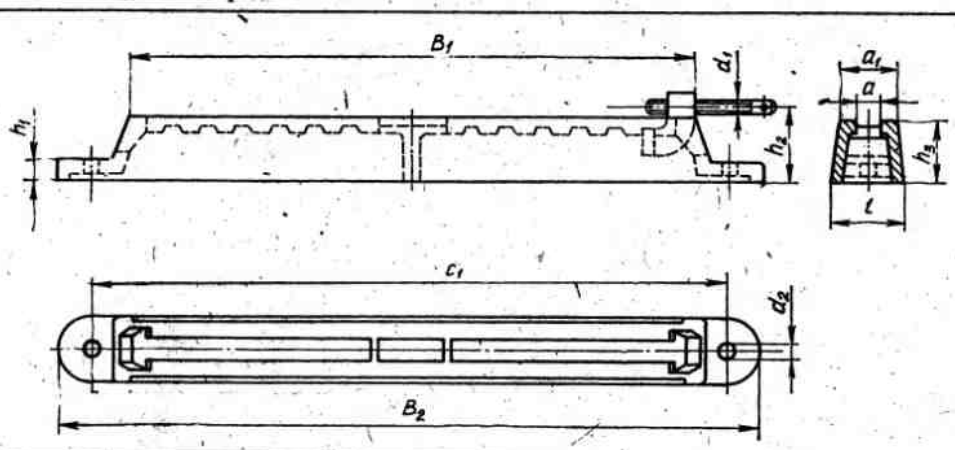


Тип двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры, м				Установочные и присоединительные размеры, мм									
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}	b_1	b_{10}	h	h_1	h_2	h_{10}
4А71	2, 4, 6, 8	285	201	170	40	90	45	19	7	6	112	71	6	21,5	9
4А80А		300	218	186	50	100	50	22	10		125	80		24,5	10
4А80В		320													
4А90L		350	243	208	60	125	56	24		8	140	90	7	27,0	11
4А100S		362	263	235		112	63	28			160	100		31,0	12
4А100L		392				140									
4А112М		452	310	260	80		70	32	12	10	190	112	8	35,0	13
4А132S		480	350	302			89	38			216	132		41,0	
4А132М		530													

Продолжение табл. 3

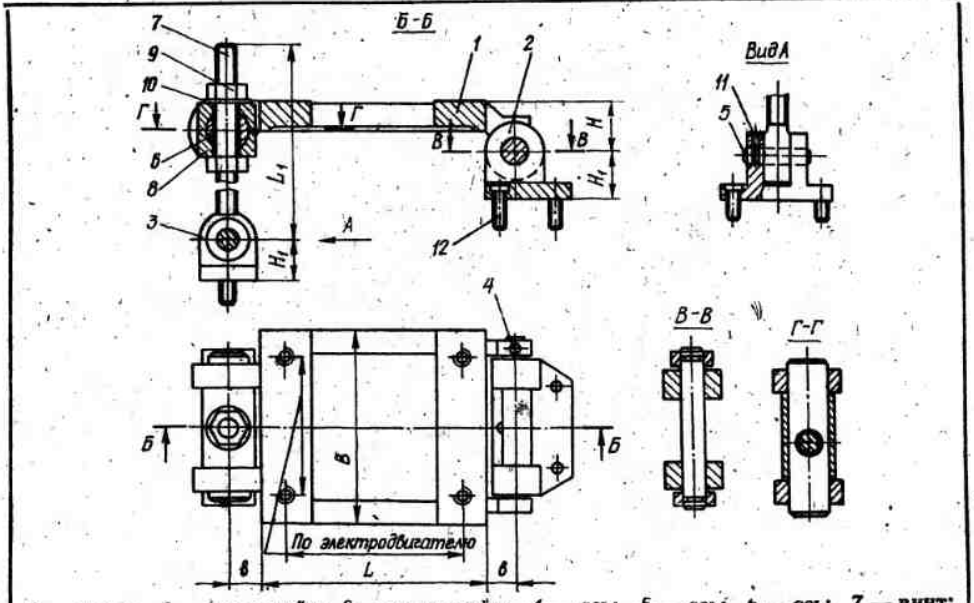
Тип двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм									
		l_{30}	b_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}	b_1	b_{10}	h	h_1	h_5	h_{10}
4A160S	2	624	430	358	110	178	108	42	15	12	254	160	8	45	18
	4, 6, 8							48		14			9	51,5	
4A160M	2	667				210		42		12			8	45,0	
	4, 6, 8							48		14			9	51,5	
4A180	2	662	470	410		203	121	48		14	279	180	9	51,5	20
	4, 6, 8							55		16			10	59,0	
4A180M	2	702				241		48		14			9	51,5	
	4, 6, 8							55		16			10	59,0	
4A200M	2	760	535	450	140	267	133	60	19	18	318	200	11	64	25
	4, 6, 8	790													
4A200L	2	800			110	305		55		16			10	59	
	4, 6, 8	830			140			60		18			11	64	
4A225M	2	810	575	494	110	311	149	55		16	356	225	10	59	28
	4, 6, 8	840			140			65		18			11	64	

Таблица 4. **Салазки для электродвигателей**



Тип	Размеры, мм											Масса комплекта, кг	Болты для крепления двигателя
	a	a_1	B_1	B_2	C_1	d_1	d_2	h_1	h_2	h_3	l		
С-3	16	38	370	440	410	М12	12	15	44	36	42	3,8	М10 × 35
С-4	18	45	430	510	470	М12	14	18	55	45	50	5,3	М12 × 40
С-5	25	65	570	670	620	М16	18	22	67	55	72	12,5	М16 × 55
С-6	25	65	630	770	720	М16	18	26	74	60	75	17,5	М16 × 60
С-7	30	90	770	930	870	М20	24	30	88	70	105	31	М20 × 75

Таблица 5. Плиты под электродвигатели



1 — плита; *2* — кронштейн; *3* — кронштейн; *4* — ось; *5* — ось; *6* — ось; *7* — винт; *8* — опора; *9* — гайка; *10* — шайба; *11* — винт; *12* — винт

Обозначение	Типоразмер двигателя серии А2 и А02	Размеры, мм						Масса, кг	Гайка 9	Винт 11	Винт 12
		B	L	L_1	b	H	H_1				
0,01	11/12	160	180	220	26	40	40	7,41	M16	M6×12	M10×12
0,02	21/22	180	210					8,62			
0,03	31/32	200	250					9,47			
0,04	41/42	225	280	260	32	50	50	16,1	M20	M8×15	M12×35

Таблица 6. Цепи роликовые однорядные нормальной серии типа ПР (ГОСТ 13568—75) (размеры, мм; см. рис. 2.11)

Цепь	t	$B_{вн}$ не менее	B	d	d_1	A	h	b	b_1	$Q_{разр}$, Н	$\frac{t}{d_1}$	$S_{оп}$, мм²	Масса 1 м цепи, кг
							не более						
ПР-12,7—900—1	12,7	3,3	5,8	3,66	7,75	—	10	8,7	—	9000	1,64	21,2	0,3
ПР-12,7—1820—1	12,7	5,4	8,9	4,45	8,51	—	11,8	19	10	18 200	1,49	39,6	0,65
ПР-12,7—1820—2	12,7	7,75	11,3	4,45	8,51	—	11,8	21	11	18 200	1,49	50,3	0,75
ПР-15,875—2270—2	15,875	9,65	13,95	5,08	10,16	—	14,8	24	13	22 700	1,56	70,9	1,0
ПР-19,05—3180	19,05	12,7	17,75	5,96	11,91	—	18,2	33	18	31 800	1,60	105,8	1,9
ПР-25,4-5670	25,4	15,88	22,8	7,95	15,88	—	24,2	39	22	56 700	1,6	179,7	2,6
ПР-31,75—8850	31,75	19,05	27,5	9,55	19,05	—	30,2	46	24	88 500	1,6	262,2	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	35,5	11,1	22,23	—	36,2	58	30	127 000	1,71	394,3	5,5
ПР-44,45-17240	44,45	25,4	37,19	12,7	25,7	—	42,4	62	34	172 400	1,75	473,1	7,5

Примечание. Допускается снижение разрушающей нагрузки переходных звеньев на 20 %.

Таблица 7. Цепи приводные зубчатые с шарнирами качения из ГОСТ 13552—81 (размеры мм; см. рис. 2.12)

Цепи	t	B	b	b_1	s	a	l_1	l	$Q_{разр}$, Н	Масса 1 м цепи, кг
3—12—2,4	12,7	22,5	13,4	7,0	1,5	4,76	28,5	30	24 000	1,3
3—12—2,9		28,5					34,5	36	29 000	1,6
3—12—3,4		34,5					40,5	42	34 000	2,0
3—12—4,0		40,5					46,5	48	40 000	2,3
3—12—4,7		46,5					52,5	54	47 000	2,7
3—12—5,3		52,5					58,5	60	53 000	3,0
3—15—3,9	15,875	30	16,7	8,7	2	5,95	36	39	39 000	2,2
3—15—4,8		38					44	47	48 000	2,7
3—15—5,7		46					52	55	57 000	3,3
3—15—6,7		54					60	63	67 000	3,9
3—15—7,8		62					68	71	78 000	4,4
3—15—8,9		70					76	79	89 000	5,0
3—19—7,2	19,05	45	20,1	10,5	3	7,14	52,5	56	72000	3,9
3—19—8,7		57					64,5	68	87000	4,9
3—19—10,3		69					76,5	80	103000	5,9
3—19—12,2		81					88,5	92	122000	7,0
3—25—11,6	25,4	57	26,7	14	3	9,52	65	67	116000	6,5
3—25—13,8		69					77	80	138000	7,9
3—25—16,3		81					89	92	163000	9,3
3—25—18,9		93					101,0	104	189000	10,6
3—31—20,2	31,75	81	33,4	17,5	3	11,91	90	94	202000	11,6
3—31—23,5		93					102	106	235000	13,3
3—31—26,8		105					114	118	268000	15,0

Таблица 8. Зубчатые передачи и редукторы общего назначения (выдержки из стандартов)

Ряд	Передаточные числа u редукторов общего назначения из СТ СЭВ 221—75							
1	1,60	—	2,00	—	2,50	—	3,15	—
2	—	1,8	—	2,24	—	2,80	—	3,55
1	4,00	—	5,0	—	6,30	—	8,00	—
2	—	4,50	—	5,60	—	7,10	—	9,00
1	10	—	1,25	—	16,0	—	20,0	—
2	—	11,2	—	14,0	—	18,0	—	22,4
1	25,0	—	31,5	—	40,0	—	50,0	—
2	—	28,0	—	35,5	—	45,0	—	56,0
1	63,0	—	80,0	—	100	—	125	—
2	—	71,0	—	90,0	—	112	—	140

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

Ряд	Межосевые расстояния передач зубчатых цилиндрических редукторов из СТ СЭВ 229—76							
1	63		80		100		125	
2		71		90		112		140
1	160		200		250		315	
2		180		224		280		355
1	400		500		630		800	
2		450		560		710		900

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

Ряд	Номинальное значение внешнего делительного диаметра конического колеса d_{e2} (ГОСТ 12289—76)									
1	100	—	125	—	160	—	200	—	250	280
2	—	112	—	140	—	180	—	225	—	—
1	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900

Ширины зубчатых венцов b конических колес (ГОСТ 12289—76)

Делительный диаметр колеса d_{e2}	Ширины венцов b (мм) для номинальных передаточных чисел u										
	2	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50	5,0	5,60	6,3
160	25	25	25	24	24	24	24	24	24	24	24
180	28	28	28	28	26	26	26	26	26	26	26
200	32	32	30	30	30	30	30	30	30	28	28
225	36	36	34	34	34	34	32	32	32	32	32
250	40	40	38	38	38	38	36	36	36	36	36
280	45	45	42	42	43	42	40	40	40	40	40
315	50	50	48	48	48	48	45	45	45	45	45
355	55	55	55	55	55	52	52	52	52	52	52
400	63	63	60	60	60	60	60	60	60	60	60
450	70	70	70	70	65	65	65	65	65	65	65
500	80	80	75	75	75	75	75	75	75	70	70
560	90	90	85	85	85	85	80	80	80	80	80
630	100	100	95	95	95	95	90	90	90	90	90
710	110	110	110	110	105	105	105	105	105	105	100
800	130	125	125	120	120	120	120	120	120	120	110
900	—	140	140	140	130	130	130	130	130	130	120

Примечание. Допускается применять ширины зубчатых венцов, определяемые расчетным путем по ГОСТ 19326—73 и 19624—74.

Таблица 9. Колеса зубчатые. Модули (из СТ СЭВ 310—76)

Модули, мм							
1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
1		2		4		8	
	1,125		2,25		4,5		9
1,25		2,5		5		10	
	1,375		2,75		5,5		11
1,5		3		6		12	
	1,75		3,5		7		14

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

Таблица 10. Скорости, при превышении которых применяется модифицированный контур (ГОСТ 13755—81)

Тип колеса	Степень точности колеса		
	6	7	8
	Окружная скорость, м/с		
Прямозубые	10	6	4
Косозубые	16	10	6

Таблица 11. Коэффициенты глубины модификации по информационному приложению к СТ СЭВ 308—76

Модуль m, мм	Степень точности по нормам плавности		
	6	7	8
До 2	0,010	0,015	0,020
Свыше 2 до 3,5	0,009	0,012	0,018
» 3,5 » 6,3	0,008	0,010	0,015
» 6,3 » 10	0,006	0,008	0,012
» 10 » 16	0,005	0,007	0,010
» 16 » 25	—	0,006	0,009
» 25 » 40	—	—	0,008

Таблица 12. Основные параметры червячных передач по ст. СЭВ 267—76

Модули цилиндрических червячных передач, мм									
2	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10	12,5	16	20

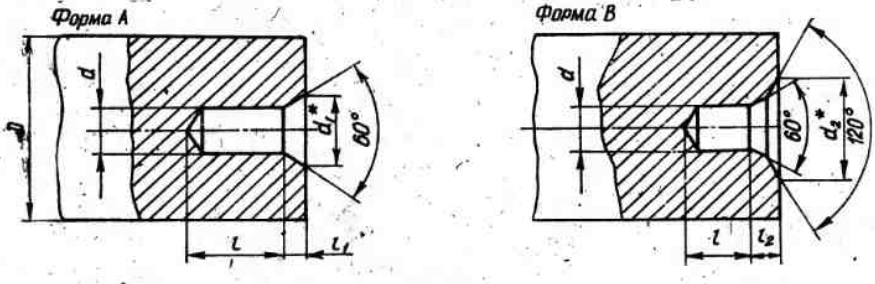
Примечание. Допускается использование модулей 3,0; 3,5; 7,0 и 12.

Таблица 13. Коэффициенты диаметра червяка q

1-й ряд	6,3	—	8,0	—	10,0	—	12,5	—	16	—	20	—	25
2-й ряд	—	7,1	—	9,0	—	11,2	—	14	—	18	—	22,4	—

Значения 1-го ряда следует предпочитать 2-му; $q = 25$, по возможности, не применять.

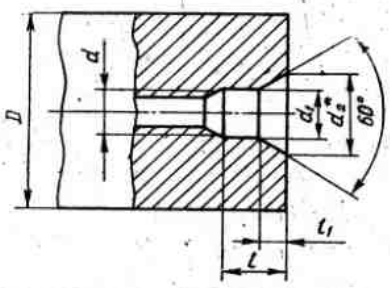
Таблица 14. Отверстия центровые. ГОСТ 14034—74. Размеры, мм



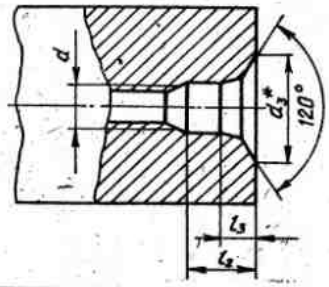
$D_{ном}$	d	d_1^*	d_2^*	l_2 не менее	l_1 Номинальный	l_1 Предельное отклонение	l_2 Предельное отклонение по IT16/2
20	3,15	6,7	10	3,9	3,07		4,03
30	4,0	8,5	12,5	5,0	3,90		5,06
40	(5)	10,6	16,0	6,3	4,85	IT16/2	6,41
60	6,3	13,2	18,0	8,0	5,98		7,36
80	(8,0)	17,0	22,4	10,1	7,99		9,35

Окончание табл. 14

Форма F



Форма H



D для форм		d	d_1, предельное отклонение по H14	d_2^*	d_3^*	l, не менее	l_1, предельное отклонение по IT16/2	l_2, не более	l_3, предельное отклонение по IT16/2
F	H								
20	32	M8	8,4	12,5	16,0	7,0	3,50	8,0	4,5
25	40	M10	11,0	15,6	19,8	9,0	4,00	10,2	5,2
32	50	M12	13,0	18,0	22,0	10,0	4,30	11,2	5,5
40	63	M16	17,0	22,8	28,7	11,0	5,00	12,5	6,5
63	80	M20	21,0	28	33	12,5	6,00	14,0	7,5

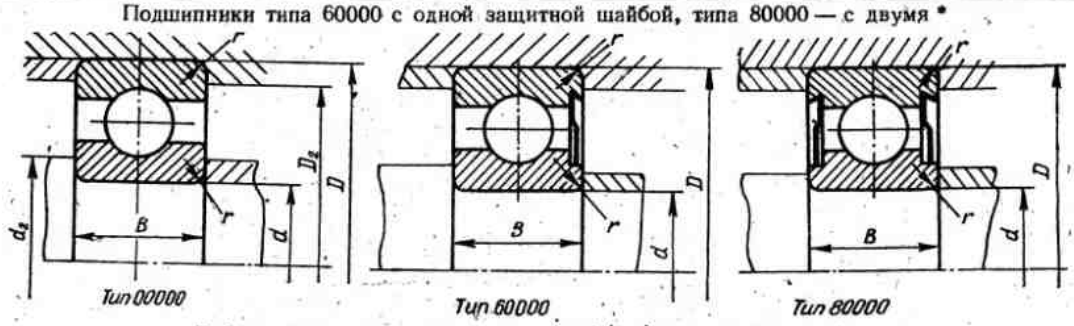
Примечание. Размеры, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.
*Размеры для справок.

Пример условного обозначения центрового отверстия формы *F* с диаметром резьбы $d = M16$. Отверстие центровое *F* M16 ГОСТ 14034—74.

То же для формы H: отверстие центровое HM16 ГОСТ 14034—74.

Таблица 15. **Шарикоподшипники радиальные однорядные типов** 0000, 60000 и 80000

Подшипники типа 60000 с одной защитной шайбой, типа 80000 — с двумя *



Габаритные и установочные размеры (мм), расчетные значения.

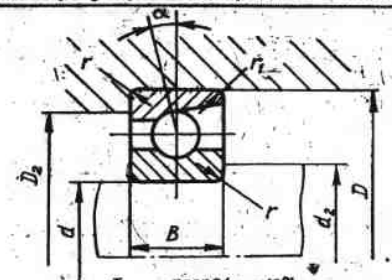
ГОСТ 8338—75					$d_{2мин}$	$D_{2макс}$	Шарики		Грузоподъемность, Н		n, мин$^{-1}$ при смазке		
Условное обозначение подшипника	d	D	B	r			$D_т$	z	C	C_0	К	Ж	G, кг
Особо легкая серия диаметров 1, серия ширин 0													
111	55	90	18	2	62	82	10,32	13	22000	17300	6300	8000	0,39
112	60	95			68	88	11,11	12	24100	18300	5000	6300	0,39
113	65	100			72	92	10,32	15	24000	20000			0,45
114	70	110	20		77	103	12,3	13	30300	24600			0,60
115	75	115			82	108			30100	24600	4000	5000	0,66
116	80	125	22		87	118	13,5	14	37400	31900			0,85
117	85	130			92	123			37100	31900			0,91
118	90	140			99	130		15	41100	35700	3150	4000	1,2
119	95	145	24	2,5	104	136	14,3	14	40800	35700			1,21
120	100	150			109	140		15	42300	38300			1,29

Окончание табл. 15

ГОСТ 8338—75					$d_{2мин}$	$D_{2макс}$	Шарики		Грузоподъемность, Н		n, мин$^{-1}$ при смазке		
Условное обозначение подшипника	d	D	B	r			$D_т$	z	C	C_0	Ж	Ж	G, кг
Легкая серия диаметров 2, серия ширин 0													
205	25	52	15	1,5	31	46	7,94		11000	7090	10000	12500	0,12
206	30	62	16		36	56	9,53		15300	10200			0,2
207	35	72	17		42	65	11,11	9	20100	13900	8000	10000	0,29
208	40	80	18	2	47	73			25600	18100			0,36
209	45	85	19		52	78	12,7		25700	18100	6300	6300	0,41
210	50	90	20		57	83			27500	20200			0,47
211	55	100	21		64	91	14,29	10	34000	25600			0,60
212	60	110	22		69	101	15,88		41100	31500	5000	6300	0,80
213	65	120	23	2,5	74	111	16,67		44900	34700			0,98
214	70	125	24		79	116	17,46		48800	38100			1,08
215	75	130	25		84	121		11	51900	40000	4000	5000	1,18
216	80	140	26		90	130	19,05	10	57000	45400			1,40
217	85	150	28	3	95	140	19,84	11	65400	54100			1,80
218	90	160	30		100	150	22,23		75300	61700			2,2
219	95	170	32	3,5	107	158	23,31	10	85300	70900	3150	4000	2,7
220	100	180	34		112	168	25,4		95800	80600			3,2
Средняя серия диаметров 3, серия ширин 0													
305	25	62	17	2	32	55	11,51	7	17600	11600	10000	12500	0,23
306	30	72	19		37	65	12,3	8	22000	15100	8000	10000	0,34
307	35	80	21		44	70	14,29	7	26200	17900			0,44
308	40	90	23	2,5	49	80	15,08		31900	22700	6300	8000	0,63
309	45	100	25		54	90	17,46		37800	26700			0,83
310	50	110	27	3	60	100	19,05		48500	36300	5000	6300	1,08
311	55	120	29		65	110	20,64		56000	42600			
312	60	130	31		72	118	22,23		64100	49400			1,70
313	65	140	33		77	128	23,81	8	72700	56700	4000	5000	2,11
314	70	150	35	3,5	82	138	25,4		81700	64500			2,6
315	75	160	37		87	148	26,99		89000	72800			3,1
316	80	170	39		92	158	28,58		96500	81700	3150	4000	3,6
317	85	180	41	4	99	165	30,16		104000	91000			4,3
318	90	190	43		104	175	31,75		112000	101000			5,1
Тяжелая серия диаметров 4, серия ширин 0													
405	25	80	21		35	70	16,67		29200	20800	8000	10000	0,5
406	30	90	23	2,5	40	80	19,05	6	37200	27200			0,72
407	35	100	25		45	90	20,64		43600	31900	6300	8000	0,93
408	40	110	27	3	50	100	22,23	3	50300	37000	5000	6300	1,2
409	45	120	29		55	110	23,02		60400	46400			1,52
410	50	130	31		62	118	25,4	7	68500	53000	4000	5000	1,91
411	55	140	33	3,5	68	128	26,99		78700	63700			2,3
412	60	150	35		72	138	28,58		85600	71400	3150	4000	2,8

Примечание. Подшипники 60000 и 80000 имеют размеры d, D, B, r, $d_{2мин}$, $D_{2макс}$ и массы такие же, как и подшипники типа 0000 соответствующих типоразмеров. Расчетные величины такие же, как и у подшипников типа 0000 при работе на консистентной смазке. Типоразмеры подшипников типа 60000: 60205, 60206, 60207, 60208, 60209, 60210, 60212, 6044, 60220, 60305, 60306, 60307, 60308, 60309, 60310, 60311, 60314. Типоразмеры подшипников типа 80000: 80205, 80206, 80208, 80209, 80211, 80212, 80213, 80215, 80218.

Таблица 16. Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные типа 36000, 46000, 66000



Типы 36000 ($\alpha = 12°$)
46000 ($\alpha = 26°$)
66000 ($\alpha = 36°$)

Габаритные и установочные размеры, мм

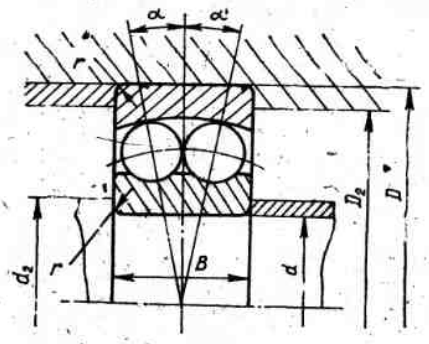
Условное обозначение подшипника		ГОСТ 831—75 d	D	B	r	r_1	$d_{2мин}$	$D_{2макс}$	Шарики $D_т$	z
Легкая серия										
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	31	46	7,94	
36206	46206	30	62	16			36	56	9,53	12
36207	46207	35	72	17			42	65	11,11	
36208	46208	40	80	18	2	1	47	73		
36209	46209	45	85	19			52	78	12,7	13
36210	46210	50	90	20			57	83		14
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	64	91	14,29	
36212	46212	60	110	22			69	101	15,88	
Средняя серия										
46305	—	25	62	17	2	1	32	55	11,51	10
46306	—	30	72	19			37	65	12,3	11
46307	—	35	80	21			44	70	14,29	
46308	—	40	90	23	2,5	1,2	49	80	15,08	12
46309	—	45	100	25			54	90	17,46	11
46310	—	50	110	27	3	1,5	60	100	19,06	
46311	66311	55	120	29			65	110	20,64	
46312	—	60	130	31	3,5	2	72	118	22,23	12

Расчетные значения

Условное обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н C	C_0	n, мин⁻¹ при смазке К	Ж	G, кг
Легкая серия					
36205	13100	9240	12500	16000	0,12
46205	12400	8500	10000	12500	
36206	18200	13300			0,19
46206	17200	12200	8000	10000	
36207	24000	18100	10000	12500	0,27
46207	22700	16600	8000	10000	
36208	30600	23700			0,37
46208	28900	27100	6300	8000	
36209	32300	25600	8000	10000	0,42
46209	30400	23600	6300	8000	
36210	33900	37600			0,47
46210	31800	25400			
36211	41900	34900			0,58
46211	39400	32100			0,58
36212	48200	40100	5000	6300	0,77
46212	45400	36800			
Средняя серия					
46305	21100	14900	8000	10000	0,23
46306	25600	18700			0,35
46307	33400	25200	6300	8000	0,44
46308	39200	30700			0,63
46309	48100	37700	5000	6300	0,83
46310	56300	44800			1,08
46311	68900	57400			1,7
66311	60600	47400	4000	5000	1,45
46312	78800	66600	5000	6300	1,71

Примечание. Подшипник изготовляется только по более высоким классам точности, чем класс 0.

Таблица 17. **Шарикоподшипники радиальные двухрядные сферические типа 1000**



Тип 1000

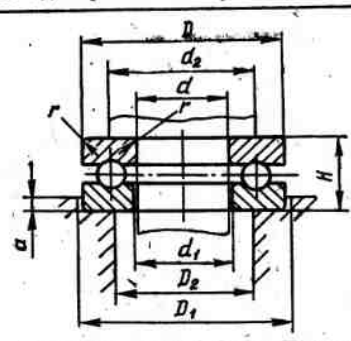
Габаритные и установочные размеры, мм

Условное обозначение подшипника	ГОСТ 5720—75 d	D	B	r	α°	$d_{2мин}$	$D_{2макс}$	Шарики $D_т$	Шарики z в одном ряду
Средняя серия									
1305	25	62	17	2	11	32	55	8,73	12
1306	30	72	19		10	37	65	9,53	13
1307	35	80	21		9	44	70	10,32	14
1308	40	90	23	2,5	10	49	80	11,11	15
1309	45	100	25			54	90	12,7	
1310	50	110	27	3		60	100	14,29	13
1311	55	120	29		9	65	110	15,08	15
1312	60	130	31			72	118	15,88	
1313	65	140	33	3,5		77	128	16,67	16
1314	70	150	35			82	138	18,26	
1315	75	160	37		8	87	148	19,05	
1316	80	170	39			92	158	20,64	15

Расчетные величины

Условное обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н C	C_0	n, мин$^{-1}$ при смазке К	Ж	e	$F_a/F_r \le e$ X	Y	$F_a/F_r > e$ X	Y	Y_0	G, кг
Средняя серия											
1305	14100	6120	8000	10000	0,28	1	2,26	0,65	3,49	2,36	0,26
1306	16800	7900			0,26		2,46		3,80	2,58	0,39
1307	20000	10000	6300	8000	0,25		2,57		3,98	2,69	0,50
1308	23300	12400	6300	8000	0,24		2,61		4,05	2,74	0,70
1309	30000	16200	5000	6300	0,24		2,54		3,93	2,66	0,96
1310	34100	17800			0,24		2,68		4,14	2,80	1,21
1311	40600	22900					2,70		4,17	2,87	1,58
1312	45800	27100	4000	5000	0,23		2,80		4,33	2,93	1,96
1313	49200	29900					2,79		4,31	2,92	2,5
1314	58600	35900					2,81		4,35	2,95	3,0
1315	62400	39100	3150	4000	0,22		2,84		4,39	2,97	3,6
1316	69900	43000					2,92		4,52	3,06	4,3

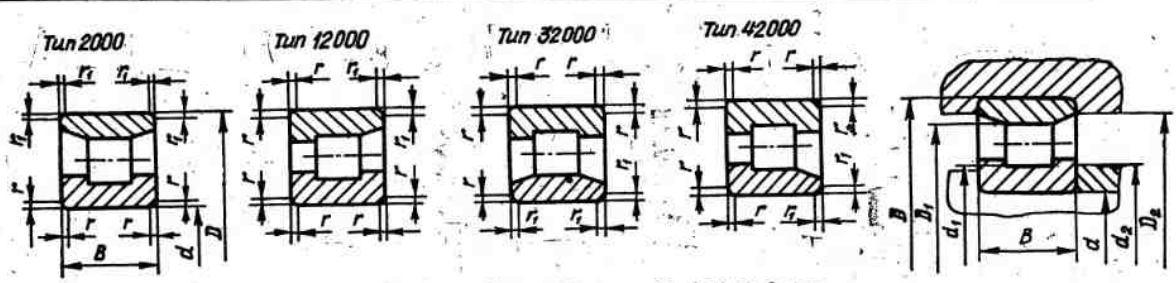
Таблица 18. Шарикоподшипники упорные одинарные типа 8000



Габаритные и установочные размеры, мм; расчетные величины

По ГОСТ 6874—75						$d_{2мин}$	$D_{2макс}$	D_1	$a_{мин}$	Шарики		Грузоподъемность H		n, мин$^{-1}$ при смазке		G, кг
Условное обозначение подшипника	d	D	H	d_1	r					$D_т$	z	C	C_0	К	Ж	
Средняя серия																
8306	30	60	21	30,2		48	42	60,5	5	11,11	11	32900	67900	2500		0,27
8307	35	68	24	35,2	1,5	55	48	68,5		11,91	12	40800	85000		3150	0,39
8308	40	78	26	40,2		63	55	78,5	6	13,49		51300	109000	2000		0,55
8309	45	85	28	45,2		69	61	85,5		14,29		59200	133000		2500	0,59
8310	50	95	31	50,2	2	77	68	95,5		15,88	13	71000	164000			1,0
8311	55	105	35	55,2		85	75	106		18,26		92100	217000	1600		1,34
8312	60	110		60,2		90	80	111				92100	217000		2000	1,43
8313	65	115	36	65,2		95	85	116	8	19,05		104000	254000			1,57
8314	70	125	40	70,2		103	92	126		20,64	14	120000	298000	1250		2,1
8315	75	135	44	75,2	2,5	111	99	136	11	22,23		138000	346000	1000	1600	2,7
8316	80	140		80,2		116	104	141								2,8

Таблица 19. Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами однорядные



Габаритные и установочные размеры, мм

ГОСТ 8328—75						d_1	D_1	$d_{2мин}$	$d_{2макс}$	Ролики		
Условное обозначение подшипника	d	D	B	r	r_1					$D_т$	l	z
Легкая серия												
2205		32205	42205	25	52	15	1,5	1	32	45	31	46	6,5	6,5	13
2206		32206	42206	30	62	16			38,5	53,5	36	56	7,5	7,5	
2207	12207	32207	42207	35	72	17			43,8	61,8	42	65	9	9	
2208	12208	32208	42208	40	80	18	2		50	70	47	73	10	10	14
2209	—	32209	42209	45	85	19		2	55	75	52	78	10	10	15
2210	12210	32210	42210	50	90	20			60,4	80,4	57	83	10	10	17
2211	12211	32211	42211	55	100	21			66,5	88,5	64	91	11	11	
2212	12212	32212	42212	60	110	22	2,5	2,5	73,5	97,5	69	101	12	12	18
2213	12213	32213	42213	65	120	23			79,6	105,6	74	111	13	13	17

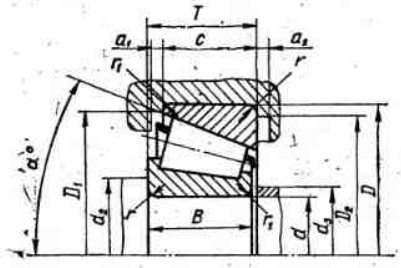
Окончание табл. 19

ГОСТ 8328—75									d_1	D_1	$d_{2мин}$	$D_{2макс}$	Ролики		
Условное обозначение подшипника				d	D	B	r	r_1					$D_т$	l	z
Средняя серия															
2305	12305		42305	25	62	17	2	2	35	53	32	55	9	9	11
2306	—	32306	42306	30	72	19			42	62	37	65	10	10	
2307	12307	—	42307	35	80	21			46,2	68,2	44	70	11	11	
2308	12308	32308	42308	40	90	23	2,5	2,5	53,2	77 5	49	80	12	12	12
2309	12309	32309	—	45	100	25			58,5	86,5	54	90	14	14	
2310	12310	32310	42310	50	110	27	3	3	65	95	60	100	15	15	
2311	12311	32311	42311	55	120	29			70,5	104,5	65	110	17	17	
2312	12312	32312	42312	60	130	31	3,5	3,5	77	113	72	118	18	18	13
2313	—	32313	42313	65	140	33			83,5	121,5	77	128	19	19	14

Расчетные величины

Условное обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н		n, мин$^{-1}$ при смазке		G, кг	Условное обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н		n, мин$^{-1}$ при смазке		G, кг
	C	C_0	К	Ж			C	C_0	К	Ж	
Легкая серия						**Средняя серия**					
2205	13400	8610	10000	12500	0,15	2305	22600	14800	8000	10000	0,3
2206	17300	11400			0,24	2306	30200	20600			0,4
2207	25600	17500	8000	10000	0,35	2307	34100	23200	6300	8000	0,55
2208	33700	24000			0,40	2308	41000	28500			0,77
2209	35300	25700			0,49	2309	56500	40700			1,0
2210	38700	29200	6300	8000	0,57	2310	65200	47500	5000	6300	1,35
2211	43700	32900			0,76	2311	84000	62800			1,7
2212	54800	42800	5000	6300	0,95	2312	100000	77200	4000	5000	2,1
2213	62100	48600			1,20	2313	105000	80400			2,6

Таблица 20. Роликоподшипники радиально-упорные, конические, однорядные типа 7000



Габаритные и установочные размеры, мм

ГОСТ 333—79					T											Ролики		
Условное обозначение подшипника	d	D	B	C	макс	мин	r	r_1	α°	$D_{1мин}$	$d_{2мин}$	$D_{2макс}$	$d_{3макс}$	$a_{1мин}$	$a_{2макс}$	$D_т$	l	z
Средняя серия																		
7305	25	62	17	15	18,5	18,0	2,0		14	58	32	55	32	3	3	9,5	10	13
7306	30	72	19	17	21,0	20,5		0,8		68	37	65	37			9,9	12,7	
7307	35	80	21	18	23,0	22,5	2,5		12	75	44	70	44	5	4,5	11,7	14,8	12

Окончание табл. 20

Условное обозначение подшипника	ГОСТ 333—79 d	D	B	C	T макс	T мин	r	r_1	α°	$D_{1мин}$	$d_{2мин}$	$D_{2макс}$	$d_{3макс}$	$a_{1мин}$	$a_{2макс}$	Ролики $D_т$	Ролики l	z
7308	40	90	23	20	25,5	25,0	2,5	0,8	11	85	50	80	50		5	13,1	14,2	12
7309	45	100	26	22	27,5	27,0				95	55	90	55	5		14,3	16	13
7310	50	110	29	23	29,5	29,0	3,0	1,0	12	105	60	100	62		6	16,7	19,4	12
7311	55	120	29	25	32	31,0			13	112	65	110	68			16,7		13
7312	60	130	31	27	34,0	33,0				122	72	118	72		7,5	17,5	20	
7313	65	140	33	28	38,5	35,5	3,5	1,2	12	132	77	128	80	6	7,5	18,7	21	14
7314	70	150	37	30		37,0				142	82	138	85			22,8	24,6	12
7280	100	140	31	25	38,5				15		112	165						
Средняя широкая серия																		
7605	25	62	24,0	21,0	25,5	25,0	2,0		11	58	32	55	32	3	5	8,9	16,7	12
7606	30	72	29,0	23,0	29,0	28,5			12	68	37	65	37		5,5	10,2	20,4	
7607	35	80	31,0	27,0	33,0	32,5		0,8		75	44	70	44		7,5	10,5	22	
7608	40	90	33,0	28,5	35,5	35,0	2,5			85	50	80	50			12	23,4	13
7609	45	100	36,0	31,0	38,5	38,0			11	95	55	90	55		8	13,7	24,4	
7610	50	110	40,0	34,0	42,5	42,0				105	60	100	62	5	9			15
							3,0	1,0										
7611	55	120	44,5	36,5	46,0	45,0				112	65	110	68		10	14,8	28	
7612	60	130	47,5	39,0	49,0	48,0			12	122	72	118	72		11	17	33	14
7613	65	140	48,0	41,0	51,5	50,5	3,5	1,2		132	77	128	80					15
7614	70	150	56,0	43,0	54,5	58,5			13	142	82	138	85	6	11,5	19,8	35	13

Расчетные величины

Условное обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н C	C_0	n, мин⁻¹ при смазке К	Ж	e	Y	Y_0	G кг	Условное обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н C	C_0	n, мин⁻¹, при смазке К	Ж	e	Y	Y_0	G, кг
Средняя серия									**Средняя широкая серия**								
7305	29600	20900	6300	8000	0,36	1,66	0,92	0,253	7605	45500	36600	5000	8000	0,27	2,19	1,20	0,366
7306	40000	29900	5000	6300	0,34	1,78	0,98	0,458	7606	61300	51000		6300	0,32	1,88	1,03	0,574
7307	48100	35300			0,32	1,88	1,03	0,496	7607	71690	61500	4000		0,3	2,03	1,11	0,798
7308	61000	46000	4000	5000	0,28	2,16	1,19	0,703	7608	80000	67200		5000				1,04
7309	76100	59300			0,29	2,09	1,15	1,01	7609	104000	90500	3150		0,29	2,06	1,13	1,34
7310	96600	75900	3350		0,31	1,94	1,06	1,33	7610	122000	108000		4000	0,3	2,03	1,11	1,81
7311	102000	81500		4000	0,33	1,80	0,99	1,64	7611	148000	140000			0,32	1,85	1,02	2,43
7312	118000	96300	2500		0,3	1,97	1,08	2,00	7612	171000	157000	2500		0,30	1,97	1,08	3,0
7313	134000	111090		3150				2,54	7613	178000	168000	2000	3150	0,33	1,83	1,01	3,63
7314	168000	137000	2000		0,31	1,94	1,06	3,09	7614	204000	186000			0,35	1,71	0,94	4,44

Примечание. Значения Y даны для $F_a/F_r > e$; при этом $X = 0{,}4$ для всех подшипников. При $F_a/F_r \leqslant e$ для всех подшипников $X = 1$, $Y = 0$

Таблица 21. **Соотношение между долговечностью подшипника L_h, чи значением $\frac{C}{P}$ в зависимости от частоты вращения n, мин$^{-1}$**

L_h	$\frac{C}{P}$ при частоте вращения n, мин$^{-1}$																				
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200
Шариковые подшипники																					
2500	1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
3200	2,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
4000	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
5000	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
6300	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,56	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,63
8000	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
10000	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
12500	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
16000	2,22	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
20000	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	18,4	14,5	15,6
25000	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,82	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8
32000	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2
Роликовые подшипники																					
2500	1,13	1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
3200	1,21	1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81
4000	1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30
5000	1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
6300	1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
8000	1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
10000	1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
12500	1,83	2,11	2,42	2,78	3,19	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
16000	1,97	2,26	2,59	2,97	3,42	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
20000	2,11	2,42	2,78	3,19	3,66	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
25000	2,26	2,59	2,97	3,42	3,92	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7
32000	2,42	2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6

Таблица 22. **Рекомендуемые посадки подшипников качения на вал**

Машины и подшипниковые узлы	Условия, определяющие выбор посадки				Посадки колец подшипников классов точности 0 и 6
	Вращение вала	Вид нагружения	Режим работы	Диаметр подшипников d, мм	
Ролики ленточных транспортеров, ролики конвейеров	Нет	Местное	Легкий или нормальный	Все диапазоны размеров	$g6$
Колеса автомобилей (неприводные), тракторов, вагонеток, самолетов	»	То же	Нормальный или тяжелый		$h6$
Центрифуги, центробежные насосы, вентиляторы	Есть	Циркуляционное	Легкий или нормальный	До 40	$k6$
				Свыше 40 до 140	$k6$; $h6$
Коробки передач автомобилей и тракторов, крупные редукторы	»	Циркуляционное или комбинированное	Нормальный или тяжелый	До 40	$k6$; j_s6
				Свыше 40 До 100	$m6$
				Свыше 100 До 200	$n6$; $p6$
Редукторы коробок скоростей станков, цепные передачи	»	Циркуляционное	Легкий или нормальный	До 40	$k6$
				Свыше 40 До 140	$k6$; $h6$; j_s6

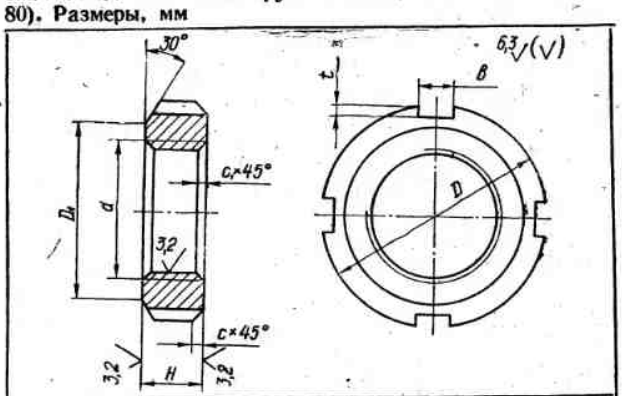
Примечание. Кольцо упорных шарико- и роликоподшипников всех типов устанавливают на валу по допуску j_s6. Кольца подшипников, передвигаемые по валу в процессе регулировки, сажают по допуску $h6$.

Таблица 23. Рекомендуемые посадки подшипников качения в чугунный или стальной корпус

Машины и подшипниковые узлы	Условия, определяющие выбор посадки				Посадки колец подшипников классов точности 0 и 6
	Вращение корпуса	Вид нагружения	Режим работы	Диаметр подшипников D, мм	
Ролики ленточных транспортеров, ролики конвейеров	Есть	Циркуляционное	Тяжелый	Все диапазоны размеров	*M7*
Колеса автомобилей (не приводные), тракторов, вагонеток, самолетов	»	То же	Нормальный или тяжелый		*P7*
Центрифуги, центробежные насосы, вентиляторы	Нет	Местное	Нормальный		*K7*
Коробки передач автомобилей и тракторов, крупные редукторы	»	Циркуляционное или комбинированное	Нормальный или тяжелый		*K7*
Редукторы коробок скоростей станков, цепные передачи	»	То же	»		*K7*

Примечание. Кольца подшипников, передвигаемые по корпусу в процессе их регулировки, сажают по допуску *H7*.

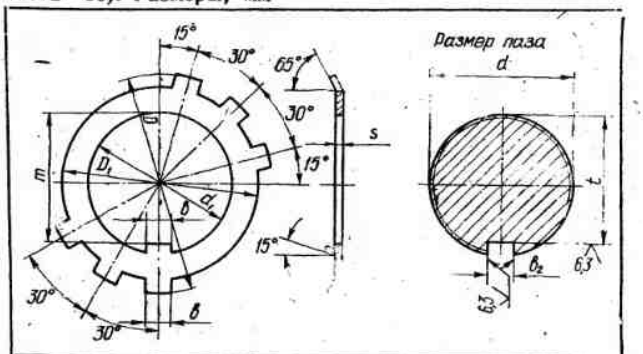
Таблица 24. Гайки круглые шлицевые (ГОСТ 11871—80). Размеры, мм



Резьба	D	D_1	H	b	t	C	C_1
20×1,5	34	27	8	5	2,5	1	1,6
24×1,5	42	33	10	6	3		
(27×1,5)	45	36					
30×1,5	48	39					
(33×1,5)	52	42					
36×1,5	55	45					
(39×1,5)	60	48					
42×1,5	65	52					
(45×1,5)	70	56					
48×1,5	75	60	12	8	4	1,6	2
(52×1,5)	80	65					
56×2	85	70	12	8	4		
(60×2)	90	75					
64×2	95	80	15	10	5		
(68×2)	100	85					
72×2	105	90					

Примечание. Предпочтительны размеры резьб без скобок. Пример условного обозначения гайки для резьбы М36 с шагом 1,5 мм. Гайка М36×1,5 ГОСТ 11871—80.

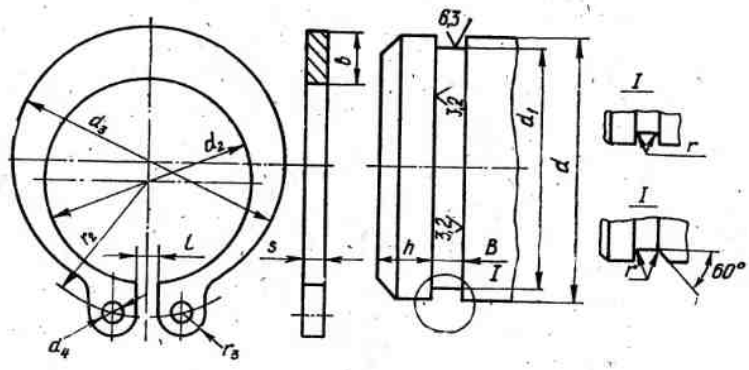
Таблица 25. Шайбы стопорные многолапчатые (ГОСТ 11872—80). Размеры, мм



Резьба, мм	d_1	D	D_1	b	m	s	b_2	t
20	20,5	37	27	4,8	17	1	5,3	18
24	24,5	44	33		20,5			21,5
(27)	27,5	47	36		23,5			24,5
30	30,5	50	39		26,5			27,5
33	33,5	54	42	5,8	29,5	1,6	6,3	30,5
36	36,5	58	45		32,5			33,5
(39)	39,5	67	48		35,5			36,5
42	42,5	67	52		38			39
(45)	45,5	72	56		41			42
48	48,5	77	60	7,8	44		8,3	45
(52)	52,5	82	65		48			49
56	57	87	70		51,5			52,5
(60)	61	92	75		55,5			56,5
64	65	97	80		59,5			60,5
(68)	69	102	85	9,5	63,5		10	64,5
72	73	107	90		67,5			68,5

Примечание. Предпочтительны размеры резьб без скобок. Пример условного обозначения шайбы для резьбы М36, Шайба 36 ГОСТ 11872—80.

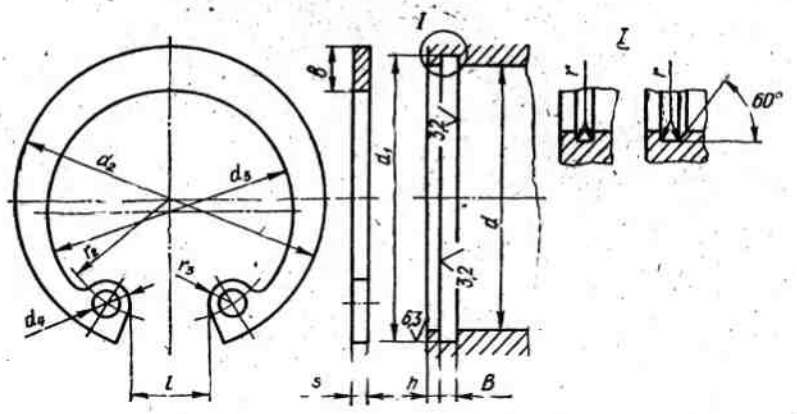
Таблица 26. Кольца пружинные, упорные, плоские, наружные, эксцентрические и канавки для них (по ГОСТ 13942—68). Размеры, мм



Диаметр вала, d	Канавка						Кольцо							
	d_1		B (отклонение $\pm 0{,}25$)	$r_{макс}$	$h_{мин}$	Осевое усилие, Н	d_2	d_3	d_4	s (отклонение $-0{,}12$)	b	l	r_2	$r_{3макс}$
	Номинальный	Предельное отклонение												
20	18,6				2,1	10640	18,2	23,0			3,2		11,5	2,0
25	23,5	—0,14	1,4	0,1	2,3	14260	23,1	28,5	2,0	1,2	3,6	3,0	14,1	2,5
30	28,5	—0,28				17210	27,8	33,8			4,0		16,5	
35	33,0				3,0	26650	32,2	39,6			4,9		19,4	3,0
40	37,5	—0,34	1,9	0,2	3,8	38980	36,5	44,7		1,7	5,5		22,1	3,5
45	42,5					42920	41,5	49,7	2,5			6,0	24,6	
50	47,0		2,2		4,5	57030	45,8	54,8			6,0		27,0	
55	52,0					62920	50,8	59,8		2,0			29,5	
60	57,0					68790	65,8	65,4			6,5		32,4	4,0
65	62,0	—0,40				74670	60,8	70,4					34,9	
70	67,0		2,8	0,3		80550	65,6	76,2			7,0		37,5	
75	72,0					88440	70,6	82,6	3,0	2,5	8,0		40,8	4,5
80	76,5				5,3	107400	75,0	87,0					43,0	

Примечание. Пример условного обозначения кольца d=40 мм; кольцо 40, ГОСТ 13942—68.

Таблица 27. Кольца пружинные, упорные, плоские, внутренние эксцентрические и канавки для них (ГОСТ 13943—68). Размеры, мм

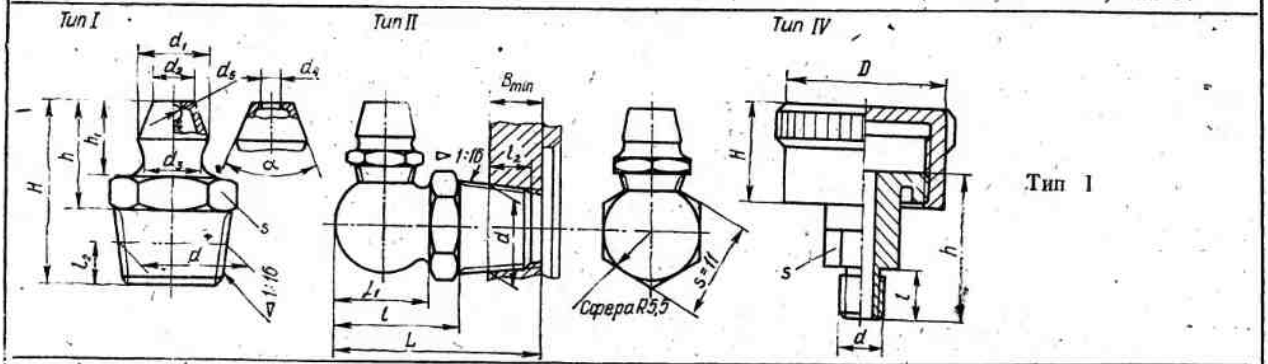


Диаметр отверстия d мм	Канавка						Кольцо							
	d_1	Отклонение	B (отклонение +0,25)	$r_{макс}$	$h_{мин}$	Осевое усилие, Н	d_2	d_3	d_4	s (отклонение −0,12)	b	L	r_3	$r_{3макс}$
47	49,5	+0,34			3,8	47230	50,6	43,8			4,5	14	21,7	3,0
52	55,0					62910	56,2	48,6	2,5	1,7	5,1	16	24,2	
62	65,0	+0,40	1,9		4,5	74670	66,2	58,6					29,3	
72	75,0			0,2		86430	76,3	67,3				18	34,0	
80	83,5					112000	85,5	76,3			6,1		38,5	
85	88,5	+0,46	2,2		5,3	118970	90,5	81,3		2,0			40,7	4,0
90	93,5					125830	95,5	84,5			7,3	20	42,6	
100	103,5					139400	105,5	94,5	3,0				47,6	
110	114,0					175800	116,0	103,2			8,5		52,0	
120	124,0	+0,53				191310	126,5	113,7				22	57,5	
125	129,0		2,8	0,3	6,0	198600	131,5	116,9		2,5			59,2	
130	134,0					206970	136,5	121,9			9,7	24	61,6	4,5
135	139,0					214200	141,5	126,9	3,5				64,2	
140	144,0					222000	146,5	131,9					66,7	

Примечание. Пример условного обозначения кольца d=80 мм; кольцо 80 ГОСТ 13943—68.

Таблица 28. **Масленки. Размеры, мм**

Пресс-масленка прямая (ГОСТ 19853—74) тип I	Пресс-масленка с переходным штуцером (ГОСТ 19853—74) тип II	Масленка колпачковая (ГОСТ 19853—74) тип IV



Группа	Номер масленки	Резьба	H	h	h_1	d_1	d_2	d_3	d_4	$\alpha°$	l_2	d_5	Размер под ключ, S
Б	1	М6×1 коническая	13	8	6	6,7	4,5	5,8	2	48	2	2,5	8
	2	М6×1 коническая	18	8	6	6,7	4,5	5,8	2	48	4	2,5	8
В	—	М10×1	18	10	7	6,7	4,5	5,8	2	48	—	2,5	11

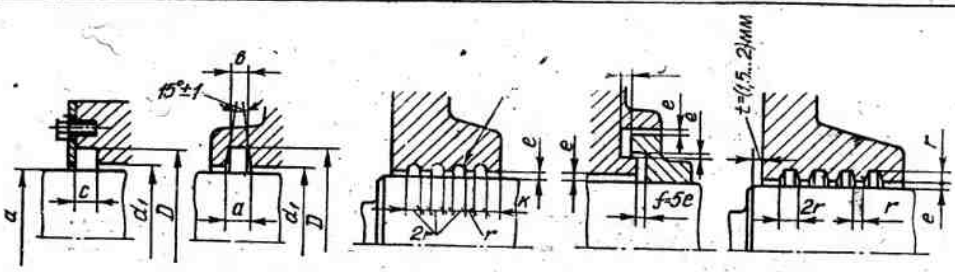
Тип II

Группа	Резьба	L	l	l_1	l_2	$\alpha°$
Б	М6×1 коническая	20	13	10,5	4	10; 90
В	М10×1	22	14	10,5	—	30; 45; 90

Тип IV

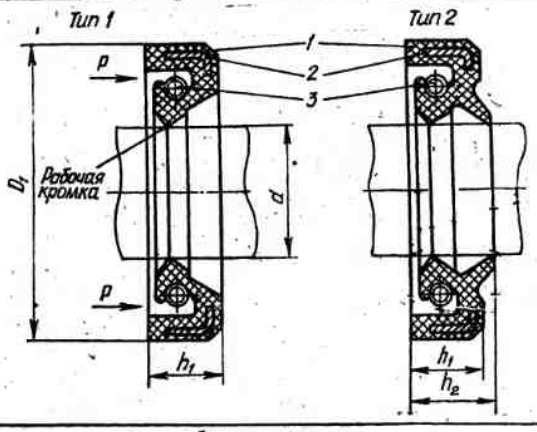
Номер масленки	Емкость, см³	Резьба d	l	h	H	D	Размер под ключ, S	Номер масленки	Емкость, м³	Резьба, d	l	h	H	D	Размер под ключ, S
3	3	М10×1	8	15	15	22	11	25	25	М14×1,5		26	24	25	
6	6		10	18	17	23	11	50	50		1,2	32	30	55	17
12	12	М14×1,5	12	20	20	35	17	100	100			40	38	68	

Таблица 29. **Уплотнения. Размеры, мм**



a	d_1	D	a	b	c	e	r	k	Число канавок, z_{min}	d	d_1	D	a	b	c	e	r	k	Число канавок, z_{min}
15	15	28	6	4,3	5	0,12	1,5	5	3	65	66,5	84	9	6,5	8	0,3	2	5	4
20	21	33	6	4,3	5	0,2	1,5	5	3	70	71,5	89	9	6,5	8	0,3	2	5	4
25	26	38	6	4,3	5	0,2	1,5	5	3	75	76,5	98	12	9	10	0,3	2	5	4
30	31	43	6	4,3	5	0,2	1,5	5	3	80	81,5	103	12	9	10	0,3	2	5	4
35	36	48	6	4,3	5	0,2	1,5	5	3	85	87	108	12	9	10	0,4	2	5	4
40	41	59	9	6,5	8	0,2	1,5	5	3	90	92	113	12	9	10	0,4	2	5	4
45	46	64	9	6,5	8	0,2	1,5	5	3	95	97	118	12	9	10	0,4	2	5	4
50	51,5	69	9	6,5	8	0,3	1,5	5	4	100	102	123	12	9	10	0,4	2	7	5
55	56,5	74	9	6,5	8	0,3	2	5	4	105	107	128	12	9	10	0,4	2	7	5
60	61,5	79	9	6,5	8	0,3	2	5	4	110	112	133	12	9	10	0,4	2	7	5

Таблица 30. **Манжеты резиновые, армированные для уплотнения валов (ГОСТ 8752—79)**



Размеры, мм

Диаметр вала, d	D_1, 1-го ряда	h_1	h_2, не более	Диаметр вала, d	D_1, 1-го ряда	h_1	h_2, не более	Диаметр вала, d	D_1, 1-го ряда	h_1	h_2, не более
12	28		—	32	52			65	90		
13	28			35	58			70	95		
14	28			36	58			71	95		
15	30			38	58			75	100		
		7	—								
16	30			40	60			80	105		
						10	14				
17	32			42	62			85	110		
18	35			45	65			90	120		
										12	16
19	35			48	70			95	120		
20	40			50	70			100	125		
21	40			52	75			105	130		
22	40			55	80			110	135		
24	40	10	14	56	80			115	145		
25	42			58	80	12	16	120	150		
26	45			60	85			125	155		
30	52			63	90			130	160	15	20

Примечание. ГОСТ 8752—79 предусматривает диаметр вала $d = 6...11$ и $d = 140...500$ мм, а также манжеты по 2-му и 3-му ряду ограниченного применения. Манжеты по 1-му ряду предпочтительны во всех отраслях машиностроения. Пример обозначения манжеты типа I для вала диаметром $d = 45$ мм с наружным диаметром $D_1 = 65$ мм из 3-й группы: манжета 1 — 45×65 — 3 ГОСТ 8752—79.

Таблица 31. **Основные параметры муфты зубчатой общего назначения типа МЗ ГОСТ 5006—55 (см. рис. 7.1)**

Номер муфты	Допускаемый крутящий момент T, Н·м	Диаметр вала (мм), не более		n_{max}, $мин^{-1}$	Размеры, мм													Зубья		
		d	$d_к$		A	D	D_1	D_2	L	B	l	l_k	c	c_1	c_2	e	b, мм	Число зубьев, z	Модуль зацепления m, мм
					Не менее	Не более							Не менее							
1	7100	40	38	6300	49	170	110	55	115	34	55	55	2,5	11	18	12	12	30	2,5
2	14000	50	55	5000	75	185	125	70	145	34	70	80	2,5	13	22	12	15	38	2,5
3	31500	60	55	4000	95	220	150	90	170	40	85	80	2,5	15	25	18	20	40	3
4	56000	75	75	3350	125	250	175	110	215	40	105	105	2,5	17	28	18	25	48	3
5	80000	90	95	2800	145	290	200	130	235	50	115	130	5	22	35	25	25	56	3
6	118000	105	—	2500	160	320	230	140	255	50	125	—	5	25	—	25	30	48	4
7	190000	120	120	2120	185	350	260	170	285	50	140	165	5	25	40	30	35	56	4

Примечание. Значения T приняты для муфт, у которых обойма и втулка изготовлены из сталей марки 40 или 45Л. При применении материалов с более высокими механическими свойствами значения T могут быть увеличены до пределов, устанавливаемых расчетным путем.

Таблица 32. **Основные параметры муфты цепной однорядной — ГОСТ 20742—75. Размеры, мм (см. рис. 7.2)**

Номинальный крутящий момент T, Н·м	d_1		a	d_1	D, не более	L, не более					l, не более					Угловое смещение осей валов, град., не более	Радиальное смещение осей валов, не более	Частота вращения, $мин^{-1}$, не более	Приводная роликовая однорядная цепь, по ГОСТ 13568—75	Число зубьев, z_2	e
	Предельные отклонения					ТИП															
						1		2		3, 4	1		2		3, 4						
	H7	H9	H7	H9		Исполнения					Исполнения										
	1-й ряд		2-й ряд			1	2	1	2		1	2	1	2							
125	—		30		125	206	162	168	124	162	80	58	61	39	58	1	0,2	1400	ПР—25,4—5000	10	1,8
	32		—																		
	—		35																		
	36		—																		
250	32		—		140													1200		12	
	—		35																		
	36		—																		
	—		38																		
	40		—																		
	—		42																		
	45		—																		
500	40		—		200	278	222	228	172	222	110	82	85	57	82		0,4	1000	ПР—31,75—7000	14	2,0
	—		42																		
	45		—																		
	—		48																		
	50		—																		
	—		55																		
	56		—																		
1000	50		—		210	280	224	230	174	224	110	82	85	54	82			800	ПР—38,1—10000	12	3,5
	—		55																		
	56		—																		
	—		60																		
	63		—			354	284	290	220	284	140	105	108	73	105						
	—		65																		
	—		70																		
	71		—																		
2000	—		75		280	424	344	352	272	344	170	130	134	94	130	1,0	0,6	700	ПР—50,8—16000	12	3,8
	80		—																		
	—		85																		
	90		—																		
	—		95																		
	100		—		310	514	424	432	342	424	210	165	169	124	165					14	
	110		—																		

Примечание. 1-й ряд предпочтителен. Значения номинального крутящего момента указаны для муфт, изготовляемых из сталей марки 45 по ГОСТ 1050—74 или марки 45Л по ГОСТ 977—75 с твердостью рабочих поверхностей 40...45 $HRC_э$. Полумуфты должны изготовляться четырех типов:

1 — с цилиндрическим отверстием на концы валов по СТ 537—77;
2 — с коническим отверстием на концы валов по СТ СЭВ 537—77;
3 — с отверстием на валы с эвольвентными шлицами по СТ СЭВ 268—76;
4 — с отверстием на валы с прямобочными шлицами по СТ СЭВ 188—75.

Полумуфты типов 1 и 2 должны изготовляться двух исполнений: 1 — на длинные концы валов; 2 — на короткие концы валов. Допускается применение сочетаний полумуфт разных типов и исполнений с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального крутящего момента.

Таблица 33. **Основные параметры кулачково-дисковой муфты (ГОСТ 20720—75). Размеры, мм (см. рис. 7.3)**

T, Н·м	d	d_1	d	d_1	D не более	L		l		l_1		Радиальное смещение соединяемых валов
	Предельные отклонения					Тип						
						1; 2		1		2		
	H7	H9	H7	H9		Исполнение						
	1-й ряд		2-й ряд			1	2	1	2	1	2	
16	16; 18		—		120	—	75	—	30	—	10	0,65
31,5	16; 18		19		130	—	90	—	38	—	22	
	20; 22		—									
63	20; 22		24		140	—	105	—	44	—	24	1,0
	25; 28		—									
125	25; 28		—		150	185	140	82	60	58	36	
	32		30 35									1,6
250	32; 36		35 38		190	245	190	112	84	82	54	
	40; 45		42									
400	—		38			185	140	82	60	58	36	2,0
	40; 45		42 48			245	190	112	84	82	54	
630	45; 50; 56		48; 52; 55		235							
	—		60		235	305	235	142	107	105	70	2,0
	63		—			315	245					
1000	50; 56		52; 55			245	190	112	84	82	54	
	—		60		265	305	235	142	107	105	70	3,0
	63; 71		65; 70; 75			315	245					
1600	—		60			305	235					
	63; 71		65; 70; 75		305	315	245					
	80		85			380	300	172	132	130	90	
2500	71		75; 75			315	245	142	107	105	70	
	80; 90		85; 95		320	380	300	172	132	130	90	3,6
	100		—			460	350	212	167	165	120	

Примечание. Полумуфты изготовляют двух типов: 1 — с цилиндрическим отверстием на концы валов по СТ СЭВ 537—77; 2 — с коническим отверстием на концы валов по СТ СЭВ 537—77.

Полумуфты типов 1 и 2 изготовляют двух исполнений: 1 — на длинные концы валов; 2 — на короткие концы валов; 1-й ряд предпочтителен.

Таблица 34. **Основные параметры муфты УЗТМ со скользящим сухарем из текстолита. Размеры, мм (см. рис. 7.4)**

T, Н · м	d	L	D	n_{max}, мин$^{-1}$	Маховой момент, кгс · см^2	T, Н · м	d	L	D	n_{max}, мин$^{-1}$	Маховой момент, кгс · см^2
80	25	125	100	5700	0,015	665	55	224	180	3200	0,36
110	28	124	100	5700	0,015	865	60	254	220	2600	0,97
130	30	149	120	4700	0,018	1100	65	254	220	2600	0,97
160	32	149	120	4700	0,018	1370	70	274	250	2200	1,64
210	35	149	120	4700	0,018	1690	75	274	250	2200	1,64
320	40	184	150	3800	0,140	2040	80	304	290	1800	3,50
450	45	184	150	3800	0,140	2450	85	304	290	1800	3,50
500	50	224	180	3200	0,360						

Таблица 35. **Полумуфты и скользящий сухарь. Размеры, мм (см. рис. 7.5)**

d (отклонение) по $H7$	D	B	D_1	l	l_1	l_2	N	c_1	c_2	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	s	E	F
25...28	100	60	60	50	72	42	55	—	—	—	М8	М8	14	4	20	40	15
30...32...35	120	70	75	60	87	50	65	—	—	—	М10	М10	16	4	25	45	20
40...45	150	80	90	75	107	60	75	15	20	16	М12	М12	18	4	30	50	25
50...55	180	100	110	90	132	80	90	15	25	16	М12	М12	20	4	40	55	30
60...65	220	120	130	100	152	100	110	20	30	20	М16	М16	25	6	50	60	35
70...75	250	140	150	110	162	100	130	15	12	35	Труб. 1/4″	М16	30	6	50	70	40
80...85	290	160	170	120	182	120	150	15	12	35	Труб. 1/4″	М20	35	6	60	80	45

Примечание. Материал — сталь Ст. 3 для полумуфт с $d < 45$ мм; чугун СЧ10 для полумуфт с $d > 45$ мм; текстолит поделочный для плавающего сухаря.

Таблица 36. **Основные параметры муфты упругой втулочно-пальцевой из ГОСТ 21424—75. Размеры, мм (см. рис. 7.6)**

T, Н·м	d	d_1	a	d_1	D, не более	L, не более				l (предельное отклонение по $h14$)				D_1	l_1	l_2	d_2	d_3	B	B_1	Число пальцев	Частота вращения, $мин^{-1}$, не более	Смещение валов, не более	
	Предельные отклонения					Тип																	радиальное	угловое
						I		II		I		II												
						Исполнение																		
	H7	H9	H7	H9		1	2	1	2	1	2	1	2											
	1-й ряд		2-й ряд																					
31,5	16		—		90	81	60	84	60	40	28	30	18	63	16	20	30	20	4	28	4	6350	0,2	1°30′
	18		—														32							
63,0	20		—		100	104	76	104	76	50	36	38	24	71			36				6	5750		
	22		—														40							
125	25		—		120	125	89	125	89	60	42	44	26	90			45				4	4600		
	28		—														50							
	—		30														56							
250	32		—		140	165	121	165	121	80	58	60	38	105	18	32	56	28	5	42	6	3800	0,3	
	—		35														63							
	36		—														63							
	—		3														71							
500	40		—		170	225	160	225	160	110	82	85	56	130			71				8	3600		1°00′
	—		42														75							
	45		—														80							
1000	50		—		220	226	170	226	170	140	105	107	72	160	24	40	90	36	6	56	10	2850	0,4	
	—		55														100							
	56		—														100							
	—		60														110							
	63		—			286	216	286	216								110							
	—		65														110							
	—		70														125							

Примечание. 1-й ряд предпочтителен. Муфты должны изготовляться двух типов: I — с цилиндрическим отверстием на концы валов по СТ СЭВ 537—77, II — с коническим отверстием на концы валов по СТ СЭВ 537—77.

Полумуфты каждого типа должны изготовляться двух исполнений; 1 — на длинные концы валов; 2 — на короткие концы валов (из чугуна марки СЧ 20, допускается изготовление из материалов с механическими свойствами не ниже, чем у чугуна марки СЧ 20).

Материал пальцев — сталь, с механическими свойствами не ниже, чем у стали марки 45 по ГОСТ 1050—74. Допускается сочетание полумуфт разных типов и исполнений с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального крутящего момента.

Таблица 37. **Размеры пальцев и втулок муфт МУВП. Размеры, мм (см. рис. 7.7)**

T, Н · м	d	d_1	d_2	d_3	l	l_1	l_2	l_3	l_4	b	h	l_5	l_6	t	s	D	d_4	d_5
31,5 63,0 125	10	M8	6,8	15	45	19	9	2	4	2	1,5	15	2,5	5	4	19	14*	15
250 500	14	M10	7,8	20	66	33	12	2		2	1,5	28	3,5	7	5	26	20	20
1000	18	M12	9,5	25	85	42	17	3		3	2	36	4,5	9	6	35	25	25

Таблица 38. **Основные параметры муфт с торообразной упругой оболочкой (ГОСТ 20884—75). Размеры, мм (см. рис. 7.8)**

T, Н · м	d H7 d_1 H9	D, не более	L, не более				l, не более				T, при перегрузках, Н · м	$n_{макс}$ мин$^{-1}$	Допускаемое смещение муфт		
			Тип и исполнение										осевое	радиальное	угловое
			1.1	1.2	2.1	2.2	1.1	1.2	2.1	2.2					
40	18, 19	125	160	140	140	110	42	30	32	20	125	3000	1,0	1,0	1° 00′
40	20, 24	125	180	150	160	125	52	38	40	26	125	3000	1,0	1,0	1° 00′
40	25	125	200	160	170	140	63	44	46	28	125	3000	1,0	1,0	1° 00′
80	22, 24	160	200	160	170	140	52	38	40	26	250	3000	2,0	1,6	1° 00′
80	25, 28	160	220	180	190	150	63	44	46	28	250	3000	2,0	1,6	1° 00′
80	30	160	260	220	230	190	82	60	63	40	250	3000	2,0	1,6	1° 00′
125	25, 28	180	220	180	200	160	63	44	46	28	400	2500	2,0	1,6	1° 00′
125	30, 36	180	270	220	240	200	82	60	63	40	400	2500	2,0	1,6	1° 00′
200	30, 38	200	270	220	240	200	82	60	63	40	630	2500	2,5	2,0	1° 00′
200	40	200	340	280	300	250	112	84	88	60	630	2500	2,5	2,0	1° 00′
250	32, 40	220	280	230	250	210	82	60	63	40	800	2000	3,0	2,5	1° 30′
250	42, 48	220	340	290	320	250	112	84	88	60	800	2000	3,0	2,5	1° 30′
315	36, 40	250	280	240	260	220	82	60	63	40	1000	2000	3,0	2,5	1° 30′
315	42, 50	250	350	300	320	270	112	84	88	60	1000	2000	3,0	2,5	1° 30′
500	42, 56	280	360	300	330	280	112	84	88	60	1600	1600	3,6	3,0	1° 30′
800	48, 60	320	370	310	340	290	112	84	88	60	2500	1600	3,6	3,0	1° 30′
800	63	320	440	370	380	320	143	108	110	75	2500	1600	3,6	3,0	1° 30′
1250	55, 56	360	380	320	360	310	112	84	88	60	3150	1600	4,0	3,6	1° 30′
1250	60, 75	360	400	390	450	360	143	108	110	75	3150	1600	4,0	3,6	1° 30′
2000	63, 75	400	460	390	450	360	143	108	110	75	5000	1600	4,5	4,0	1° 30′
2000	80, 90	400	530	450	500	420	172	132	135	96	5000	1600	4,5	4,0	1° 30′

Примечание. d и d_1 = 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90 — являются предпочтительными величинами.

Полумуфты должны изготовляться двух типов: 1 — с цилиндрическим отверстием на концы валов по СТ СЭВ—537—77; 2 — с коническим отверстием на концы валов по СТ СЭВ—537—77. Полумуфты каждого типа изготавливаются двух исполнений: 1 — на длинные концы валов; 2 — на короткие концы валов. Допускается применение сочетаний полумуфт разных типов и исполнений с посадочным отверстием различных диаметров в пределах одного номинального крутящего момента, а в технически обоснованных случаях — различных номинальных крутящих моментов.

1. *Анурьев В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Машиностроение, 1978. Т. 2. 560 с.
2. *Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я.* Подшипники качения. М.: Машиностроение, 1975. 574 с.
3. *Готовцев А. А., Столбин Г. Б., Котенок И. П.* Проектирование цепных передач. М.: Машиностроение, 1973. 376 с.
4. *Детали* машин. Атлас конструкций / Под ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1979. 367 с.
5. *Детали* машин: Расчет и конструирование / Под ред. Н. С. Ачеркана. М.: Машиностроение, 1969. Т. 3. 470 с.
6. *Допуски* и посадки / Под ред. В. Д. Мягкова. М.: Машиностроение, 1978. Ч. 1, 2. 1032 с.
7. *Дунаев П. Ф.* Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высш. шк., 1978. 352 с.
8. *Заблонский К. И.* Детали машин. К.: Вища шк. 1985. 517 с.
9. *Иванов М. Н.* Детали машин. М.: Высш. шк. 1984. 335 с.
10. *Иванов М. Н., Иванов В. Н.* Детали машин: Курсовое проектирование. М.: Высш. шк., 1975. 552 с.
11. *Кудрявцев В. Н.* Выбор типов передач. Л.: Машгиз, 1955. 56 с.
12. *Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Б. Г.* Конструкция и расчет зубчатых редукторов. Л.: Машиностроение, 1971. 328 с.
13. *Кудрявцев В. Н.* Детали машин. Л.: Машиностроение, 1981. 462 с.
14. *Марков А. Л.* Измерение зубчатых колес. Л.: Машиностроение, 1977. 280 с.
15. *Мотор*-редукторы и редукторы: Каталог. М.: Изд. НИИМаш, 1978. 88 с.
16. *Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А.* Справочник по муфтам Л.: Машиностроение, 1979. 344 с.
17. *Приводы* машин: Справочник / Под ред. В. В. Длоугого. Л.: Машиностроение, 1982. 383 с.
18. *Расчет* и проектирование деталей машин / Под ред. Г. Б. Столбина и К. П. Жукова. М.: Высш. шк., 1989. 496 с.
19. *Решетов Д. Н.* Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. 656 с.
20. *Справочник* металлиста. Т. 1 / Под ред. С. А. Чернавского и В. Ф. Рещикова. М.: Машиностроение, 1976. 768 с.
21. *Чернавский С. А., Ицкович Г. М., Киселев В. А.* Проектирование механических передач. М.: Машиностроение, 1976. 608 с.
22. *Цехнович Л. И., Петриченко И. П.* Атлас конструкций редукторов. К.: Вища шк., 1979. 128 с.
23. *Часовников Л. Д.* Передачи зацеплением: Зубчатые и червячные. М.: Машиностроение, 1969. 486 с.
24. *Чернин И. М., Кузьмин А. В., Ицкович Г. М.* Расчеты деталей машин. Минск: Вышейш. шк., 1978. 472 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава 1. Общие вопросы

1.1. Цели и задачи курсового проектирования . 4
1.2. Тематика курсового проектирования и объем проекта 4
1.3. Обзор основных типов редукторов 5
1.4. Этапы проектирования 13
1.5 Выбор электродвигателя, кинематический расчет привода 14

Глава 2. Передачи гибкой связью

2.1. Ременные передачи 16
2.2 Плоскоременные передачи 16
2.2.1. Общие сведения 16
2.2.2. Обыкновенная плоскоременная передача . . 16
2.2.3. Типы ремней и их характеристики 16
2.2.4. Выбор параметров обыкновенных плоскоременных передач 17
2.2.5. Расчет обыкновенных плоскоременных передач 19
2.2.6. Шкивы плоскоременных передач 21
2.2.7. Последовательность расчета обыкновенных плоскоременных передач 24
2.3. Передачи клиновыми и поликлиновыми ремнями 25
2.3.1. Общие сведения 25
2.3.2. Типы ремней и их характеристики 25
2.3.3. Выбор параметров передач клиновыми и поликлиновыми ремнями 27
2.3.4. Расчет передач клиновыми и поликлиновыми ремнями 27
2.3.5. Шкивы клиноременных и поликлиноременных передач 29
2.3.6. Последовательность расчета клиноременной и поликлиноременной передач 34
2.4. Цепные передачи 37
2.4.1. Общие сведения 37
2.4.2. Типы цепей 37
2.4.3. Основные параметры передачи 40
2.4.4. Критерии работоспособности цепных передач 41
2.4.5. Расчет нагрузок цепной передачи 41
2.4.6. Расчет цепных передач 42
2.4.7. Смазка цепных передач 43
2.4.8. Приводные звездочки 44
2.4.9. Монтаж цепных передач 50
2.4.10. Примеры расчета цепных передач 51

Глава 3. Зубчатые и червячные передачи

3.1. Зубчатые передачи 54
3.1.1. Общие сведения 54
3.2. Обозначения расчетных величин 54
3.3 Разбивка передаточного числа между ступенями редукторов 54
3.4. Исходный контур, выбор параметров и расчет геометрии зубчатых колес и передач . . 57
3.4.1. Исходный контур 57
3.4.2. Выбор параметров и расчет геометрии цилиндрических передач 58
3.4.3. Выбор параметров и расчет геометрии конических колес 60
3.5. Материалы для зубчатых колес, способы упрочнения и отделка зубьев 63
3.6. Расчет зубчатых колес на прочность 68
3.6.1. Виды разрушения зубьев и способы их расчета на прочность 68
3.6.2. Режим работы и расчетная нагрузка . . . 70
3.6.3. Расчет цилиндрических колес на контактную выносливость 71
3.6.4. Проверочный расчет на контактную выносливость 76
3.6.5. Расчет зубьев цилиндрических зубчатых колес на выносливость при изгибе 76
3.6.6. Дополнительные проверочные расчеты . . . 79
3.6.7. Особенности расчета на прочность конических зубчатых передач 80
3.6.8. Особенности расчета открытых передач . . 82
3.7. Червячные передачи 82
3.7.1. Общие сведения 82
3.7.2. Типы червячных передач 82
3.7.3. Обозначения геометрических параметров . . 82
3.7.4. Стандартные элементы передач 83
3.7.5. Червячные передачи со смещением (корригированные) 83
3.7.6. Расчет основных параметров передачи . . 83
3.7.7. Коэффициент полезного действия червячной передачи 84
3.7.8. Материалы червячных передач 85
3.7.9. Расчет червячных передач на выносливость 85
3.7.10. Проверочный расчет червячных передач на контактную выносливость 88
3.7.11. Дополнительные проверочные расчеты . . . 88
3.7.12. Тепловой расчет червячных передач 89
3.8. Точность зубчатых и червячных передач . . 89
3.9. Параметры, характеризующие боковой зазор цилиндрических зубчатых передач и их контроль 92
3.9.1. Контроль толщины зубьев по общей нормали 92
3.9.2. Контроль толщины зубьев по постоянной хорде 96
3.10. Параметры, характеризующие боковой зазор конических зубчатых передач, и их контроль 98
3.10.1. Контроль толщины зубьев конических прямозубых колес по средней постоянной хорде (форма зуба I) 99
3.10.2. Контроль толщины зубьев конических колес с круговым зубом по средней постоянной хорде (форма зуба I и II) 101
3.11. Точность заготовок зубчатых колес 101
3.11.1. Точность заготовок цилиндрических колес 102
3.11.2. Точность заготовок конических колес . . . 102
3.12. Параметры, характеризующие боковой зазор червячных передач, и их контроль 103
3.12.1. Контроль толщины витка червяка 104
3.13. Точность заготовок червяка и червячного колеса, точность корпуса редуктора 105
3.14. Конструкция элементов зубчатых и червячных колес 107
3.15. Смазка зубчатых и червячных передач . . 116
3.16. Параметры расчета зубчатых и червячных передач 116

Глава 4. Разработка компоновочного чертежа редуктора и привода

4.1. Роль компоновки в процессе проектирования 134
4.2. Компоновка зубчатых и червячных редукторов 136
4.2.1. Основные этапы компоновки 136
4.2.2. Компоновка цилиндрических редукторов . . 136
4.2.3. Особенности компоновки некоторых типов редукторов 146

Глава 5. Валы. Шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения

5.1. Валы 169
5.1.1. Расчет валов 169
5.1.2. Конструирование валов 177
5.1.3. Проверка вала на выносливость, жесткость и статическую прочность 181
5.1.4. Пример проверочного расчета вала на выносливость 188
5.2. Шпоночные соединения 190
5.2.1. Расчет шпоночных соединений 190
5.3. Зубчатые (шлицевые) соединения 192
5.3.1. Общая характеристика и типы соединений 192
5.3.2. Расчет нагрузочной способности зубчатых (шлицевых) прямобочных соединений . . . 193
5.3.3. Посадки зубчатых соединений 194
5.3.4. Обозначения шлицевых соединений 194

Глава 6. Подшипники качения

6.1. Характеристика подшипников качения и выбор типа подшипника 194
6.2. Выбор подшипников по динамической грузоподъемности (ГОСТ 18855—73) 196
6.3. Выбор подшипников по статической грузоподъемности (ГОСТ 18854—73) 203
6.4. Крепление и регулировка затяжки подшипников 203
6.5. Смазка подшипниковых узлов 205
6.6. Уплотнения подшипниковых узлов 209

Глава 7. Муфты

7.1. Общие сведения 211
7.2. Компенсирующие муфты 212
7.3. Подвижные муфты 213
7.4. Упругие муфты 213

Глава 8. Резьбовые соединения

8.1. Общие сведения 216
8.2. Крепежные резьбы 218
8.3. Стопорение резьбовых соединений 218
8.4. Классы прочности, материалы и условные обозначения резьбовых деталей 224
8.5. Расчет резьбовых соединений 225
8.5.1. Расчет болтов, нагруженных осевой статической силой 225
8.5.2. Расчет резьбовых соединений, нагруженных сдвигающими силами 226
8.5.3. Расчет болтов при переменных нагрузках . . 227
8.5.4. Приближенный расчет фундаментных болтов редукторов 228

Глава 9. Передачи винт — гайка скольжения

9.1. Общие сведения 232
9.2. Классификация передач 232
9.3. Основные параметры передачи винт — гайка 233
9.3.1. Профиль резьбы 233
9.3.2. Угол подъема винтовой линии и условие самоторможения 234
9.3.3. Число заходов резьбы 235
9.3.4. Кинематические и силовые зависимости в винтовой паре 235
9.3.5. КПД передачи винт — гайка 236
9.4. Конструкция передач винт — гайка 237
9.5. Материалы винтовой пары 237
9.6. Конструкция винта и гайки 237
9.7. Распределение осевых сил и крутящих моментов по длине винта 239
9.8. Расчет передачи винт — гайка 240
9.9. Пример расчета передачи винт — гайка . . 242

Глава 10. Плиты и рамы

Приложение 249
Список литературы 273

Учебное пособие

Киркач Николай Федорович
Баласанян Рафаэль Ашотович

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

3-е издание,
переработанное и дополненное

Редактор *А. П. Гужва*
Художественное оформление *В. Е. Петренко*
Художественный редактор *Т. П. Короленко*
Технический редактор *Л. Т. Ена*
Корректор *Л. А. Емельянова*

МБ № 7

Сдано в набор 02.08.90. Подписано в печать 26.03.91. Формат 84×108/16. Бум. газетная. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 28,98. Усл. кр.-отт. 29,4. Уч.-изд. л. 32. Тираж 13 500 экз. Изд. № 1441. Зак. 369. Цена 3 р. 50 к.

Издательство «Основа» при Харьковском государственном университете. 310003 Харьков, ул. Университетская, 16.

Книжная фабрика им. М. В. Фрунзе. 310057 Харьков-57, ул. Донец-Захаржевская, 6/8.