

2/1

**РАСЧЕТЫ
И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ДЕТАЛЕЙ
МАШИН**

КОНТРОЛЬНЫЙ ЭКЗЕМПЛЯР

Д. С. ЛЕВЯТОВ

✓

РАСЧЕТЫ

✓

И

КОНСТРУИРОВАНИЕ

ДЕТАЛЕЙ

МАШИН

Одобрено Ученым советом
Государственного комитета
Совета Министров СССР
по профессионально-техническому образованию
в качестве учебника для технических училищ



МОСКВА «ВЫСШАЯ ШКОЛА» 1974

Левятов Д. С.

Л34 Расчеты и конструирование деталей машин. Учебник для технических училищ. М., «Высш. школа», 1974.

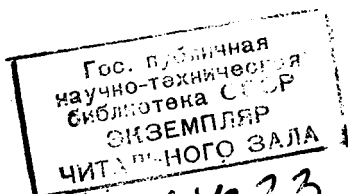
295 с. с ил.

В книге рассмотрены основы расчета и конструирования сборочных единиц и деталей машин: зубчатых и червячных передач, валов, пружин, муфт, подшипниковых узлов, редукторов и др.

Л $\frac{31302 - 041}{052(01) - 74}$ 99 - 74

6П5.2

Отзывы и замечания направлять по адресу: Москва, К-51,
Неглинная ул., 29/14, издательство «Высшая школа».



ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий учебник написан по программе курса «Основы расчета и конструирования деталей машин» для технических училищ системы профессионально-технического образования.

Материал курса подобран и изложен с учетом особенностей подготовки чертежников-конструкторов в технических училищах.

В учебнике, кроме основ расчета и конструирования деталей машин общего назначения, собраны все необходимые для самостоятельной работы учащихся справочные таблицы и выдержки из ГОСТов.

По всем основным разделам курса приведены примеры практических расчетов.

Изучение этого курса базируется на знаниях, получаемых учащимися в техническом училище при изучении общетехнических предметов (основы сопротивления материалов; технология машиностроения; конструкционные материалы; черчение; допуски и посадки). Материал, изложенный в учебнике, поможет учащимся получить систематизированные знания об основах расчета и конструирования деталей машин и приобрести необходимые навыки самостоятельной конструкторской работы.

ВВЕДЕНИЕ

В связи с бурными темпами научно-технического прогресса в нашей стране постоянно ощущается потребность в квалифицированных кадрах конструкторов. Высшие учебные заведения решают задачу подготовки инженеров-конструкторов, а технические училища системы профтехобразования готовят квалифицированные кадры чертежников-конструкторов.

В данном учебнике наряду с необходимыми расчетами освещены вопросы конструирования деталей и рассмотрены различные типовые конструкции общего назначения в объеме, необходимом для чертежников-конструкторов.

Как известно, машины состоят из элементарных составных частей — «деталей» и «сборочных единиц» (узлов). Понятия «деталь» и «сборочная единица» определены ГОСТом. Деталь — это изделие, изготовляемое из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций, например валик из одного куска металла, болт, гайка, литой корпус.

Сборочная единица (узел) — это изделие, составные части которого соединяются между собой различными сборочными операциями (сочленением, свинчиванием, клепкой, сваркой, склеиванием, сшивкой, укладкой и т. п.), например, шарикоподшипник, сварной корпус, редуктор.

Каждая конструкторская задача может иметь много решений, поэтому, опираясь на полученные теоретические знания и опыт работы, конструктор должен выбрать из многих решений одно, наилучшее.

Технически грамотная конструкция изделия должна обеспечивать высокие эксплуатационные показатели и быть экономичной в изготовлении.

При конструировании деталей конструктор должен правильно выбрать материал и метод получения заготовки, произвести прочностные и другие необходимые расчеты. Окончательно определяя форму и размеры деталей, необходимо учитывать способ ее изготовления и возможность сборки (разборки) деталей в сборочные единицы.

На конструктивное решение влияет и масштаб выпуска изделий, т. е. количество изготавливаемых деталей в единицу времени.

При единичном производстве экономически оправдано применение простых заготовок (из проката) поковок или сварных деталей.

Механическая обработка изделий единичного производства производится на универсальном оборудовании без специальных приспособлений. Допустима пригонка, припиловка и шабрение при сборке.

При массовом или крупносерийном производстве заготовки получают точным литьем, холодной и горячей штамповкой и т. д., а для механической обработки применяют специальное оборудование, специальные приспособления и инструменты.

Конструктор в процессе разработки новых изделий и деталей производит различные расчеты. Эти расчеты можно производить с помощью логарифмической линейки. Правила пользования линейкой изучают в средней школе, кроме того они подробно изложены в специальной литературе [21].

При выполнении более точных расчетов в конструкторских бюро применяют различные вычислительные устройства и машины.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

§ 1. ОСНОВНЫЕ УСЛОВИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ПРОЕКТИРУЕМОЙ КОНСТРУКЦИИ

Создание новых машин и механизмов — это творческий процесс, подчиненный определенным закономерностям. Проектируемые детали и изделия должны обладать следующими свойствами.

Прочность. Детали машин в процессе работы не должны ломаться под действием возникающих в них напряжений. Выбрав предварительно материалы, следует произвести расчет на прочность. Если результаты расчетов неудовлетворительны, следует выбрать материал с более высокими механическими характеристиками или подвергнуть деталь термической или термохимической обработке (закалка или цементация с последующей закалкой).

Жесткость. Деталь под действием возникающих в процессе работы напряжений не должна прогибаться или деформироваться. Например, недостаточная жесткость валов редуктора нарушит правильное зацепление зубчатых передач, что может привести к разрушению зубьев.

Необходимо произвести расчет валов на прогиб, учитывая возникающие усилия. В корпусных деталях для увеличения жесткости делают ребра жесткости, силовые пояса и др.

Долговечность. Если во время работы детали быстро будут изнашиваться и терять свои размеры, машина выйдет из строя. Повысить долговечность машины можно путем снижения износа деталей, смазывая трущиеся поверхности. Износ уменьшается, если трущиеся поверхности будут шлифованные или полированные. На уменьшение трения, а следовательно, износа влияет также правильный подбор материала трущихся деталей. Например, стальной вал в стальной втулке изнашивается быстрее, чем стальной вал в чугунной или бронзовой втулке.

На износ также влияет твердость трущихся поверхностей. Деталь с закаленной поверхностью изнашивается меньше. Для меньшего износа и снижения потерь на трение в червячной передаче требуется высокая твердость рабочих поверхностей витков червяка. Обычно червяки изготавливают из углеродистой или низколегированной стали (15X, 20X), причем для достижения высокой твердости поверхность витков подвергают цементации и закалке. Такой червяк работает в паре с бронзовым колесом при обильной смазке.

Кроме износа деталей на их долговечность влияет контактная прочность поверхностного слоя металла. При недостаточной кон-

тактной прочности появляется разрушение поверхностного слоя, трещины (подробнее см. § 7 гл. I).

Надежность — это вероятность безотказной работы в определенных условиях в течение заданного срока службы.

Расчет надежности базируется на статистических данных, собранных путем наблюдений за изделием в эксплуатации или путем проведения специальных испытаний. Чем большее количество изделий подвергается испытанию, тем точнее будет определена вероятность надежности. При определении надежности могут быть выбраны различные показатели: число отказов в работе, средний срок службы в часах, число километров пробега и т. п., в зависимости от типа и назначения изделия. Коэффициент надежности R можно определить, например, для переключателей. Наблюдая за работой 1000 переключателей, установили, что безотказно срабатывали 990, следовательно, $R=990 : 1000=0,99$.

Согласно теории вероятности коэффициент надежности является произведением коэффициентов надежности отдельных составных элементов изделия $R=R_1 \cdot R_2 \cdot R_3 \dots R_n$. Надежность изделия в первую очередь зависит от продуманной, рациональной конструкции и технологии изготовления изделия. Более подробно о надежности изделий изложено в технической литературе [7].

Высокий к. п. д. Вновь создаваемая машина должна иметь к. п. д. более высокий, чем в ранее существующих подобных машинах. Например, у паровоза к. п. д. был в пределах 7—12%. Такой низкий к. п. д. связан с большими потерями в механизмах. В связи с этим паровозы сняты с производства и заменены электровозами и тепловозами, у которых к. п. д. значительно выше. Так, например, у электровозов типа ВЛ-8 и ВЛ-60^к к. п. д. в пределах 21÷22%, а у тепловозов типа ТЭ-3 и ТЭП-60 к. п. д. в пределах 26÷28%.

На повышение к. п. д. влияет снижение различных потерь на трение и выбор более правильного принципа работы проектируемого изделия.

Технологичность. Под технологичностью детали и сборочной единицы мы понимаем наиболее простой и дешевый способ изготовления, сборки и разборки. Для правильного решения этой важной задачи конструктор должен хорошо знать технологию изготовления, сборки и ремонта изделия. С этой целью изучается курс «Технология машиностроения» и каждый будущий конструктор проходит технологическую практику и знакомится с производственными процессами в цехах завода.

Минимальный вес. Снижение веса машины — основная задача при конструировании, позволяющая экономно расходовать металл и тем самым снизить себестоимость изделия.

Вес детали равен ее объему, умноженному на удельный вес материала, из которого изготовлена эта деталь,

$$Q=qV,$$

где Q — вес детали, V — объем детали, q — удельный вес.

Из приведенной зависимости видно, что для снижения веса изделия следует выбирать материал с меньшим удельным весом (например, титан вместо стали) и стремиться к уменьшению размеров (объема детали).

Снижение себестоимости. Стоимость проектируемой машины должна быть возможно меньше. Добиться снижения себестоимости можно применением, например, недорогих и недефицитных материалов. Следует вместо металла применять пластмассу и другие неметаллические материалы, делать венец червячного колеса из бронзы, а ступицу из чугуна. Для обивки сидений в вагонах метро или автомобилях можно, например, применять вместо натуральной кожи кожзаменители. Такие решения, не снижая качества изделий, дают большую экономию. Снижение себестоимости зависит также от масштабного выпуска изделий. При единичном или мелкосерийном выпуске стоимость изделий машин намного выше, чем при выпуске больших серий или при массовом производстве.

Удобство эксплуатации и обслуживания. Создавая новое изделие, конструктор должен предусмотреть максимальные удобства при эксплуатации ее и обслуживании. Например, при проектировании автомобиля необходимо правильно расположить рулевую колонку, чтобы при работе водитель не уставал. Располагать маслоуказатели, смотровые люки так, чтобы ими было удобно пользоваться.

Удобство транспортировки. При проектировании необходимо продумать, как будет доставлена заказчику новая изготовленная машина. Крупногабаритные изделия необходимо проектировать разборными, чтобы можно было их доставлять железнодорожным транспортом. Необходимо также разработать удобную упаковку, чтобы во время транспортировки не повредить изделие. В переносных приборах следует предусмотреть ручки для удобства переноса и т. д.

Красота и совершенство формы и отделки. Требования промышленной эстетики все чаще учитывают при разработке конструкции. Следует стремиться к тому, чтобы новое изделие было пропорциональным, красивым, обтекаемым; все движущиеся части машин следует располагать в корпусах или прикрывать щитками. Это важно не только с точки зрения эстетики, но этим достигается безопасность в работе. Выделяя вертикальные или горизонтальные линии отделочных частей машины, достигают впечатления легкости и изящества (вертикальные линии) или тяжеловесности (горизонтальные линии). Окраска изделия создает не только внешнее ощущение, а имеет еще и важное техническое значение, предохраняя металл от коррозии. Выбор цвета окраски рекомендуется производить в соответствии с требованиями научной организации труда (НОТ) и технической эстетики.

Отделка (полирование, хромирование и т. п.) неокрашиваемых поверхностей имеет важное эстетическое и эксплуатационное значение. Например, в автомобилестроении правильное решение перечисленных вопросов обеспечивает группа специалистов: конструктор, художник и скульптор.

На многих предприятиях нашей страны созданы специальные художественно-конструкторские бюро, где инженеры-конструкторы работают совместно с художниками-конструкторами.

Техника безопасности. Необходимо тщательно продумать процесс эксплуатации машины и создать безопасные условия работы.

Например, все движущиеся части станков и механизмов должны быть закрыты кожухами, плотно прикрепленными к станку.

Станины электрифицированных станков, корпуса электромоторов, металлические части, закрывающие электроаппаратуру, должны иметь защитное заземление.

§ 2. ПОРЯДОК РАЗРАБОТКИ НОВЫХ ИЗДЕЛИЙ

Начинающий конструктор должен знать, в какой последовательности разрабатывается конструкторская документация и создается новая машина (изделие).

Стадии разработки конструкторской документации и этапы выполнения работ установлены ГОСТ 2.103—68. 1-я стадия разработки — **техническое задание**. Техническое задание — это документ, который устанавливает основное назначение, технические и тактико-технические характеристики, показатели качества и технико-экономические требования, предъявляемые к разрабатываемому изделию, а также необходимые стадии разработки и специальные требования к изделию. Например, в техническое задание на разработку грузоподъемного механизма для склада готовых изделий завода может входить следующее:

а) название механизма — «Монорельсовая тележка с электроталью для склада № 3 — готовой продукции завода»;

б) грузоподъемность — 2 т;

в) скорость подъема — 8 м/мин;

г) высота подъема — 6 м;

д) скорость перемещения тележки — 50 м/мин;

е) управление кнопочное с пола;

ж) расположение барабана вдоль тележки;

з) конструкция монорельса согласно схеме, указанной на плане склада № 3;

и) режим работы средний — до 120 включений в час.

1-я стадия разработки состоит из двух этапов работ:

а) разработка «заказчиком» технического задания;

б) согласование с «исполнителем» и утверждение технического задания; это необходимо для уточнения всех требований «заказчика» для новой разработки. Техническое задание дают учащимся на разработку курсовых проектов и дипломных работ.

2-я стадия разработки — **техническое предложение**. Техническое предложение — это совокупность конструкторских документов, содержащих обоснования (технические и технико-экономические) целесообразности разработки документации на новое изделие.

Эта стадия разработки состоит из трех этапов:

1) подбор и изучение материалов. Конструктор после тщательного изучения технического задания подбирает необходимые материалы для новой разработки. Изучает патентные материалы и документацию на существующие подобные машины (изделия). Это необходимо для того, чтобы оправдавшие себя в эксплуатации отдельные механизмы и конструкции существующих подобных машин применить в новой машине и, наоборот, не повторить неудачные конструктивные решения старых машин;

2) разработка технического предложения по результатам анализа технического задания путем сопоставления различных вариантов возможных решений, с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей существующих и разрабатываемых изделий, а также патентных материалов. Документам технического предложения присваивается литера «П»;

3) рассмотрение и утверждение технического предложения. При обсуждении намеченных вариантов выбирают лучший вариант, который и утверждают. После согласования и утверждения техническое предложение является основанием для разработки эскизного или технического проекта (как это должно быть оговорено заказчиком в техническом задании).

3-я стадия разработки — **эскизный проект**. Эскизный проект — это совокупность конструкторских документов, которые содержат принципиальные конструктивные решения, дающие общее представление об устройстве и принципе работы новой машины (изделия), а также данные, определяющие назначение, основные параметры и габаритные размеры разрабатываемого изделия. Эта стадия разработки состоит из трех этапов:

1) разработка эскизного проекта по материалам технического предложения. Документам эскизного проекта присваивается литера «Э»;

2) при необходимости изготовление макетов, подтверждающих принцип принятого конструктивного решения;

3) рассмотрение и утверждение эскизного проекта. Согласованный и утвержденный эскизный проект служит основанием для разработки технического проекта или рабочей конструкторской документации, что должно быть оговорено техническим заданием.

4-я стадия разработки — **технический проект**. Технический проект — это совокупность конструкторских документов, содержащих окончательное техническое решение, дающее полное представление об устройстве разрабатываемой машины (изделия). Эта стадия разработки состоит из трех этапов:

1) разработка технического проекта. Документации технического проекта присваивается литера «Т»;

2) изготовление и испытание макетов;

3) рассмотрение результатов испытаний и утверждение технического проекта.

Технический проект служит основанием для разработки рабочей конструкторской документации.

5-я стадия разработки — **рабочая документация** (рабочий проект). Рабочая документация разрабатывается для:

- а) опытного образца или опытной партии машин (изделий);
- б) установочной партии машин (изделий);
- в) массового производства машин (изделий).

Для опытного образца (опытной партии) рабочая документация проходит пять этапов разработки:

1. Разработка конструкторских документов, предназначенных для изготовления и испытания опытного образца (опытной партии).

2. Изготовление и заводские испытания опытного образца (опытной партии).

3. Корректировка конструкторских документов по результатам изготовления и заводских испытаний опытного образца (опытной партии). Конструкторским документам опытного образца присваивается литера «О».

4. Государственные или другие испытания опытного образца или опытной партии.

5. Корректировка конструкторских документов по результатам государственных или других испытаний опытного образца (опытной партии) с присвоением конструкторским документам литеры «О₁». При необходимости повторных изготовлений и испытаний опытного образца (опытной партии) и соответствующей корректировки конструкторских документов им присваиваются соответственно литеры «О₂», «О₃» и т. д.

Для установочной серии рабочая документация проходит два этапа разработки:

1) изготовление и испытание установочной серии;

2) корректировка конструкторских документов по результатам изготовления, испытания и оснащения технологического процесса с присвоением конструкторским документам литеры «А».

Для установившегося серийного или массового производства рабочая документация проходит два этапа разработки:

1) изготовление и испытание головной (контрольной) серии по конструкторским документам «А» и соответственно отлаженном технологическом процессе;

2) корректировка конструкторских документов по результатам изготовления и испытания головной (контрольной) серии с присвоением литеры «Б». Конструкторским документам, окончательно отработанным и проверенным в производстве изготовлением изделий по зафиксированному и полностью оснащенному технологическому процессу.

При индивидуальном производстве для разового изготовления одного или нескольких изделий конструкторской документации присваивают литеру «И». Разработке рабочей конструкторской документации индивидуального производства предшествует выполнение отдельных стадий разработки (техническое задание, техническое предложение, эскизный проект и т. д.) и, соответственно, этапы работ, рассмотренные ранее.

§ 3. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ И ЗАГОТОВОК ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Выбор материала и заготовок для изготовления деталей машин является одной из важных задач при конструировании. Для того чтобы правильно решить эту задачу, конструктор должен знать, какие существуют и применяются в машиностроении материалы, их свойства, механические характеристики. Все эти сведения изложены в курсе «Конструкционные материалы». Поэтому мы не будем останавливаться на технологии получения различных материалов и заготовок, а рассмотрим назначение и дадим некоторые рекомендации выбора материалов для изготовления различных деталей машин.

Чугун — это сплав железа с углеродом (больше 2% С) и другими элементами. По структуре чугун можно разделить на две группы: белый чугун (с белым изломом), в котором углерод находится в форме цементита;

серый чугун (с серым изломом), содержащий углерод главным образом в форме графита. Серый чугун подразделяется на серый литейный, ковкий, модифицированный, высокопрочный.

Серый чугун является основным литейным машиностроительным материалом, обладающим хорошими литейными свойствами. Серый чугун обозначают буквами СЧ, например СЧ15-32, СЧ18-36 и т. д. Первые две цифры — предел прочности при растяжении (σ_B), вторые — предел прочности на изгиб ($\sigma_{Вн}$).

Механические свойства серых чугунов приведены в табл. 1.

ТАБЛИЦА 1

Серый чугун (ГОСТ 1412—70)

Марка чугуна	Предел прочности при растяжении σ_B , кг/мм ²	Предел прочности при изгибе $\sigma_{Вн}$, кг/мм ²	Твердость по Бринеллю НВ, кг/мм ²
	не менее		
СЧ-00	Не испытывается	—	—
СЧ12-28	12	28	143—229
СЧ15-32	15	32	163—229
СЧ18-36	18	36	170—229
СЧ21-40	21	40	170—241
СЧ24-44	24	44	170—241
СЧ28-48	28	48	170—241
СЧ32-52	32	52	187—255
СЧ35-56	35	56	197—269
СЧ38-60	38	60	207—269

Примечание. Чугун марок СЧ28-48, СЧ32-52, СЧ35-56 и СЧ38-60 получают модифицированием (см. стр. 13).

Серые чугуны обрабатываются резанием, обладают хорошими литейными свойствами. Их применяют для изготовления отливок ста-

нин и оснований станков, зубчатых колес, корпусов и т. д. Примеры применения серого чугуна приведены в табл. 2.

ТАБЛИЦА 2

Примеры применения серого чугуна

Примеры применения	Основные требования к отливке	Прочность отливки	Марка чугуна	Толщина стенки, мм		
Кожухи, крышки, станины	Отсутствие коробления	Малая прочность	СЧ-00	6—25		
Грузы, подставки, стойки	Особые требования не предъявляются	Средняя	СЧ12-28	20—100		
Кожухи, корпуса, корыта, станины	Хорошая обрабатываемость	Средняя	СЧ12-28	8—25		
			СЧ15-32	25—75		
			СЧ18-36	75		
Цилиндры, шестерни, корпуса, маховики	Хорошая обрабатываемость	Повышенная	СЧ21-40	9—25		
			СЧ24-44	60—90		
			СЧ28-48	20—60		
			СЧ15-32	До 30		
Трубы, фитинги, корпуса клапанов, вентили	Плотность	Средняя	СЧ24-44	40—70		
					СЧ28-48	60—100
Корпуса насосов, компрессоров, прессов, станин, маховиков	Плотность	Повышенная	СЧ24-44	40—70		
					СЧ28-48	60—100
Поршневые кольца, муфты, шестерни, клапаны, кулачки	Вязкость	Повышенная	СЧ28-48	20		
			СЧ32-52	20		
Кокильные формы, выхлопные трубы, трубы и фитинги	Жаростойкость	Повышенная	СЧ24-44	5—20		
				10—50		
Подшипники, втулки	Антифрикционность	Средняя	СЧ18-36	10—20		
			СЧ12-28			

В последнее время широко применяют *модифицированные* или *высокопрочные* чугуны, обладающие повышенными физико-механическими и технологическими свойствами. Модифицированный чугун получают добавлением в жидкий серый чугун модификаторов — магния, силикокальция, ферросилиция и др., под влиянием которых графит в чугуне имеет шаровидную форму. Это повышает его прочность. Механические характеристики высокопрочных чугунов даны в табл. 3.

ТАБЛИЦА 3

Высокопрочный чугун (ГОСТ 7293—70)

Марка чугуна	Предел прочности при растяжении σ_B , кг/мм ²	Относительное удлинение δ , %	Твердость по Бринеллю HB, кг/мм ²
	не менее		
ВЧ45-0	45	—	187—255
ВЧ50-1,5	50	1,5	187—255
ВЧ60-2	60	2,0	197—269
ВЧ45-5	45	5,0	170—207
ВЧ40-10	40	10	156—197

Из высокопрочного чугуна изготовляют детали, работающие с ударными и переменными нагрузками (коленчатые валы, зубчатые колеса, поршневые кольца и т. п.).

Ковкие чугуны получают длительным отжигом белого чугуна, что придает ему некоторую пластичность. Ковкий чугун обозначают начальными буквами КЧ, например КЧ35-10: первые две цифры — предел прочности при растяжении $\sigma_{в}$, последние — относительное удлинение δ .

Механические свойства ковких чугунов приведены в табл. 4.

ТАБЛИЦА 4

Ковкий чугун (ГОСТ 1215—59)

Марка чугуна	Предел прочности при растяжении $\sigma_{вр}$, кг/мм ²	Относительное удлинение образца диаметром 16 мм, %	Твердость по Бринеллю НВ, кг/мм ²
	не менее		
КЧ30-6	30	6	163
КЧ35-10	35	10	163
КЧ45-6	45	6	241
КЧ60-3	60	3	269

Углеродистые стали классифицируют по содержанию углерода, назначению и качеству. По содержанию углерода различают низкоуглеродистые (до 0,25% С), среднеуглеродистые (0,25—0,60% С) и высокоуглеродистые (0,6—2,0% С).

По назначению и качеству различают углеродистые стали обыкновенного качества и качественные, инструментальные качественные и высококачественные.

Углеродистые стали обыкновенного качества содержат углерода 0,07—0,63%, марганца 0,30—0,75%, кремния 0,12—0,30% и незначительное количество серы и фосфора. Их применяют для изготовления фасонного проката общего назначения: двутавровых балок, швеллеров, уголков, прутков, полос и др., а также для многих деталей в машиностроении.

В табл. 5 приведены механические свойства этой стали и примеры применения.

Стали углеродистые качественные поставляют в зависимости от химического состава, разделяют на группы I (с нормальным содержанием марганца) и II (с повышенным содержанием марганца). В табл. 6 приведены механические свойства и примеры применения углеродистых качественных сталей.

Легированные стали применяют главным образом для деталей ответственного назначения.

Первые две цифры марки легированной стали обозначают среднее содержание углерода в сотых долях процента; легирующие компоненты обозначают буквами (Н — никель, Х — хром, К — кобальт, В — вольфрам, М — молибден, С — кремний и т. д.), их

Сталь углеродистая обыкновенного качества (ГОСТ 380—71)

Марки стали	Временное сопротивление σ_B , кг/мм ²	Предел текучести σ_T , кг/мм ² (не менее)	Относительное удлинение δ , % (не менее)	Примеры применения
Ст0	—	—	—	Заклепки и малонагруженные детали
Ст1	32—40	—	28	Малонагруженные детали металлоконструкций, заклепки, болты, паровые и водяные трубы, кожухи и т. п.
Ст2	34—42	21—22	26	Дымогарные жаровые трубы, заклепки, болты, валики, оси, кулачки, не испытывающие больших напряжений
Ст3	40—50	23—25	23—21	Болты, гайки, тяги, крюки, клинья, шатуны, оси, валики и шестерни
Ст4	42—52	24—26	21—19	Тяги, валы, оси, крюки, болты, гайки, клинья
Ст5	50—62	27—29	17—15	Ответственные болты, шпонки, тяги, крюки, шатуны, оси, валы, пальцы, зубчатые колеса
Ст6	60—72	30—32	13—11	Шпонки, муфты (кулачковые и фрикционные), пластины цепей, тормозные ленты, шестерни, валы и детали, воспринимающие большие статические нагрузки

среднее содержание — цифрой, стоящей после буквы; если оно меньше или около одного процента, то цифра не ставится. Высококачественные легированные стали дополнительно отмечаются буквой А в конце обозначения, например сталь 12ХНЗА — высококачественная хромоникелевая сталь со средним содержанием углерода 0,12%, хрома около 1% и никеля 3%. В табл. 7 приведены механические свойства и примеры применения некоторых наиболее часто применяемых конструкционных легированных сталей.

Стальные отливки. Свойства стальных отливок приведены в табл. 8. Стальные отливки имеют несколько худшую структуру и соответственно более низкие механические характеристики, чем стальные детали, прошедшие обработку давлением, а также трудней обрабатываются резанием.

Цветные металлы и их сплавы широко применяют как конструкционные материалы в машиностроении, авиастроении, электротехнике и других отраслях промышленности. Наиболее распространены сплавы на основе меди, олова, свинца, алюминия, магния и титана.

Бронзы представляют собой сплавы меди с оловом, свинцом, алюминием, кремнием, марганцем, никелем. Бронзы обладают хорошими литейными, антифрикционными и технологическими свойствами, коррозионной стойкостью, хорошо обрабатываются резанием. Брон-

Сталь углеродистая качественная (ГОСТ 1050—60)

Марка стали	Временное сопротивление разрыву σ_B , кг/мм ²	Предел текучести σ_T , кг/мм ²	Относительное удлинение δ , %	Примеры применения
10	34	21	31	Детали, изготавливаемые холодной штамповкой; детали, свариваемые или подлежащие цементации; прокладки, шайбы, вилки, тяги
15	38	23	27	Детали, изготавливаемые ковкой и горячей штамповкой, холодной штамповкой (с вытяжкой); болты, вилки, винты, гайки, рычаги; детали, подвергаемые цементации
20	42	25	25	Те же, что и для стали 20, а также ковочные штампованные тяги, крюки, рычаги, втулки, вкладыши
25	46	28	23	Те же, что и для стали 20, а также оси, валы, соединительные муфты, болты, шпильки, гайки, винты, шайбы, не испытывающие высоких напряжений
30	50	30	21	Детали, изготавливаемые ковкой и горячей штамповкой; оси, валы, тяги, цилиндры, маховики
35	54	32	21	Кованые тяги, рычаги, оси, валы, болты, винты, гайки, шайбы, балансиры
40	58	34	19	Оси, валы, коленчатые валы, штоки, шпонки, шестерни, фланцы, диски
45	61	36	16	Плунжеры, зубчатые колеса и рейки, муфты, втулки, валики, фрикционные диски, болты, шпильки, гайки, шпонки
50	64	38	14	Штоки, оси, валы, шпонки, шестерни, неотчетственные пружины
55	71—83	40	13	Эксцентрики, пружинные кольца, шайбы дисков сцепления, регулировочные прокладки
60	73—85	42	12	
65	76—88	43	11	Рессоры, пружины, детали, подвергаемые абразивному износу
70	73	43	9	
75	110	90	7	Пружинные шайбы, тормозные диски, фрикционные диски, упорные кольца
80	110	95	6	
85	115	100	6	
60Г	80—92	44	11	
65Г	84—94	46	10	Пружинные кольца, пружинные шайбы, спиральные витые пружины, рессоры
70Г	84—96	48	9	

Сталь конструкционная легированная (ГОСТ 4543—71)

Марка стали	Временное сопротивление σ_B , кг/мм ²	Предел текучести σ_T , кг/мм ²	Относительное удлинение δ , %	Примеры применения
15X	70	50	10	Шестерни, валики, поршневые пальцы, кулачковые муфты; детали, подвергаемые цементации
20X	80	60	10	
30X	90	70	11	Оси, катки, валики, балансиры, шестерни
35X	95	75	10	Те же, что и для стали 30X, а также ответственные болты, шпильки, гайки
40X	100	80	9	Те же, что и для стали 35X, а также коленчатые валы
45X	105	85	8	Валы, шестерни, оси
50X	110	90	8	Ответственные валы, шестерни, упорные кольца, пружины
30XM	95	75	11	Детали турбостроения (роторы, диски и т. д.), ведущие валы, оси, ответственные болты
35XM	95	80	11	Те же, что и для стали 30XM, а также цилиндры, буры, перфораторы, цапфы, шестерни
20XГ	80	60	12	Детали, работающие на износ, валы, оси, шатуны, коленчатые валы
25XГ2	85	70	12	
18XГМ	110	90	10	Коленчатые валы, кривошипы, балансиры, траверсы, шестерни, цапфы, ответственные болты и шпильки
20XH	80	60	10	Шестерни, шлицевые валики, шпонки
40XH	100	80	10	
50XH	110	85	8	Валы, оси, шестерни, диски, роторы
20XГС	80	60	10	Ответственные штампованные и сварные детали, штоки, дышла. Детали, работающие в условиях износа
30XГС	110	85	10	Те же, что и для стали 20XГС, а также шестерни, оси, валы, ролики, муфты, гайки, болты

зы обозначаются буквами Бр и начальными буквами основных компонентов, которые входят в состав сплава: цифры, стоящие за буквами, — процентное содержание компонентов в сплаве, например, БрОФ10-1 обозначает бронзу с содержанием 10% олова и 1% фосфора. Примеры применения оловянистых и безоловянистых бронз и их механические свойства приведены в табл. 9 и 10.

ТАБЛИЦА 8

**Механические свойства некоторых отливок
из углеродистой стали после термообработки (по ГОСТ 977—65)**

Марка стали	Предел прочности при растяжении σ_B , кг/мм ²	Предел текучести σ_T , кг/мм ²	Относительное удлинение δ , %	Ударная вязкость, кг·м/см ²
15Л	40	20	24	5,0
30Л	48	26	17	3,5
40Л	53	30	14	3,0
50Л	58	34	11	2,5

ТАБЛИЦА 9

Бронзы оловянистые вторичные литейные (ГОСТ 613—65)

Марка	Предел прочности при растяжении σ_B , кг/мм ²	Относительное удлинение δ , %	Твердость по Бринеллю НВ, кг/мм ²	Коэффициент трения по стали, f	Примеры применения
БрОЦСНЗ-7-5-1	21	5,0	60	—	Детали паровых машин, арматуры для морской и пресной воды
БрОЦСЗ-12-5	21	5,0	60	—	Арматура для пресной воды и пара до 25 ат
БрОЦС6-6-3	18	4	60	0,009—0,16	Детали, работающие на трение, гайки, червячные колеса и направляющие
БрОЦС5-5-5	18	4	60	0,13—0,16	
БрОЦС4-4-17	15	5	60	0,1—0,16	

ТАБЛИЦА 10

Бронзы безоловянистые литейные (ГОСТ 493—54)

Марка	Вид литья	Предел прочности при растяжении σ_B , кг/мм ²	Относительное удлинение δ , %	Твердость по Бринеллю НВ, кг/мм ²	Коэффициент трения по стали, f	Примеры применения
БраЖМц10-3-1,5	В кокиль	50	12	120	0,012—0,21	Ответственные червячные колеса и колеса с винтовым зубом
БраМц10-2	В землю и в кокиль	50	12	110	0,006—0,18	Червячные зубчатые колеса, ответственные отливки
БраЖ9-4Л	В землю и в кокиль	50—40	12—100	100	0,004—0,18	Прутки, поковки
БраЖС7-1,5-1,5	В кокиль	30	18	—	—	Ответственные подшипники

Латуни — сплавы меди с цинком. С увеличением содержания цинка механические свойства латуней улучшаются. В состав латуней кроме меди и цинка входят алюминий, марганец, олово, кремний, железо.

Латуни обозначаются буквой Л и буквами входящих компонентов, как при маркировке бронз, например, ЛК80-3 кремнистая латунь, содержащая 80% меди и 3% кремния. У двойных латуней (сплав никеля и меди) цифра указывает содержание меди, например Л54.

В табл. 11 приведены механические свойства некоторых марок латуней, применяемых в машиностроении.

ТАБЛИЦА 11

Латуни (ГОСТ 1019—47)

Марка	Предел прочности при растяжении σ_B , кг/мм ²	Предел текучести σ_T , кг/мм ²	Относительное удлинение δ , %	Твердость по Бринеллю НВ, кг/мм ²
ЛКС80-3-3	30—40	14,0	15—25	90—100
ЛМцС58-2-2	30—42	24	20	70—90
ЛНЖМц66-6-3-2	65—70	30—35	7,0	160

Баббиты представляют собой антифрикционные сплавы из легкоплавких цветных металлов на основе олова или свинца и предназначены для заливки подшипников. Эти сплавы обладают малым коэффициентом трения, пластичностью, микрокапиллярностью.

Баббиты высокооловянные содержат олова более 70% (Б83, Б89, Б91, Б93 и др). Эти баббиты применяют для подшипников авиационных двигателей, прокатных станов, паровых турбин и т. д.

Баббиты оловянно-свинцовые содержат 5—20% олова, около 15% сурьмы и 65—75% свинца (Б16, БН, БТ, Б6).

Баббиты свинцовые содержат более 80% свинца (БК, БС). Оловянно-свинцовые и свинцовые баббиты применяют для подшипников, вал в которых вращается с большой скоростью.

Легкие сплавы — это сплавы с удельным весом до 3,5 Г/см³ на алюминиевой или магниевой основе. Они пластичны, хорошо обрабатываются резанием.

Механические свойства некоторых легких сплавов приведены в табл. 12.

Легкие сплавы применяют для изготовления поршней быстроходных двигателей, ползунов быстроходных машин, быстровращающихся деталей: шкивов, сепараторов; корпусных деталей транспортных машин, особенно самолетов; картеров авиационных, автомобильных двигателей, крышек и кожухов.

Неметаллические материалы используют вместо дорогих и дефицитных металлов и сплавов, а также в качестве самостоятельных конструктивных материалов, не уступающих по своим свойствам металлам и сплавам.

Пластические массы представляют собой органические материалы, получаемые соединением синтетических или природных смол и раз-

Легкие сплавы

Сплавы	Предел прочности при растяжении σ_B , кг/мм ²	Предел текучести σ_T , кг/мм ²	Относительное удлинение δ , %
Алюминиевый сплав АЛ-4 после закалки и старения	24	20	3
Алюминиевый сплав Д16 после закалки и старения	47	33	17
Магниевый сплав М5	30	22	8

личных наполнителей (ткань, бумага, древесный шпон, древесная мука, текстильные, стеклянные или асбестовые волокна).

Различают термореактивные и термопластические смолы.

Термореактивные смолы в процессе длительного нагрева становятся неплавкими, т. е. изделия из термореактивных пластмасс не поддаются повторной переработке.

Термопластичные смолы при нагревании не переходят в неплавкое нерастворимое состояние. Изделия, полученные из термопластичных масс, можно повторно формовать.

По характеру наполнителя пластмассы делятся на слоистые (со слоистым наполнителем), композиционные (наполнитель порошок или волокна) и без наполнителя (литые).

К слоистым пластмассам относятся:

Текстолит — наполнитель хлопчатобумажная ткань, пропитанная фенолформальдегидной смолой. Выпускается в виде листов, плит, прутков, труб и прессованных изделий. Обладает повышенной прочностью и износоустойчивостью, а также хорошими электроизоляционными свойствами.

Гетинакс — прессованная пластическая масса на бумажной основе, пропитанная формальдегидной смолой. Выпускается в виде листов, плит, труб, прессованных изделий. Несколько уступает по прочности текстолиту. Широко применяется как электроизоляционный материал.

Асбестотекстолит — наполнитель асбестовая ткань, пропитанная спиртовым раствором фенолформальдегидных смол. Выпускается в виде листов и дисков, применяется для изготовления деталей тормозных и фрикционных муфт.

Древеснослоистые пластики ДСП (дельта-древесина) — березовый шпон, пропитанный смолой и спрессованный. Поставляется в виде листов, плит и прутков. Обладает высокой прочностью и износоустойчивостью.

Стеклотекстолит получают пропиткой закаленных стеклянных тканей смолой с последующим прессованием. Отличается высокой прочностью, упругостью, теплостойкостью, электроизоляционными свойствами.

Композиционные пластмассы:

Волокнит — наполнитель растительные волокна (очесы хлопка и др.), пропитанные смолами и спрессованные. По своим свойствам близок к текстолиту поделочному.

Термопластические материалы:

Органическое стекло (плексиглас) — прозрачная пластмасса, выпускаемая в виде листов различной толщины, прутков, труб.

Винипласт изготавливается в виде труб, листов, плит, стержней и прессовочной массы. Обладает высокой химической стойкостью.

Фторопласты отличаются исключительной химической стойкостью, высокими диэлектрическими свойствами и малым коэффициентом трения.

Капрон — пластическая масса, изготавливаемая из полиамидных смол.

Пластмассы широко используют в машиностроении. Стеклопластики, например, применяют для изготовления кузовов автомобилей, корпусов судов и т. д.

Зубчатые колеса в быстроходных малозумных передачах делают из текстолита, древеснослоистых пластиков и капрона; быстровращающиеся детали (диски, сепараторы подшипников качения, лопасти компрессоров) — из стеклопластиков, текстолита и полимеров. Детали, работающие на износ (вкладыши тяжело нагруженных подшипников, накладные направляющие), — из текстолита, древеснослоистых пластиков, фторопласта-4.

Тормозные детали — из асбестотекстолита; детали фрикционных передач, ременные шкивы — из текстолита. Ремни, канаты, тросы — из капрона; из капрона изготавливают также крепежные детали (винты, гайки, шайбы, стопорные кольца).

Для электроизолирующих деталей (панелей, коллекторов электромашин, изоляции кабелей и проводов) применяют гетинакс, текстолит, полиэтилен, винипласт, фторопласт-4.

Детали химических аппаратов изготавливают из винипласта и фторопласта-4; уплотняющие устройства — из хлорвинила и фторопласта; трубы химически стойкие — из полихлорвинила и полиэтлена.

Для изготовления деталей ручного управления (маховиков, рукояток, рычагов и т. п.) часто применяют волокнит.

Резина — продукт химической переработки натурального или синтетического каучука.

Резина применяется для изготовления шин, амортизаторов, упругих элементов муфт, ремней, рукавов, уплотнений, электроизоляционных изделий, для защитных покрытий.

Твердая резина с содержанием серы 40—60% называется *эбонитом* и широко применяется в электро- и радиопромышленности.

Графит обладает хорошей электро- и теплопроводностью, высокой температурной стойкостью (до 3850°), малым коэффициентом трения.

Применяется графит для электродов, скользящих контактов в электрических машинах, для огнеупорных изделий, для смазки трущихся поверхностей.

Дерево в машиностроении имеет вспомогательное значение. Применяются различные породы древесины для упаковки готового оборудования и иногда для вспомогательных деталей (рукояток).

Кожа применяется в машиностроении для изготовления приводных ремней (хребтовая кожа крупного рогатого скота), для различных прокладок, уплотнений или в качестве обивочного материала. В последнее время для этой цели широко применяют различные кожзаменители.

Виды заготовок. Заготовками в машиностроении принято называть материалы, из которых при помощи дальнейшей обработки получают готовые детали.

В целях экономии расхода материалов на обработку заготовки должны иметь форму, сходную с формой готовой детали.

В зависимости от назначения и конструкции детали заготовками могут быть:

- 1) отливки из чугуна, стали, цветных металлов и сплавов;
- 2) поковки из стали, некоторых цветных металлов и сплавов;
- 3) штамповки из тех же материалов и из пластмасс;
- 4) сортовой прокат из стали, цветных металлов и сплавов. При этом прокат может быть горячекатаный (черный) и холоднотянутый (калиброванный);
- 5) неметаллические материалы: различные виды пластмасс, резина, кожа, различные сорта дерева и др.

При выборе заготовки нужно учитывать технические требования, предъявляемые к детали, например, сложность ее формы, точность размеров, условия прочности, а в отдельных случаях антикоррозионность, жароупорность, износостойчивость и т. д.

Форма и способ получения заготовки, а также дальнейшая обработка ее во многом зависят от конструкции детали. Поэтому очень важно при конструировании, кроме эксплуатационных требований, учитывать и технологичность (доступность изготовления простейшими средствами) детали.

При проектировании сложного корпуса машины выбирают литейную заготовку из чугуна или стали в зависимости от требований к прочности. Если необходимо снизить вес изделия, то отливку надо делать из легких сплавов.

Проектирование литых деталей требует выполнения целого ряда технологических требований (литейные уклоны, радиусы закруглений и переходов, правильный выбор толщины стенок).

Если будет допущена большая разница в толщине стенок, то более тонкие стенки быстро остынут, деталь покоробится, создадутся большие внутренние напряжения. При отсутствии радиусов перехода или скруглений расплавленный металл плохо заполняет формы, может получиться брак. Уклоны необходимы для правильной формовки и удаления модели без разрушения литейной формы.

Рекомендации по проектированию литых деталей даны в специальных справочниках.

Выбор заготовки в значительной мере зависит от заданного масштаба выпуска изделий. Отливки широко используют в серийном

и массовом производстве, при изготовлении штучных изделий вместо дорогостоящей отливки нередко применяют сварную деталь.

§ 4. УЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ

В процессе конструирования детали необходимо учитывать не только условия ее эксплуатации, но и способ изготовления. Поэтому

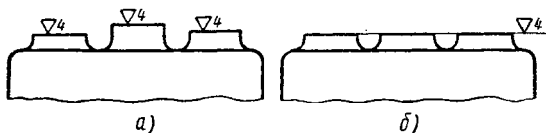


Рис. 1

конструкция детали в значительной мере определяется технологией изготовления.

Для того чтобы создать технологичную деталь, необходимо предварительно продумать способ ее изготовления, а это возможно только тогда, когда конструктор знаком с производственными процессами изготовления деталей и заготовок для них.

В особо ответственных случаях, при серийном производстве, необходимо форму детали согласовывать с технологами.

Обычно детали представляют собой совокупность различных геометрических поверхностей. Классификация этих поверхностей и возможность их получения приведены ниже:

а) цилиндрические и конические поверхности можно получить при обработке на токарных, расточных, сверлильных, фрезерных, кругло- и внутришлифовальных станках;

б) плоскости можно обрабатывать на строгальных, фрезерных и плоскошлифовальных станках;

в) винтовые поверхности можно получить на токарно-винторезных, резьбофрезерных, резьбошлифовальных станках;

г) эвольвентные поверхности можно обрабатывать на зуборезных станках.

Выбор конструкции детали зависит от масштаба выпуска и способа изготовления. Например, крупные детали в индивидуальном производстве целесообразно делать сварными, а при серийном — литыми. Детали, которые при индивидуальном производстве целесо-

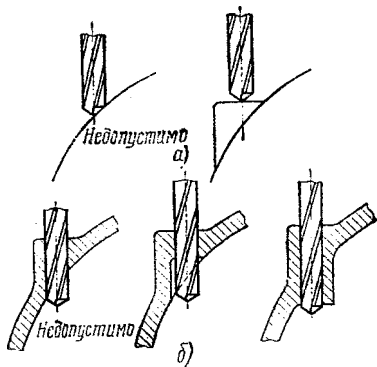


Рис. 2

образно изготавливать на металлорежущих станках, в крупносерийном производстве выгоднее получать штамповкой или холодной высадкой.

Незначительное изменение формы детали может привести к значительному упрощению и удешевлению ее изготовления. Например,

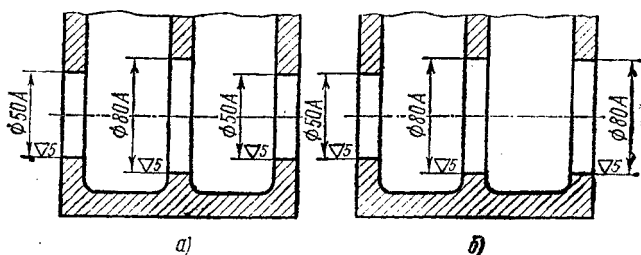


Рис. 3

при проектировании стойки (станины), на которой следует монтировать несколько деталей или сборочных единиц на разной высоте, может быть два решения: либо отфрезеровать приливы (бобышки) на разных уровнях (рис. 1, а), что технологически сложнее и дороже, либо обработать все приливы на уровне меньшего (рис. 1, б), значительно упростив обработку. Необходимую разность уровней при монтаже можно компенсировать прокладками.

Если необходимо просверлить сквозное отверстие на криволинейной стенке литой детали, необходимо, чтобы на «входе» (рис. 2, а) и на «выходе» сверла (рис. 2, б) поверхность была бы перпендикулярна к оси сверла, следовательно, в этом месте необходимо предусмотреть прилив. Очень трудно получить соосные отверстия под подшипники, если внутри корпуса отверстие больше входного (рис. 3, а). Проще увеличить входное отверстие до размера среднего (рис. 3, б), а затем разницу диаметров компенсировать переходной втулкой.

§ 5. СТАНДАРТИЗАЦИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Государственная система стандартизации — это комплекс взаимосвязанных правил и положений, установленных ГОСТ 1.0—68.

Стандартизация — это установление и выбор самых целесообразных параметров, размеров, материалов, технических характеристик с тем, чтобы изделие полностью отвечало своему назначению, служило дольше, было надежным в эксплуатации.

Основными задачами стандартизации являются:

установление требований к качеству готовой продукции; определение единой системы показателей качества; установление норм требований и методов в области проектирования и производства продукции;

развитие унификации и агрегатирования промышленной продукции; обеспечение единства и правильности измерения в стране; установление единых систем документации; установление единых терминов.

Стандарт — это документ, в котором излагают все требования, которым должна отвечать выпускаемая продукция. Кроме того, стандарты устанавливаются также на единицы измерения, терминологию и обозначения, производственные процессы, методы испытаний и измерений.

Стандарты в Советском Союзе подразделяются на следующие категории:

ГОСТ — государственные стандарты Союза ССР, они обязательны к применению всеми предприятиями, организациями и учреждениями союзного, республиканского и местного подчинения во всех отраслях народного хозяйства СССР и союзных республик.

Государственные стандарты устанавливаются преимущественно на продукцию массового производства (машины, оборудование, приборы, аппараты, детали, узлы и агрегаты, технологическая оснастка, инструменты межотраслевого применения и мн. др.), а также на нормы, правила, требования, понятия, обозначения и другие объекты, необходимые для обеспечения единства и взаимосвязи различных отраслей науки, техники, производства, культуры и др.

ОСТ — отраслевые стандарты, обязательные для всех предприятий и организаций данной отрасли (например, авиационной или химической промышленности), а также для предприятий и организаций других отраслей (заказчиков), применяющих (потребляющих) продукцию этой отрасли. Эти стандарты устанавливаются на продукцию, не относящуюся к объектам государственной стандартизации, на технологическую оснастку, инструменты, специфические для данной отрасли, технологические нормы и типовые технологические процессы отраслевого значения, а также на нормы, правила, требования, термины и обозначения, регламентация которых необходима для обеспечения взаимосвязи в производственно-технической деятельности предприятий и организаций данной отрасли.

В частности, объектами стандартизации могут быть:

машины, оборудование, приборы, аппараты и другие изделия мелкосерийного и серийного производства; детали, сборочные единицы, агрегаты, технологическая оснастка и инструмент, специфические для производства и применения в данной отрасли, и многое другое, связанное с особенностями данной отрасли.

Отраслевые стандарты могут также устанавливать ограничения в применяемой номенклатуре, установленной ГОСТом, а также развивать государственные стандарты применительно к особенностям своей отрасли, не снижая качество показателей.

РСТ — республиканские стандарты союзных республик обязательны для всех предприятий и организаций республиканского и местного подчинения данной союзной республики независимо от их ведомственного подчинения, они устанавливаются на продукцию, выпускаемую этими предприятиями.

В частности, объектами республиканской стандартизации могут быть:

сырье, материалы, топливо и полезные ископаемые внутриреспубликанского применения; отдельные типы, виды, марки (модели) изделий, относящихся к профилю республиканских министерств и ведомств, не входящих в номенклатуру общесоюзных министерств и ведомств СССР; товары народного потребления, изготовленные предприятиями республиканского и местного подчинения; правила и требования, специфические для отраслей народного хозяйства республики.

Республиканские стандарты устанавливаются также на национальные марочные изделия.

СТП — стандарты предприятий обязательны только для определенного предприятия. В частности, объектами стандартизации на предприятии могут быть: детали, сборочные единицы и агрегаты, являющиеся составными частями разрабатываемых или изготавливаемых изделий (продукции); нормы, требования и методы в области разработки продукции; нормы в области организации и управления производством предприятия; технологические нормы и требования, типовые технологические процессы, оснастка и инструмент.

Стандарты предприятия могут также устанавливать ограничения по применяемой номенклатуре деталей, сборочных единиц, материалов, нормам и требованиям, предусмотренным государственными отраслевыми или республиканскими стандартами, применительно к особенностям данного предприятия при условии, что это не снижает качества выпускаемой продукции установленного ГОСТом, ОСТом и РСТом.

Стандартизация деталей, сборочных единиц, изделий обеспечивает: взаимозаменяемость, что необходимо для изготовления и эксплуатации изделий;

массовое или крупносерийное производство стандартизованных деталей, сборочных единиц и агрегатов, что значительно повышает качество и снижает их стоимость;

применение стандартного режущего и мерительного инструмента (сверла, развертки, калибры, скобы и т. п.);

экономии труда при проектировании и изготовлении новых машин, так как рабочие чертежи на стандартизованные детали и сборочные единицы изготавливать не нужно, достаточно их перечислить в ведомости покупных изделий. Их закупают на специализированных предприятиях и передают на сборку.

Конструктор должен унифицировать применяемые однотипные стандартные детали и изделия по их размерам, что значительно облегчает изготовление и эксплуатацию новых машин. Предположим, согласно конструкции и прочностного расчета вал должен устанавливаться на двух разных по размеру шарикоподшипниках. Конструктивно такое решение оправдано, но с эксплуатационной точки зрения целесообразно установить вал на двух одинаковых подшипниках, что дает сокращение номенклатуры подшипников вдвое, и при ремонте надо будет не два разных подшипника, а один.

При конструировании следует стремиться к применению стандартных и покупных изделий. Такой метод конструирования сокращает сроки проектирования, позволяет быстро изготовить новое изделие, удешевляет конструкцию.

Конструкторы обязаны знать о наличии тех или иных стандартов, рекомендованных в данном конструкторском бюро, при проектировании новых машин. Несоблюдение стандарта преследуется по закону.

§ 6. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К РАБОЧИМ ЧЕРТЕЖАМ

Основные требования к выполнению рабочих чертежей изделия (машины) для всех отраслей промышленности установлены ГОСТ 2.107—68. Рабочие чертежи и другие документы, входящие в комплект конструкторской документации на изделие (машину, прибор и т. п.), должны содержать все данные, необходимые для изготовления, контроля и испытания этого изделия.

Рабочие чертежи разрабатывают, как правило, на все детали, входящие в состав данного изделия. Условия, при которых допускается не разрабатывать рабочие чертежи деталей, приведены в ГОСТ 2.109—68 и ГОСТ 2.108—68. К таким деталям относятся покупные (стандартные) детали, например болты, гайки, шайбы, и детали, изготовленные из фасонного или сортового материала отрезкой под прямым углом и из листового материала резкой по окружности или по периметру прямоугольника без последующей обработки.

Мы остановимся только на некоторых требованиях и советах по выполнению рабочего чертежа детали, которые устраняют ряд трудностей при проектировании и изготовлении изделий.

1. Рабочий чертеж изделия по возможности надо выполнять в натуральную величину, т. е. в масштабе $M1 : 1$. Это помогает не только рабочему ориентироваться в действительных размерах детали и ее элементов, но и необходимо конструктору при определении прочности отдельных элементов детали. При конструировании изделий не все детали и их элементы рассчитывают на прочность. Многие детали разрабатывают, руководствуясь так называемыми конструктивными соображениями, т. е. на основании накопленного конструкторского опыта, проверенного на практике. Выполненный в натуральную величину чертеж детали или отдельной ее части (местный разрез) позволяет конструктору как бы прощупать толщину стенки, переход от одной стенки к другой, или прочность и удобство рычага, рукоятки и т. п.

Бывают такие крупные детали, которые не умещаются на стандартных листах бумаги. Тогда в конструкторском бюро вычерчивают в натуральную величину деталь (кузов автомобиля, сечение крыла самолета и т. п.) или изделия на специальных больших досках, покрытых белым пластиком и установленных на подставках. Эти доски называются плазами. Выполненные на плазах чертежи необходимы также для вычерчивания в натуральную величину шаблонов,

по которым в цехе будут изготавливать ту или иную часть детали. Бывают случаи, когда деталь очень мала, например валик часового механизма, тогда приходится применять масштабы увеличения.

2. На чертеже должно быть необходимое количество видов, разрезов и сечений. По неопытности начинающие конструкторы даже простые по геометрической форме детали пытаются изобразить в нескольких видах. Это не облегчает труд конструктора и не помогает рабочему прочесть чертеж. Часто изображают простую втулку в двух

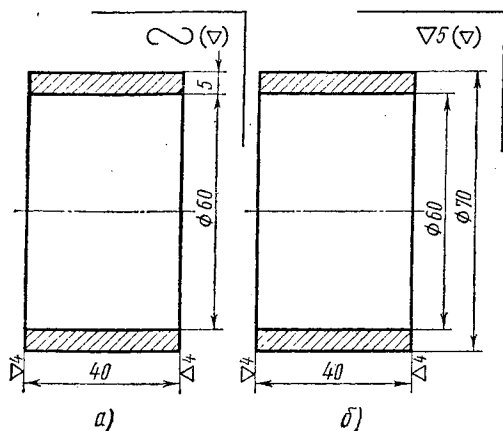


Рис. 4

видах, хотя в этом нет никакой необходимости. Можно показать сечение втулки, на одном виде представив все размеры и указав размер наружного и внутреннего диаметра. Однако при выполнении рабочих чертежей сложных корпусных деталей часто недостаточно двух или трех видов, необходимо дать дополнительные виды, сечения, разрезы, а иногда и местные разрезы, чтобы была полная ясность у рабочего при изготовлении этой детали. Вычерчивание

разрезов и сечений необходимо в тех случаях, когда нужно показать внутреннюю конфигурацию детали, а изображение внутреннего контура штриховыми линиями только усложняет чертеж.

3. Общее количество размеров на чертеже должно быть минимальным, но достаточным для изготовления и контроля изделия, не допускается повторять размеры одного и того же элемента на разных изображениях. Подробные указания по нанесению размеров и предельных отклонений даны в ГОСТ 2.307—68.

Начинающий конструктор по неопытности, желая облегчить рабочему чтение чертежа сложной детали, повторно указывает один и тот же размер на разных изображениях. Это «доброе» стремление может привести к браку изготавливаемой детали по вине конструктора. Надо знать, что за изделиями, выпускаемыми серийно, ведется непрерывное наблюдение в эксплуатации их. В результате этих наблюдений вносятся изменения и усовершенствования в конструкцию с целью повышения качества машины. В производстве находится несколько комплектов учтенных чертежей, в которые работник конструкторского бюро вносит необходимые изменения. Чертежи со штампом «не учтено» служат только для справок и в них изменения не вносятся.

Внесение изменений в подлинники следует производить зачеркиванием. Изменяемые размеры, знаки, слова зачеркивают тонкими линиями так, чтобы можно было легко прочитать зачеркнутое, и ря-

дом с зачеркнутым проставляют новые данные. В правом нижнем углу чертежа в основной надписи проставляют номер изменения, дату и подпись изменившего чертеж. Если же размер повторен, то при внесении изменения можно и не заметить повторения и тогда рабочему будет неясно, по какому из двух размеров выполнить деталь. Подробнее правила внесения изменений даны в ГОСТ 2.503—68.

Технология изготовления детали имеет также важное значение для простановки размеров.

Рассмотрим два случая изготовления втулки. Если втулку будут изготавливать из листового материала, то необходимо указать ее длину, толщину стенки (листа) и внутренний диаметр (рис. 4, а). Если втулку будут точить на токарном станке из болванки, то необходимо указывать не толщину стенки, которую трудно измерить, а наружный и внутренний диаметры (рис. 4, б).

Следовательно, при нанесении размеров конструктор обязан учитывать обработку спроектированной им детали и соответственно проставлять размеры.

4. На чертеже необходимо указать марку материала, из которого будет изготовлена деталь, класс чистоты обрабатываемых поверхностей, допусковые отклонения от номинальных размеров, термообработку или покрытие, если это необходимо. Без указания вышеперечисленного изготовить деталь нельзя.

Иногда на рабочих чертежах указывают еще целый ряд дополнительных данных. Например, на изображении цилиндрического зубчатого колеса необходимо указать: модуль, количество зубьев, угол зацепления и т. д. Иногда на чертежах индивидуального производства указывают также технические условия на изготовление и сборку.

§ 7. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О НАПРЯЖЕНИЯХ

Как известно из курса сопротивления материалов [9], напряжение, характеризующее интенсивность внутренних сил, определяется силой P , приходящейся на единицу площади F .

Напряжения бывают следующих видов:

нормальные, перпендикулярные к площади сечения, действующие при растяжении — сжатии или изгибе (рис. 5); они обозначаются греческой буквой σ (сигма);

$$\sigma = \frac{P}{F} \text{ кГ/см}^2 \text{ или кГ/мм}^2,$$

касательные, лежащие в плоскости сечения, действующие при кручении или срезе; они обозначаются буквой τ (тау);

$$\tau = \frac{P}{F} \text{ кГ/см}^2 \text{ или кГ/мм}^2.$$

В процессе конструирования и расчета деталей машин учитывают следующие напряжения:

1. **Рабочие или действительные напряжения** — это такие напряжения, которые испытывает деталь в процессе работы. Например,

на стальном прутке круглого сечения диаметром $d=10$ мм подвешен груз $Q=1000$ кг. Следовательно, рабочее напряжение при растяжении в прутке

$$\sigma_p = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 1000}{3,14 \cdot 10^2} = 12,72 \text{ кг/мм}^2,$$

где Q — вес груза, кг;

F — площадь поперечного сечения прутка, мм².

2. **Предельные напряжения**, возникающие в процессе механических испытаний специальных образцов различных материалов. Пре-

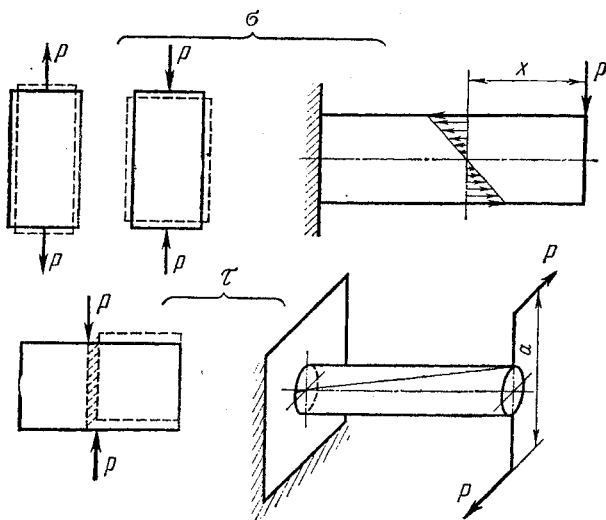


Рис. 5

дельные напряжения — это напряжения, при которых появляются признаки хрупкого разрушения или существенные пластические деформации материала, предшествующие разрушению испытуемого образца.

К предельным относятся следующие напряжения:

пределы текучести материала при растяжении σ_T и срезе τ_T ;

пределы прочности (или временное сопротивление разрыву) при растяжении σ_B , срезе или кручении τ_B ;

пределы выносливости, определенные при знакопеременном изгибе вращаемого образца σ_{-1} или кручении τ_{-1} .

Предельные напряжения измеряют кг/мм² или кг/см².

Какую из механических характеристик материала детали принять в качестве предельного напряжения, зависит как от свойств материала (пластичный или хрупкий), вида деформаций (растяжение, сжатие, кручение, срез), так и от характера изменения напряжений во времени.

Рассмотрим три характерных случая изменения напряжений в зависимости от времени.

Постоянный (статический) цикл напряжений. При действии на деталь статических нагрузок в ней возникают постоянные напряжения. Например, на крюке подвешивают постоянный груз, напряжение в крюке возрастает до определенного значения и остается постоянным (рис. 6, а).

Отнулевой (пульсирующий) цикл напряжений. Напряжения в этом случае изменяются периодически от нуля до максимума. Рассмотрим механизм, у которого рычаг одним концом опирается на

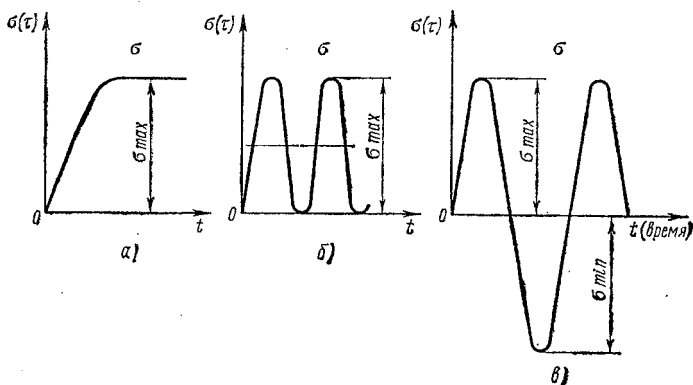


Рис. 6

эксцентрик, а вторым на пружину. При вращении эксцентрика рычаг будет совершать колебательное движение, при этом пружина сжимается и разжимается, а рычаг будет испытывать напряжение изгиба, изменяющееся по пульсирующему циклу. Пульсирующие напряжения обозначаются σ_0 (рис. 6, б).

Симметричный цикл напряжений. В этом случае напряжения изменяются от нуля до максимума, затем от максимума до нуля, от нуля до минимума. Таким изменениям напряжений подвергается, например, шейка вагонной оси. Когда колесо не вращается, на шейку действует постоянная изгибающая нагрузка. При вращении колеса изгибающее усилие не изменяется по времени, но так как ось вращается, то в ней возникают напряжения, изменяющиеся по симметричному циклу (рис. 6, в). При переменных напряжениях такого рода предельным напряжением будет предел выносливости σ_{-1} при изгибе.

На величину предела выносливости влияют следующие факторы:

а) размеры испытуемых образцов. При испытании образцов большего сечения, чем у стандартных образцов, предел выносливости оказывается меньшим. Влияние абсолютных размеров на величину предела выносливости учитывается коэффициентами ϵ_σ или ϵ_τ (эпсилон), называемыми масштабными факторами. Величины этих коэффициентов приведены на графиках (рис. 7, а);

б) шероховатость поверхности детали, которая учитывается поправочным коэффициентом β (бета). Его значения даны на графике (рис. 7, б);

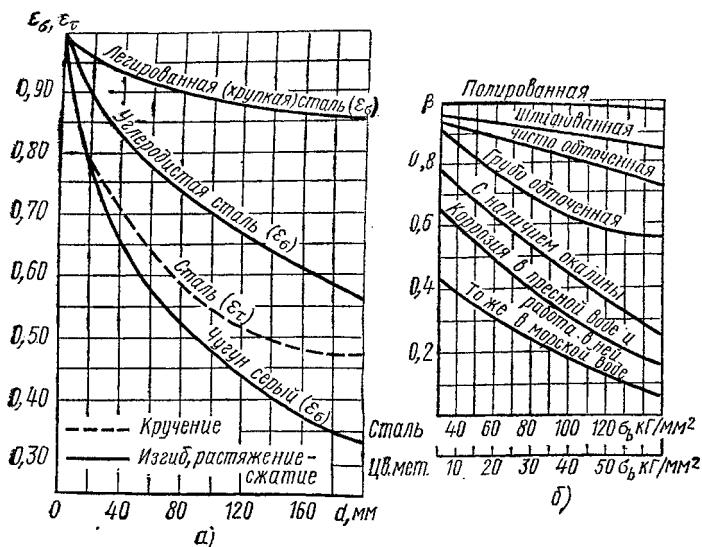


Рис. 7

в) концентрация напряжений в местах выточек, отверстий, резких переходов от одного диаметра к другому, шпоночных канавок. Влияние этих концентраторов напряжений учитывается эффективны-

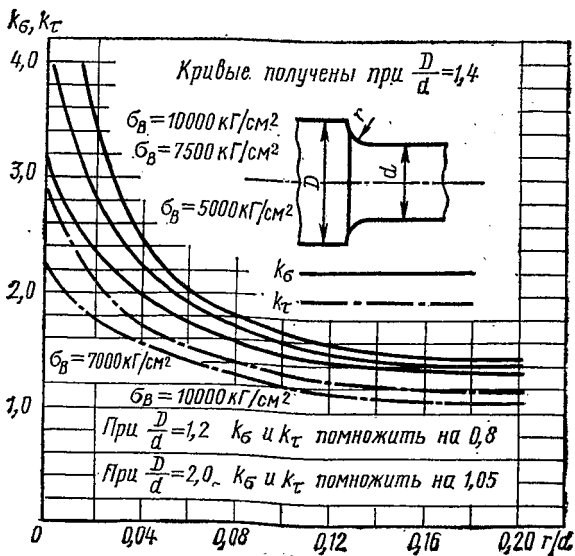


Рис. 8

ми коэффициентами концентрации напряжений — K_σ или K_τ (при нормальных и касательных напряжениях). Значения этих коэффициентов приведены в справочной литературе, а для одного случая — на рис. 8.

При статической нагрузке деталей, изготовленных из пластичных металлов, концентрация напряжений на прочность деталей практически не влияет.

В справочной литературе приведены механические характеристики (σ_T , σ_B , σ_{-1}) различных материалов, применяемых в машиностроении. Если этих данных нет, то можно пользоваться приближенными зависимостями по табл. 13.

ТАБЛИЦА 13

Формулы для приближенного определения механических характеристик

Деформация Цикл	Изгиб, растяжение — сжатие	Кручение
Стали углеродистые		
I	$\sigma_B = (0,35-0,40) HB;$ $\sigma_T = (0,50-0,55) \sigma_B; \sigma_{TН} = 1,2 \sigma_T$	$\tau_B = (0,7-0,75) \sigma_B$ $\tau_T = (0,6-0,7) \sigma_T$
II	$\sigma_0 = (1,5-1,6) \sigma_{-1}; \sigma_{0p} = (1,5-1,6) \sigma_{-1p}$	$\tau_0 = (1,8-2,0) \tau_{-1}$
III	$\sigma_{-1} = (0,45-0,50) \sigma_B; \sigma_{-1p} = (0,7-0,9) \sigma_{-1}$	$\tau_{-1} = 0,6 \sigma_{-1}$
Стали легированные		
I	$\sigma_B = (0,40-0,50) HB;$ $\sigma_T = (0,6-0,8) \sigma_B; \sigma_{TН} = 1,1 \sigma_T$	$\tau_B = (0,7-0,75) \sigma_B$ $\tau_T = (0,55-0,60) \sigma_T$
II	$\sigma_0 = (1,6-1,8) \sigma_{-1}; \sigma_{0p} = (1,6-1,8) \sigma_{-1p}$	$\tau_0 = (1,8-2,0) \tau_{-1}$
III	$\sigma_{-1} = (0,45-0,50) \sigma_B;$ $\sigma_{-1p} = (0,7-0,75) \sigma_{-1}$	$\tau_{-1} = (0,6) \sigma_{-1}$
Чугуны серые		
I	$\sigma_B = (0,08-0,15) HB; \sigma_{BН} = (1,6-1,9) \sigma_B;$ $\sigma_{BСЖ} = (3,7-4,0) \sigma_B;$	$\tau_B = (1,2-1,4) \sigma_{Bp}$
II	$\sigma_0 = (1,2-1,5) \sigma_{-1}; \sigma_{0p} = (1,2-1,3) \sigma_{-1p}$	$\tau_0 = (1,2-1,3) \tau_{-1}$
III	$\sigma_{-1} = (0,4-0,5) \sigma_{Bp}; \sigma_{-1p} = (0,8-0,9) \sigma_{-1}$	$\tau_{-1} = (0,75-0,85) \sigma_{-1}$

Примечание. $\sigma_{TН}$ — при изгибе; σ_{-1p} — при растяжении; $\sigma_{BСЖ}$ — при сжатии.

3. Допускаемые или расчетные напряжения. Выбор допускаемых напряжений представляет собой очень ответственную и сложную задачу, правильное решение которой в значительной степени определяет возможность получения при проектировании надежных и в то же время легких и экономичных конструкций. Решению этой задачи посвящены многочисленные исследования.

Мы ограничимся приведением основ определения допускаемых напряжений.

Допускаемое напряжение равно предельному напряжению, поделенному на коэффициент запаса прочности, и в отличие от действительных напряжений пишется с квадратными скобками (нормальные $[\sigma]$ и касательные $[\tau]$):

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{n} \quad \text{или} \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{пред}}}{n}, \quad (1)$$

где n — коэффициент запаса прочности, который можно приближенно определить, как произведение трех частных коэффициентов запаса прочности:

$$n = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3,$$

где n_1 — коэффициент, зависящий от точности производимого метода расчета или точности определения действующих нагрузок, точности расчетной схемы и т. п.

При сравнительно точном методе расчета $n_1 = 1-1,5$. При менее точном методе расчета $n_1 = 2-3$;

n_2 — коэффициент, зависящий от степени пластичности материала, которая определяется отношением $\frac{\sigma_T}{\sigma_B}$.

Значение n_2 можно определить для различных материалов по табл. 14.

ТАБЛИЦА 14

$\frac{\sigma_T}{\sigma_B}$	0,45—0,55	0,55—0,70	0,70—0,90
n_2	1,2—1,5	1,4—1,8	1,7—2,2

n_3 — коэффициент дополнительного запаса прочности для ответственных деталей. В зависимости от степени ответственности $n_3 = 1,1-1,5$ и более.

Определение допускаемых напряжений зависит от характера изменения напряжений и свойств материала (пластичный или хрупкий).

Допускаемые напряжения при постоянном цикле. Для пластичных материалов (незакаленная сталь) допускаемое напряжение можно определить по формуле (1), подставляя вместо предельного напряжения величину предела текучести.

При растяжении $[\sigma]_p$ и при сжатии $[\sigma]_{сж}$ допускаемое напряжение будет

$$[\sigma]_p \approx [\sigma]_{сж} = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{n} = \frac{\sigma_T}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3}. \quad (2)$$

Для хрупких материалов (закаленная сталь, чугун) допускаемые напряжения определяют по следующим формулам:

при растяжении

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_{Bp} \cdot \epsilon_B}{K_S \cdot n} = \frac{\sigma_{Bp} \cdot \epsilon_B}{K_S \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot n_3}, \quad (3)$$

при сжатии

$$[\sigma]_{\text{сж}} = \frac{\sigma_{\text{всж}} \cdot \varepsilon_{\text{в}}}{K_s \cdot n} = \frac{\sigma_{\text{вр}} \cdot \varepsilon_{\text{в}}}{K_s \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot n_3}, \quad (4)$$

где $\sigma_{\text{вр}} \approx \sigma_{\text{всж}}$, а n_1 и n_3 выбирают, как было указано ранее; n_2 — выбирают в зависимости от материала, а именно: высокопрочная сталь — $2 \div 3$, хрупкий однородный материал — $3 \div 4$, весьма хрупкий неоднородный материал (керамика, пористое хрупкое литье и пр.) — $3 \div 6$; K_s — эффективный коэффициент концентрации напряжений при постоянном цикле. Значения K_s приведены в справочной литературе [22].

Для неоднородного хрупкого материала (серый чугун) $K_s \approx 1$, так как этот материал практически нечувствителен к концентрации напряжений; $\varepsilon_{\text{в}}$ — масштабный фактор при постоянном цикле напряжений; значения этого фактора приведены в табл. 15.

ТАБЛИЦА 15

Материал	Масштабный фактор $\varepsilon_{\text{в}}$ при диаметре детали, мм (статическое нагружение)									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Легированная сталь	1,0	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,90
Модифицированный чугун	1,0	0,92	0,88	0,85	0,82	0,80	0,78	0,77	0,76	0,75
Серый чугун	1,0	0,80	0,70	0,62	0,59	0,56	0,53	0,50	0,48	0,45

Допускаемые напряжения при симметричном цикле. Допускаемые напряжения определяют по формулам:

при изгибе

$$[\sigma_{-1}]_{\text{и}} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_{\sigma_{-1}} \cdot \beta}{K_{\sigma} \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot n_3}, \quad (5)$$

при растяжении — сжатии

$$[\sigma_{-1}]_{\text{р}} = \frac{\sigma_{-1\text{р}} \cdot \varepsilon_{\sigma_{-1}} \cdot \beta}{K_{\sigma} \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot n_3}, \quad (6)$$

при кручении

$$[\tau_{-1}]_{\text{к}} = \frac{\tau_{-1} \cdot \varepsilon_{\tau_{-1}} \cdot \beta}{K_{\tau_{-1}} \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot n_3}, \quad (7)$$

где значения n_1 и n_3 выбирают, как указано на стр. 34. Значение коэффициента n_2 принимают: при достаточной однородности материала и повышенном качестве технологии изготовления $n_2 = 1,3 \div 1,5$; при ограниченной однородности материала и умеренном уровне технологии производства $n_2 = 1,5 \div 1,7$; при пониженной однородности материала (особенно для литья и деталей больших размеров) $n_2 = 1,7 \div 3,0$; $\varepsilon_{\sigma_{-1}}$, $\varepsilon_{\tau_{-1}}$ — масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений; определяют по табл. 16 или рис. 7, а.

Материал	σ_B , кг/мм ²	Диаметры образцов, мм							
		10	20	30	40	50	70	100	200
		Масштабный фактор $\varepsilon_{\sigma_{-1}} \approx \varepsilon_{\tau_{-1}}$							
Углеродистая сталь	40÷50	0,98	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,63
Углеродистая и легированная сталь	50÷80	0,97	0,89	0,85	0,81	0,78	0,73	0,68	0,61
Легированная сталь	80÷120	0,95	0,86	0,81	0,77	0,74	0,69	0,65	0,59
То же	120÷140	0,94	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,62	0,57

β — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности на величину предела выносливости. Его можно определить, пользуясь рис. 7,6 или табл. 17. $K_{\sigma_{-1}}$ или $K_{\tau_{-1}}$ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений. Их можно определить по рис. 8 или найти в справочной литературе [13].

ТАБЛИЦА 17

Характер обработки поверхности	β
Полирование	1,0
Шлифование	0,95÷0,98
Чистое точение или фрезерование	0,88÷0,94
Грубое точение	0,80÷0,86

Допускаемые напряжения при отнулевом (пульсирующем) цикле.
Допускаемые напряжения определяют по формулам:

$$[\sigma_0] = \frac{2[\sigma_{-1}]}{1+\psi_\sigma} \quad \text{или} \quad [\tau_0] = \frac{2[\tau_{-1}]}{1+\psi_\tau}, \quad (8)$$

где $[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_{\sigma_{-1}} \cdot \beta}{K_\sigma \cdot n}$ — допускаемое напряжение при симметричном цикле; см. формулу (5) и (7);

ψ_σ , ψ_τ — коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений;

при нормальных напряжениях

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0},$$

при касательном напряжении

$$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}.$$

Величины коэффициентов ψ_σ и ψ_τ можно ориентировочно принимать по табл. 18.

ТАБЛИЦА 18

Коэффициент ψ чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений

Сталь	σ_B , кг/мм ²	ψ_σ	ψ_τ
Углеродистая	35÷55	0,15	0,10
Углеродистая	60÷75	0,20	0,10
Легированная	100	0,25	0,08

Рассмотрим пример, иллюстрирующий изложенную методику выбора допускаемых напряжений.

Пример. Определить диаметр d стержня (рис. 9), применяемого в клиновом соединении.

Расчет требуется выполнить для трех случаев нагружения стержня, а именно: при постоянном, отнулевом и симметричном циклах напряжений.

Дано: материал стержня — сталь 30, растягивающее усилие $P=6000$ кг.

Расчет. По табл. 6 находим механические характеристики для стали 30:

временное сопротивление разрыву

$$\sigma_B = 50 \text{ кг/мм}^2,$$

$$\text{предел текучести } \sigma_T = 30 \text{ кг/мм}^2.$$

Первый случай — нагружение статическое. Расчетная схема — стержень, работающий на растяжение.

1) Определяем допускаемое напряжение на растяжение для стали 30 по формуле (2)

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3} \text{ кг/мм}^2.$$

Принимаем $n_1=1,0$, так как известно действующее на стержень усилие и задана расчетная схема.

Определяем коэффициент n_2 , зависящий от степени пластичности материала:

$$\frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{30}{60} = 0,5,$$

по табл. 14 находим значение n_2 , соответствующее степени пластичности 0,5, откуда $n_2=1,5$.

Принимаем $n_3=1,4$, предполагая, что стержень выполняет ответственную работу.

Тогда

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3} = \frac{30}{1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,4} = \frac{30}{2,1} = 14,2 \text{ кг/мм}^2.$$

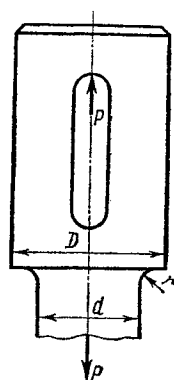


Рис. 9

2) Определяем диаметр стержня d из условия прочности на растяжение

$$\sigma_p = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq [\sigma]_p,$$

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6000}{3,14 \cdot 14,2}} = 23,2 \text{ мм.}$$

Второй случай — нагрузка изменяется по пульсирующему циклу. Конструктивно принимаем отношение диаметров стержня $\frac{D}{d} = 1,2$ и отношение радиуса закругления к меньшему диаметру $\frac{r}{d} = 0,1$.

1) Для определения допускаемого напряжения по формулам (6) и (8) находим значения всех входящих в них коэффициентов.

По рис. 8 определяем коэффициент концентрации напряжения K_σ для стали 30 с $\sigma_b = 50 \text{ кг/мм}^2$ (5000 кг/см^2). При соотношении $\frac{r}{d} = 0,1$ получим $K_\sigma = 1,58$, но так как кривые построены для соотношения $\frac{D}{d} = 1,4$, то полученное значение K_σ надо умножить на 0,8; $K_\sigma = 1,58 \cdot 0,8 = 1,264$. По табл. 17 (чистовое точение) находим коэффициент $\beta = 0,89$. Предварительно задаемся коэффициентом $\epsilon_\sigma = 1,0$, так как размер d еще не определен. По табл. 18 для стали 30 находим коэффициент $\psi_\sigma = 0,15$ при $\sigma_b = 50 \text{ кг/мм}^2$. По табл. 13 определяем предел выносливости для стали 30 при изгибе:

$$\sigma_{-1} = 0,5 \sigma_b = 0,5 \cdot 50 = 25 \text{ кг/мм}^2,$$

а при растяжении предел выносливости

$$\sigma_{-1,p} = 0,8 \cdot 25 = 20 \text{ кг/мм}^2.$$

Коэффициент запаса прочности, как и в первом примере

$$n = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 = 2,1.$$

Имея все эти данные, определяем допускаемое напряжение при пульсирующем цикле по формулам (8) и (6):

$$[\sigma_0]_p = \frac{2[\sigma_{-1}]_p}{1 + \psi_\sigma} = \frac{2 \left[\frac{\sigma_{-1,p} \cdot \epsilon_\sigma \cdot \beta}{K_{\sigma_{-1}} \cdot n} \right]}{1 + \psi_\sigma} = \frac{2 \left[\frac{20 \cdot 1,0 \cdot 89}{1,264 \cdot 2,1} \right]}{1 + 0,15} \approx 11 \text{ кг/мм}^2.$$

2) Определяем предварительный диаметр стержня:

$$d' = \sqrt{\frac{4P_{\max}}{\pi \cdot [\sigma_0]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6000}{3,14 \cdot 11}} = 26,3 \text{ мм.}$$

Затем по табл. 16 находим значение коэффициента $\varepsilon_{\sigma} \approx 0,88$ и уточняем величину диаметра стержня

$$d = d' \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\sigma}}} = 26,3 \sqrt{\frac{1}{0,88}} \approx 28,3 \text{ мм.}$$

Третий случай. Величина нагрузки P изменяется по симметричному циклу. Для этого случая допускаемые напряжения без учета масштабного фактора находим по формуле (6):

$$[\sigma_{-1}]_P = \frac{\sigma_{-1P} \cdot \beta}{K_{\sigma} \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot n_3} = \frac{20 \cdot 0,89}{1,264 \cdot 2,1} = 6,7 \text{ кг/мм}^2.$$

Предварительный диаметр стержня

$$d' = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{\max}}{\pi [\sigma_{-1}]_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6000}{3,14 \cdot 6,7}} = 33,7 \text{ мм.}$$

По табл. 16 находим значение масштабного фактора $\varepsilon_{\sigma} \approx 0,87$ и уточняем величину диаметра стержня:

$$d = d' \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\sigma}}} = 33,7 \sqrt{\frac{1}{0,87}} = 36,4 \text{ мм.}$$

Результаты проведенных расчетов сведем в табл. 19.

ТАБЛИЦА 19

Цикл нагружения	P_{\max} , кг	Диаметр стержня, мм
I	6000	23,2
II	6000	28,3
III	6000	36,4

Из приведенного расчета видно, что при постоянном максимальном значении нагрузки размеры, обеспечивающие прочность стержня, увеличиваются с изменением характера нагружения (статический, пульсирующий или симметричный циклы).

Кратко изложенный выше (дифференциальный) метод определения допускаемых напряжений применяется в специализированных отраслях машиностроения, где имеются широкие возможности проведения экспериментальных работ непосредственно над деталями и сборочными единицами, а также использование различных данных, накопленных в результате длительной эксплуатации машин.

В дальнейшем при выборе допускаемых напряжений будем пользоваться специализированными таблицами, составленными в результате дифференциального метода расчета и обобщения опыта проектирования для сокращения и упрощения расчетов; однако не исключается в отдельных случаях применение дифференциального метода.

Понятие о контактной прочности. Работоспособность многих деталей машин ограничивается из-за недостаточной прочности рабочих

поверхностей, по которым происходит контакт двух деталей. Под действием нагрузок, прижимающих эти детали, возникают местные напряжения и деформации, называемые *контактными*. Они возникают при малых размерах площадки касания по сравнению с размерами деталей (сжатие двух шаров, шара и плоскости, двух цилиндров). Когда размеры площадки касания сравнительно велики,

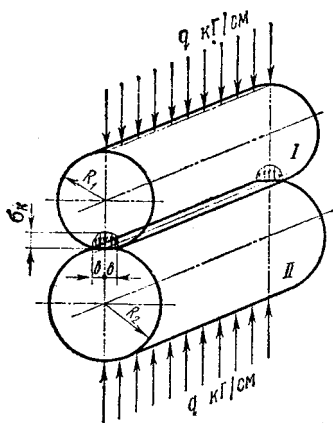


Рис. 10

то принято называть напряжения, возникающие на этих площадках, напряжением *сжатия* или *удельным давлением*.

Для деталей, в поверхностных слоях которых возникают контактные напряжения, например фрикционные катки, зубчатые колеса, подшипники качения, решающую роль в большинстве случаев играет не общая (объемная) прочность, а прочность рабочих поверхностей — *контактная прочность*.

Рассмотрим пример сжатия двух цилиндров с параллельными осями (рис. 10).

До приложения удельной нагрузки q кг/см цилиндры соприкасались по линии. Под нагрузкой линейный контакт переходит в контакт по узкой площадке. При этом точки максимальных контактных напряжений σ_k располагаются на продольной оси симметрии контактной площадки. Величина этих напряжений вычисляется по формуле Г. Герца (при применении материала с коэффициентом Пуассона $\mu=0,3$):

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}}}}$$

Здесь q — удельная нагрузка, кг/см;

$$q = \frac{Q}{l},$$

где Q — сила, прижимающая цилиндр;

l — длина образующей цилиндров, см;

$E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2},$$

где E_1 и E_2 — модули упругости первого рода материалов цилиндров, кг/см²;

$\rho_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2},$$

где R_1 и R_2 — радиусы цилиндров. Знак минус применяется в случае, когда поверхность одного из цилиндров вогнутая.

Расчет на контактную прочность ведут по напряжению σ_k , сопоставляя его с установленным на основании опытных данных допускаемым напряжением $[\sigma]_k$. Условие прочности будет $\sigma_k \leq [\sigma]_k$.

Если величина контактных напряжений будет больше допустимой $\sigma_k > [\sigma]_k$, то на поверхности деталей появляются вмятины, борозды, трещины и мелкие раковины.

Подобные повреждения наблюдаются у фрикционных, зубчатых, червячных и цепных передач, а также в подшипниках качения.

Более подробно о контактной прочности изложено в курсе сопротивления материалов.

§ 8. ПРОЕКТНЫЙ И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТЫ

Различают два вида расчетов, выполняемых конструкторами, а именно: расчеты проверочный и проектный.

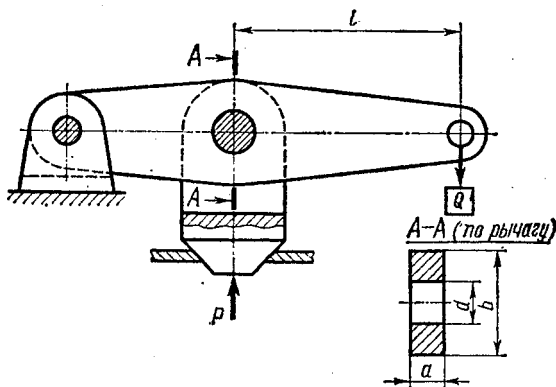


Рис. 11

Проверочный расчет выполняют в тех случаях, когда необходимо определить прочность существующей или проектируемой детали. Этот расчет производят по следующей основной проверочной формуле

$$\sigma = \frac{P}{F} \leq [\sigma], \quad (9)$$

где в общем виде действительные или рабочие напряжения равны силовому фактору, деленному на геометрический фактор, и должны быть меньше или равны допускаемым напряжениям. Чем ближе будет действительное напряжение к допускаемым, тем лучше будет использован материал детали. Идеальный случай, когда

$$\sigma = [\sigma].$$

Проектный расчет производится в тех случаях, когда необходимо получить размеры, обеспечивающие прочность проектируемой

детали. Этот расчет проводится по следующей основной проектной формуле

$$F \geq \frac{P}{[\sigma]}, \quad (10)$$

где P — внутренний силовой фактор (продольная или поперечная сила, изгибающий или крутящий момент);

F — геометрический фактор — площадь поперечного сечения или момент сопротивления сечения изгибу или кручению.

В дальнейшем все расчеты будут выполняться по этим основным формулам. Рассмотрим практическое применение этих формул на примерах.

Пример проектного расчета. Найти оптимальные размеры в опасном сечении A — A рычага предохранительного клапана, изображенного на рис. 11, если $l=300$ мм, а груз $Q=20$ кг.

Решение. 1) Как видно из рисунка, в сечении рычага необходимо определить три размера. Для облегчения задачи конструктивно задаем соотношением размеров сечения, выражая их как часть размера, b :
принимаям

$$a = \frac{1}{4} b,$$

$$d = 0,4b.$$

2) Определяем момент сопротивления сечения изгибу, так как сечение будет подвергаться действию изгибающего момента. Из курса сопротивления материалов известно, что момент сопротивления изгибу прямоугольного сечения будет

$$W_{из} = \frac{ab^2}{6},$$

где b — высота, a — ширина.

Аналогично для прямоугольного сечения с отверстием d , момент сопротивления сечения изгибу будет

$$W_{из} = \frac{a(b^2 - d^2)}{6}.$$

Подставляем принятые значения a и d и получим

$$W_{из} = \frac{a(b^2 - d^2)}{6} = \frac{b[b^2 - (0,4b)^2]}{4 \cdot 6} = 0,035b^3.$$

3) Выбираем материал для изготовления рычага по табл. 6. Принимаем сталь 35: $\sigma_B = 54$ кг/мм², $\sigma_T = 32$ кг/мм².

4) Определяем допускаемое напряжение изгиба для стали 35: $n_1 = 1$, так как приложенное усилие и расчетная схема ясна из рисунка; n_2 зависит от пластичности материала

$$\frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{32}{54} \approx 0,59.$$

По табл. 14 находим $n_2 \cong 1,6$. Учитывая, что конструкция рычага предохранительного клапана ответственная деталь, принимаем $n_3 = 1,25$

$$[\sigma]_{\text{и}} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3} = \frac{32}{1 \cdot 1,6 \cdot 1,25} = 16 \text{ кг/мм}^2.$$

5) По основной проектной формуле (10) определяем размер b .

$$F \geq \frac{P}{[\sigma]},$$

где силовым фактором является изгибающий момент $M_{\text{из}} = Q \cdot l = 20 \cdot 300 = 6000 \text{ кг} \cdot \text{мм}$. Геометрическим фактором будет $W_{\text{из}} = 0,035b^3$.

Проектная формула в данном случае

$$W_{\text{из}} = \frac{M_{\text{и}}}{[\sigma]_{\text{и}}},$$
$$0,035b^3 = \frac{6000}{16},$$

откуда

$$b = \sqrt[3]{\frac{6000}{0,035 \cdot 16}} = 22,2 \text{ мм},$$

конструктивно увеличиваем ($b = 24 \text{ мм}$) до ближайшего нормального размера по ГОСТ 6636—69 (см. табл. 41). Из ранее принятых соотношений находим

$$a = \frac{1}{4} \cdot b = \frac{1}{4} \cdot 24 = 6 \text{ мм}$$

и

$$d = 0,4 \cdot b = 0,4 \cdot 24 = 9,6.$$

Конструктивно увеличиваем размер d до 10 мм. Это увеличение отверстия не ослабит конструкцию, так как мы увеличим d на 0,4 мм, а размер b увеличен на 1,8 мм.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

§ 9. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СОЕДИНЕНИЯХ

Каждое изделие или сборочная единица состоит из отдельных деталей, которые соединены между собой подвижно или неподвижно.

При подвижном соединении в процессе работы машины возможно относительное перемещение деталей, а при неподвижном соединении — невозможно.

В зависимости от технологических и эксплуатационных требований соединения бывают неразъемные и разъемные.

Неразъемные соединения характерны тем, что их нельзя разобрать без повреждения соединяемых деталей. К таким соединениям относятся заклепочные и сварные соединения, а также соединения склеиванием, пайкой. Кроме того, к этим соединениям можно отнести соединение с натягом, в котором до сборки размер «отверстия» меньше размера «вала». Неподвижность этого соединения достигается за счет упругой или упруго-пластической деформации деталей.

Разъемные соединения характерны тем, что их можно многократно собирать и разбирать без повреждения соединяемых деталей. К ним относятся клиновые, штифтовые, шпоночные, шлицевые и резьбовые соединения.

Ниже рассмотрены конструкции и расчеты соединений.

§ 10. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ЗАКЛЕПОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Преимуществами заклепочных соединений являются большая стабильность и возможность проверки качества соединения.

Заклепочные соединения применяют:

а) в особо ответственных соединениях (с большими нагрузками) и в соединениях, непосредственно воспринимающих большие вибрационные нагрузки;

б) в соединениях, где недопустима сварка (нагрев) из-за опасности отпуска термообработанных деталей или коробления точных деталей;

в) для соединений несваривающихся материалов.

Заклепки. Заклепка представляет собой круглый стержень с головкой с одной стороны, называемой закладной. Вторая головка, замыкающая, образуется в процессе клепки. Конструкция заклепок разнообразна в зависимости от их назначения. ГОСТами определены основные типы заклепок.

Чаще всего применяют заклепки (рис. 12, а, б, в) с полукруглой головкой (ГОСТ 10299—68); они имеют диаметр стержня от 1 до

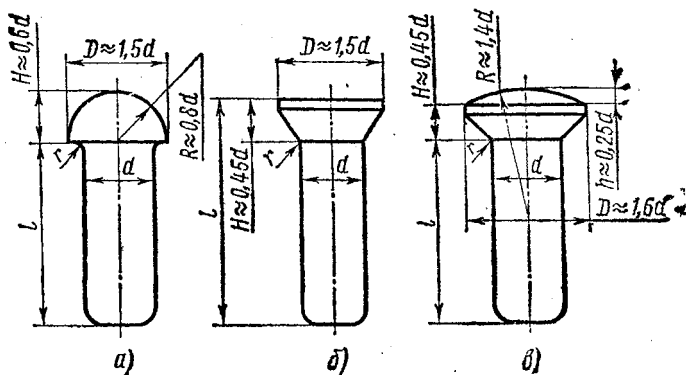


Рис. 12

36 мм; с потайной головкой (ГОСТ 10300—68); с полупотайной головкой (ГОСТ 10301—68).

Заклепки одного и того же диаметра бывают разной длины. Заклепки с потайными головками применяют в тех случаях, когда полукруглая головка будет мешать работе соединения. Полупотайная заклепка более прочная, чем потайная.

Материал заклепок должен быть пластичным, чтобы можно было формировать замыкающую головку, и однородным с материалом соединяемых элементов во избежание электрохимической коррозии.

Заклепки обычно изготовляют из стали марок Ст2, Ст3, 10 кп, 20 кп, а в некоторых случаях из легированной стали 09Г2 или Х18Н9Т (нержавеющая сталь). Поверхности заклепок могут иметь специальные покрытия (цинкование, кадмирование).

Для соединения деталей из цветных металлов или неметаллических материалов (накладки из асбестового материала к тормозным колодкам или фрикционным муфтам) применяют заклепки из цветных сплавов Л62, М3, АД1, Д18П.

Кроме указанных на рис. 12 заклепок применяют и специальные заклепки. Например, в тех случаях, когда нет доступа к зоне размещения замыкающей головки, применяют так называемые взрывные заклепки (рис. 13, а), заключающие в себе взрывчатое вещество. Замыкающая головка у таких заклепок образуется в результате взрыва от нагрева заклепки (рис. 13, б).

Для соединений металлических деталей, не требующих высокой плотности, применяют трубчатые заклепки (рис. 13, в), а для соеди-

нения легко деформируемых материалов (кожи, ткани, пластмассы и т. п.) применяют трубчатые заклепки — пистоны (рис. 13, з).

В соединяемых деталях отверстия делают пробивкой или сверлением отверстия под стержень заклепки. Диаметр отверстия должен быть больше стержня заклепки на 0,5—1,0 мм. Получение продавленных отверстий дешевле,

чем просверленных, но при этом в зоне отверстия получается наклеп металла, что ослабляет соединение.

Совмещают соединяемые детали так, чтобы совпадали оси отверстий, вставляют снизу заклепку; свободный конец ее должен иметь длину l_1 , необходимую для получения замыкающей головки.

Головку заклепки (рис. 14) подпирают снизу поддержкой с выточкой по

форме головки. Свободный конец l_1 осаживается через оправку обжимной машиной или ударами молотка. В результате с обеих сторон соединенных листов образуются две одинаковые головки, стягивающие между собой листы. Стальные заклепки диаметром до 8—10 мм расклепывают в холодном состоянии, при больших диаметрах конец стержня заклепок рекомендуется нагревать до светло-красного цвета 1000—1100° С.

Заклепки, установленные в горячем состоянии, дают более плотное соединение, так как после клепки заклепки остывают, линейные размеры уменьшаются и сильнее стягивают соединяемые элементы. Для получения большей герметичности плотные швы подвергают чеканке-осадке металла вдоль шва и по окружности головок заклепок специальным инструментом — чеканом.

Классификация швов. По назначению заклепочные швы делятся на три группы:

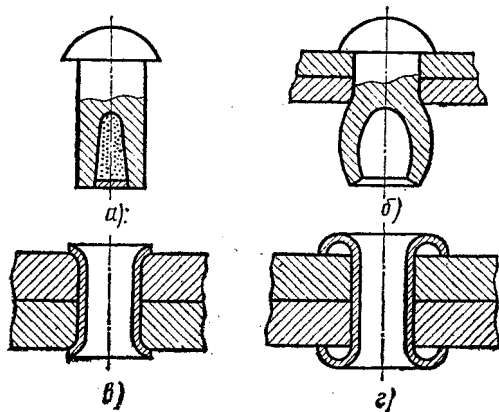


Рис. 13

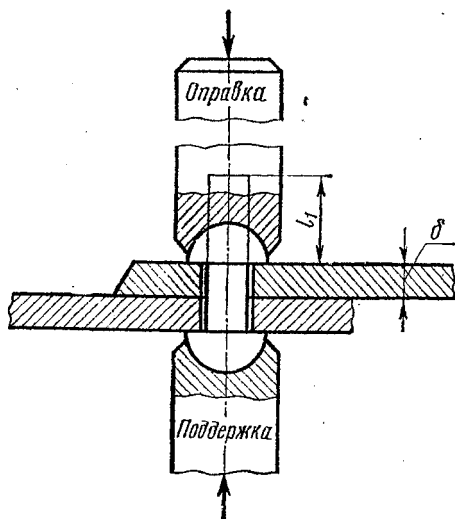


Рис. 14

прочные, обеспечивающие необходимую прочность конструкции. Сюда относятся заклепочные соединения листов, стальных конструкций различных сооружений, подъемно-транспортных устройств, различных рам, кронштейнов;

плотные, обеспечивающие необходимую плотность и герметичность. Например, для различных резервуаров, баков, емкостей для жидкостей и газов под нормальным атмосферным давлением. В настоящее время плотные заклепочные швы почти не применяют, заменяют их сварными соединениями;

прочно-плотные, обеспечивающие не только необходимую прочность, но и герметичность. Применяют такие швы для раз-

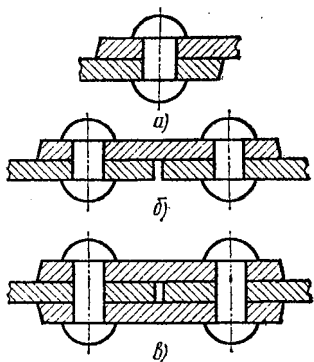


Рис. 15

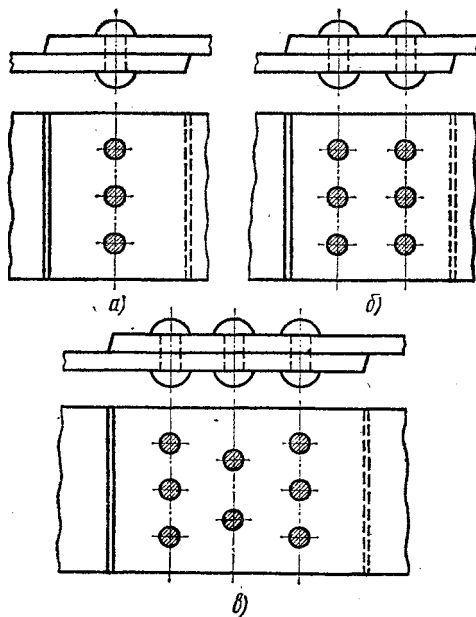


Рис. 16

личных газосборников, паровых котлов и других аппаратов, работающих при внутреннем давлении, большем атмосферного.

По конструктивным признакам швы различают по расположению соединяемых листов и по расположению заклепок в шве. Соединение листов может быть выполнено внахлест (рис. 15, а), встык с одной накладкой (рис. 15, б), встык с двумя накладками (рис. 15, в).

При разрушении швов, показанных на рис. 15, а и 15, б, заклепки срежутся по одному сечению, а в шве, показанном на рис. 15, в, по двум сечениям заклепки. Поэтому первые два шва будем называть односрезными, а вторые — двусрезными.

По расположению заклепок швы бывают однорядными (рис. 16, а), двухрядными (рис. 16, б), трехрядными (рис. 16, в) и т. д., причем заклепки могут располагаться рядами или в шахматном порядке (см. рис. 16, в).

Расчет прочного заклепочного шва. Заклепочные соединения рассчитывают: заклепки — на срез и смятие, а соединяемые полосы — на смятие, растяжение и срез (или выкалывание) заклепками.

Предполагаем, что усилие, передаваемое заклепочным соединением, распределяется равномерно между всеми заклепками, напряжения среза расположены по поперечным сечениям заклепок равномерно и напряжение смятия нормально к поверхности контакте заклепки.

В связи с тем что силы трения между листами (особенно при горячей клепке) воспринимают часть растягивающей нагрузки, сдвиг листов возникает лишь после того, как расчетные напряжения среза в заклепках будут выше 5—6 кг/мм². Поэтому расчет заклепок на срез ведут при более высоких допускаемых напряжениях среза $[\tau]_{\text{ср}}$.

Расчет односрезного прочного шва внахлест. На рис. 17 приняты следующие обозначения:

δ и δ_1 — толщина листов (принимаем, что $\delta = \delta_1$);
 b — ширина листа;
 d — диаметр заклепки;
 t — шаг заклепок (расстояние между центрами двух соседних заклепок, измеренное вдоль кромки шва);

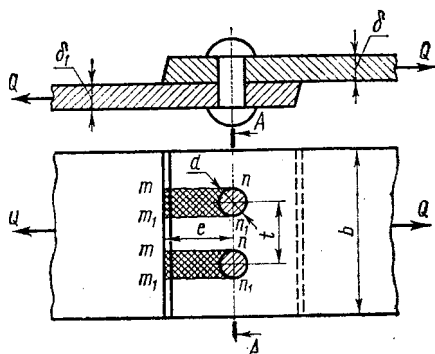


Рис. 17

e — расстояние центра заклепки от края листа;
 i — количество заклепок в шве.

Дано: b, δ, δ_1, Q . Определить d, t, i, e .

1) Конструктивно выбираем диаметр заклепок при заданной толщине листа и шаг заклепок с учетом выбранного диаметра заклепки.

Принимаем:

$$d \approx 2\delta;$$

$$t \approx (3 \div 6) d.$$

2) Определяем количество заклепок из условия прочности на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q}{i \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

откуда

$$i = \frac{4Q}{\pi d^2 [\tau]_{\text{ср}}}.$$

Условное допускаемое напряжение среза

$$[\tau]_{\text{ср}} \cong (0,7 \div 0,9) [\sigma]_{\text{р}}.$$

Коэффициент 0,7 берем для продавленных отверстий, а 0,9 — для сверленных.

3) Рассчитываем заклепки на смятие внутренней поверхностью отверстия листа. Усилие на одну заклепку

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q}{id\delta} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

Допускаемое напряжение на смятие примерно можно определить по следующей зависимости:

$$[\sigma]_{\text{см}} = (1,7 \div 2,0) [\sigma_p].$$

При этом меньший коэффициент (1,7) относится к продавленным отверстиям, а большой (2,0) к сверленным.

4) Проверка листа на растяжение в месте, ослабленном отверстиями под заклепки $A-A$, при шаге заклепок t .

Допускаемое усилие на один шаг будет

$$Q_1 = \frac{Q}{t},$$

тогда

$$\sigma_p = \frac{Q_1}{(t-d)\delta} \leq [\sigma]_p.$$

5) Проверка прочности листа на срез заклепкой, близко расположенной к краю (размер e). Как видно из рис. 17, каждая заклепка может срезаться по двум плоскостям mn , m_1n_1

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q}{i2e\delta} \leq [\tau]_{\text{ср}}.$$

Примечание. При расчете прочного шва с расположением заклепок в три ряда (см. рис. 16, в) крайние ряды заклепок будут работать в одинаковых условиях, а на средний ряд будет действовать меньшее усилие, так как крайние ряды часть усилия взяли на себя. Тогда на средний ряд будет действовать не все усилие, а $Q - Q_1$, где Q_1 — усилие, воспринимающееся крайними рядами.

$$Q_1 = \frac{QF_1}{F},$$

где F_1 — сумма площадей поперечного сечения заклепок крайнего ряда;

F — сумма площадей поперечного сечения всех заклепок.

Определить допускаемые напряжения можно расчетом или пользуясь ориентировочными сведениями, приведенными в табл. 20.

В заклепочных соединениях из цветных сплавов допустимы следующие напряжения:

$$[\sigma]_p = (0,4 \div 0,5) \sigma_T; [\tau]_{\text{ср}} = (0,25 \div 0,3) \sigma_T$$

и

$$[\sigma]_{\text{см}} = (1,5 \div 2,0) [\sigma]_p.$$

Пример проектного расчета прочного заклепочного шва. Спроектировать прочный заклепочный шов для двух стальных полос сечением 160×10 мм, статическая растягивающая нагрузка $Q = 12$ Т, если материал полос Ст3, а заклепок — сталь Ст2.

Допускаемые напряжения для расчета заклепочных соединений

Вид напряжения	Способ получения отверстия под заклепку	Допускаемые напряжения для конструкции из Ст3 и заклепок из стали Ст2 или Ст3, кг/мм ²
Растяжение основных элементов $[\sigma]_p$	—	16
Срез $[\tau]_{ср}$	Сверление	14
	Продавливание	10
Смятие $[\sigma]_{см}$	Сверление	32
	Продавливание	28

Решение. 1) По табл. 20 подбираем величину допускаемых напряжений, предполагая, что отверстия под заклепки будут продавлены, допускаемое напряжение на растяжение материала полос $[\sigma]_p = 16 \text{ кг/мм}^2$; допускаемое напряжение на срез полос и заклепок $[\tau]_{ср} \cong 10 \text{ кг/мм}^2$; допускаемое напряжение на смятие заклепок и полос $[\sigma]_{см} = 28 \text{ кг/мм}^2$.

2) Задаемся диаметром заклепок по заданной толщине листов

$$d = 2\delta = 2 \cdot 10 = 20 \text{ мм.}$$

3) Определяем количество заклепок из условия прочности их на срез

$$i = \frac{4Q}{\pi d^2 [\tau]_{ср}} = \frac{4 \cdot 12000}{3,14 \cdot 20^2 \cdot 10} = 3,72.$$

Выбираем число заклепок $i = 4$.

4) Проверяем заклепки на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{Q}{id\delta} = \frac{12000}{4 \cdot 20 \cdot 10} = 15 \text{ кг/мм}^2 < [\sigma]_{см}$$

5) Проектируем шов по полученным расчетным данным. Надо выбрать расположение заклепок. Возможны четыре варианта расположения заклепок: в один ряд, в два ряда, в три ряда и четыре ряда. Конструктивно лучший вариант расположения заклепок — в два ряда.

Подбираем шаг заклепок так, чтобы материал листа был равномерно распределен на каждую заклепку $t = (3 - 6)d$; для нашего случая принимаем $t = 4d = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм}$ (рис. 18).

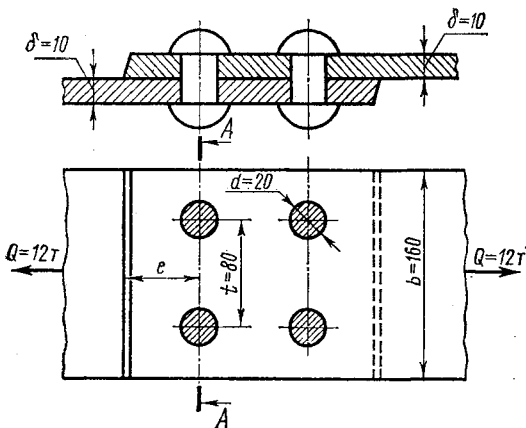


Рис. 18

Проверяем прочность полос в опасном сечении $A - A$, ослабленном отверстиями под заклепки.

$$\sigma_p = \frac{Q}{(b - 2d) \delta} = \frac{12000}{(160 - 2 \cdot 20) \cdot 10} = 10 \text{ кг/мм}^2 < [\sigma]_p.$$

Определяем расстояние заклепок от края листа из условия прочности листа на срез:

$$e = \frac{Q}{i \cdot 2\delta [\tau]_{ср}} = \frac{12000}{4 \cdot 2 \cdot 10 \cdot 10} = 15 \text{ мм.}$$

Принимаем $e = d = 20$ мм.

Пример проверочного расчета прочного заклепочного шва. Две полосы сечением 180×10 мм соединены семью заклепками диаметром $d = 20$ мм. Проверить прочность заклепочного соединения под статической растягивающей нагрузкой $Q = 15$ Т, если материал полос Ст3, а материал заклепок Ст2 (рис. 19).

Решение. 1) Определяем допускаемые напряжения для заклепок и полос по табл. 20: $[\sigma]_p = 16 \text{ кг/мм}^2$, $[\tau]_{ср} = 10 \text{ кг/мм}^2$, $[\sigma]_{см} = 28 \text{ кг/мм}^2$.

2) Определяем рабочие напряжения заклепок на срез

$$\tau_{ср} = \frac{Q}{iF} = \frac{Q}{i \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{15000 \cdot 4}{7 \cdot 3 \cdot 14 \cdot 20^2} = 6,84 \text{ кг/мм}^2 < [\tau]_{ср};$$

заклепок и полос на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{Q}{i \cdot \delta \cdot d} = \frac{15000}{7 \cdot 10 \cdot 20} = 10,7 \text{ кг/мм}^2 < [\sigma]_{см};$$

на растяжение нижней полосы в сечении $A - A$

$$\sigma_{pA-A} = \frac{Q}{(b - 2d) \delta} = \frac{15000}{(180 - 2 \cdot 20) \cdot 10} = 10,7 \text{ кг/мм}^2 < [\sigma]_p,$$

на растяжение нижней полосы в сечении $B - B$. Первый ряд заклепок часть нагрузки взял на себя, следовательно, во втором ряду будет действовать меньшая нагрузка, а именно:

$$Q - Q_1,$$

где

$$Q_1 = \frac{Q F_1}{F}.$$

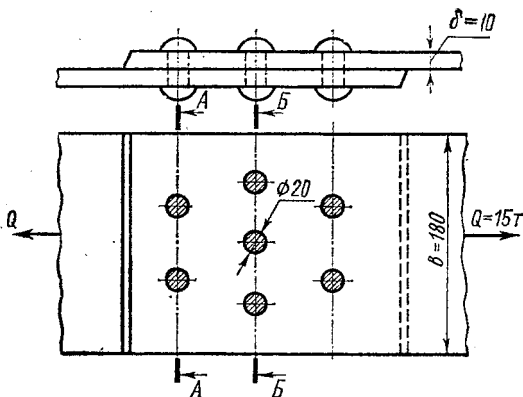


Рис. 19

Принимая площадь одной заклепки за F_0 и зная количество заклепок первого ряда и общее количество заклепок, определяем:

$$Q_1 = \frac{QF_1}{F} = \frac{Q \cdot 2 \cdot F_0}{7F_0} = \frac{2}{7} Q;$$

тогда

$$\sigma_{p \text{ Б-Б}} = \frac{Q - Q_1}{(b - 3d) \delta} = \frac{\frac{7}{7} Q - \frac{2}{7} Q}{(b - 3d) \delta} = \frac{5Q}{7(b - 3d) \delta} = \frac{5 \cdot 15000}{7(180 - 3 \cdot 20) \cdot 10} = 8,94 \text{ кг/мм}^2 < [\sigma]_p.$$

Как видно из произведенного проверочного расчета, действительные напряжения меньше допустимых, следовательно, соединение будет прочным.

§ 11. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Общие сведения. В современном машиностроении, приборостроении и строительстве широко применяют сварные соединения. Технологический процесс получения сварного соединения подробно рассмотрен в курсе «Конструкционные материалы».

Мы остановимся только на основных вопросах, связанных с выполнением, конструкцией и расчетом сварных соединений, получаемых электродуговой сваркой.

При сварке металл плавится и интенсивно соединяется с кислородом и азотом воздуха, чем резко снижается качество сварного шва. Например, содержание кислорода в металле шва свыше 2% и азота свыше 0,15% резко ухудшает пластические свойства металла шва.

Для уменьшения содержания азота и кислорода в металле шва применяют ряд мер, например, применение электродов с раскислителями (Mn, Si), нанесение на поверхность электродов специальных покрытий, содержащих раскислители, использование специальных флюсов при автоматической сварке.

Электроды для дуговой сварки стандартизованы. Их изготавливают из электродной проволоки диаметром от 1 до 12 мм с тонким или толстым (более качественным) покрытием. Широко применяют электроды марок Э42, Э42А, Э50, Э50А, где число обозначает величину предела прочности в кг/мм², буква А — повышенное качество. Для неотчетливых швов применяют электроды марки Э32 с ионизирующим покрытием (мелом).

Преимуществами сварных соединений по сравнению с заклепочными являются: экономия металла, отсутствие отверстий, ослабляющих рабочее сечение; меньшая масса соединяемых элементов и возможность широкого применения стыковых швов, не требующих дополнительных элементов в виде накладок. Экономия металла составляет в среднем от 10 до 20%; сварка позволяет снизить трудо-

емкость работ, исключить операции разметки и сверления (пробивки) отверстий.

Применение сварных соединений вместо отливок дает снижение металлоемкости до 40% и особенно выгодно при единичном производстве.

Сварка позволяет соединять детали с криволинейным профилем, кроме того, получать плотные и непроницаемые соединения.

К недостаткам сварных соединений относятся: термические деформации, кроме того, невозможно сваривать детали из тугоплавких

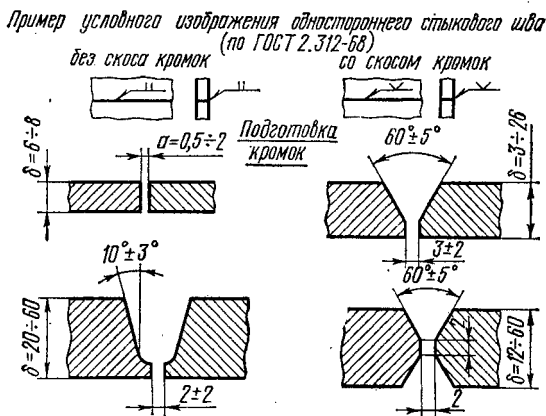


Рис. 20

материалов. Недостаточная стабильность качества шва, зависящая от квалификации и внимания сварщика. Этот недостаток в значительной степени устраняется применением автоматической сварки.

Конструктивные разновидности швов и сварных соединений. По конструктивным признакам различают сварные соединения следующих видов (ГОСТ 2.312—68): стыковые (С), внахлестку (Н), угловые (У) и тавровые (Т).

В зависимости от толщины свариваемых деталей производят различную подготовку кромок (рис. 20). При толщине металла до 8 мм сварку производят без разделки кромок;

при толщине металла до 26 мм производят V-образную разделку кромок.

Металл толщиной более 20 мм сваривают с криволинейным скосом кромок;

при толщине металла более 12 мм рекомендуется двусторонняя X-образная разделка кромок.

Во всех выше перечисленных случаях предусматривается зазор между нескошенными участками кромок. Большое влияние на прочность сварных соединений встык оказывает угол скоса кромок α , который берется в пределах 55—65°.

Поперечное сечение шва встык может быть выполнено (см. рис. 21, а): нормальным, когда высота шва h примерно равняется

толщине листа δ ; выпуклым, когда высота шва h больше толщины листа δ для компенсации непровара. Такой шов ведет к перерасходу электродов и снижению прочности в связи с возникающей концентрацией напряжений в местах перехода от шва к основному материалу.

Широкое распространение также получили соединения внахлестку, которые выполняют валиковым швом. В зависимости от распо-

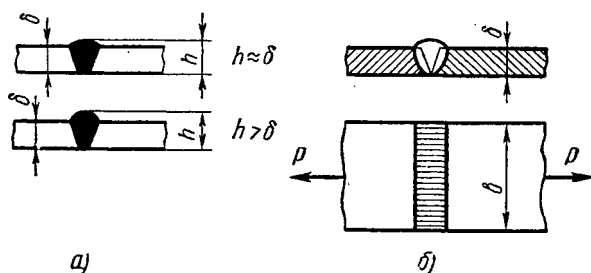


Рис. 21

ложения шва по отношению к действующему усилию различают валиковые швы: лобовые, перпендикулярные к действующему усилию (рис. 22, а и б); фланговые, параллельные действующему усилию

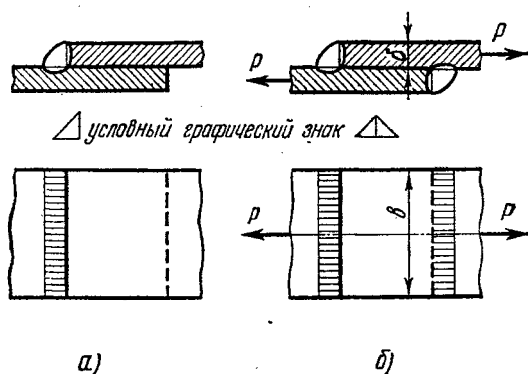


Рис. 22

(рис. 23, а); комбинированные, состоящие из лобовых, фланговых и наклонных швов (рис. 23, б).

По профилю поперечного сечения валиковые швы бывают:

нормальными (рис. 24, а), очерченные равнобедренным прямоугольным треугольником. Катет шва или его толщина обычно берется равной толщине листа ($K \approx \delta$);

выпуклыми (рис. 24, б) — эти швы не рекомендуются из-за перерасхода электродов и возникающей концентрации напряжений;

вогнутыми, при которых наблюдается пониженная концентрация напряжений. Эти швы рекомендуют для конструкций, работающих

при переменных нагрузках; их получают дополнительной механической обработкой после сварки (рис. 24, в).

В отдельных случаях для соединений внахлестку, не требующих большой прочности, применяют так называемые проплавные электрозаклепки (рис. 25).

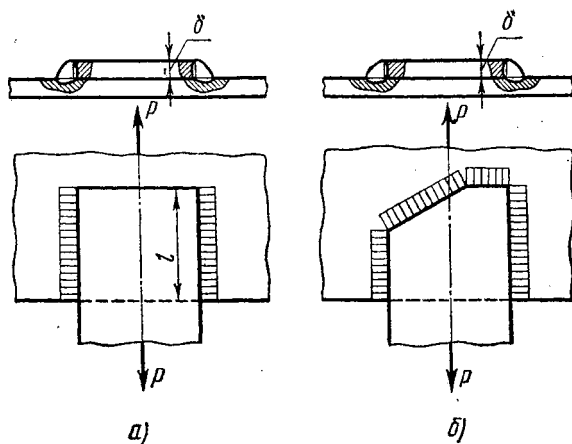


Рис. 23

Тавровые соединения выполняют электродуговой, ручной или автоматической сваркой (рис. 26). При малой толщине листа сварку производят без скоса кромок валиковым швом (рис. 26, а). При толщине листа $\delta = 4 - 26$ мм делают односторонний скос (рис. 26, б), при толщине листа $\delta = 12 - 60$ мм — двусторонний скос (рис. 26, в) и варят стыковым швом. Угловые швы (рис. 26, г, д, е) применяют для сварки корпусов, каркасов и т. п. Как правило, такие швы больших усилий не воспринимают и на прочность их не рассчитывают.

Расчет сварных швов. Соединение стыковое. Прямой сварной шов встык (см. рис. 21, б) растягивается (сжимается) постоянной силой P .

Допускаемое усилие на шов определяем по формуле

$$P \leq F_{\text{шв}} \cdot [\sigma]'_p,$$

где $F_{\text{шв}}$ — площадь поперечного сечения шва $F_{\text{шв}} \cong b \cdot \delta$. Принимаем, что высота шва равна толщине листа $h \cong \delta$; $[\sigma]'_p$ — допускаемое напряжение на растяжение. При расчете на сжатие берется допускаемое напряжение на сжатие $[\sigma]_{\text{сж}}'$, которое обычно выше допускаемого напряжения на растяжение. Величины допускаемых напряже-

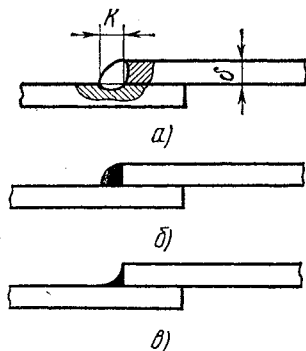


Рис. 24

ний для сварных швов даны в табл. 21. Следовательно, допускаемое усилие для шва встык

$$P \leq b \cdot \delta \cdot [\sigma]_p',$$

где δ — толщина листа, мм;

b — ширина листа, мм;

$[\sigma]_p'$ — допускаемое напряжение на растяжение шва, кг/мм².

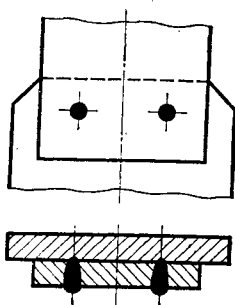


Рис. 25

Соединение валиковым швом. Валиковый лобовой шов (см. рис. 22) подвергается действию статической растягивающей силы P . Расчет валиковых швов всех типов условно и приближенно производят на срез по критическому сечению $a-a$, проходящему через биссектрису прямого угла равнобедренного треугольника со стороной $K = \delta$ (рис. 27), в этом сечении кроме касательных возникают и нормальные напряжения

$$a-a = \delta \cdot \cos 45^\circ \approx 0,7\delta.$$

Площадь среза при длине шва, равной ширине полосы b ,

$$F_{ср} = b \cdot 0,7\delta.$$

Предполагая, что усилие P распределяется равномерно по всей длине шва, допускаемое усилие для одностороннего шва

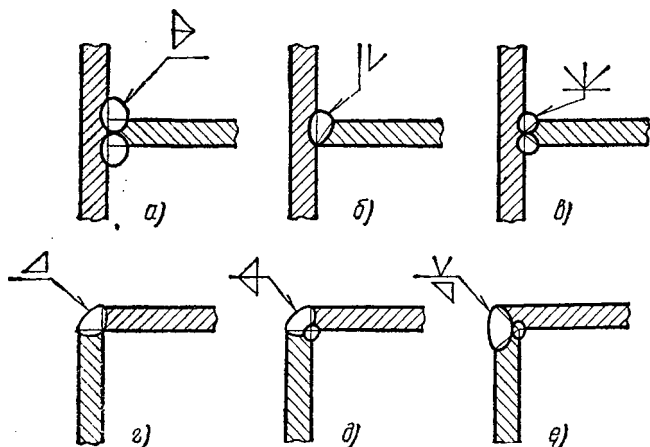


Рис. 26

$$P \leq 0,7\delta \cdot b \cdot [\tau]_{ср}',$$

где δ — толщина листа, мм (или длина катета K);

b — ширина листа (или длина шва), мм;

$[\tau]_{ср}'$ — допускаемое напряжение на срез шва (см. табл. 21).

При работе шва на сжатие в расчетную формулу следует подставлять значения $[\sigma]_{сж}'$.

При расчете на прочность (растяжение-сжатие) других валиковых швов: фланговых, с круглым или удлиненным отверстием, наклонных или комбинированных применяют ту же расчетную формулу, только вместо b подставляют суммарную длину всех швов L , откуда допускаемое усилие для таких швов выражено следующей формулой:

$$P \leq 0,7KL [\tau]_{ср}'$$

где $K = \delta$, мм;

L — суммарная длина швов, мм;

$[\tau]_{ср}'$ — допускаемое напряжение на срез шва, кг/мм².

Если фланговые швы испытывают действие момента сил (рис. 28) и если предположить, что напряжения по длине шва равномерны, а направления различны, то при этом напряжения в двух швах создают пару сил с плечом b , уравнивающую момент нагрузки M .

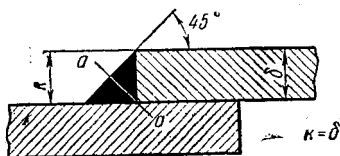


Рис. 27

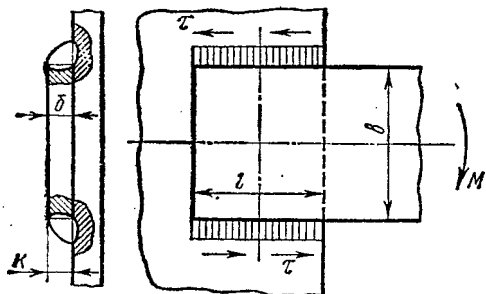


Рис. 28

Для коротких швов ($l < b$) приближенный расчет производим по следующей формуле:

$$M \leq 0,7 \cdot K \cdot l \cdot b [\tau]_{ср}'$$

Соединения втавр могут выполняться стыковым или валиковым швом. Такие соединения могут испытывать изгиб (рис. 29) или кручение (рис. 30).

При наличии изгибающего момента M_n и растягивающей силы P прочность соединения определяют:

для стыкового шва (рис. 29, а)

$$\sigma = \frac{M_n}{W_n} + \frac{P}{F} \leq [\sigma]_{р}'$$

где момент сопротивления сечения изгибу $W_n = \frac{\delta b^2}{6}$, а площадь поперечного сечения стыкового шва $F \approx b \cdot \delta$. Подставляя эти значения, получим:

$$\sigma = \frac{M_n}{1/6 \delta b^2} + \frac{P}{b \cdot \delta} \leq [\sigma]_{р}'$$

для валиковых двойных швов (рис. 29, б):

$$\tau = \frac{M_n}{2W_n'} + \frac{P}{2F_{ср}} \leq [\tau]_{ср}'$$

где момент сопротивления сечения шва при $K \approx \delta$

$$W'_H = \frac{0,7\delta \cdot b^2}{6},$$

а площадь поперечного сечения среза одного шва

$$F_{ср} = 0,7\delta \cdot b.$$

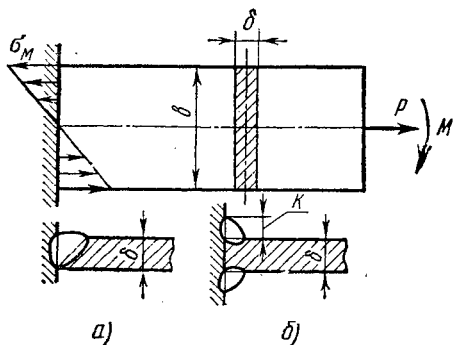


Рис. 29

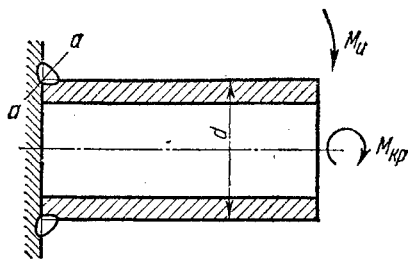


Рис. 30

Подставляя эти значения, получим:

$$\tau = \frac{M_H}{2 \cdot 1/6 \cdot 0,7\delta \cdot b^2} + \frac{P}{2 \cdot 0,7 \cdot \delta \cdot b} \leq [\tau]_{ср}'.$$

Сварное соединение трубы втавр (см. рис. 30) испытывает действие изгибающего и крутящего моментов. Условие прочности для такого соединения

$$\tau = \sqrt{\tau_{кр}^2 + \tau_H^2} \leq [\tau]_{ср}'.$$

Напряжения в шве, вызванные крутящим моментом $\tau_{кр} = \frac{2M_{кр}}{0,7 \cdot K \pi d^2}$.

Катет шва K в сравнении с диаметром трубы d очень мал и касательные напряжения распределяются равномерно по кольцевой площадке шва, равной $0,7K\pi d_{ср}$. Средний диаметр этой площади

$$d_{ср} = (d + 0,7K) \approx d.$$

Напряжения в шве от изгибающего момента

$$\tau_H = \frac{M_H}{W_H} \approx \frac{4M_H}{0,7K \cdot \pi \cdot d^2}.$$

В этой формуле W_H для сварного шва определяется сечением трубы с внутренним диаметром d и толщиной стенки $0,7K$. Тогда приближенное значение W_H для такого сечения

$$W_H = \frac{\pi}{4} \cdot d_{ср}^2 \cdot t,$$

где $d_{ср} \approx d$ — средний диаметр;
 $t = 0,7 \cdot K$ — толщина стенки.

Допускаемое напряжение для сварных швов. Допускаемое напряжение при статических нагрузках для сварных швов определяется в зависимости от характера деформации и берется как часть от допускаемого напряжения основного (свариваемого) материала. Величина допускаемого напряжения сварного шва также зависит от технологического процесса сварки.

Условно технологический процесс получения сварного шва можно разделить на три вида: 1-й вид, обеспечивающий наиболее качественный шов, получается при сварке на автоматах под слоем флюса или при ручной сварке толстопокрытыми высококачественными электродами марки Э42А, Э50А; 2-й вид — сварка толстопокрытыми электродами обыкновенного качества марки Э42 и Э50; 3-й вид — сварка электродами Э34 с ионизирующим покрытием (мелом). Величину допускаемых напряжений для сварных швов при статической нагрузке с учетом вышеперечисленных факторов можно приближенно определить по табл. 21.

ТАБЛИЦА 21

Допускаемое напряжение для сварных швов

Вид технологического процесса сварки	Характер деформации		
	растяжение	сжатие	срез
	$[\sigma]'_p$	$[\sigma]_{сж}'$	$[\tau]_{ср}'$
1-й	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,65 [\sigma]_p$
2-й	$0,9 [\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,6 [\sigma]_p$
3-й	$0,6 [\sigma]_p$	$0,75 [\sigma]_p$	$0,5 [\sigma]_p$

Примечание. $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение основного материала можно определить, как было указано в § 7 или по табл. 22.

Если сварные соединения подвергаются переменным или знакопеременным нагрузкам, то следует допускаемые напряжения, полученные по табл. 21 и 22, умножить на коэффициент γ . Значения этого коэффициента приведены в табл. 23.

ТАБЛИЦА 22

Допускаемые напряжения основного материала $[\sigma]_p$, кг/мм²

Назначение металлоконструкции	Материал	
	Ст0 и Ст2	Ст3 и Ст4
Промышленные сооружения	14—16	16—18
Крановые	12—14,5	14—17

Пример. Рассчитать сварной шов встык (см. рис. 21, б) для соединения двух полос из стали Ст2 толщиной $\delta=12$ мм при стати-

Значение коэффициента γ

Характер нагрузки	Стыковые швы	Валиковые швы
Переменная	1,0	—
Знакопеременная	$\frac{1}{1 - \frac{1}{3} \cdot \frac{P_{\min}}{P_{\max}}}$	$\frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{1}{3} \cdot \frac{P_{\min}}{P_{\max}}}$

P_{\min} и P_{\max} — наименьшие и наибольшие по абсолютной величине усилия, взятые со своим знаком

ческой растягивающей нагрузке $P=40\text{ Т}$ металлоконструкции перекрытия цеха.

Решение. 1) Определяем допускаемое напряжение на растяжение основного материала (полос) из Ст 2 по табл. 22.

Принимаем $[\sigma]_p = 16 \text{ кг/мм}^2$.

2) Определяем допускаемое напряжение для сварного шва по табл. 21, предполагая, что сварку будут производить электродами Э34 с тонким ионизирующим покрытием (III вид технологического процесса)

$$[\sigma]'_p = 0,6 [\sigma]_p = 0,6 \cdot 16 = 9,6 \text{ кг/мм}^2.$$

3) Допустимое усилие для шва

$$P = b \cdot \delta [\sigma]'_p;$$

отсюда определяем ширину листа (соединения)

$$b = \frac{P}{\delta [\sigma]'_p} = \frac{40\,000}{12 \cdot 9,6} \cong 347 \text{ мм.}$$

Конструктивно увеличиваем ширину полосы $b=350 \text{ мм}$ для учета непровара в начале и конце шва.

4) Проверяем действительное напряжение в материале полосы

$$\sigma_p = \frac{P}{b \cdot \delta} = \frac{40\,000}{350 \cdot 12} = 9,5 \text{ кг/мм}^2 < [\sigma]_p.$$

Из проверки видно, что действительное напряжение в полосе значительно меньше допустимого.

Пример. Рассчитать сварной двойной лобовой шов (см. рис. 22, б) для соединения двух стальных полос из Ст 2 толщиной $\delta=12 \text{ мм}$ при статической растягивающей силе $P=40 \text{ Т}$ металлоконструкции перекрытия цеха.

Решение. 1) Определяем допускаемое напряжение на растяжение основного материала полос Ст 2 по табл. 22:

$$[\sigma]_p = 16 \text{ кг/мм}^2.$$

2) Определяем допускаемое напряжение на срез для сварного шва по табл. 21, предполагая, что сварку будут производить электродами Э34 по III виду технологического процесса:

$$[\tau]_{\text{ср}}' = 0,5 [\sigma]_p = 0,5 \cdot 16 = 8 \text{ кг/мм}^2.$$

3) Допускаемое усилие на двойной лобовой шов

$$P = 2 \cdot 0,7\delta \cdot b [\tau]_{\text{ср}}'.$$

отсюда находим ширину листа

$$b = \frac{P}{2 \cdot 0,7\delta [\tau]_{\text{ср}}'} = \frac{40\,000}{2 \cdot 0,7 \cdot 12 \cdot 8} = 298 \text{ мм.}$$

Конструктивно увеличиваем размер $b = 300$ мм.

4) Проверяем действительное напряжение в материале полос

$$\sigma_p = \frac{P}{b \cdot \delta} = \frac{40\,000}{300 \cdot 12} = 11,1 \text{ кг/мм}^2 < [\sigma]_p.$$

Сравнивая действительные напряжения в полосах при швах встык и лобовом, видно, что материал полос используется во втором случае лучше, но он также недогружен. Для получения равнопрочной конструкции сварного шва и полос надо добавить сварной шов в круглом или удлиненном отверстии, который также рассчитывают на срез. При расчете такого комбинированного шва в расчетную формулу надо подставить суммарную длину всех швов.

Пример. Рассчитать сварной фланговый шов (см. рис. 28) для соединения с несущей колонной полосы из Ст 2 толщиной $\delta = 25$ мм, шириной $b = 220$ мм, испытывающий изгибающий момент $M = 250\,000$ кг·см, если сварка будет производиться электродами Э42.

Определить прочность полосы и необходимую длину флангового шва l .

Решение. 1) Определяем допускаемое напряжение для основного материала полосы Ст 2 по табл. 22. Принимаем:

$$[\sigma]_{\text{н}} \cong [\sigma]_p = 15 \text{ кг/мм}^2 = 1500 \text{ кг/см}^2.$$

2) Определяем допускаемое напряжение на срез шва по табл. 21:

$$[\tau]_{\text{ср}}' = 0,6 [\sigma]_p = 0,6 \cdot 15 = 9 \text{ кг/мм}^2 = 900 \text{ кг/см}^2.$$

3) Определяем действительное напряжение в полосе по основной формуле проверочного расчета:

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{M}{W_{\text{н}}} \leq [\sigma]_{\text{н}},$$

где $W_{\text{н}}$ — момент сопротивления сечения полосы изгибу

$$W_{\text{н}} = \frac{\delta \cdot b^2}{6} = \frac{2,5 \cdot 22^2}{6} = 201 \text{ см}^3.$$

Подставляем значение $W_{\text{н}}$ в основную формулу

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{M}{W_{\text{н}}} = \frac{250\,000}{201} = 1240 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_{\text{н}}.$$

4) Определяем необходимую длину флангового шва по формуле, принимая $K=8$ мм,

$$M=0,7 \cdot K \cdot l \cdot b \cdot [\tau]_{\text{ср}}'$$

откуда

$$l = \frac{M}{0,7 \cdot K \cdot b \cdot [\tau]_{\text{ср}}'} = \frac{250\,000}{0,7 \cdot 0,8 \cdot 22 \cdot 900} = 22,5 \text{ см.}$$

Учитывая возможность технологических дефектов в начале и конце шва, конструктивно увеличиваем длину шва $l=24$ см = 240 мм. Тогда общая длина шва $L=2l=2 \cdot 240=480$ мм.

5) Получив размеры сварного соединения, проверяем фактические рабочие (действительные) напряжения в сварном шве

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{M}{0,7 \cdot K \cdot l \cdot b} = \frac{250\,000}{0,7 \cdot 0,8 \cdot 22 \cdot 24} = 846 \text{ кГ/см}^2 < [\tau]_{\text{ср}}'$$

Следовательно, сварное соединение будет прочным.

Пример. Рассчитать сварное соединение втавр полосы из Ст 2 толщиной $\delta=20$ мм (рис. 29) при статической растягивающей нагрузке $P=1000$ кГ, изгибающий момент $M_{\text{н}}=80\,000$ кГ·см.

Определить ширину полосы и длину сварного шва при электродуговой сварке электродами Э42. Рассмотрим два варианта выполнения сварного соединения.

1. Сварка встык (рис. 29, а).

Решение. 1) Определяем допускаемое напряжение для основного материала полосы Ст 2 по табл. 22:

$$[\sigma] = 15 \text{ кГ/мм}^2 = 1500 \text{ кГ/см}^2.$$

2) Определяем допускаемое напряжение на растяжение в самом шве по табл. 21:

$$[\sigma]_{\text{п}}' = 0,9 [\sigma]_{\text{п}} = 0,9 \cdot 15 = 12 \text{ кГ/мм}^2 = 1200 \text{ кГ/см}^2.$$

3) Определяем ширину полосы из условия прочности на изгиб, учитывая действие основной нагрузки $M_{\text{н}}$,

$$W_{\text{н}} = \frac{M_{\text{н}}}{[\sigma]_{\text{н}}}$$

$$\text{где } W_{\text{н}} = \frac{\delta b^2}{6} \text{ или } \frac{\delta b^2}{6} = \frac{M_{\text{н}}}{[\sigma]_{\text{н}}}$$

Принимаем

$$[\sigma]_{\text{н}} \cong [\sigma]_{\text{п}} = 1500 \text{ кГ/см}^2.$$

Определяем ширину полосы

$$b = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{\text{н}}}{\delta \cdot [\sigma]_{\text{н}}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 80\,000}{2 \cdot 1500}} = \sqrt{163,5} = 12,8 \text{ см} = 128 \text{ мм.}$$

Учитывая действие нагрузки P , увеличиваем ширину листа b до 150 мм.

4) Определяем прочность сварного шва встык по суммарной нагрузке, принимая $K = \delta = 20$ мм, длина шва $l = b = 150$ мм.

$$\sigma = \frac{M_{II}}{1/6 \delta \cdot b^2} + \frac{P}{\delta \cdot b} = \frac{6 \cdot 80\,000}{2 \cdot 15^2} + \frac{1000}{2 \cdot 15} = 1100 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]'_p = 1200 \text{ кг/см}^2.$$

Следовательно, сварной шов встык будет прочным.

2. Сварка валиковым двойным швом (рис. 29, б). Принимаем размер катета шва $K = 10$ мм.

Решение. 1) Определяем допускаемое напряжение на срез в самом шве (по табл. 21):

$$[\tau]'_c = 0,6 [\sigma]_p = 0,6 \cdot 15 = 9 \text{ кг/мм}^2 = 900 \text{ кг/см}^2.$$

2) Проверяем прочность сварного шва на срез при длине шва $l = b = 15$ см = 150 мм, как и при шве встык:

$$\tau_{cp} = \frac{M_{II}}{2 \cdot 1/6 \cdot 0,7K \cdot b^2} + \frac{P}{2 \cdot 0,7K \cdot b} = \frac{6 \cdot 80\,000}{2 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 0,15^2} + \frac{1000}{2 \cdot 0,7 \cdot 15} = 1572 > [\tau]'_c.$$

При данной ширине полосы b шов разрушается.

3) Определяем ширину полосы b из условия прочности валикового шва на срез условно по основной нагрузке M_{II} :

$$\tau_{cp} = \frac{M_{II}}{2 \cdot 1/6 \cdot 0,7 \cdot K \cdot b^2} \leq [\tau]'_c,$$

откуда

$$b = \sqrt{\frac{6M_{II}}{2 \cdot 0,7 \cdot K [\tau]'_c}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 80\,000}{2 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 0,900}} \cong 19,5 \text{ см} = 195 \text{ мм}.$$

Учитывая действие силы P , увеличиваем ширину полосы до 20 см (200 мм).

4) Проверяем прочность сварного соединения валиковым швом. Рабочее напряжение

$$\begin{aligned} \tau_{cp} &= \frac{M_{II}}{2 \cdot 1/6 \cdot 0,7 \cdot K \cdot b^2} + \frac{P}{2 \cdot 0,7 \cdot K \cdot b} = \\ &= \frac{6 \cdot 80\,000}{2 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 0,20^2} + \frac{1000}{2 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 0,20} \cong 893 \text{ кг/см}^2 < [\tau]'_c = 900 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Соединение валиковым швом будет прочным, но для этого шва ширина листа будет большая, чем при шве встык.

§ 12. СОЕДИНЕНИЯ, ПОЛУЧАЕМЫЕ ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ, ПАЙКОЙ И СКЛЕИВАНИЕМ

Соединения с гарантированным натягом — это напряженные соединения, в которых натяг создается за счет разности посадочных размеров. Этот вид соединения можно отнести к неразъемным соединениям, так как после разборки (выпрессовки) деталей их первоначальные посадочные размеры меняются, а детали, соединяемые

за счет температурных деформаций, трудно разобрать без их разрушения.

Рассмотрим две группы соединений деталей с гарантированным натягом.

Группа А. Соединение деталей по цилиндрическим (реже по коническим) поверхностям, когда одна деталь охватывает другую, без специальных соединяющих деталей.

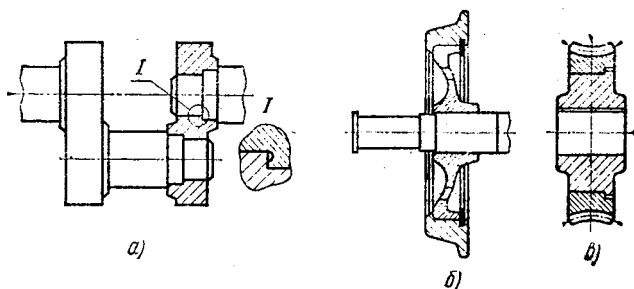


Рис. 31

Характерным примером таких соединений могут служить: кривошипы, детали составных коленчатых валов (рис. 31, а), колесные центры и бандажи железнодорожных вагонов (рис. 31, б), венцы зубчатых и червячных колес (рис. 31, в).

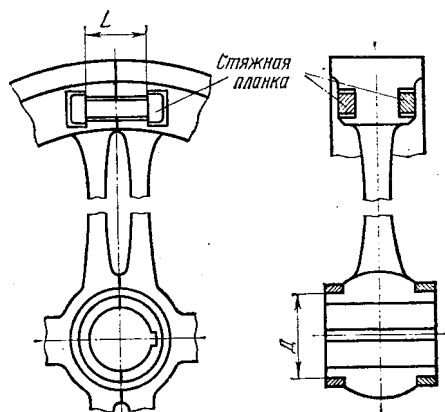


Рис. 32

Группа Б. Соединения деталей по плоскости с помощью специальных стяжных планок и колец. Примером такого соединения может служить соединение половинок маховика большого диаметра (рис. 32).

Преимущества этих соединений: 1) способность воспринимать большие нагрузки и ударные нагрузки;

2) точное центрирование в цилиндрических и конических соединениях;

3) простота изготовления цилиндрических соединений и отсутствие специальных крепежных деталей.

Недостатки: 1) сложность сборки и разборки (выпрессовки), ослабление посадки и повреждение посадочных поверхностей при разборке;

2) ослабление прочности сцепления в связи с широкими допусками действительных посадочных размеров.

Цилиндрические соединения группы А можно получать запрессовкой или нагревом охватывающей и охлаждением охватываемой детали.

Соединения, собираемые с помощью температурной деформации, в полтора раза прочнее соединений, собираемых запрессовкой.

При запрессовке происходит сглаживание шероховатости сопрягаемых поверхностей, размеры охватываемой детали уменьшаются, а размеры охватывающей детали увеличиваются, вследствие чего прочность соединения понижается.

При расчетах соединений с гарантированным натягом следует учитывать прочность соединения; напряжения и деформации в соединяемых деталях; усилия запрессовки и выпрессовки; температурный перепад при сборке с нагревом (охлаждением).

Определяем прочность соединения (см. расчетную схему на рис. 33). Посадку выбираем с учетом заданной нагрузки. Однако возможны случаи, когда намеченная посадка недопустима по условиям прочности сопрягаемых деталей, так как натяг может вызвать разрушение или коробление деталей.

Условие прочности соединения при нагружении осевой силой

$$P \leq f \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l \text{ кГ,}$$

откуда

$$p \geq \frac{P}{f \cdot \pi \cdot d \cdot l} \text{ кГ/мм}^2,$$

где f — коэффициент трения сопрягаемых деталей, выбирают в зависимости от вида сборки: $f \cong 0,08 \div 0,1$ при прессовании; $f \cong 0,12 \div 0,14$ при нагреве (охлаждении);

p — удельное давление на поверхности контакта, кГ/мм² (выбирается обычно в пределах 4—6 кГ/мм²);

d — диаметр соединения, мм;

l — длина поверхности контакта, мм.

Условие прочности соединения при нагружении крутящим моментом $M_{кр}$:

$$M_{кр} \leq f \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot \frac{d}{2} \text{ кГ} \cdot \text{мм,}$$

откуда

$$p \geq \frac{2M_{кр}}{f \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l} \text{ кГ/мм}^2.$$

Удельное давление на поверхности контакта p зависит от величины натяга δ , эта зависимость рассмотрена в курсе «Сопротивления материалов» (теория расчета толстостенных цилиндров).

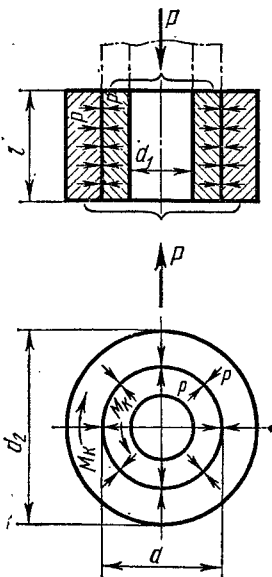


Рис. 33

Определение напряжений и деформаций в деталях, образующих соединение, приведено в справочной литературе [3]. Надо отметить, что расчет прочности детали является проверкой возможности применения той или иной посадки. Если производится соединение двух пустотелых деталей (одна труба насаживается на другую), то вследствие большого натяга может увеличиться наружный диаметр и уменьшиться внутренний диаметр после их соединения. Это необходимо учитывать при разработке технологического процесса.

Определение усилия запрессовки и выпрессовки можно производить по следующим зависимостям:

усилие запрессовки

$$P_{\text{п}} = f_{\text{п}} \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot l, \text{ кГ};$$

усилие выпрессовки

$$P_{\text{в}} = f_{\text{в}} \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot l, \text{ кГ};$$

где $f_{\text{п}}$ — коэффициент трения при запрессовке для стали и чугуна ($f_{\text{п}} = 0,06 - 0,22$);

$f_{\text{в}}$ — коэффициент трения при выпрессовке для стали и чугуна ($f_{\text{в}} = 0,06 - 0,2$).

Значения $f_{\text{п}}$ и $f_{\text{в}}$ для других материалов приводятся в справочниках [3].

Определение температурного перепада при сборке с нагревом (охлаждением). Температура $t_{\text{н}}$, до которой должна быть нагрета охватываемая деталь:

$$t_{\text{н}} \approx \frac{(\delta_{\text{max}} + \delta_0) \cdot 10^{-3}}{\alpha \cdot d} + t.$$

Температура, до которой должна быть охлаждена ($t_{\text{ох}}$) охватываемая деталь:

$$t_{\text{ох}} \approx - \frac{(\delta_{\text{max}} + \delta_0) \cdot 10^{-3}}{\alpha \cdot d} + t,$$

где δ_{max} — наибольший натяг посадки, мкм;

δ_0 — минимально необходимый зазор при сборке, в зависимости от веса и размеров детали, мкм (рекомендуется принимать зазор, равный минимальному зазору посадки движения);

α — коэффициент расширения (сжатия) при нагреве (охлаждении).

Для стали и чугуна $\alpha = (10 - 11) \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ (при нагреве) и $\alpha = -(8 - 8,5) \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ (при охлаждении). При нагреве стальных и чугунных деталей принимают, что при перепаде температур $\Delta t = 100^\circ\text{C}$ одному миллиметру диаметра сопряжения соответствует расширение (сжатие) в 1 мкм. Нагрев деталей производится в нагретом масле, в электрической или газовой печи. Нагрев детали в печах может вызвать изменение структуры металла, появление окалины и коробление. Охлаждают детали сухим льдом (углекислотой), у которого температура испарения -79°C , или жидким воздухом, у которого температура испарения -190°C . Охлаждение не вызы-

вают недостатков, появляющихся при нагреве, и поэтому более распространено.

Конструктивные рекомендации. Для соединений детали группы А форма кромок охватываемой и охватывающей деталей влияет как на усилие запрессовки, так и на состояние поверхности. Если на валике торец скруглить (рис. 34, а), то такая форма увеличивает усилие запрессовки P_n и может вызвать задиры поверхности. Более рационально на охватываемой детали делать небольшую фаску с углом $\alpha \approx 15-20^\circ$ и шириной $e \approx 0,01d + 2$ мм (рис. 34, б, в). Фаска у охватываемой детали (рис. 34, г) имеет лишь вспомогательное значение и необходима для центрирования при запрессовке, кроме того, она предохраняет отверстие от случайных забоин.

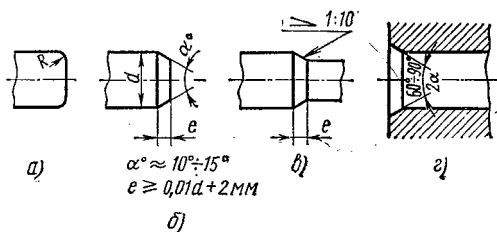


Рис. 34

Переход (галтель) у детали с уступами надо выполнять с плавным скруглением или с поднутрением при больших диаметрах.

На рис. 35 показана часть коленчатого вала с деталями кривошипных и опорных шеек, посаженных с нагревом щеки. В местах перехода $\varnothing 660$ на $\varnothing 560$ показано поднутрение глубиной 20 мм и $\varnothing 620$ мм.

Соединения группы Б. Конструкция соединения стяжными планками показана на рис. 32. Как видно из рисунка, обод маховика крепится стяжными планками, а ступица — стяжными кольцами.

В свободном состоянии (до сборки) внутренний диаметр кольца D и длина планки L меньше соответствующих размеров ступицы D_0 и паза обода L_0 . При сборке кольцо и планки нагревают; их размеры увеличиваются и свободно насаживаются на соответствующие места. При остывании колец и планок их размеры уменьшаются; они прочно стягивают обе половинки маховика.

В расчет данного соединения при заданном усилии P входит:

- расчет стяжных элементов (планки или кольца);
- расчет элементов, воспринимающих усилия на скрепляемых деталях (выступы различной формы);
- расчет температуры нагрева стягивающего элемента (планки или кольца).

Остаточная сила, сжимающая стык после приложения максимальной внешней нагрузки, не должна быть меньше 0,2—0,4Р.

Расчет стяжных элементов надо производить с учетом растягивающей силы $P_{\text{рас}} \approx (1,2 \div 1,4) P$.

Напряжение в планке или кольце определяется по формуле

$$\sigma_p = \frac{P_{\text{рас}}}{F},$$

где F — площадь поперечного сечения (опасного сечения) планки или кольца, мм.

Величина натяга (удлинения) стягивающего элемента (планки)

$$\lambda \approx L - L_0.$$

Прочность элементов, воспринимающих стягивающее усилие от стяжных планок или колец, рассчитывают по законам, изучаемым в курсе сопротивления материалов. Минимально необходимая температура нагрева стягивающих деталей определяется по следующей формуле:

$$t_n = \frac{\lambda}{\alpha \cdot L} + t,$$

где α — коэффициент линейного расширения; t — температура окружающей среды при сборке.

Учитывая громоздкость деталей и трудность сборки, нагрев следует вести на 100—200° С выше расчетной температуры (t_n).

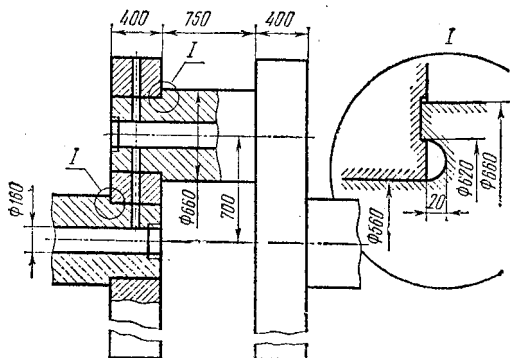


Рис. 35

Соединения этой группы имеют ограниченное применение и встречаются лишь в тяжелом машиностроении.

Пайка. В процессе пайки соединяют металлические или металлизированные детали посредством связующего металла или сплава (припоя), температура плавления которого ниже температуры плавления материала спаиваемых деталей.

При пайке меньше остаточные напряжения, чем при сварке. Во многих случаях пайка с успехом заменяет сварку, а иногда является единственно возможным способом соединения деталей.

Различают легкоплавкие и тугоплавкие припои.

Пайка тугоплавкими припоями. Для соединения деталей из черных металлов применяют медные припои марок М1, М2 с температурой плавления 1083° С. Пайку латуни производят медно-цинковым припоем марки ПМЦ-36 с температурой плавления 800—825° С, а для пайки бронзы применяют припой ПМЦ-42 с температурой плавления 833—848° С.

Наиболее качественные соединения получают при применении серебряных припоев марок ПСр-25 (температура плавления 745—775° С) и ПСр-45 (температура плавления 660—725° С).

Основными конструктивными разновидностями паяных соединений являются: нахлесточные и телескопические. В отдельных случаях, когда утолщение соединения недопустимо, применяют стыковую пайку или более прочную пайку с косым срезом (рис. 36).

Увеличивая перекрытие в нахлесточном соединении, можно получить соединение, не уступающее прочностью основному металлу.

Обычно принимают длину нахлеста, равной четырем толщинам более тонкой из соединяемых деталей.

Прочность паяного шва зависит от площади соприкосновения соединяемых деталей и от зазора между ними; рекомендуемые зазоры должны быть в пределах 0,05—0,15 мм.

Рекомендуется электролитические покрытия наносить после пайки. Детали, соединенные пайкой твердыми медными припоями, могут подвергаться любому виду термобработки (нормализация, закалка и т. д.).

Пайка легкоплавкими припоями. Этот вид пайки можно применять почти для всех металлов в разнообразном сочетании.

Мягкие припой применяют в основном с целью получения герметичности соединения или хорошего электрического контакта.

Если соединение подвергается значительным силовым нагрузкам, то до пайки его надо предварительно соединять точечной сваркой, заклепками, развальцовкой и т. п.

Наибольшее применение имеют оловянно-свинцовые припой: ПОС-90 (температура

плавления 183—222° С) для пайки медицинской аппаратуры и пищевой посуды; марка ПОС-40 (температура плавления 183—235° С) для пайки стали, латуни, меди, цинка, оцинкованного железа, радиоаппаратуры и т. п. Для этих же целей можно применять и припой ПОС-30 и ПОС-18.

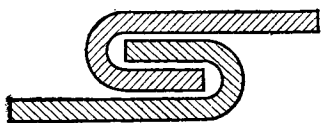


Рис. 37

Основными конструктивными формами соединения при пайке мягкими припоями также является соединение нахлесточное и телескопическое (см. рис. 36). Разновидностью нахлесточного соединения при пайке легкоплавкими припоями может быть соединение фальцевым швом (рис. 37). Зазоры между деталями при сборке под пайку мягкими припоями должны быть в пределах 0,05—0,2 мм. В зазоры менее 0,01 мм припой не проникает, а при зазорах более 0,2 мм снижается прочность соединения.

Склейка. Соединение деталей специальными клеями применяют в тех случаях, когда нежелательно или невозможно механическое крепление. Чаще всего склейку применяют для получения соединений из разнородных материалов. Склейка обеспечивает равномерность распределения напряжений, повышает вибростойкость соединения.

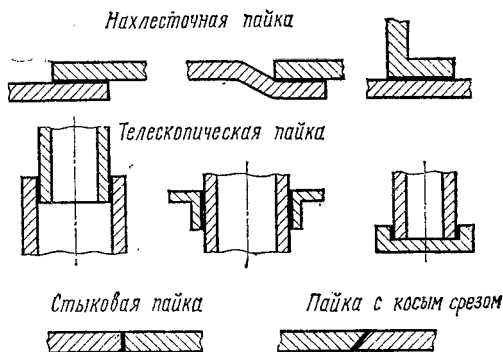


Рис. 36

Рекомендуется применять клеевые соединения при равномерном отрыве или при работе на сдвиг. При неравномерном отрыве прочность соединения резко снижается и необходимо применять в таких случаях комбинированные соединения: клеезаклепочные или клеесварные.

В табл. 24 приведены характеристики и примеры применения некоторых часто встречающихся клеев.

ТАБЛИЦА 24

Характеристики и примеры применения некоторых клеев

Марка клея	Характеристика	Применение
БФ-2 БФ-4	Теплостойкость до $+120^{\circ}\text{C}$, морозостойкость до -60°C . Стойкий в воде, масле, спирте, бензине, керосине, минеральных кислотах. Грибостойкий и вибростойкий. Клей БФ-2 обладает повышенным электроизоляционным свойством, хорошо выдерживает холодное и нагретое трансформаторное масло	Для склеивания стали, алюминиевых сплавов с текстолитом, гетинаксом, стеклом, фарфором, слюдой, картоном, кожей
Карбинольный (чистый)	Теплостойкость до $+60^{\circ}\text{C}$, морозостойкость до -60°C . Стойкий в масле, бензине, воде, спирте и ацетоне. Грибостойкий и вибростойкий	Для склеивания в различных сочетаниях стали, чугуна, алюминия, цинка, стекла, слюды, линолеума, пластмасс, мрамора, эбонита, фибры, текстолита
Нитроклей АК-20	Теплостойкость до $+40^{\circ}\text{C}$, морозостойкость до -60°C . Стоек в масле и грибостоек	Для склеивания в различных сочетаниях ткани, целлулоида, текстолита, гетинакса, картона, бумаги, кожи, а также для приклеивания этих материалов к древесине
Бакелитовый	Теплостойкость до $+180^{\circ}\text{C}$, морозостойкость до -60°C . Стоек в масле, бензине, спирте, керосине, воде, растворах органических и минеральных кислот. Нестоек в щелочах. Грибостоек и вибростоек	Для склеивания металлов, пластмасс, стекла, слюды, стеклоткани, гетинакса, электроизоляционного картона
Казеиновый В-107	Стоек в масле и бензине. Вибростоек. Отличается пониженной влаго- и грибостойкостью	Для склеивания древесины, не подвергающейся действию влаги, а также для склеивания картона
Клей № 88	Теплостойкость до $+50^{\circ}\text{C}$, морозостойкость до -40°C . Стойкий в воде, растворах минеральных кислот и щелочах. Нестоек в масле и бензине. Грибостоек и вибростоек	Для склеивания резины с металлом, деревом, стеклом, кожей, резиной, сукном, фетром, войлоком

Поверхности для склеивания должны быть хорошо подготовлены, подогнаны одна к другой, тщательно очищены от загрязнений, масла, коррозии. При склейке стали, чугуна, цветных металлов и сплавов поверхности соприкосновения склеиваемых деталей должны быть

шероховатыми. Для этого их зачищают напильником или абразивом, а поверхности неметаллических деталей (пластмассы, резина, фибра и др.) — шкуркой.

Для большинства клеев толщина клеевой прослойки должна быть в пределах 0,01—0,1 мм, а для клеев марки БФ-2 и БФ-4 не более 0,05 мм. Большая толщина клеевой прослойки в большинстве случаев снижает прочность соединения.

При склеивании внахлестку (рис. 38) расчетное усилие на клеевое соединение приблизительно определяют по формуле

$$P = l \cdot b \cdot [\tau_c],$$

где P — рабочая нагрузка на соединение, кг;

l — длина шва, мм;

b — ширина шва, мм.

Допускаемое напряжение $[\tau_c]$ принимают равным (0,5 — 0,6) $\tau_{сд}$ (предел прочности соединения при сдвиге). Значения для карбинольного клея даны в табл. 25.

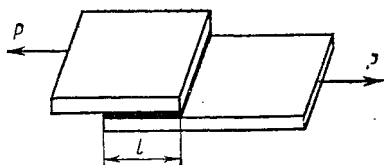


Рис. 38

ТАБЛИЦА 25

Пределы прочности клеевых соединений при сдвиге

Тип клея	Материалы соединяемых деталей	$\tau_{сд}$, кг/мм ²
Карбинольный (ВТУ-МХП-45-54)	Сталь — сталь	2,2
	Сталь — фибра	1,0
	Текстолит — текстолит	1,3

§ 13. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ КЛИНОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Общие сведения о клиновых соединениях. Различают силовые, клиновые соединения, предназначенные для прочного соединения

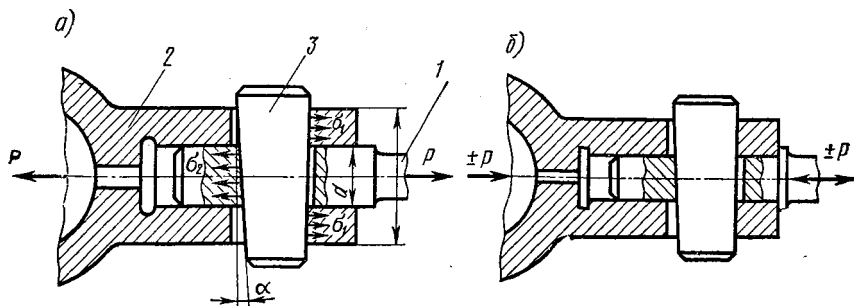


Рис. 39

деталей, и установочные — для регулирования и установки требуемого взаимного положения деталей.

Конструкция силового клинового соединения показана на рис. 39. Деталь 1 (стержень) входит в отверстие детали 2 (втулки). Соединяют детали 1 и 2 клином 3, который передает осевую нагрузку P .

Конструкция установочного клинового соединения показана на рис. 40. Клин-башмак 1 используется для установки детали 2. Перемещают клин с помощью нижнего винта.

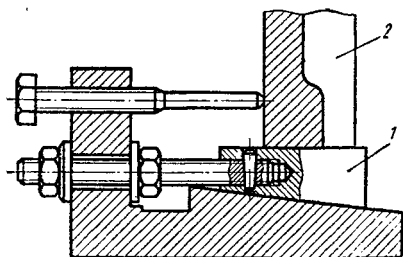


Рис. 40

б) напряженные, в которых даже при отсутствии внешней нагрузки детали соединения испытывают напряжение от запрессовки клина (рис. 39, б).

Такие соединения применяют для передачи нагрузок переменных по направлению (в паровых машинах для соединения поршневого штока с крестковфом и ползуном и т. д.).

В клиновых соединениях применяются клинья односкосные (рис. 41) и реже двухскосные. Сечения клина — прямоугольные или с закругленными гранями. Клинья с закругленными гранями создают меньшую концентрацию напряжений в соединяемых деталях, но сложнее в изготовлении.

Угол клина α должен обеспечивать самоторможение, т. е. клин надежно удерживается в соединяемых деталях за счет сил трения.

Условие самоторможения силового клина будет выполнено, если уклоны будут выбраны в пределах:

$$\operatorname{tg} \alpha = i = \frac{1}{100}; \quad \frac{1}{40}; \quad \frac{1}{30}.$$

Для установочных клиньев уклоны

$$i = \frac{1}{10}; \quad \frac{1}{6}; \quad \frac{1}{4}.$$

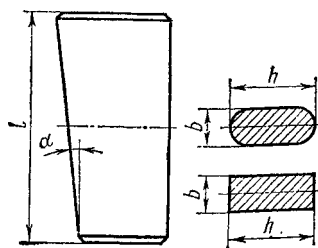


Рис. 41

Примерные соотношения размеров клина для силового соединения стержня диаметром d и втулки с наружным диаметром D примерно могут быть следующими:

толщина клина

$$b \approx \left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{3} \right) d,$$

высота клина

$$h \geq 2,5b,$$

длина клина

$$l \approx (1,2 \div 1,5) D.$$

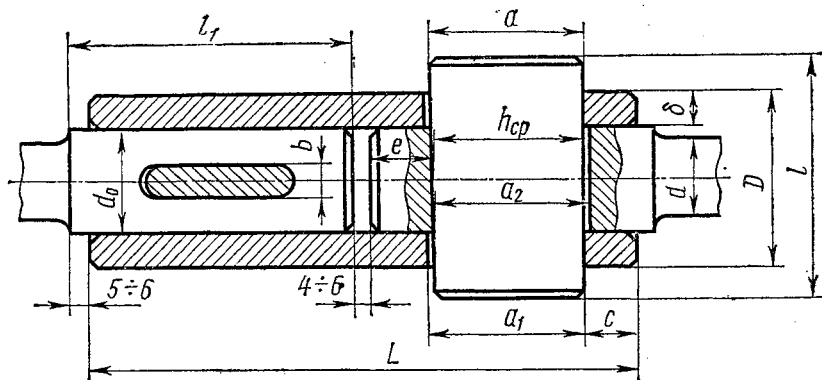


Рис. 42

Преимущества клиновых соединений: быстрота сборки и разборки; надежность соединения; хорошая центровка соединяемых деталей; относительная простота конструкции.

Недостатки клиновых соединений: ослабление деталей отверстием под клин; сложность обработки отверстий под клин; необходимость тщательной подгонки клиньев по отверстиям, смятие клиньев и пазов под клин.

Расчет клинового соединения. Все детали клинового соединения работают в условиях сложного напряженного состояния, однако вполне достаточно при расчетах учитывать только основные напряжения для сравнения с допускаемыми.

Напряженное клиновое соединение рассчитывают так же, как и ненапряженное, с той лишь разницей, что расчет ведется не по максимальной нагрузке P , а по расчетной нагрузке P_p , которая на 25% больше, т. е. $P_p = 1,25P$.

Порядок расчета ненапряженного клинового соединения, изображенного на рис. 42, нагруженного постоянной растягивающей нагрузкой P , следующий:

1) Подобрать материалы для стержня, клина и втулки.

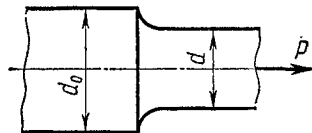


Рис. 43

2) Определить допускаемые напряжения для материалов стержня, втулки ($[\sigma]_p$; $[\tau]_{ср}$; $[\sigma]_{см}$) и клина ($[\sigma]_p$; $[\sigma]_{из}$).

3) Определить диаметр стержня d (рис. 43) в месте, не ослабленном отверстием под клин, из условия прочности на растяжение:

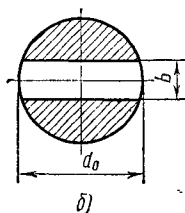
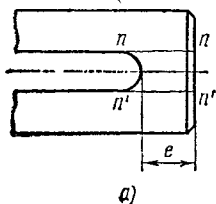
$$F \geq \frac{P}{[\sigma]_p},$$

где F — площадь опасного сечения, $F = \frac{\pi d^2}{4}$.

Подставляя значение F в основную формулу, определяем диаметр стержня

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi [\sigma]_p}}.$$

4) Определить диаметр утолщенной части стержня d_0 (в месте отверстия под клин) из условия прочности на растяжение. Площадь опасного поперечного сечения стержня в месте, ослабленном отверстием, как видно из рис. 44, б, будет:



$$F_{\text{раб}} = \frac{\pi d_0^2}{4} - b \cdot d_0,$$

где b — толщина клина, $b = \left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{3}\right) d_0$.

Рис. 44

Принимая

$$b = \frac{1}{4} d_0,$$

получим

$$F_{\text{раб}} = \frac{\pi d_0^2}{4} - \frac{d_0^2}{4} = \frac{d_0^2 (\pi - 1)}{4}.$$

Подставляя это значение в основную проектную формулу, находим

$$d_0 = \sqrt{\frac{4P}{(\pi - 1) [\sigma]_p}}.$$

Найдя d_0 , уточняем размер b .

5) Необходимо проверить правильность полученных размеров b и d_0 на смятие стержня клином, так как последний прочнее стержня

$$\sigma_{см} = \frac{P}{F_{см}} = \frac{P}{b \cdot d_0} \leq [\sigma]_{см}.$$

Если в результате проверки действительные напряжения смятия будут больше допустимого, то необходимо будет увеличить d_0 и, соответственно, b . Определяем d_0 по допускаемому напряжению на смятие

$$d_0 = \sqrt{\frac{4P}{[\sigma]_{см}}}.$$

6) Определить расстояние клина от края стержня (размер e) из условия прочности на срез (рис. 44, а). Клин будет стремиться прорезать себе выход по двум плоскостям $n-n$ и $n'-n'$, при этом площадь среза будет примерно равна $F_{ср} \approx 2e \cdot d_0$. Подставляя это значение в основную формулу, определяем

$$e = \frac{P}{2d_0 [\tau]_{ср}}$$

Для повышения прочности стержня конструктивно увеличиваем размер $e \approx 0,7d_0$.

7) Определить толщину втулки δ из условия прочности ее на смятие клином. Клин опирается на втулку в двух местах. Площадь смятия будет $F_{см} = 2b \cdot \delta$. Подставляя это значение в основную проверочную формулу, получим:

$$\sigma_{см} = \frac{P}{2b \cdot \delta} \leq [\sigma]_{см},$$

откуда

$$\delta = \frac{P}{2b \cdot [\sigma]_{см}}$$

8) Определить наружный диаметр втулки D по полученному размеру толщины стенки δ и внутреннему диаметру втулки d_0 :

$$D = d_0 + 2\delta.$$

9) Определить расстояние отверстия под клин от края втулки (размер C) из условия прочности втулки на срез клином. Клин, опираясь на втулку в двух местах, будет стремиться прорезать себе выход по четырем плоскостям среза. Площадь среза

$$F_{ср} = 4C \cdot \delta; \quad \tau_{ср} = \frac{P}{F_{ср}} \leq [\tau]_{ср}.$$

Подставляя в основную формулу значение $F_{ср}$, определяем размер C

$$C = \frac{P}{4\delta \cdot [\tau]_{ср}}$$

В целях повышения прочности втулки конструктивно увеличиваем размер C до размера e .

10) По полученным ранее размерам соединения определить длину клина

$$l \cong d_0 + 4\delta.$$

11) Определить среднюю высоту клина $h_{ср}$ из условия прочности его на изгиб. Условно рассматриваем клин как балку прямоугольного сечения ($h_{ср} \cdot b$) на двух опорах с равномерно распределенной

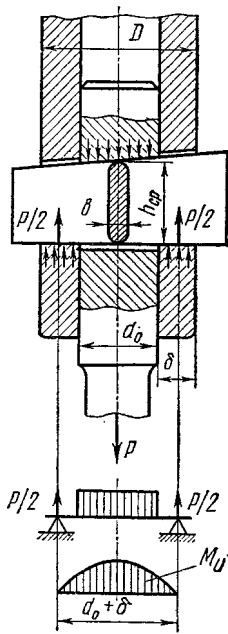


Рис. 45

нагрузкой P на длине d_0 (рис. 45). Момент сопротивления сечения клина изгибу

$$W_{\text{н}} = \frac{b \cdot h_{\text{ср}}^2}{6},$$

а изгибающий максимальный момент

$$M_{\text{н}} = \frac{P}{2} \cdot \frac{D+d_0}{4} = \frac{P}{2} \cdot \frac{d_0}{4} + \frac{P \cdot D}{8} = \frac{P}{8} (d_0 + 2\delta).$$

Подставляя эти значения в основную формулу, получаем

$$W_{\text{н}} \geq \frac{M_{\text{н}}}{[\sigma]_{\text{н}}}$$

или

$$\frac{b \cdot h_{\text{ср}}^2}{6} \geq \frac{P/8 (d_0 + 2\delta)}{[\sigma]_{\text{н}}},$$

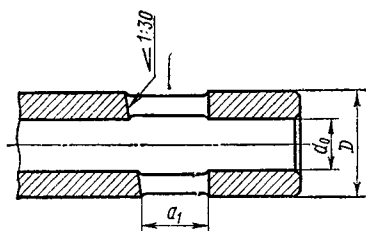


Рис. 46

откуда

$$h_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{6M_{\text{н}}}{b[\sigma]_{\text{н}}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot P (d_0 + 2\delta)}{8 \cdot b [\sigma]_{\text{н}}}} = \sqrt{\frac{3 \cdot P \cdot D}{4 \cdot b [\sigma]_{\text{н}}}}.$$

12) Определить наибольшую высоту клина a , принимая уклон $i = \frac{1}{30}$, обеспечивающий самоторможение

$$a = h_{\text{ср}} + i \frac{l}{2}.$$

13) Определить наименьшую ширину отверстия под клин во втулке a_1 и в стержне a_2 (рис. 46):

$$a_1 = h_{\text{ср}} - i \frac{D}{2};$$

$$a_2 = h_{\text{ср}} - i \frac{d_0}{2}.$$

Полученные размеры a , a_1 , a_2 не округляют, чтобы сохранить правильный уклон.

14) Определить длину втулки L , учитывая, что между стержнями должен быть зазор $\approx 4-6$ мм,

$$L = 2(e + h_{\text{ср}} + C) + (4 \div 6) \text{ мм.}$$

15) Определить длину l_1 утолщенной части стержня:

$$l_1 = e + h_{\text{ср}} + C + (5 \div 6) \text{ мм.}$$

Пример. Расчет ненапряженного клинового соединения (рекомендация для первого курсового проекта).

Техническое задание. Спроектировать согласно рис. 42 ненапряженное клиновое соединение двух стержней втулкой при статической растягивающей нагрузке $P = 5,5$ Т. Материал стержня — сталь 10, втулки — сталь 20 и клина — сталь 30.

Расчет. 1) Определяем допускаемые напряжения для заданных материалов.

Для стержня (сталь 10) по табл. 6 находим механические характеристики:

$$\sigma_T = 21 \text{ кГ/мм}^2; \sigma_B = 34 \text{ кГ/мм}^2.$$

Затем определяем допускаемое напряжение на растяжение. Принимаем $n_1 = 1$, $n_2 = n_T$. Коэффициент n_T зависит от степени пластичности:

$$\frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{21}{36} \approx 0,6,$$

затем по табл. 14 находим $n_T = n_2 = 1,5$. Принимаем $n_3 = 1,5$, считая соединение ответственным, тогда

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{n_1 n_2 n_3} = \frac{21}{1 \cdot 1,5 \cdot 1,5} \cong 9,34 \text{ кГ/мм}^2 = 934 \text{ кГ/см}^2.$$

Определяем допускаемое напряжение на срез

$$[\tau]_{cp} = 0,6 [\sigma]_p = 0,6 \cdot 934 \approx 560 \text{ кГ/см}^2.$$

Затем рассчитываем допускаемое напряжение на смятие

$$[\sigma]_{cm} = 2 [\sigma]_p = 2 \cdot 934 = 1868 \text{ кГ/см}^2.$$

Теперь определяем допускаемые напряжения для втулки (сталь 20). По табл. 6 находим механические характеристики:

$$\sigma_T = 25 \text{ кГ/мм}^2; \sigma_B = 42 \text{ кГ/мм}^2.$$

Определяем допускаемое напряжение на растяжение. Принимаем $n_1 = 1$; $n_2 = n_T$.

$$\frac{[\sigma]_T}{[\sigma]_B} = \frac{25}{45} \approx 0,6,$$

откуда

$$n_T = n_2 \approx 1,5.$$

Принимаем $n_3 = 1,5$

$$[\sigma]_p = \frac{2500}{1 \cdot 1,5 \cdot 1,5} \cong 1110 \text{ кГ/см}^2.$$

Определяем допускаемое напряжение на срез

$$[\tau]_{cp} = 0,6 \cdot [\sigma]_p = 0,6 \cdot 1110 \cong 670 \text{ кГ/см}^2.$$

Рассчитываем допускаемое напряжение на смятие

$$[\sigma]_{cm} = 2 [\sigma]_p = 2 \cdot 1110 = 2220 \text{ кГ/см}^2.$$

Определяем допускаемое напряжение для клина (сталь 30). По табл. 6 находим механические характеристики:

$$\sigma_T = 30 \text{ кГ/мм}^2; \sigma_B = 50 \text{ кГ/мм}^2.$$

Определяем допускаемое напряжение на растяжение. Принимаем $n_1 = 1$; $n_2 = n_T$.

$$\frac{[\sigma]_T}{[\sigma]_B} = \frac{30}{50} \cong 0,6,$$

откуда

$$n_1 = n_2 = 1,5,$$

а $n_3 = 1,5$.

$$[\sigma]_p = \frac{3000}{1 \cdot 1,5 \cdot 1,5} \cong 1330 \text{ кг/см}^2.$$

Находим допускаемое напряжение на изгиб. Принимаем

$$[\sigma]_{из} = [\sigma]_p = 1330 \text{ кг/см}^2.$$

2) Определяем диаметр стержня d в неослабленном месте отверстием под клин из условия прочности на растяжение (см. рис. 43).

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5500}{3,14 \cdot 934}} = 2,74 \text{ см.}$$

Округляем d до 28 мм.

3) Определяем диаметр d_0 утолщенной части стержня в месте расположения клина из условия прочности на растяжение (см. рис. 44, б). Принимаем

$$b = \frac{1}{4} d_0; \quad d_0 = \sqrt{\frac{4P}{(\pi - 1) \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5500}{(3,14 - 1) \cdot 934}} = 3,31 \text{ см,}$$

тогда по принятому соотношению

$$b = \frac{1}{4} \cdot d_0 = \frac{1}{4} \cdot 33,1 \cong 8,3 \text{ мм.}$$

4) Полученные размеры d_0 и b проверяем на смятие стержня клином

$$\sigma_{см} = \frac{P}{b \cdot d_0} = \frac{5500}{0,83 \cdot 3,31} \cong 2630 \text{ кг/см}^2 > [\sigma]_{см},$$

но поскольку действительное напряжение больше допускаемого, увеличиваем диаметр d_0 , определив его размер по фактическому допускаемому напряжению смятия:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4P}{[\sigma]_{см}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5500}{1868}} \cong 3,44 \text{ см.}$$

Округляем $d_0 = 35$ мм, тогда размер $b = \frac{35}{4} = 8,75$ мм, $b = 8,75$ мм.

5) Определяем расстояние клина от края стержня (размер e) из условия прочности стержня на срез (см. рис. 44, а):

$$e = \frac{P}{2d_0 [\tau]_{ср}} = \frac{5500}{2 \cdot 3,5 \cdot 560} \cong 1,4 \text{ см.}$$

Конструктивно увеличиваем размер e до $0,7d_0$

$$e = 0,7d_0 = 0,7 \cdot 35 = 24 \text{ мм.}$$

6) Рассчитываем толщину втулки δ из условия прочности ее на смятие клином

$$\delta = \frac{P}{2 \cdot b [\sigma]_{см}} = \frac{5500}{2 \cdot 0,875 \cdot 2220} \cong 1,4 \text{ см; } \delta = 14 \text{ мм.}$$

7) Определяем наружный диаметр втулки

$$D = d_0 + 2\delta = 35 + 2 \cdot 14 = 63 \text{ мм.}$$

8) Находим расстояние клина от края втулки из условия прочности ее на срез (размер C):

$$C = \frac{P}{4\delta [\tau]_{\text{ср}}} = \frac{5500}{4 \cdot 1,4 \cdot 670} = 1,48 \text{ см.}$$

Конструктивно увеличиваем размер C до размера e

$$C = 24 \text{ мм.}$$

9) Определяем длину клина

$$l \cong d_0 + 4\delta = 35 + 4 \cdot 14 \cong 90 \text{ мм.}$$

10) Определяем среднюю высоту клина (см. рис. 45)

$$h_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{3PD}{4b [\sigma]_{\text{н}}}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 5500 \cdot 6,3}{4 \cdot 0,875 \cdot 1330}} \cong 4,7 \text{ см} = 47 \text{ мм.}$$

11) Определяем наибольшую высоту клина a , принимая уклон $i = \frac{1}{30}$, обеспечивающий самоторможение

$$a = h_{\text{ср}} + i \frac{l}{2} = 47 + \frac{1}{30} \cdot \frac{90}{2} = 48,5 \text{ мм.}$$

Для заготовки клина берем брусок с размерами $b \cdot a \cdot l$, а затем придаем одной стороне клина уклон $\frac{1}{30}$; размеры скруглений торцов $r = \frac{b}{2}$.

12) Определяем наименьшую ширину отверстия под клин: во втулке

$$a_1 = h_{\text{ср}} - i \frac{D}{2} = 47 - \frac{1}{30} \cdot \frac{63}{2} = 46,95 \text{ мм,}$$

в стержне

$$a_2 = h_{\text{ср}} - i \frac{d_0}{2} = 47 - \frac{1}{30} \cdot \frac{35}{2} = 46,415 \text{ мм.}$$

13) Определяем длину втулки L , принимая зазор между стержнями ≈ 6 мм

$$L = 2(e + h_{\text{ср}} + C) + 6 \text{ мм} = 2(24 + 47 + 24) + 6 = 196 \text{ мм.}$$

14) Определяем длину утолщенной части стержня

$$l_1 = (e + h_{\text{ср}} + C) + 5 \text{ мм} = 24 + 47 + 24 + 5 = 100 \text{ мм.}$$

Рекомендации по оформлению расчетно-пояснительной записки и графической части курсового проекта указаны в пособии по курсовому проектированию [8].

§ 14. ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Штифты применяют для точного взаимного фиксирования деталей, а также для передачи относительно небольших нагрузок. Иногда штифты используют и как предохранительное звено, работающее на срез (в предохранительных муфтах).

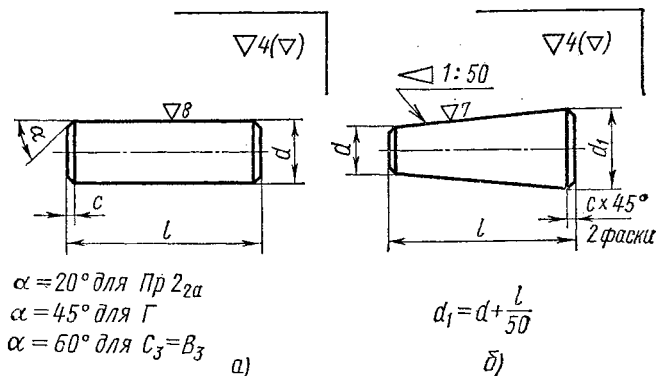


Рис. 47

Самыми распространенными являются цилиндрические (рис. 47, а) и конические (рис. 47, б) штифты. Размеры стандартных цилиндрических штифтов указаны в ГОСТ 3128—60, а конических — в ГОСТ 3129—60.

Изготавливают штифты из стали 45 и А12 и при необходимости калят до твердости $45 \div 55$ HRC. Класс чистоты посадочной поверхности $\nabla 7 \div \nabla 8$.

Конические штифты изготавливают с конусностью 1:50, обеспечивающей самоторможение и хорошее центрирование. Для лучшей фиксации и удобства монтажа и демонтажа применяют различные типы цилиндрических и конических штифтов. Например, с целью надежной фиксации применяют цилиндрические штифты с отверстиями на торцах. После установки концы штифтов расклепывают.

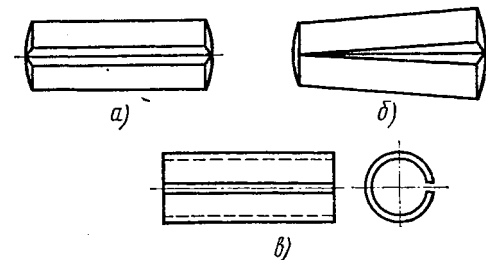


Рис. 48

Конические штифты для лучшей фиксации на тонком конце могут иметь прорезь, которая дает возможность после установки штифта разводить концы или резьбу, на которую после установки штифта навинчивают гайку. С целью удобства демонтажа со стороны большого диаметра конического штифта изго-

товляют хвостовик с резьбой: гайка, упираясь в торец, выталкивает штифт из посадочного отверстия.

Получили применение также цилиндрические и конические штифты с продольными насечками (рис. 48, а, б) или выдавленными канавками, а также цилиндрические пружинные штифты, вальцованные из листовой пружинной стали (рис. 48, в). Под эти штифты отверстия развертывать не нужно, а наличие канавок создает надежное соединение, предохраняющее от выпадания штифта в процессе работы.

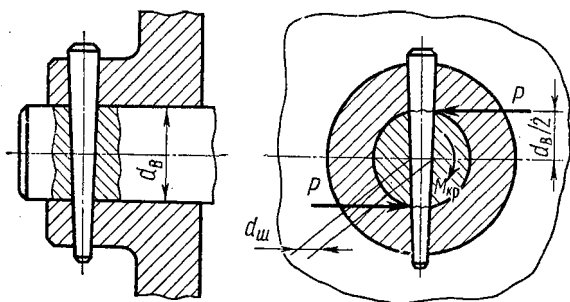


Рис. 49

Отверстия под штифты сверлят в соединяемых деталях одновременно, затем развертывают при сборке разверткой. Недостатком штифтовых соединений является ослабление вала отверстием под штифт. Поэтому рекомендуется штифты располагать ближе к концам вала.

Рассмотрим случай соединения вала и ступицы колеса коническим штифтом для передачи крутящего момента (рис. 49).

В данном случае средний диаметр штифта $d_{ш}$ определяем из условия прочности на срез по двум плоскостям среза.

Окружное усилие

$$P_{ш} = \frac{M_{кр}}{\frac{d_в}{2}} = \frac{2M_{кр}}{d_в},$$

а площадь среза

$$F_{ср} = \frac{2\pi d_{ш}^2}{4}.$$

Подставляя эти значения в проектную формулу, получим

$$F_{ср} = \frac{P_{ш}}{[\tau]_{ср}};$$

или

$$\frac{2\pi d_{ш}^2}{4} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d_в \cdot [\tau]_{ср}}.$$

Средний диаметр штифта будет равен

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4M_{кр}}{\pi \cdot d_в \cdot [\tau]_{ср}}}.$$

В тех случаях, когда штифт применяют как предохранительное звено, в полученную формулу для определения среднего диаметра штифта подставляем предельную величину крутящего момента $M_{\text{пред}}$, а вместо допускаемого напряжения на срез берем предел прочности при срезе для материала штифта $\tau_{\text{вср}}$, т. е.

$$d_{\text{шт}} = \sqrt{\frac{4M_{\text{пред}}}{\pi \cdot d_{\text{в}} \cdot \tau_{\text{вср}}}}$$

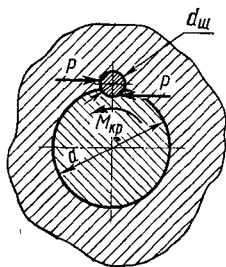
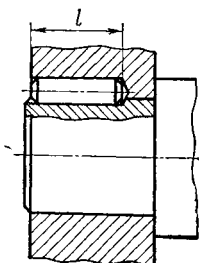


Рис. 50

Рассмотрим случай применения цилиндрического штифта в качестве шпонки для передачи крутящего момента от вала к ступице (рис. 50).

В данном случае штифт-шпонка будет испытывать напряжение смятия по половине боковой поверхности и напряжение среза по продольному сечению штифта. Площадь смятия

$$F_{\text{см}} = l \cdot \frac{d_{\text{шт}}}{2},$$

а окружное усилие $P = \frac{M_{\text{кр}}}{\frac{d}{2}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d}$.

Подставляя эти значения в основную проверочную формулу, получим уравнение прочности штифта на смятие

$$\sigma_{\text{см}} \approx \frac{P}{l \cdot \frac{d_{\text{шт}}}{2}} = \frac{4M_{\text{кр}}}{d \cdot l \cdot d_{\text{шт}}} \leq [\sigma]_{\text{см}}$$

Подставляя значение $F_{\text{ср}} = l \cdot d_{\text{шт}}$ в основную формулу, получим уравнение прочности штифта на срез

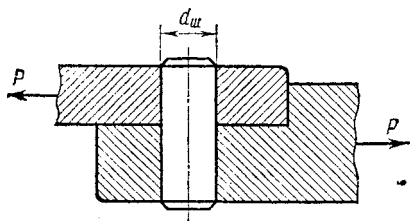


Рис. 51

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{l \cdot d_{\text{шт}}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d \cdot l \cdot d_{\text{шт}}} \leq [\tau]_{\text{ср}}$$

Рассмотрим еще один случай, когда штифт передает поперечные усилия (рис. 51): В данном случае штифт будет испытывать напряжение среза. Уравнение прочности штифта на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{\frac{\pi \cdot d_{\text{шт}}^2}{4}} \leq [\tau]_{\text{ср}}$$

§ 15. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные и шлицевые соединения предназначены для соединения вала с зубчатым колесом, маховиком и т. п. и передачи крутящего момента от вала к колесу или наоборот.

Шпоночные соединения. Шпонки применяют для соединения детали с валом. Для этого на валу 2 фрезеруют паз (рис. 52), кроме того, паз делают в отверстии насаживаемой на вал детали 3. Шпонка 1 входит одновременно в оба эти паза, фиксируя деталь и обеспечивая передачу крутящего момента. Различают призматические, сегментные, клиновые шпонки.

Призматические шпонки обыкновенные делают со скругленными или прямыми торцами (рис. 53, а, б), в зависимости от конструкции соединения, технологии изготовления паза под шпонку на валу. Размеры сечений шпонок $b \cdot h$ установлены ГОСТ 8789—68. Применяют также призматические направляющие шпонки, которые прикрепляются к валу винтами (ГОСТ 8790—68), или призматические скользящие шпонки, передвигающиеся вместе с колесом вдоль паза на валу.

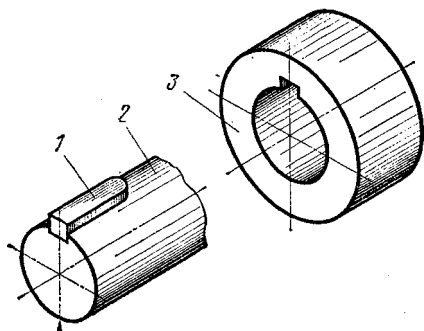


Рис. 52

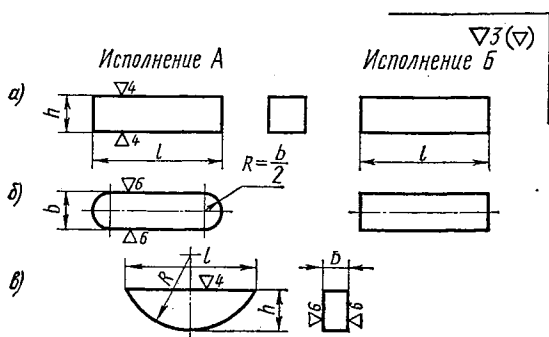


Рис. 53

Размеры сечений шпонок и пазов установлены ГОСТ 8788—68 (табл. 26), а конструкция соединения призматической обыкновенной шпонкой показана на рис. 54.

Сегментные шпонки — представляют собой пластины в виде сегмента (см. рис. 53, в). Размеры этих шпонок установлены ГОСТ 8795—68. Для установки сегментных шпонок фрезеруют глубокий шпоночный паз, который ослабляет вал. Поэтому эти шпонки применяют для передачи небольших крутящих моментов на валах небольшого

Шпонки призматические.
Размеры, мм (ГОСТ 8788—68)

Диаметр вала, d	Номинальные размеры сечения шпонки		Глубина пазов						Радиусы закруглений пазов r , не более
			Исполнение I			Исполнение II			
			вал	втулка	K	вал	втулка	K	
	t	t_1	t	t_1					
	b	h	t	t_1	K	t	t_1	K	
От 5 до 7	2	2	1,1	1,0	1,0	—	—	—	
Св. 7 до 10	3	3	2,0	1,1	1,2	—	—	—	
» 10 » 14	4	4	2,5	1,6	1,8	—	—	—	0,2
» 14 » 18	5	5	3,0	2,1	2,3	3,2	1,9	2	
» 18 » 24	6	6	3,5	2,6	2,9	3,8	2,3	2,6	
» 24 » 30	8	7	4,0	3,1	3,5	4,5	2,6	3,0	0,3
» 30 » 36	10	8	4,5	3,6	4,2	5,2	2,9	3,5	
» 36 » 42	12	8	4,5	3,6	4,4	5,2	2,9	3,7	
» 42 » 48	14	9	5,0	4,1	5,0	5,8	3,3	4,2	
» 48 » 55	16	10	5,0	5,1	6,2	6,5	3,6	4,7	
» 55 » 65	18	11	5,5	5,6	6,8	7,1	4,0	5,2	
» 65 » 75	20	12	6	6,1	7,4	7,8	4,3	5,6	0,5
» 75 » 90	24	14	7	7,2	8,7	9,0	5,2	6,7	

Примечания: 1. Размер K является справочным, для расчета шпоночного соединения.

2. Исполнение I или II выбирается в зависимости от прочности материала втулки. Если втулки прочнее вала, то исполнение I; в остальных случаях — исполнение II.

диаметра ($d \leq 55$ мм); их рекомендуется устанавливать по концам вала.

Размеры сегментных шпонок и глубина паза установлены ГОСТ 8794—68 и частично приведены в табл. 27. Соединение сегментными шпонками показано на рис. 55

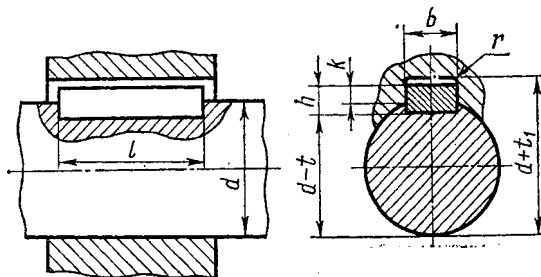


Рис. 54

Клиновые шпонки представляют собой самотормозящий клин с уклоном 1:100. В отличие от призматических и сегментных шпонок клиновые шпонки создают напряженное соединение. Наличие напряженного соединения дает возможность закрепления колеса на валу без дополнительных креплений. Но напряженное соединение

Шпонки сегментные. Размеры, мм (ГОСТ 8794—68)

Диаметр вала, d	Номинальные размеры шпонок				Глубина пазов						Радиус закруглений паза r , не более
					Исполнение I			Исполнение II			
	b	h	R	l	вал t	втулка t_1	K	вал t	втулка t_1	K	
Св. 14 до 30	5	6,5	8,0	15,7	4,5	2,1	2,3	4,7	1,9	2,1	0,2
		7,5	9,5	18,6	5,5						
		9,0	11,0	21,6	7,0						
		10,0	12,5	24,5	8,0						
		11,0	14,0	27,3	9,0						
Св. 18 до 36	6	9,0	11,0	21,6	6,5	2,6	2,9	6,8	2,3	2,6	0,2
		10,0	12,5	24,5	7,5						
		11,0	14,0	27,3	8,5						
		13,0	16,0	31,4	10,5						
		15,0	19,0	37,1	12,5						
		10,0	12,5	24,5	7						
Св. 24 до 42	8	11,0	14,0	27,3	8	3,1	3,5	8,5	2,6	3,0	0,3
		13	16,0	31,4	10						
		15	19,0	37,1	12						
		16	22,5	43,1	13						
		17	27,5	50,8	14						
		13	16	31,4	9,5						
		15	19	37,1	11,5						

нарушает правильность вращения, так как шпонка смещает «на себя» зазор между валом и отверстием ступицы колеса. В связи с этим недостаток клиновые шпонки применяются для тихоходных механизмов.

В зависимости от конструкции узла клиновые шпонки могут быть без головки и с головкой (рис. 56, а, б). Клиновые шпонки

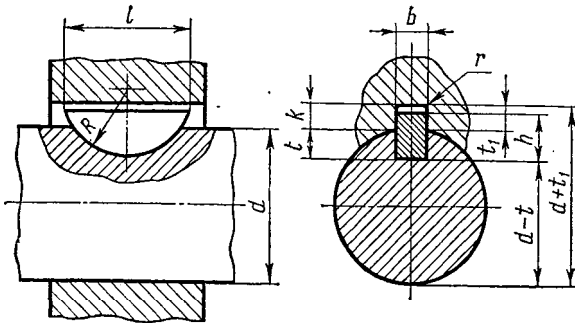


Рис. 55

с головкой применяются в тех случаях, когда демонтировать шпонку невозможно (нет доступа к тонкому концу шпонки, мешает, например, стенка корпуса машины).

Размеры сечения шпонок и пазов установлены ГОСТ 8791—68, выдержки из этого ГОСТа приведены в табл. 28, а конструкция соединения этими шпонками показана на рис. 57.

Для уменьшения ослабления вала канавкой под шпонку иногда применяют соединение клиновой шпонкой с канавкой в ступице колеса и снятой на валу площадкой «лыской» (рис. 58, а). Такое соединение может передавать меньший крутящий момент, чем соединение с врезной шпонкой.

Соединение клиновой фрикционной шпонкой (рис. 58, б) совсем не ослабляет вал, так как вал под шпонку специально не обрабатывается и колесо может быть установлено в любом месте вала. Клиновья фрикционная шпонка имеет с одной стороны радиус, равный радиусу вала, а с другой — уклон 1:100. Втулка колеса также обрабатывается с уклоном 1:100 под эту шпонку. Передача крутящего момента осуществляется за счет сил трения Qf , возникающих на поверхности вала. Применяют фрикционные шпонки при небольших крутящих моментах и в тех случаях, когда необходимо устанавливать колесо в разных местах вала.

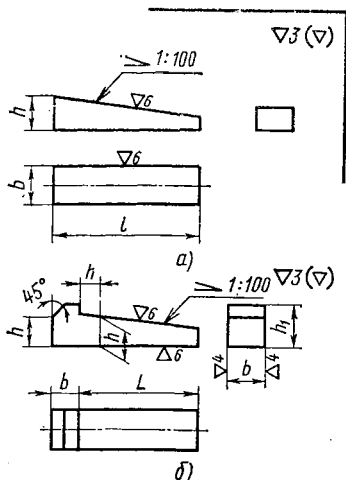


Рис. 56

ные шпонки при небольших крутящих моментах и в тех случаях, когда необходимо устанавливать колесо в разных местах вала.

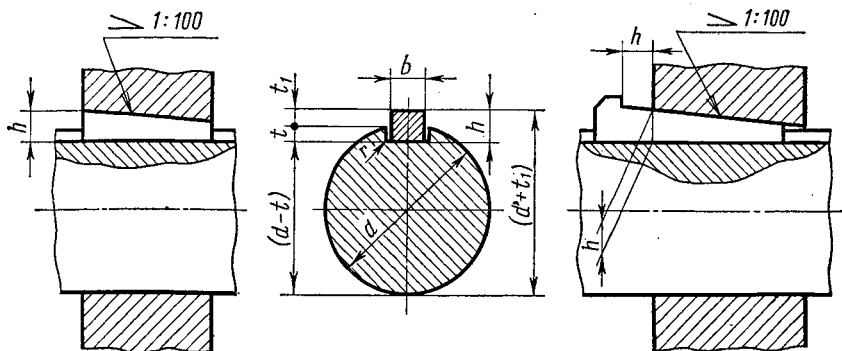


Рис. 57

Тангенциальные шпонки представляют собой разновидность клиновых шпонок. Если сложить две клиновые шпонки, как показано на рис. 59, то получим тангенциальную шпонку, создающую напряженное соединение, но не в радикальном, как при обычной клиновой шпонке, а в касательном направлении к валу. Для передачи вращательного движения в противоположных направлениях

Шпонки клиновые. Размеры, мм (ГОСТ 8791—68)

Диаметр вала, d	Номинальные размеры сечения шпонки		Глубина пазов		Радиус закругления r пазов, не более
			вала	втулки	
	b	h	t	t_1	r
От 5 до 7	2	2	1,1	0,6	0,2
Св. 7 до 10	3	3	2,0	0,7	
» 10 » 14	4	4	2,5	1,1	
» 14 » 18	5	5	3,0	1,6	
» 18 » 24	6	6	3,5	2,1	
» 24 » 30	8	7	4,0	2,6	0,3
» 30 » 36	10	8	4,5	3,0	
» 36 » 42	12	8	4,5	3,5	
» 42 » 48	14	9	5,0		
» 48 » 55	16	10	5,0	4,5	
» 55 » 65	18	11	5,5	5,0	0,5
» 65 » 75	20	12	6,0	5,5	
» 75 » 90	24	14	7,0	6,4	

необходимо устанавливать не одну, а две шпонки под углом в 120° одна к другой.

При постановке шпонки ударами молотка по широкой части клина осуществляется относительное смещение и, следовательно, увеличивается ширина шпонки и происходит затяжка. Тангенциальные шпонки применяют при больших динамических нагрузках.

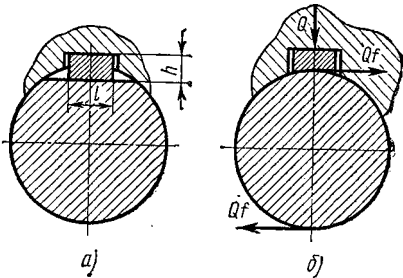


Рис. 58

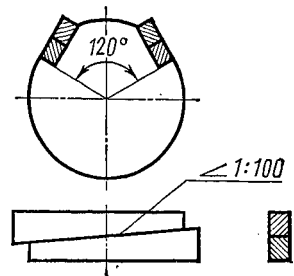


Рис. 59

Размеры этих шпонок установлены для валов диаметром от 60 до 1000 мм ГОСТ 8796—68. Эти шпонки применяют сравнительно редко.

Порядок подбора и проверки прочности шпонок. Рекомендуется следующий порядок подбора размеров и проверки прочности шпонки:

а) выбирают вид шпоночного соединения (призматическая, сегментная, клиновья или тангенциальная шпонки), в зависимости

от конструкции узла, передаваемого крутящего момента и необходимой точности передачи;

б) определяют размеры сечения шпонки ($b \cdot h$) по таблицам ГОСТ в зависимости от размера диаметра вала d ;

в) выбирают длину шпонки в зависимости от длины ступицы. Рекомендуется применять шпонку на 5—10 мм короче ступицы. Окончательную длину шпонки округляем до ближайшей стандартной длины по ГОСТ 6636—69.

Длина шпонок призматических обыкновенных высоких и направляющих с креплением на валу, клиновых и клиновых с головкой $l=6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 315; 400; 450; 500$ мм;

г) производят проверочный расчет прочности шпонки так, чтобы действительные напряжения были меньше допускаемых. Если в результате проверки шпонка окажется недостаточно прочной, то увеличивают ее длину (если позволяет длина ступицы) или вместо одной шпонки устанавливают две или три под углом 180 или 120°.

Проверка прочности шпонок. Допускаем, что вал должен передавать крутящий момент через шпонку с размерами b, h, l . Диаметр вала d , число шпонок z , рабочая длина шпонки l_p . Необходимо определить действительные напряжения смятия $\sigma_{см}$ и $\tau_{ср}$, если допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{см}$ и среза $[\tau]_{ср}$, а коэффициент трения скольжения между втулкой и шпонкой и втулкой и валом $f=0,15-0,20$.

Шпонка призматическая. Проверяем на прочность выступающую из вала часть шпонки (рис. 60).

1) Проверка на смятие. Площадь смятия

$$F_{см} \cong \frac{h}{2} \cdot l_p \text{ или } F_{см} = K \cdot l_p.$$

(см. табл. 26).

Сила смятия при известном $M_{кр}$ и d будет:

$$P_{см} = \frac{M_{кр}}{\frac{d+k}{2}} = \frac{2M_{кр}}{(d+K)}.$$

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{P_{см}}{F_{см}} \leq [\sigma]_{см}.$$

Подставляя значения, получим

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{z \cdot K \cdot l_p (d+K)} \leq [\sigma]_{см}.$$

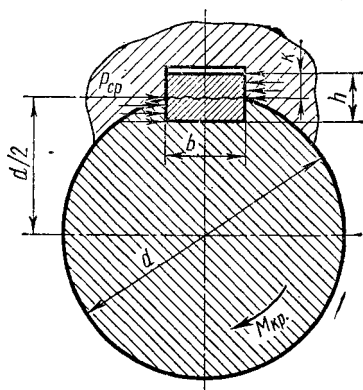


Рис. 60

2) Проверка на срез производится по плоскости среза $F_{\text{ср}} = b \cdot l_p$, а сила, вызывающая срез

$$P_{\text{ср}} = \frac{M_{\text{кр.}}}{\frac{d}{2}} = \frac{2M_{\text{кр.}}}{d}; \quad \tau_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{ср}}}{F_{\text{ср}}} \leq [\tau]_{\text{ср.}}$$

Подставляя значение $F_{\text{ср}}$ и $P_{\text{ср}}$, получим

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2M_{\text{кр.}}}{z \cdot b \cdot l_p \cdot d} \leq [\tau]_{\text{ср.}}$$

Шпонку сегментную (см. рис. 55) рассчитываем как призматическую шпонку.

1) Условие прочности на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M_{\text{кр.}}}{z \cdot K \cdot l \cdot (d + K)} \leq [\sigma]_{\text{см.}}$$

2) Условие прочности на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2M_{\text{кр.}}}{z \cdot b \cdot l \cdot d} \leq [\tau]_{\text{ср.}}$$

Шпонка клиновая проверяется на смятие прилегающей к ступице поверхности. Шпонка установлена с предварительным натягом, и при передаче крутящего момента $M_{\text{кр}}$ эпюра напряжения на шпонке будет представлять собой треугольник (рис. 61).

Равнодействующая сила смятия Q будет расположена на расстоянии $\frac{2}{3}b$ от вершины треугольника и от оси на расстоянии X . Сила Q вызывает в ступице равную ей реакцию Q . На поверхности шпонки в месте касания со ступицей появляется сила трения Qf , препятствующая проскальзыванию ступицы относительно шпонки (f — коэффициент трения). Аналогичная сила трения Qf возникает и в ступице, препятствуя скольжению вала в отверстии ступицы. Эти силы расположены относительно оси, соответственно, на расстоянии Y и $\frac{d}{2}$.

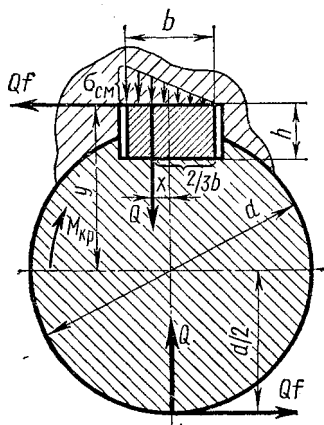


Рис. 61

Для равновесия вала со ступицей необходимо, чтобы крутящий момент равнялся сумме моментов вызванных им сил

$$M_{\text{кр.}} = Q \cdot X + Qf \cdot Y + Qf \cdot \frac{d}{2}.$$

Как видно из рис. 61

$$X = \frac{2}{3} b - \frac{1}{2} b = \frac{b}{6}, \quad \text{а } Y = \frac{d}{2} + \frac{h}{2},$$

так как h по сравнению с d величина незначительная, принимаем $Y = \frac{d}{2}$, а сила Q , вызванная силами смятия от посадки шпонки и крутящего момента, будет равна

$$Q = b \cdot l \frac{\sigma_{\text{см}}}{2}.$$

Значения X , Y и Q подставляем в уравнение прочности и получим

$$\begin{aligned} M_{\text{кр}} &= Q \frac{b}{6} + Qf \frac{d}{2} + Qf \frac{d}{2} = Q \left(\frac{b}{6} + fd \right) = \\ &= b \cdot l \frac{\sigma_{\text{см}}}{2} \left(\frac{b}{6} + \frac{6}{6} \cdot fd \right) = \frac{b \cdot l \cdot \sigma_{\text{см}}}{12} (b + 6fd), \end{aligned}$$

откуда напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{12M_{\text{кр}}}{b \cdot l (b + 6fd)} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

Материал шпонок и допускаемые напряжения. Шпонки рекомендуется изготовлять из чистотянутой прутковой стали с пределом прочности $\sigma_b \geq 50$ кг/мм², например, Ст5; Ст6; сталь 40; 45 и 50 (см. табл. 5 и 6).

Величина допускаемых напряжений зависит от условий работы, материалов вала, ступицы и шпонки и характера нагружения. Допускаемые напряжения следует подбирать для более «слабого» материала соединения.

Ориентировочные значения допускаемых напряжений приведены в табл. 29.

ТАБЛИЦА 29

Допускаемые напряжения для шпоночных соединений

Допускаемое напряжение, кг/см ²	Условия работы и применение
$[\sigma]_{\text{см}} = 2000 \div 4000$	Для неподвижных соединений в станкостроении, когда материал вала и втулки тверже материала шпонки
$[\sigma]_{\text{см}} = 1500$	Для неподвижных соединений или соединений, перемещающихся без нагрузки
$[\sigma]_{\text{см}} = 300-500$	Для подвижных соединений под нагрузкой, при незакаленных рабочих поверхностях
$[\sigma]_{\text{см}} = 100$	Для шпонок ходовых винтов
$[\tau]_{\text{ср}} = 1000$	Для ненапряженных шпоночных соединений

Примечание. Влияние характера нагружения учитываем введением понижающего коэффициента:

при статическом нагружении $\phi_{II} \approx 1,0$;

при пульсирующем нагружении $\phi_{III} \approx 0,75 \div 0,85$;

при симметричном цикле нагружения $\phi_{III} \approx 0,50 \div 0,65$.

Как видно из табл. 29, колебания величины допускаемых напряжений имеют резкий характер, поэтому для ответственных соединений необходима тщательная экспериментальная проверка опытных образцов.

Ниже приведены примеры подбора и проверочного расчета шпоночных соединений.

Пример 1. Подобрать призматическую шпонку с прямыми торцами для соединения шестерни (сталь 40X) с валом диаметром $d=50$ мм (сталь 45) для передачи крутящего момента $M_{кр}=7000$ кг·см. Материал шпонки сталь 40, а длина ступицы шестерни $l=65$ мм. Передача работает со слабыми толчками в одном направлении (см. рис. 54).

Решение. 1) Подбираем по ГОСТ 8788—68 (см. табл. 26) размеры сечения шпонки для заданного диаметра вала $d=50$ мм (исполнение I): $b=16$ мм; $h=10$ мм, справочный размер $K=6,2$ мм. Длину шпонки подбираем согласно размерам ступицы по ГОСТ 6636—69 (см. стр. 88). Принимаем длину шпонки $l=63$ мм, так как ступица имеет длину 65 мм. В данном случае получили шпонку с размерами $16 \times 10 \times 63$.

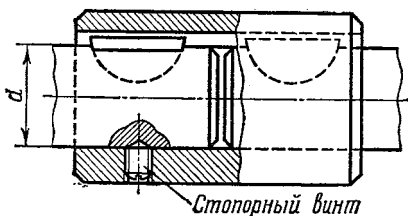


Рис. 62

2) Проверяем выбранную шпонку на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{z \cdot K \cdot l_p (d+K)} = \frac{2 \cdot 7000}{1,0,62 \cdot 6,3 (50 + 0,62)} = 638 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_{см}.$$

В данном случае $[\sigma]_{см} = \varphi_{II} \cdot [\sigma]_{см} = 0,75 \cdot 1500 \cong 1125 \text{ кг/см}^2$ (см. табл. 29).

Шпонка выдержит напряжение смятия, так как действительное напряжение смятия меньше допускаемого напряжения

$$\sigma_{см} < [\sigma]_{см} \quad (638 \text{ кг/см}^2 < 1125 \text{ кг/см}^2).$$

3) Проверяем шпонку на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{2M_{кр}}{z \cdot b \cdot l_p \cdot d} = \frac{2 \cdot 7000}{1,1,6 \cdot 6,3 \cdot 50} = 278 \text{ кг/см}^2 < [\tau]_{ср}.$$

В данном случае

$$[\tau]_{ср} = \varphi_{II} [\tau]_{ср} = 0,75 \cdot 1000 = 750 \text{ кг/см}^2.$$

Заключение. Шпонка с принятыми размерами работоспособна, так как действительные напряжения на смятия и срез меньше допустимых.

Пример 2. Подобрать сегментные шпонки для соединения двух валов $d=40$ мм втулочной муфтой, если материал валов и муфты сталь 45, а шпонки Ст6. Передаваемый крутящий момент при спокойном режиме работы редуктора $M_{кр}=3000$ кг·см (рис. 62).

Решение. 1) Подбираем размеры сегментной шпонки по ГОСТ 8794—68 для вала $d=40$ мм (по табл. 27 исполнение II): $b=8$ мм;

$h=15$ мм; $R=19$ ($D_{ш}=38$ мм); $l=37,1$ мм при $K=3$ мм (шпонка 8X15).

2) Проверяем выбранную шпонку на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{z \cdot K \cdot l \cdot (d+K)} = \frac{2 \cdot 3000}{1,0 \cdot 3 \cdot 3,71 (4+0,3)} = 1340 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_{см},$$

для данного случая

$$[\sigma]_{см} = \varphi_I [\sigma]_{см} = 1 \cdot 1500 = 1500 \text{ кг/см}^2.$$

Шпонка на смятие будет работать нормально, так как действительное напряжение меньше допускаемого:

$$\sigma_{см} < [\sigma]_{см} (1340 \text{ кг/см}^2 < 1500 \text{ кг/см}^2).$$

3) Проверяем шпонку на срез

$$\tau_{ср} = \frac{2M_{кр}}{z \cdot b \cdot l \cdot d} = \frac{2 \cdot 3000}{1,0 \cdot 8 \cdot 3,71 \cdot 4} = 486 \text{ кг/см}^2 < [\tau]_{ср},$$

так как для данного случая

$$[\tau]_{ср} = \varphi_I [\tau]_{ср} = 1 \cdot 1000 = 1000 \text{ кг/см}^2.$$

Заключение. Выбранная сегментная шпонка будет работоспособна, так как действительные напряжения смятия и среза меньше допускаемых.

Пример 3. Подобрать клиновую врезную шпонку для ременного шкива токарного станка, соединенного с валом диаметром $d=35$ мм, если длина ступицы $l=45$ мм и крутящий момент $M_{кр}=2000$ кг·см. Материал шпонки Ст6, материал шкива — чугун (см. рис. 57).

Решение. 1) По ГОСТ 8791—68 (см. табл. 28) подбираем размеры сечения шпонки для вала $d=35$ мм. Принимаем $b=10$ мм, $h=8$ мм. Принимаем ближайшую стандартную длину шпонки $l=45$ мм (см. стр. 88).

2) Проверяем прочность шпоночного соединения на смятие, предполагая, что коэффициент

трения на поверхности касания шпонки $f=0,15$:

$$\sigma_{см} = \frac{12M_{кр}}{b \cdot l (b+6fd)} = \frac{12 \cdot 2000}{1 \cdot 4,5 (1+6 \cdot 0,15 \cdot 3,5)} \cong 1288 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_{см}.$$

В ременной передаче работа безударная и, следовательно, допускаемое напряжение

$$[\sigma]_{см} = \varphi_I [\sigma]_{см} = 1,0 \cdot 1500 \text{ кг/см}^2 \text{ (см. табл. 29).}$$

Заключение. Клиновая шпонка будет работать нормально, так как действительное напряжение смятия меньше допускаемого.

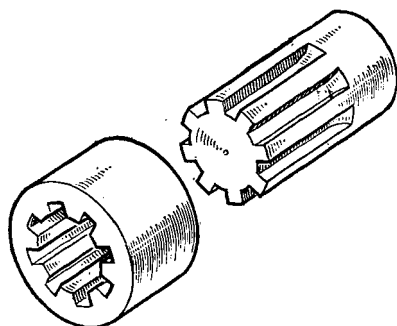


Рис. 63

Понятия о шлицевых (зубчатых) соединениях. Соединения представляют собой многошпоночные соединения, у которых шпонки (шлицы) выполнены за одно целое с валом (рис. 63). Шлицевые соединения обеспечивают хорошее центрирование деталей на валу,

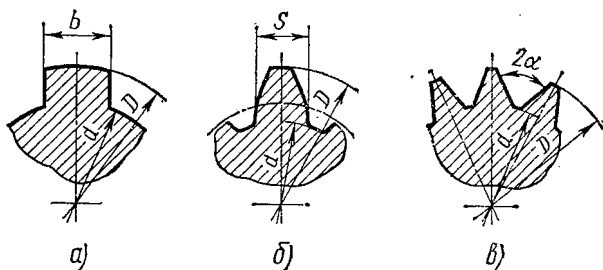


Рис. 64

передают большие мощности, не ослабляют вал. Кроме того, шлицевые соединения прочнее при динамических нагрузках и напряжение смятия на рабочих гранях зубьев (шлицев) меньше за счет больших площадей контакта.

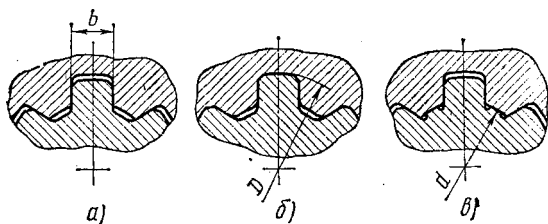


Рис. 65

Шлицевые соединения бывают подвижные и неподвижные.

По профилю зубьев (шлицев) наибольшее распространение получили прямобоочные соединения (рис. 64, а) и эвольвентные соединения (рис. 64, б), размеры которых стандартизованы. Для неподвижных соединений тонкостенных втулок делают шлицы треугольного профиля (рис. 64, в).

Шлицы на валу фрезеруют или нарезают на зубообрабатывающих станках методом обкатки, а пазы в отверстиях получают долблением или протягиванием.

По способу центрирования отверстия относительно вала различают шлицевые соединения с центрированием по ширине шлицев (размер b) для передачи больших крутящих моментов (рис. 65, а) по наружному диаметру (D), если втулку можно обработать протяжкой, а шлицевый вал прошлифовать по этому диаметру (рис. 65, б); по внутреннему диаметру (d), если втулка закалена и ее вал можно прошлифовать (рис. 65, в).

При эвольвентном профиле шлицев чаще центрируют по ширине шлицев.

Зубчатые соединения прямобочные. Размеры, мм (ГОСТ 1139—58)

Номинальные размеры $z \times d \times D$	b	f	r , не более	Серия	Номинальные размеры $z \times d \times D$	b	f	r , не более	Серия
6×23×26	6	0,3	0,2	Легкая	8×62×72	12	0,5	0,5	Тяжелая
6×26×30	7	0,3	0,2		10×82×92	12	0,5	0,5	
8×32×36	6	0,4	0,3		10×21×26	3	0,3	0,2	
8×36×40	7	0,4	0,3		10×26×32	4	0,4	0,3	
8×42×46	8	0,4	0,3		10×32×40	5	0,4	0,3	
8×52×58	10	0,5	0,5		10×42×52	6	0,4	0,3	
8×62×68	12	0,5	0,5		10×46×56	7	0,5	0,5	
10×72×78	12	0,5	0,5		16×52×60	5	0,5	0,5	
10×82×88	12	0,5	0,5		16×56×65	5	0,5	0,5	
					16×62×72	6	0,5	0,5	
6×21×25	5	0,3	0,2	20×82×92	6	0,5	0,5	Средняя	
6×26×32	6	0,4	0,3						
8×36×42	7	0,4	0,3						
8×46×54	9	0,5	0,5						
8×52×60	10	0,5	0,5						

Шлицевые соединения с треугольным профилем центрируют только по боковым граням. Иногда этот вид соединения на концах валов выполняют коническим. При этом конусность такого соединения 1:16. Эти соединения не стандартизованы.

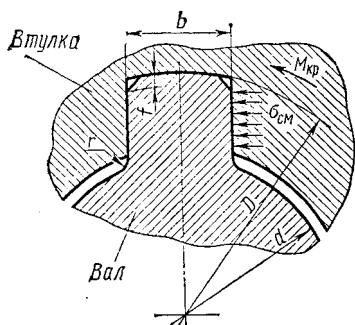


Рис. 66

Рассмотрим несколько подробнее прямобочное шлицевое соединение. ГОСТ 1139—58 предусмотрено применение трех серий соединений с прямобочными шлицами, отличающимися высотой и количеством зубьев:

а) легкая серия — имеет наименьшее число и высоту зубьев; применяется для неподвижных или слабонагруженных соединений (табл. 30);
 б) средняя серия — имеет большие по сравнению с легкой серией число и высоту зубьев; применяется для средненагруженных соединений при передвижении втулки вдоль вала без нагрузки;

в) тяжелая серия — имеет наибольшее число и высоту зубьев; предназначена для наиболее тяжелых условий работы.

В отдельных случаях, в особенности для подвижных соединений, зубья термически обрабатывают и шлифуют.

В табл. 30 приведены некоторые размеры зубчатых шлицевых соединений с прямобочным профилем (рис. 66).

Расчет на прочность шлицевых соединений. Боковые поверхности зубьев (см. рис. 66) испытывают напряжение смятия.

Размеры зубчатого соединения выбираем по стандарту в зависимости от диаметра вала и условий его работы и проверяем на смятие рабочие грани зубьев.

В связи со сложностью изготовления зубьев на валу и пазов в отверстиях, не все зубья будут полностью воспринимать нагрузку, поэтому учитываем только 75% всех зубьев в расчете на прочность. Напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{0,75 \cdot z \cdot F_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}}$$

Окружная сила

$$P = \frac{M_{\text{кр}}}{\frac{d_{\text{ср}}}{2}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d_{\text{ср}}} \text{ кГ};$$

средний диаметр соединения

$$d_{\text{ср}} = \frac{D+d}{2};$$

z — число зубьев.

Расчетная площадь смятия с учетом фасок, радиусов скругления и длины ступицы l

$$F_{\text{см}} = \left(\frac{D-d}{2} - f - r \right) \text{ мм}^2.$$

Подставляя эти значения в основную формулу, получим

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8M_{\text{кр}}}{0,75 \cdot z \cdot (D+d) [(D-d) - 2(f+r)] \cdot l} \leq [\sigma]_{\text{см}}$$

Величины допускаемых напряжений на смятие боковых граней зубьев для стали с пределом прочности $\sigma_b \geq 50 \text{ кГ/см}^2$ приведены в табл. 31.

ТАБЛИЦА 31

Допускаемые напряжения смятия на боковых гранях зубьев (шлицев)

Условия работы соединения	Условия эксплуатации	Термообработка рабочих поверхностей зубьев	
		не производится	производится
		[σ] _{см} , кГ/см ²	
Соединение неподвижное	Тяжелые с ударами	350—500	400—700
	Средние	600—1000	1000—1400
	Легкие	800—1200	1200—2000
Соединение подвижное не под нагрузкой	Тяжелые (с ударами)	150—200	200—350
	Средние	200	200—300
	Легкие	250—400	300—600
Соединение подвижное под нагрузкой	Тяжелые (с ударами)	—	30—100
	Средние	—	50—150
	Легкие	—	100—200

Пример. Подобрать и проверить на смятие шлицевой валик (легкой и тяжелой серии) с перемещающимся блоком шестерен (рис. 67) коробки передач токарного станка. Крутящий момент $M_{кр} = 1000$ кг·см, наружный диаметр валика $D = 26$ мм, ширина блока $l = 40$ мм, материал блока сталь 40X, валика сталь 45. Шлицы без термообработки. Центрирование по внутреннему диаметру валика d . Условия эксплуатации средние.

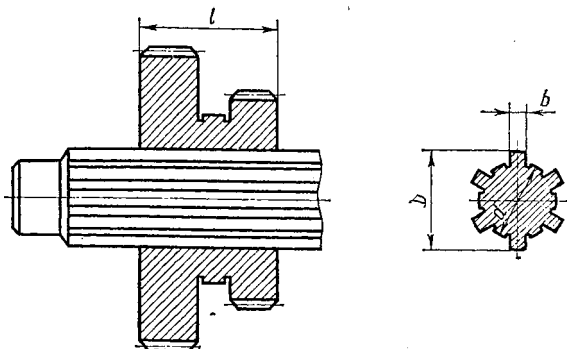


Рис. 67

Решение. 1) Выбираем по ГОСТ 1139—58 (см. табл. 30) шлицевое прямобочное соединение легкой серии с числом зубьев $z = 6$, $D = 26$ мм; $d = 23$ мм, $b = 6$ мм; $f = 0,3$ мм и $r = 0,2$ мм;

тяжелой серии с числом зубьев $z = 10$, $D = 26$ мм; $d = 21$ мм, $b = 3$ мм, $f = 0,3$ мм и $r = 0,2$ мм.

2) Определяем напряжение смятия по основной проверочной формуле:

для легкой серии

$$\sigma_{см} = \frac{8M_{кр}}{0,75 \cdot z (D+d) [(D-d) - 2(f+r)] \cdot l} =$$

$$= \frac{8 \cdot 1000}{0,75 \cdot 6 (2,6+2,3) [(2,6-2,3) - 2(0,03+0,02)] \cdot 4} \cong 453 \text{ кг/см}^2;$$

для тяжелой серии

$$\sigma_{см} = \frac{8 \cdot 1000}{0,75 \cdot 10 (2,6+2,1) [(2,6-2,1) - 2(0,03+0,02)] \cdot 4} \cong 142 \text{ кг/см}^2.$$

3) Определяем допускаемые напряжения смятия боковых граней зубьев (шлицев) для подвижного соединения без нагрузки при средних условиях эксплуатации (см. табл. 31) для валика без термообработки

$$[\sigma]_{см} = 200 \div 300 \text{ кг/см}^2$$

Заключение. 1) Прочность шлицевого валика легкой серии недостаточна, так как действительное напряжение больше допускаемого $453 \text{ кг/см}^2 > 300 \text{ кг/см}^2$.

2) Прочность шлицевого валика тяжелой серии вполне достаточна, так как действительное напряжение смятия меньше допустимого:

$$\sigma_{см} < [\sigma]_{см} \quad (142 \text{ кГ/см}^2 < 200 \text{ кГ/см}^2).$$

Если по конструктивным соображениям все же необходимо применить шлицевой валик легкой серии, то необходимо рабочие поверхности зубьев подвергнуть термообработке (поверхностной высокочастотной закалке), затем шлифовке.

§ 16. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Самыми распространенными в машиностроении разъемными соединениями являются резьбовые.

Основные элементы резьб. В курсе черчения подробно разработано построение винтовых и резьбовых поверхностей, поэтому мы только напомним некоторые главные определения. Если обернуть

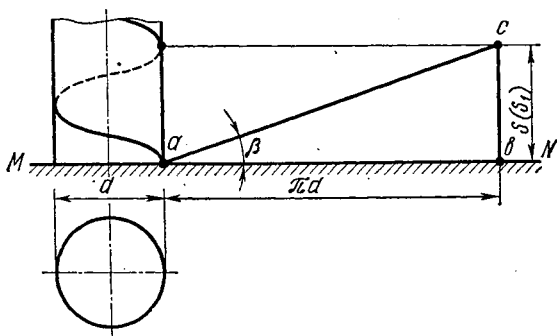


Рис. 68

вокруг цилиндра диаметром d , стоящего на плоскости MN , треугольник, у которого один катет ab будет равен длине окружности πd , то гипотенуза этого треугольника ac опишет на поверхности цилиндра винтовую линию (рис. 68).

Рассматривая рис. 68 и 69, где показана метрическая однозаходная резьба, уточним основные элементы резьбы: S — шаг винтовой линии или резьбы; S_1 — величина (ход) поступательного перемещения гайки за один оборот винта; d — наружный диаметр резьбы; d_1 — внутренний диаметр резьбы; d_2 — средний диаметр резьбы; α — угол профиля резьбы; β — угол подъема винтовой линии или резьбы.

За один оборот винта гайка переместится (при однозаходной резьбе) на величину шага $S=S_1$. Если необходимо переместить гайку за один оборот на большую величину, применяют так называемые многозаходные резьбы. Для этого основание цилиндра (заготовки) делят на равные части (две, три или более) и из каждого

деления нарезают винтовую линию с соответственно увеличенным шагом (в два, три или более раз). Следовательно, $S_1 = nS$, где n — число заходов резьбы. Ход резьбы будет равен $S_1 = \pi d_2 \operatorname{tg} \beta$, откуда $\operatorname{tg} \beta = \frac{S_1}{\pi d_2}$.

По форме основной поверхности, на которой нарезается резьба, различают резьбы цилиндрические и конические. Наибольшее применение имеют цилиндрические резьбы. Конические резьбы применяют редко, например, для плотных соединений труб, масленок, пробок.

По направлению резьбы бывают: правые, если при вращении по часовой стрелке гайка будет навинчиваться, и, левые, если при том же направлении вращения она будет свинчиваться. Чаще применяют правые резьбы.

По профилю резьбы можно разделить на:

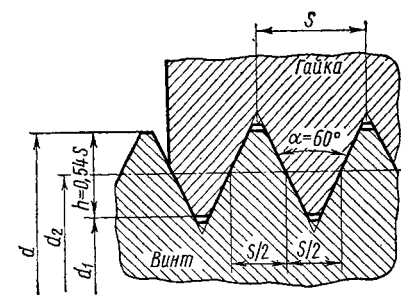


Рис. 69

а) треугольные, которые широко применяют для крепежных изделий, так как эта резьба наиболее прочная и обладает большим сопротивлением самоотвинчиванию гайки в связи с потерями на трение в витках резьбы винта и гайки (рис. 70, а);

б) трапецидальные симметричные (рис. 70, б), широко применяемые в кинематических парах, потери на трение в витках резьбы винта и гайки невелики;

в) трапецидальные несимметричные или упорные. Такие резьбовые соединения применяют для сильно нагруженных односторонней нагрузкой винтовых пар, например в винтовых пресах, домкратах и т. п. (рис. 70, в);

г) прямоугольные; их применяют для ходовых винтов, так как эта резьба имеет наибольший к. п. д. (рис. 70, г). Эта резьба не стандартизована. Главным недостатком такой резьбы является невозможность компенсации «свободного хода» вследствие износа резьбы;

д) круглые (рис. 70, д), применяемые при больших динамических нагрузках, в условиях загрязненности, например в пожарной арматуре. Круглую резьбу применяют также для пластмассовых, стеклянных изделий и для тонкостенных деталей (цоколь электролампочки).

Выбор профиля резьбы в зависимости от ее назначения определяется многими факторами: прочностью, технологичностью изготовления и величиной трения в резьбе.

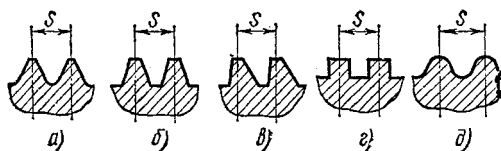


Рис. 70

Основные типы резьб. Большинство резьб, применяемых в машиностроении и приборостроении, стандартизованы. Основные данные о резьбах приведены в табл. 32.

ТАБЛИЦА 32

Стандартные резьбы

Тип резьбы	Наружный диаметр в мм или дюймах	Шаг в мм или в нитках на 1"	ГОСТ	Основной размер, характеризующий резьбу	Пример обозначения резьбы
Метрическая	0,25—0,9 мм	0,075—0,225 мм	9000—59	Наружный диаметр, мм Резьба с крупным шагом, наружный диаметр, мм Резьба с мелким шагом (диаметр и шаг, мм) Условное обозначение резьбы в дюймах	M0,8
	1—600 мм	0,2—6 мм	8724—58 и 9150—59		M24 M24×2
Трубная цилиндрическая Трапециевидальная	1/8"—6" (условный размер)	28—11 ниток на 1"	6357—52	Условное обозначение резьбы в дюймах Трап. резьба, наружный диаметр и шаг, мм То же	1" труб
	10—640	2—48	9484—60		Трап. 60×12
Упорная Дюймовая с углом профиля 55°	10—600 3/16"—4"	2—24 24—3 нитки на 1"	10177—62 ОСТ НКТП 1260*	Наружный диаметр в дюймах	Уп80×16 1"

* В нашей стране дюймовая резьба применяется только для ремонтных целей.

Метрическая резьба имеет треугольный профиль с углом $\alpha = 60^\circ$. Вершины профиля резьбы на винте и гайке притуплены для снижения концентрации напряжений, повышения стойкости режущего инструмента и исключения возможности повреждения резьбы (см. рис. 69). Стандарт предусматривает метрические резьбы с крупным и мелким шагом. Для одного и того же наружного диаметра d мелкие резьбы отличаются от крупных величиной шага S , а следовательно, и высотой профиля резьбы. Уменьшение глубины резьбы и увеличение внутреннего диаметра резьбы увеличивает прочность винта, а уменьшение угла подъема β в связи с уменьшением шага увеличивает самоторможение в резьбе, чем уменьшает возможность самоотвинчивания. Поэтому мелкие резьбы широко применяются для высокопрочных и мелких деталей в авиационной промышленности, точной механике, радиотехнике и т. п. В табл. 33 и 34 приведены выдержки из ГОСТ 9150—59 для резьб метрических с крупным шагом и из ГОСТ 8724—58 основных размеров метрических резьб с мелким шагом.

Трубная резьба применяется для соединения труб, аппаратуры трубопроводов и фитингов. Трубная резьба имеет треугольный профиль с углом $\alpha = 55^\circ$. Обозначается резьба в дюймах, а

Основные размеры метрической резьбы с крупным шагом, мм
(ГОСТ 9150—59)

Диаметр резьбы			Шаг резьбы S	Высота про- филя h	Диаметр резьбы			Шаг резьбы S	Высота про- филя h
наружный d	средний d_2	внутрен- ний d_1			наружный d	средний d_2	внутрен- ний d_1		
3	2,675	2,459	0,50	0,270	20	18,376	17,294	2,5	1,353
3,5	3,110	2,850	0,60	0,325	22	20,376	19,294	2,5	1,353
4	3,546	3,242	0,70	0,379	24	22,051	20,752	3,0	1,624
4,5	4,013	3,688	0,75	0,406	27	25,051	23,752	3,0	1,624
5	4,480	4,134	0,80	0,433	30	27,727	26,211	3,5	1,894
6	5,350	4,918	1,0	0,541	33	30,727	29,211	3,5	1,894
7	6,350	5,918	1,0	0,541	36	33,402	31,670	4,0	2,165
8	7,188	6,647	1,25	0,676	39	36,402	34,670	4,0	2,165
9	8,188	7,647	1,25	0,676	42	39,077	37,129	4,5	2,435
10	9,026	8,376	1,5	0,812	45	42,077	40,129	4,5	2,435
11	10,026	9,376	1,5	0,812	48	44,752	42,587	5,0	2,706
12	10,863	10,106	1,75	0,947	52	48,752	46,587	5,0	2,706
14	12,701	11,835	2,0	1,082	56	52,428	50,046	5,5	2,977
16	14,701	13,835	2,0	1,082	60	56,428	54,046	5,5	2,977
18	16,376	15,294	2,5	1,353	64	60,103	57,505	6,0	3,247
					68	64,103	64,103	6,0	3,247

фактический диаметр резьбы больше на две толщины стенки. Шаг резьбы измеряется по количеству ниток на длине одного дюйма 1". Трубная резьба имеет мелкий шаг, так как на тонкой трубе невозможно нарезать крупную метрическую резьбу без ослабления прочности стенок трубы. Для лучшего уплотнения трубную резьбу делают

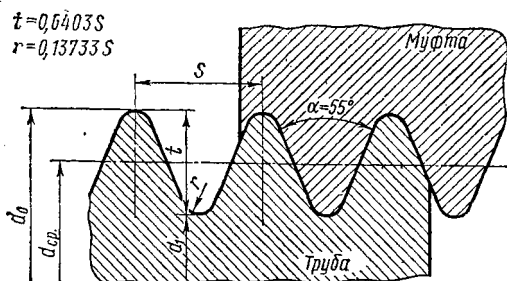


Рис. 71

с закруглениями профиля и без зазоров по выступам и впадинам (рис. 71). В настоящее время в новых отраслях нашей промышленности вместо трубной резьбы применяют мелкие метрические резьбы. Размеры трубных резьб в пределах от $1/8"$ до 6" установлены ГОСТ 6357—52 (табл. 35).

Основные размеры метрической резьбы с мелким шагом, мм
(ГОСТ 8724—58)

Диаметр резьбы			Шаг резьбы	
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	Крупный	Мелкий
5	—	—	0,8	0,5
6	—	—	1,0	0,75; 0,5
—	—	7	1,0	0,75; 0,5
8	—	—	1,25	0,75; 0,5
—	—	9	(1,25)	1,0; 0,75; 0,5
10	—	—	1,5	1,25; 1,0; 0,75; 0,5
—	—	11	(1,5)	1,0; 0,75; 0,5
12	—	—	1,75	1,5; 1,25; 1,0; 0,75; 0,5
—	14	—	2,0	1,5; 1,25; 1,0; 0,75; 0,5
—	—	15	—	1,5; (1,0)
16	—	—	2,0	1,5; 1,0; 0,75; 0,5
—	—	17	—	1,5; (1,0)
—	18	—	2,5	2,0; 1,5; 1,0; 0,75; 0,5
20	—	—	2,5	2,0; 1,5; 1,0; 0,75; 0,5
—	—	—	2,5	2,0; 1,5; 1,0; 0,75; 0,5
—	22	—	2,5	2,0; 1,5; 1,0; 0,75
24	—	—	3,0	2,0; 1,5; 1,0
—	—	25	—	2,0; 1,5; 1,0
—	—	(26)	—	1,5
—	27	—	3	2,0; 1,0; 0,75
—	—	(28)	—	2,0; 1,5; 1,0
30	—	—	3,5	(3,0); 2,0; 1,5; 1,0; 0,75
—	—	(32)	—	2,0; 1,5
—	33	—	3,5	3,0; 2,0; 1,5; 1,0; 0,75
—	—	35	—	1,5
36	—	—	4	3,0; 2,0; 1,5; 1,0
—	—	(38)	—	1,5; 1,0
—	39	—	4	3,0; 2,0; 1,5; 1,0
—	—	40	—	(3,0); (2,0); 1,5
42	—	—	4,5	(4,0); 3,0; 2,0; 1,5; 1,0
—	45	—	4,5	(4,0); 3,0; 2,0; 1,5
48	—	—	5	(4,0); 3,0; 2,0; 1,5; 1,0
—	—	50	—	(3,0); (2,0); 1,5

Примечания: 1. Резьбы и шаги, заключенные в скобках, применять не рекомендуется.
2. При выборе резьб следует предпочитать первый ряд второму, второй ряд — третьему.

Трапецеидальная резьба применяется для механизмов, передающих усилие в обоих направлениях, например, в ходовых винтах, винтах суппортов и т. п. Потери на трение в трапецеидальной резьбе меньше, так как угол профиля $\alpha = 30^\circ$ (меньше, чем у метрической резьбы). Трапецеидальная резьба показана на рис. 72, а размеры ее установлены ГОСТ 9484—60.

Упорная или трапецеидальная несимметричная резьба применяется в грузовых винтах с односторонней нагрузкой. Профиль резьбы неравнобочный с углом наклона рабочей поверхности в 3° ; задний угол профиля 30° (рис. 73). Наклон рабочего профиля под небольшим углом диктуется технологией изготовления резьбы на токарных или фрезерных станках. Размеры упорных резьб регламентированы ГОСТ 10177—62.

Основные размеры трубной цилиндрической резьбы
(ГОСТ 6357—52)

Обозначение резьбы в дюймах	Диаметр резьбы, мм			Шаг резьбы S , мм	Число ниток на 1"
	наружный d_o	средний d_{cp}	внутренний d_1		
1/4"	13,158	12,302	11,446	1,337	19
3/8"	16,663	15,807	14,951	1,337	19
1/2"	20,956	19,794	18,632	1,814	14
3/4"	26,442	25,281	24,119	1,814	14
1"	33,250	31,771	30,292	2,309	11
1 1/4"	41,912	40,433	38,954	2,309	11
1 1/2"	47,805	46,326	44,847	2,303	11
1 3/4"	53,748	52,270	50,791	2,309	11
2"	59,616	58,137	56,659	2,309	11
2 1/2"	75,187	73,708	72,230	2,309	11
3"	87,887	86,409	84,930	2,309	11

Дюймовая резьба предназначена только для ремонтных целей. Применение этой резьбы в новых изделиях запрещено. Эта резьба имеет треугольный профиль резьбы с углом $\alpha = 55^\circ$. Диаметр резьбы измеряют в дюймах, а шаг резьбы по количеству ниток на длине одного дюйма.

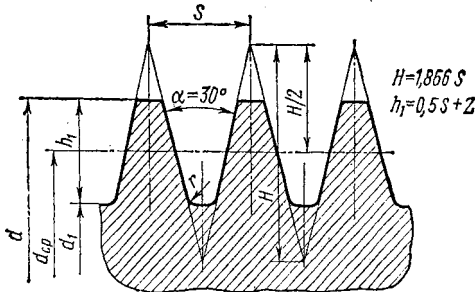


Рис. 72

Основные виды крепежных изделий. Рассматривать все применяемые типы и конструкции крепежных деталей в настоящем пособии нецелесообразно, так как они подробно описаны в справочной литературе. Остановимся лишь на самых основных

крепежных деталях. К таким относятся болты, винты, шпильки, гайки, шайбы и стопорные устройства, предохраняющие гайки от самоотвинчивания. Большинство крепежных деталей стандартизовано.

Болт — цилиндрический стержень с головкой с одной стороны и с резьбой с другой стороны, на которую навинчивается гайка (рис. 74, а). Болты применяют для соединения деталей сравнительно небольшой толщины.

Винт — это тот же болт, но резьба для завинчивания винта нарезана непосред-

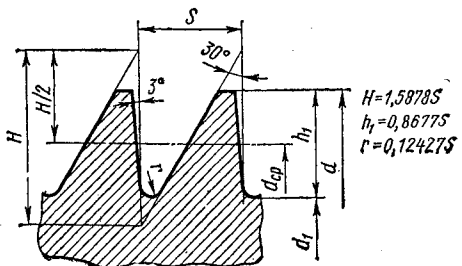


Рис. 73

венно в корпусе детали. Винты применяют в тех случаях, когда толщина соединяемых деталей велика, или нет возможности удерживать гайку ключом (рис. 74, б).

Шпилька — цилиндрический стержень с резьбой на обоих концах. При частой разборке изделия резьба винта может быстро изнашиваться, поэтому применяют шпильку, которую при разборке не вывинчивают из корпуса, а просто отвинчивают гайку (рис. 74, в).

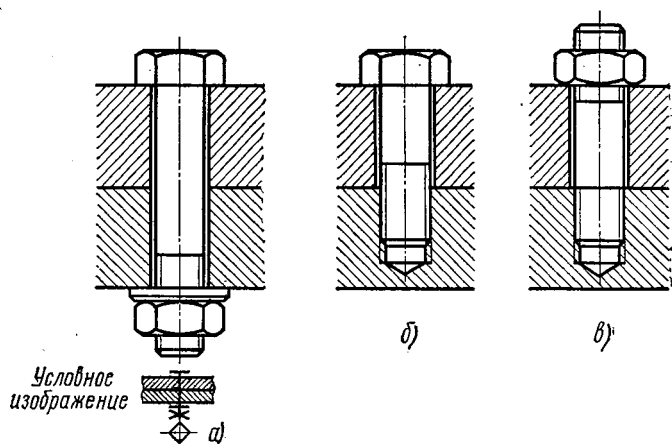


Рис. 74

Болты и винты по форме головки делятся на четыре группы:

1) с головкой, захватываемой инструментом снаружи, например, шестигранные или квадратные;

2) с головкой, захватываемой инструментом с торца, например, с помощью шестигранного отверстия в головке и торцевого ключа, шлица и отвертки обыкновенной, или крестообразного шлица и специальной отвертки;

3) с головкой, препятствующей повороту болта при его закреплении гайкой. Сюда относятся квадратные (прямоугольные головки, головка полукруглая с усом и т. п.);

4) с специальными головками, например с кольцом для подъема (рым-болт), или откидной болт с отверстием, фундаментные болты и т. п.

Выбор той или иной конструкции головки винта или болта зависит от конструкции собираемого узла и возможного доступа к крепежным деталям. Надо учитывать также и то, что нормальный шестигранный ключ может создать больший момент, чем обычная отвертка.

Кроме обычных болтов и винтов с различными конструкциями головок широко применяют так называемые установочные винты

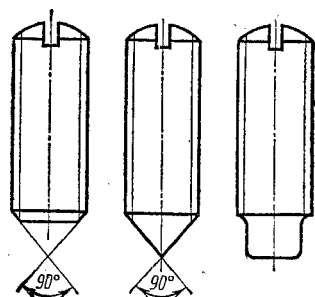


Рис. 75

для фиксации положений деталей. На рис. 75 показаны некоторые конструктивные разновидности установочных винтов.

Гайка — является замыкающей деталью при соединении деталей болтом или шпилькой (см. рис. 74). Наибольшее распространение получили гайки в виде шестигранной призмы (рис. 76, а, б), имеющей отверстие с нарезанной резьбой. Различают гайки нормальной высоты $H \approx 0,8d$, где d — диаметр резьбы. При частом отвинчивании применяют также гайки высокие $H=1,6d$ и гайки пониженной высоты при малых осевых усилиях. Для предохранения гайки от

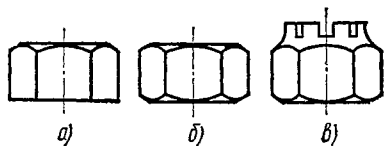


Рис. 76

самоотвинчивания изготавливают гайки с прорезями или корончатые для стопорения их шплинтами (рис. 75, в). В станкостроении широко применяют круглые гайки со шлицами или с отверстиями на торцах под ключ (рис. 77, а, б).

При отвинчивании гайки от руки применяются гайки с накаткой на торцевой поверхности или гайки-барашки с двумя лепестками.

Шайбы — стальные кольца небольшой толщины; их подкладывают под гайку или головку болта для предохранения поверхности детали от задира при затягивании гайкой. Стандартом предусмотрено применение штампованных черных шайб и чистых точеных с одной фаской.

Способы стопорения резьбовых соединений. В целях обеспечения надежности резьбовых соединений, в особенности при наличии вибрации, толчков и ударов, ослабляющих самоторможение в резьбе, применяют несколько способов стопорения:

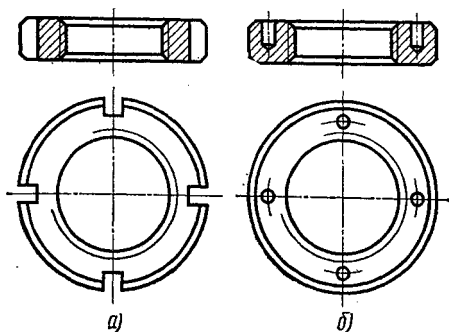


Рис. 77

а) стопорение путем повышения сил трения в резьбе или на опорных поверхностях головки болта или гайки, независимо от на-

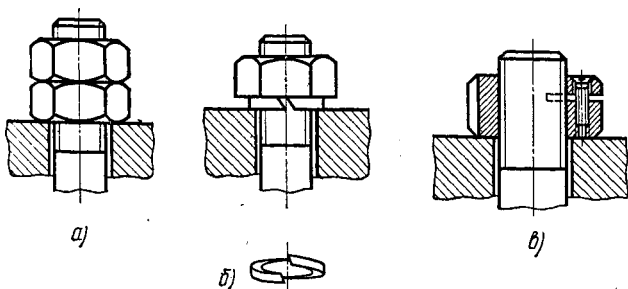


Рис. 78

личия внешней силы, действующей на болт. Это достигается применением контргаек, пружинных шайб, разрезных гаек и т. п. (рис. 78, а, б, в);

б) стопорение за счет жесткого соединения гайки со стержнем болта или деталью (рис. 79, а, б, в), различными шайбами с отгибающимися краями, усиками и т. п., стопорение проволокой и т. п.;

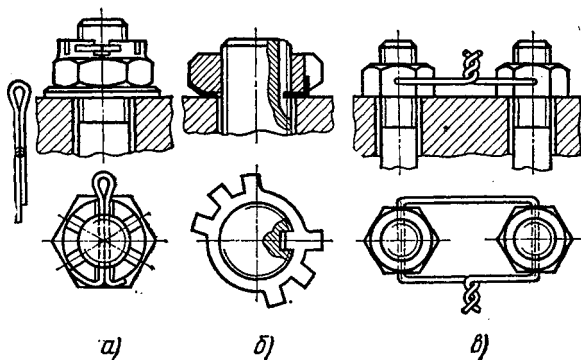


Рис. 79

в) стопорение наглухо закерниванием резьбы в трех точках, расклепыванием стержня болта, приваркой гайки к детали. В приборостроении часто стопорение осуществляют закрашиванием лаком резьбы над гайкой.

Ниже приведены основные расчеты резьбовых соединений.

Определение силовой зависимости между осевым и окружным усилием. Предположим, что винт с прямоугольной резьбой нагружен силой Q . Для того чтобы поднять этот груз, необходимо приложить к гайке окружную силу P . Условно на рис. 80, а гайка показана квадратом, на который действует сила Q в вертикальном направлении и сила P в горизонтальном направлении. Условно развернем по среднему диаметру резьбы один виток и получим треугольник, гипотенуза которого будет разверткой винтовой поверхности, расположенной под углом подъема резьбы β .

Рассмотрим перемещения гайки по наклонной плоскости (рис. 80, б). Разложим силы Q и P по двум направлениям: параллельно наклонной плоскости; перпендикулярно наклонной плоскости.

При равномерном подъеме груза Q по наклонной плоскости составим два уравнения равновесия для системы сил, действующих на груз Q :

параллельно наклонной плоскости:

$$P \cos \beta - Q \sin \beta = F = fN;$$

перпендикулярно наклонной плоскости:

$$P \sin \beta + Q \cos \beta = N,$$

откуда

$$P \cos \beta - Q \sin \beta = fP \sin \beta + fQ \cos \beta;$$

или

$$P(\cos \beta - f \sin \beta) = Q(\sin \beta + f \cos \beta),$$

где N — нормальная реакция плоскости;

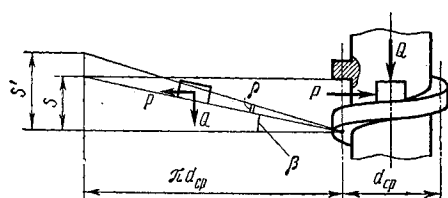
F — сила трения ($F = f \cdot N$);

f — коэффициент трения;

$$f = \operatorname{tg} \rho = \frac{\sin \rho}{\cos \rho}.$$

Здесь ρ — угол трения, тогда

$$P = Q \frac{\sin \beta + f \cos \beta}{\cos \beta - f \sin \beta}.$$



Используя формулы для синуса и косинуса суммы двух углов и подставляя значения f , получим:

$$\begin{aligned} P &= Q \frac{\sin \beta + \frac{\sin \rho}{\cos \rho} \cdot \cos \beta}{\cos \beta - \frac{\sin \rho}{\cos \rho} \cdot \sin \beta} = \\ &= Q \frac{\sin \beta \cdot \cos \rho + \sin \rho \cdot \cos \beta}{\cos \beta \cdot \cos \rho - \sin \rho \cdot \sin \beta} = \\ &= Q \frac{\sin(\beta + \rho)}{\cos(\beta + \rho)} = Q \operatorname{tg}(\beta + \rho). \end{aligned}$$

Окончательно $P = Q \operatorname{tg}(\beta + \rho)$ — для прямоугольной резьбы. Для остроугольной резьбы вместо ρ надо взять ρ' — приведенный угол трения:

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}},$$

где α — угол профиля резьбы (для метрической $\alpha = 60^\circ$, для трубной $\alpha = 55^\circ$, трапецеидальной $\alpha = 30^\circ$ (рис. 80, в).

Следовательно, для винтов с непрямоугольной резьбой

$$P = Q \operatorname{tg}(\beta + \rho').$$

Коэффициент полезного действия винтовой пары и условие самоторможения. Коэффициент полезного действия винта определяется

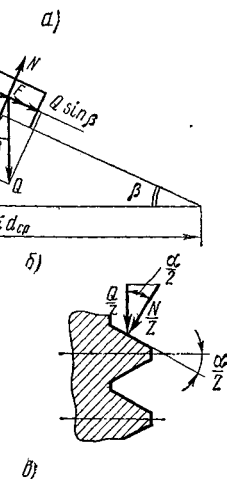


Рис. 80

отношением работы сил полезного сопротивления $A_{\text{пол}}$ к работе движущих сил $A_{\text{дв}}$, например,

$$\eta = \frac{A_{\text{пол}}}{A_{\text{дв}}} = \frac{Q \cdot S}{P \cdot l} = \frac{Ql \operatorname{tg} \beta}{P \cdot l} = \frac{Q \operatorname{tg} \beta}{P},$$

где S — высота подъема груза Q ;
 l — путь, проходимый силой P .

Подставляя значение P , полученное при определении силового соотношения P и Q , получим окончательный вывод формулы к. п. д.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} (\beta + \rho)}$$
 для прямоугольной резьбы.

Для винта с остроугольной резьбой

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} (\beta + \rho')}$$

к. п. д. прямоугольной резьбы больше остроугольной $\eta > \eta'$.

Винт будет самотормозящим только в том случае, если угол подъема винтовой линии β будет меньше или равен углу трения ρ ; ($\beta \leq \rho \leq 6^\circ$); или когда к. п. д. $\eta \leq 50\%$. Для крепежных резьб величина угла подъема резьбы находится в пределах $1,5-4^\circ$, а угол трения ρ' изменяется в зависимости от величины коэффициента трения в пределах от 6° при $f' \approx 0,1$ до 16° при $f' \approx 0,3$.

Выбор материалов и допускаемых напряжений для резьбовых деталей. Выбор материалов для изготовления резьбовых деталей зависит от условий работы (температура, возможность коррозии и т. п.), величины и характера нагрузки (статическая или переменная) и способа изготовления. Например, для неотчетственных стандартных резьбовых крепежных деталей применяют мало- и среднеуглеродистые стали обыкновенного качества. В машинах средней напряженности применяют резьбовые изделия из качественной углеродистой стали, в ответственных случаях, при переменных нагрузках и высокой рабочей температуре (до 400°C), применяют легированные стали. При рабочей температуре $400-700^\circ\text{C}$ применяют нержавеющие стали.

В электропромышленности применяют резьбовые изделия из латуни. Для уменьшения веса в слабонагруженных изделиях применяют сплав алюминия.

Болты из малоуглеродистой стали обыкновенного качества термически не обрабатывают. Болты из среднеуглеродистой качественной стали и из легированных сталей подвергают термоулучшению или закаливают. В табл. 36 приведены основные материалы, применяемые для резьбовых деталей и их характеристики.

Для защиты от коррозии и влияния температур для болтов и гаек предусматривают нанесение металлических покрытий или оксидных пленок (цинкование, хромирование, никелирование, меднение, серебрение, оксидирование и др.).

Допускаемые напряжения для резьбовых соединений зависят от характера нагрузки (постоянная или переменная), качества монтажа

Основные материалы резьбовых деталей и их характеристики

Материалы	Термическая обработка		σ_B	σ_T	σ_{-1}	$\delta, \%$	Применение
	температура закали, °С, среда	температура отпуща, °С					
			кг/мм ²				

Мало- и среднеуглеродистые стали обычного качества

Ст3	—	—	38—47	24	13	26	Неответственные резьбовые соединения
Ст4	—	—	42—52	26	15	24	
Ст5	—	—	50—62	28	17	20	

Стали углеродистые качественные

A12	—	—	45—60	24	16	22	В машинах средней напряженности
35	850, вода	600	50—65	30	18	18	
45	850, вода	650—700	70—85	65	21	15	

Стали легированные

38ХА	860, масло	550	90—95	80	30	12	В машинах высокой напряженности с рабочей температурой до 400°С, при действии переменных нагрузок
30ХГСА	860, масло	510—570	110	85	30	10	
40ХНМА	810, масло	580	115	105	44	12	
18ХН3А	860, масло	525—575	105	80	45	12	
16ХСН	925, вода	400	120	90	—	12	

Стали нержавеющей

1Х17Н2	1030, масло	580	110	90	—	8	В машинах для открытых систем с рабочей температурой до 400°С
1Х12Н2ВМФ	1000, масло	620—680	120	75	—	15	
Х12Н22ТЗМР	1170—1200 воздух, старение 750—800°С	—	105	85	—	8	То же, с рабочей температурой до 700°С

Латуны

Л62	—	—	38	—	—	15	В электропроводящих системах
ЛС59-1	—	—	40	—	—	12	

Сплавы алюминия

Д1Т	Закалка и искусственное старение То же	—	38	—	—	15	В слабонагруженных соединениях
Д16		—	43—47	—	—	17	

(контролируемая или неконтролируемая затяжка), температурного воздействия, механических свойств материала и т. д.

При неконтролируемой затяжке болтов, особенно малых диаметров (М6—М12), необходимо брать пониженные значения допускаемых напряжений, так как невозможно учесть силу рабочего,

затягивающего гайку ключом, что может привести к перенапряжению и даже к разрушению.

Допускаемые напряжения на растяжение можно ориентировочно определять по пределу текучести σ_T (табл. 37).

ТАБЛИЦА 37

Допускаемые напряжения на растяжение $[\sigma]_p$ для резьбовых деталей

Материал болта	Постоянная нагрузка		Переменная нагрузка	
	M6—M16	M16—M30	M6—M16	M16—M30
Сталь углеродистая	$(0,2 \div 0,25) \sigma_T$	$(0,25 \div 0,4) \sigma_T$	$(0,08 \div 0,12) \sigma_T$	$0,12 \sigma_T$
Сталь легированная	$(0,15 \div 0,2) \sigma_T$	$(0,2 \div 0,3) \sigma_T$	$(0,1 \div 0,15) \sigma_T$	$0,15 \sigma_T$

Необходимо учитывать температурный режим работы. Например, для болтов из Ст3 следует снижать допускаемое напряжение в 1,6 раза при температуре до 125°С; в 2 раза при температуре до 300°С; в 2,5 раза при температуре до 375°С.

Допускаемое напряжение при расчете на срез стержня болта $[\tau]_{cp} = 0,4\sigma_T$ при постоянном нагружении; $[\tau]_{cp} = (0,2 \div 0,3) \sigma_T$ при переменном нагружении.

Допускаемые напряжения на смятие деталей в соединении:

$$[\sigma]_{cm} = 0,8\sigma_T \text{ — для стали;}$$

$$[\sigma]_{cm} = (0,4 \div 0,5) \sigma_T \text{ — для чугуна;}$$

$$[\sigma]_{cm} = 10 \div 20 \text{ кг/см}^2 \text{ — для бетона;}$$

$$[\sigma]_{cm} = 20 \div 40 \text{ кг/см}^2 \text{ — для дерева.}$$

Для ходовых и грузовых винтов, допускаемое удельное давление в резьбе $[p] = 80 \div 120 \text{ кг/см}^2$ (сталь — бронза);

$[p] = 45 \div 80 \text{ кг/см}^2$ (сталь — чугун); $[p] = 75 \div 130 \text{ кг/см}^2$ (сталь — сталь).

Допускаемое напряжение на срез $[\tau]_{cp} = 0,2\sigma_T$ — для стальной гайки; $[\tau]_{cp} = 250 \div 350 \text{ кг/см}^2$ — для бронзовой гайки.

Для наиболее часто встречающихся метрических стандартных резьб (ГОСТ 9150—59) в табл. 38 приведены наружный и внутренний диаметры резьбы, шаг резьбы и площадь поперечного сечения.

Примеры расчета резьбовых соединений. Резьбовые соединения могут выходить из строя вследствие разрушения (разрыва) стержня болта, среза резьбы, а также ее смятия или изгиба. Основным видом разрушения все же является разрушение стержня болта.

Поэтому мы остановимся на расчетах, определяющих прочные размеры диаметра болта.

В зависимости от условий сборки и нагружения применяют различные виды болтовых соединений. Мы рассмотрим только соединение ненапряженное (гайка не затянута), соединение напряженное

Размеры d , d_1 , S и F для наиболее употребительных метрических резьб, мм

d	S	d_1	F , мм ²	d	S	d_1	F , мм ²
3	0,5	2,459	4,75	10	1,5	8,376	55,1
	0,7	3,242	8,24		1,25	8,647	58,7
4	0,5	3,459	9,40	12	1,0	8,918	62,4
	0,8	4,134	13,4		1,75	10,106	80,2
5	0,5	4,459	15,6	14	1,5	10,376	84,6
	1,0	4,918	19,0		1,25	10,647	89,0
6	0,75	5,188	21,1	16	1,0	10,918	93,6
	1,25	6,647	34,7		2,0	11,835	110
8	1,0	6,918	37,6	18	1,5	12,376	120
	0,75	7,188	40,5		1,25	12,647	126
16	2,0	13,835	150	24	1,0	12,918	131
	1,5	14,376	162		3,0	20,752	338
18	1,0	14,918	174	27	2,0	21,835	374
	0,75	15,188	181		1,5	22,376	394
20	2,5	15,294	183	30	1,0	22,918	412
	2,0	15,835	196		3,0	23,752	443
22	1,5	16,376	211	33	2,0	24,835	484
	2,5	17,294	235		1,5	25,376	506
24	2,0	17,835	249	36	1,0	25,918	527
	1,5	18,376	265		3,5	26,211	540
26	1,0	18,918	281	39	3,0	26,752	562
	2,5	19,294	292		2,0	27,835	608
28	2,0	19,835	308	42	1,5	28,376	633
	1,5	20,376	326		3,5	29,211	670
30	1,0	20,918	344	45	3,0	29,752	695
	2,0	21,835	374		2,0	30,835	746
32	1,5	22,376	405	48	1,5	31,376	774
	2,0	22,918	436		4,0	31,670	787
34	2,0	23,752	477	51	3,0	32,752	841
	1,5	24,376	508		2,0	33,835	899
36	2,5	24,918	549	54	1,5	34,376	928
	2,0	25,459	580				

(гайка затянута, дополнительная внешняя нагрузка отсутствует); соединение напряженное с внешней осевой нагрузкой; соединение напряженное с поперечной внешней нагрузкой.

Расчет ненапряженного болтового соединения. Примером такого соединения является хвостовик грузоподъемного крюка с нарезанной резьбой (рис. 81). В данном случае гайка свободно навинчена на хвостовик и зафиксирована от самоотворачивания шплинтом, проходящим через гайку и стержень хвостовика. Пренебрегая весом крюка, можно считать, что резьбовой хвостовик нагружается только растягивающей силой Q , приложенной к крюку. Допуская, что напряжения в опасном сечении хвостовика (по внутреннему диаметру резьбы) распределяются равномерно, определяем внутренний диаметр резьбы d_1 . Условие прочности на растяжение

$$\sigma_p = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p,$$

где Q — осевая сила, кГ;

d_1 — внутренний диаметр резьбы, мм;

$[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение на растяжение.

Из уравнения прочности находим

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi [\sigma]_p}}$$

Зная d_1 , по табл. ГОСТ определяем ближайший стандартный размер резьбы.

Пример. Определить диаметр резьбы хвостовика грузоподъемного крюка, изготовленного из Ст3, если полезная нагрузка крюка $Q=3T$.

Решение. 1) Определяем допускаемое напряжение на растяжение для Ст3 по табл. 37. Предполагая, что размер резьбы будет в пределах М16—М30, принимаем $[\sigma]_p = 0,3\sigma_T$. По табл. 36 находим для стали Ст3 $\sigma_T = 24 \text{ кГ/мм}^2 = 2400 \text{ кГ/см}^2$. Следовательно, $[\sigma]_p = 0,3 \cdot 2400 = 720 \text{ кГ/см}^2$.

2) Определяем внутренний диаметр резьбы из условия прочности на растяжение:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3000}{3,14 \cdot 720}} = 2,3 \text{ см} = 23 \text{ мм.}$$

3) По найденному значению $d=23$ мм подбираем стандартную метрическую резьбу (см. табл. 38). Ближайший больший внутренний диаметр стандартной резьбы будет $d_1=23,752$ мм, что соответствует стандартной метрической резьбе с крупным шагом (3 мм) — М27. Принимаем для крюка резьбу М27.

Расчет затянутого болта без внешней нагрузки. Характерным примером такого соединения является герметичных крышек, люков

и т. п. (рис. 82). При затяжке болт испытывает напряжение растяжения и напряжение скручивания от приложенного усилия к гаечному ключу. Следовательно, в поперечном сечении болта возникают два внутренних силовых фактора — продольная сила Q , равная усилию затяжки, и крутящий момент, равный моменту в резьбе. Следовательно, надо рассчитывать болт на сложное сопротивление. В целях упрощения расчета его можно производить с достаточной точностью на растяже-

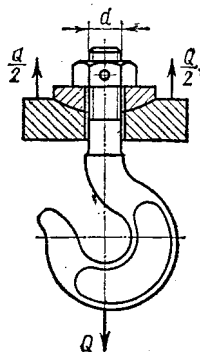


Рис. 81

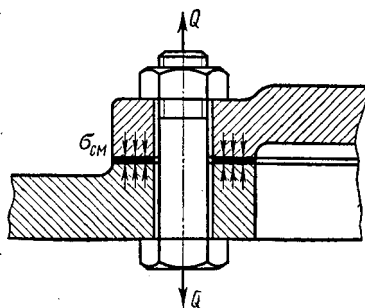


Рис. 82

ние, а влияние кручения в этом случае будем учитывать (для метрической резьбы) увеличением расчетной нагрузки в 1,3 раза. Следовательно, уравнение прочности

$$\sigma_p = \frac{1,3Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p.$$

Внутренний диаметр резьбы

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2Q}{\pi [\sigma]_p}}.$$

Так как у прямоугольной и трапецеидальной резьб приведенный коэффициент трения меньше, чем у треугольных, то расчетную нагрузку можно (соответственно) увеличивать в 1,2 и 1,25 раза.

Практикой установлено, что болты малых диаметров М6—М12 легко разрушаются при затяжке. Например, болт М6 разрушается при приложенной к ключу силе 4,5 кГ, а болт М12 при силе 18 кГ.

В связи с этим необходимо для малых болтов применять затяжку с помощью специальных тарированных ключей.

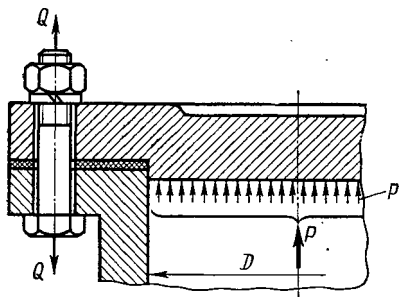


Рис. 83

Расчет напряженного болтового соединения с внешней осевой нагрузкой. Примером такого соединения могут служить болты крепления крышки резервуара для газа и жидкости с давлением выше атмосферного. Обычно между крышкой и корпусом резервуара устанавливают прокладку из меди, асбеста и др. (рис. 83). Затяжка болтов должна обеспечивать герметичность соединения и, кроме того, болты должны выдерживать осевую нагрузку от давления газа на крышку. Следовательно, на болт будет действовать сила затяжки и внутреннее давление, приходящееся на один болт.

Так как на практике величину затяжки болтов в большинстве случаев не контролируют, то смысл точного расчета теряется. Определение величины расчетной нагрузки Q , по которой следует определять внутренний диаметр резьбы болта, можно определить, если обозначить через Q — осевую нагрузку болта, силу затяжки через $Q_{зат}$, а часть внутреннего давления, приходящегося на один болт, через Q_1 , то осевая нагрузка на болт

$$Q = Q_{зат} + K_\delta \cdot Q_1,$$

где K_δ — коэффициент внешней нагрузки, учитывающий деформации болта и деталей соединений. Для приближенных расчетов соединений без мягких прокладок можно принимать $K_\delta = 0,2 \div 0,3$. Дополнительное усилие на болт от давления газа можно определить, если

известно давление газа p , кг/см², диаметр крышки D и число болтов — i .

Тогда

$$Q_1 = \frac{P}{i} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p \frac{1}{i}, \text{ кг},$$

где P — общее усилие, стремящееся оторвать крышку, кг. Силу затяжки болта для получения необходимой герметичности можно определить в зависимости от внешней нагрузки и материала прокладок $Q_{\text{зат}} = K_Q Q_1$, где K_Q — коэффициент затяжки. По условию нераскрытия стыка (соединения) при постоянной нагрузке $K_Q = 1,25 \div 2,0$; по условию герметичности при мягкой прокладке $K_Q = 1,3 \div 2,5$, при металлической фасонной прокладке $K_Q = 2 \div 3,5$, при металлической плоской прокладке $K_Q = 3 \div 5$.

Поскольку при затяжке болт испытывает также напряжение кручения и, как было сказано ранее, для учета этого напряжения расчетную нагрузку необходимо увеличить в 1,3 раза:

$$Q_{\text{расч}} = 1,3Q = 1,3(Q_{\text{зат}} + K_{\delta} Q_1) = 1,3(K_Q Q_1 + K_{\delta} Q_1) = 1,3Q_1(K_Q + K_{\delta}).$$

При статической нагрузке уравнение прочности болта

$$\sigma_p = \frac{Q_{\text{расч}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p.$$

При проектном расчете внутреннего диаметра резьбы болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 Q_{\text{расч}}}{\pi [\sigma]_p}}, \text{ см.}$$

По полученному d_1 подбираем ближайший равный или больший диаметр стандартной резьбы по табл. 38.

Напряженное болтовое соединение, воспринимающее поперечную нагрузку. Рассмотрим два случая применения болтовых соединений, воспринимающих поперечную внешнюю нагрузку: болт в отверстие поставлен с зазором; болт чистый, поставлен в отверстие из-под развертки без зазора.

Пример. Две планки, соединенные болтом, сдвигаются силами P (рис. 84, а), болт вставлен в отверстие с зазором. Силы P должны компенсироваться силой трения F , возникающей на стыке соединяемых планок. При этом необходимо болт затягивать таким усилием Q , чтобы сила трения на поверхности F была на 20—30% больше силы P , стремящейся сдвинуть планки, $F = Qf \approx (1,2 \div 1,3) P$,

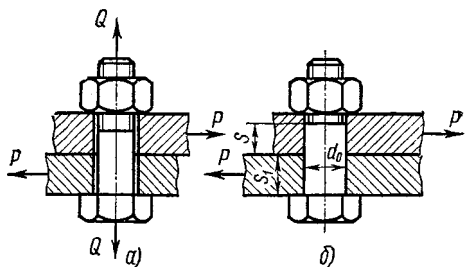


Рис. 84

где f — коэффициент трения на поверхности соединения. При трении стали по стали коэффициент трения $f \approx (0,16 - 0,2)$. Тогда сила затяжки болта $Q \gg (1,2 - 1,3) \frac{P}{f}$. Так как в данном случае имеем напряженное болтовое соединение, где болт испытывает напряжение кручения и растяжения, для учета влияния кручения увеличиваем расчетную нагрузку в 1,3 раза, как было указано ранее, $Q_{расч} = 1,3Q$.

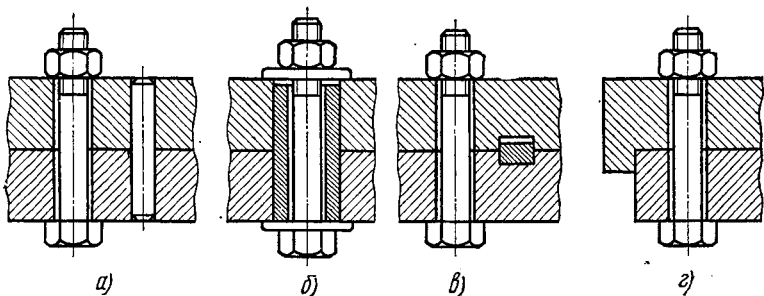


Рис. 85

При соединении планок болтами в количестве, равном i , уравнение прочности будет иметь вид:

$$\sigma_p = \frac{Q_{расч}}{\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot i} = \frac{4Q_{расч}}{\pi d_1^2 \cdot i} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot Q}{\pi d_1^2 \cdot i} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2P}{\pi d_1^2 \cdot i \cdot f} \approx \frac{6,25P}{\pi d_1^2 \cdot i \cdot f} \leq [\sigma]_p.$$

При проектном расчете внутренний диаметр резьбы болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{6,25P}{\pi \cdot i \cdot f [\sigma]_p}} \approx 1,4 \sqrt{\frac{P}{i \cdot f [\sigma]_p}} \text{ см.}$$

Таким образом усилие, на которое следует рассчитывать болт, более чем в шесть раз больше поперечной силы P , что вызовет необходимость применения больших болтов и, следовательно, утяжелит конструкцию.

Для разгрузки болта от поперечной силы применяют различные разгружающие устройства: штифты, втулки, шпонки, упоры и т. п. (рис. 85, а, б, в, г). В таких случаях разгружающие устройства рассчитывают на срез, а болт — на растяжение.

Пример. Две планки, соединенные болтом, растягиваются силой P (см. рис. 84, б); чистый болт вставлен в отверстие без зазора (после развертки). Такой болт называется призонным (калиброванным). В данном случае при расчете прочности соединения не учитывают силы трения, так как затяжка болта не обязательна. Тут болт работает как штифт, а стержень болта рассчитывают по на-

пряжениям среза и смятия. Уравнение прочности стержня болта на срез

$$\tau = \frac{P}{\frac{\pi d_0^2 \cdot i}{4}} = \frac{4P}{\pi d_0^2 \cdot i} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

где i — число плоскостей среза;

d_0 — наружный диаметр стержня болта; его берут на 1–2 мм больше диаметра резьбы болта.

Зная величину силы P , можно определить диаметр d_0 :

$$d_0 = \sqrt{\frac{4P}{\pi [\tau]_{\text{ср}} \cdot i}} \text{ см.}$$

Уравнение прочности на смятие при одинаковом материале полос

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{S d_0} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

Если в результате $\sigma_{\text{см}} > [\sigma]_{\text{см}}$, надо увеличить диаметр болта или увеличить их количество. Такой способ установки болтов дает возможность применять болты меньшего диаметра, чем в предыдущем случае.

Пример расчета болтового соединения, нагруженного поперечной силой. Определить диаметр резьбы болта для соединения двух планок из стали Ст3 сечением 20×60 мм под статическую растягивающую нагрузку $P = 1250$ кГ, если болт вставлен в отверстие с зазором (см. рис. 84, а).

1) Определяем допускаемое напряжение на растяжение для материала болта, предполагая, что он будет изготовлен из стали Ст3. По табл. 36 определяем для Ст3 предел текучести $\sigma_{\text{т}} = 24$ кГ/мм² = = 2400 кГ/см². По табл. 37 определяем допускаемое напряжение на растяжение, предполагая, что болт будет иметь размеры в пределах М16—М30:

$$[\sigma]_{\text{р}} \approx 0,4\sigma_{\text{т}} = 0,4 \cdot 2400 = 960 \text{ кГ/см}^2.$$

2) Задаваясь коэффициентом трения $f = 0,2$ и числом болтов $i = 1$, определяем внутренний диаметр резьбы из условия прочности на растяжение

$$d_1 \geq 1,4 \sqrt{\frac{P}{i \cdot f [\sigma]_{\text{р}}}} = 1,4 \sqrt{\frac{1250}{1 \cdot 0,2 \cdot 960}} = 2,72 \text{ см} = 27,2 \text{ мм.}$$

3) По табл. 38 подбираем ближайший стандартный внутренний диаметр резьбы, по которому окончательно устанавливаем размер болта. Как видно из таблицы, ближайший стандартный внутренний диаметр $d_1 = 27,835$, что соответствует стандартной резьбе М30 \times 2 с шагом 2 мм и наружным диаметром 30 мм, или $d_1 = 29,211$, что соответствует резьбе М33 с крупным шагом (3,5 мм).

Остановимся на болте М33 с крупным шагом.

Во втором случае болт чистый вставлен в развернутое отверстие без зазора (см. рис. 84, б). В данном случае стержень болта будет испытывать напряжение среза и смятия.

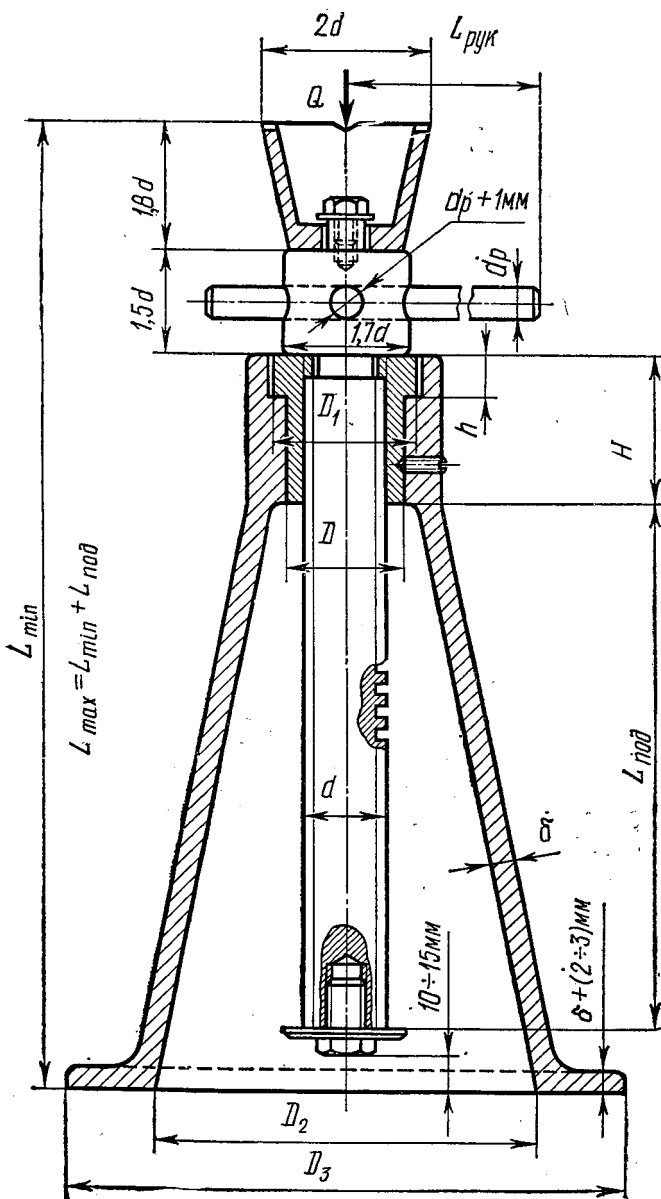


Рис. 86

1) Определяем допускаемое напряжение на срез стержня болта из стали Ст3:

$$[\tau]_{\text{ср}} = 0,4\sigma_T = 0,4 \cdot 2400 = 960 \text{ кг/см}^2;$$

на смятие:

$$[\sigma]_{\text{см}} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 2400 = 1920 \text{ кг/см}^2.$$

2) Определяем диаметр стержня болта d_0 из условия прочности на срез:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi [\tau]_{\text{ср}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1250}{3,14 \cdot 960}} \cong 1,65 \text{ см} = 16,5 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр стержня болта $d_0 = 18$ мм со стандартной резьбой М16 и крупным шагом (2,0 мм).

3) Полученный размер стержня болта проверяем на смятие. Предполагаем, что размер S будет на 1,5—2 мм меньше толщины полосы, т. е. $S = 18$ мм, тогда

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{S \cdot d_0} = \frac{1250}{1,8 \cdot 1,8} \cong 386 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_{\text{см}}.$$

Как видно из приведенного примера, размеры болтов, установленных без зазора, будут значительно меньше.

Грузовые винты. Грузовым называется винт, работающий с гайкой как кинематическая пара, служащая для подъема или перемещения груза. Характерным примером такой винтовой пары является домкрат.

Рассмотрим конструкцию и расчет винтового переносного домкрата (рис. 86).

Домкрат имеет чугунный корпус, в который запрессована бронзовая (чугунная, стальная) гайка. Стальной винт, вращаясь при помощи головки винта, перемещается вверх или вниз. При этом чаша упирается в поднимаемый (опускаемый) груз и не вращается. Резьба винта и гайки трапецеидальная или прямоугольная.

Рассмотрим порядок расчета винтового домкрата с прямоугольной резьбой.

I. Определение основных размеров винта (рис. 87). Винт одновременно испытывает напряжение сжатия (от груза) и напряжение кручения (от вращения винта рукояткой). Учитывая то, что винт должен иметь достаточную жесткость, расчет следовало бы вести на сложное сопротивление. В целях упрощения расчета можно с достаточной точностью вести расчет винта только на сжатие по пониженному допускаемому напряжению сжатия.

Рекомендуется для такого расчета принимать $[\sigma']_{\text{сж}} \approx 0,6[\sigma]_p$.

1) Определяем внутренний диаметр резьбы из условия прочности ее на сжатие силой Q от максимального веса поднимаемого груза:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi [\sigma']_{\text{сж}}}} \text{ см},$$

так как площадь сечения по внутреннему диаметру винта

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}.$$

2) Определяем шаг резьбы. Рекомендуется при этом принимать следующее соотношение $S = \frac{d_1}{4} = t + t = 2t$ (рис. 87), откуда определяем S и t .

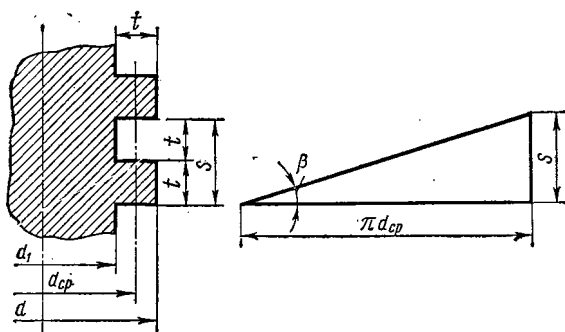


Рис. 87

3) Определяем наружный диаметр резьбы $d = d_1 + 2t = d_1 + S$.

4) Находим средний диаметр резьбы:

$$d_{cp} = \frac{d + d_1}{2}.$$

5) Рассчитываем, будут ли обеспечивать полученные размеры винта условие самоторможения. Условие самоторможения будет обеспечено, если

$$\operatorname{tg} \beta < \operatorname{tg} \rho = f = 0,1,$$

где β — угол подъема винтовой линии;

ρ — угол трения в резьбе;

f — коэффициент трения скольжения.

Для смазанной поверхности стального винта и бронзовой гайки $f \approx 0,1$.

Условие самоторможения можно вывести из треугольника (см. рис. 87), образованного разверткой одного витка, где $\operatorname{tg} \beta = \frac{S}{\pi d_{cp}} \leq 0,1$. По полученному тангенсу угла находим фактический угол подъема резьбы.

6) Определяем рабочую длину винта. Для переносных домкратов рекомендуется принимать высоту подъема в пределах $L_{\text{под}} = (8 \div 10) d$.

7) Определяем общую длину нарезанной части винта $L = L_{\text{под}} + H$, где H — высота гайки (определяют при расчете гайки).

8) Производим проверку винта на устойчивость (продольный изгиб), так как винт имеет большую свободную длину и работает на сжатие. Проверку производим по формуле

$$\sigma_{сж} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \leq \varphi [\sigma]_{сж},$$

где φ — коэффициент уменьшения допускаемого напряжения для сжатых стержней, выбирается в зависимости от гибкости λ :

λ	30	40	50	60	80	100	120
φ	0,94	0,92	0,89	0,86	0,75	0,60	0,45

Гибкость λ определяется по формуле

$$\lambda = \frac{\mu L_{под}}{i},$$

где i — радиус инерции. Для круглого сечения винта,

$$i = \frac{d_1}{4};$$

μ — коэффициент, учитывающий способ закрепления сжимаемого стержня. Принимая, что оба конца винта закреплены шарнирно, $\mu = 1$.

II. Определение размеров гайки. Гайку в домкратах делают круглой с буртом для упора в корпус домкрата (рис. 88). Посадка гайки в корпус глухая (Γ) по 2-му классу точности. Чтобы избежать проворачивания, гайку дополнительно стопят установочным винтом M10.

1) Определяем количество витков гайки z из условия прочности на износ. Расчет ведем по удельному давлению q , кг/см². Удельное давление

- для стального винта и чугунной гайки $[q] \approx 45-60$ кг/см²;
- для стального винта и стальной гайки $[q] \approx 75-130$ кг/см²;
- для стального винта и бронзовой гайки $[q] \approx 80-120$ кг/см².

Тогда

$$z = \frac{Q}{\frac{\pi (d^2 - d_1^2) [q]}{4}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi (d^2 - d_1^2) [q]};$$

желательно, чтобы $z \leq 10$. Если $z > 10$, то следует увеличить размеры винта.

2) Определяем высоту гайки $H = Sz$, где S — шаг резьбы.

3) Рассчитываем высоту заплечика гайки h из условия прочности на изгиб. Практически можно принять $h = (0,3 - 0,5) H$.

4) Проверяем прочность витков гайки на изгиб, предполагая, что нагрузка Q сосредоточена по среднему диаметру резьбы (рис. 89).

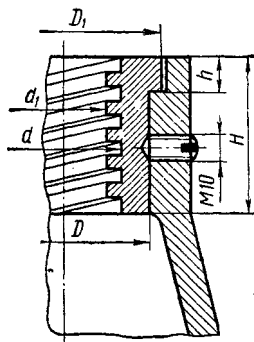


Рис. 88

Развертывая виток, рассчитываем его на изгиб как балку консольно закрепленную, нагруженную равномерно распределенной нагрузкой Q на расстоянии $\frac{t}{2}$ от закрепления витка. Напряжение изгиба определяем по формуле:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{Q \cdot \frac{t}{2}}{\frac{t^2 \cdot \pi \cdot d_{ср}}{6}} = \frac{3 \cdot Q}{z \cdot t \cdot \pi \cdot d_{ср}} \ll [\sigma]_{из},$$

где допускаемое напряжение изгиба: для бронзы $[\sigma]_{из} = 500 \div 1000$ кг/см², для чугуна $[\sigma]_{из} = 500 \div 700$ кг/см²; для углеродистой стали $[\sigma]_{из} = 1100 \div 1500$ кг/см².

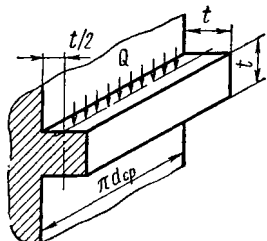


Рис. 89

5) Определяем наружный посадочный диаметр D из условия прочности гайки на разрыв, учитывая при этом, что гайка также испытывает напряжение кручения, принимаем $Q_{расч} = 1,3Q$, тогда

$$Q_{расч} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) [\sigma]_p,$$

откуда

$$D = \sqrt{\frac{4Q_{расч}}{\pi [\sigma]_p} + d^2},$$

где $[\sigma]_p \approx 0,8 [\sigma]_{из}$.

6) Размер диаметра буртика D_1 определяем из условия прочности на смятие по формуле

$$Q = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D^2) [\sigma]_{см},$$

откуда

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi [\sigma]_{см}} + D^2}.$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]_{см} \approx 1,6 [\sigma]_{из}$. Величину диаметра можно также определить по следующей зависимости $D_1 = 1,35D$.

III. Определение размеров рукоятки домкрата.

1) Для определения размеров рукоятки необходимо найти величину $M_{вр}$, которая возникает при подъеме груза и преодолении трения на опорной поверхности чашки, так как винт вращается, а чашка неподвижна и упирается в груз:

$$M_{вр} = M_p + M_{опор},$$

где M_p — момент сопротивления (трения) в резьбе;

$M_{опор}$ — момент сопротивления (трения) в опоре чашки:

$$M_p = Q \operatorname{tg}(\beta + \rho) \frac{d_{ср}}{2};$$

$$M_{\text{опор}} = Qf \frac{d_2^3 - d_3^3}{3(d_2^2 - d_3^2)} \cong Qf \frac{d_3 + d_2}{4},$$

где f — коэффициент трения стали по стали;

$\frac{d_3 + d_2}{4}$ — средний радиус кольцевой поверхности трения между винтом и чашкой (рис. 90).

Но так как моменты в резьбе и на опорной поверхности могут меняться в зависимости от многих факторов (недостаток смазки, заедание, задиры в резьбе и т. п.), то практически можно принять

$$M_{\text{вр}} \cong 0,14 Q d_{\text{ср}} = S_p \cdot L_p,$$

где $S_p = 20 \div 40$ кг, усилие рабочего;

L_p — длина рукоятки, откуда

$$L_p = \frac{0,14 \cdot Q \cdot d_{\text{ср}}}{S_p}.$$

При использовании усилий двух рабочих следует длину рукоятки увеличить на 15 см для захвата руками.

2) Определение диаметра рукоятки из условия прочности ее на изгиб:

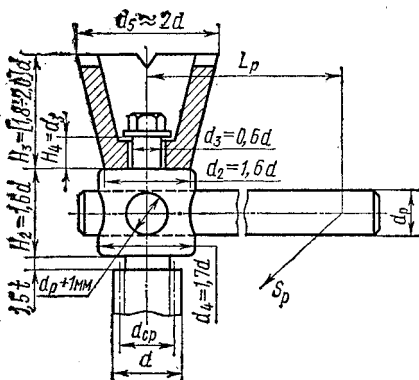


Рис. 90

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{из}}}{0,1 [\sigma]_{\text{н}}}} = \sqrt[3]{\frac{S_p \cdot L_p}{0,1 [\sigma]_{\text{н}}}}.$$

Принимаем допустимое напряжение на изгиб

$$[\sigma]_{\text{н}} = 1,2 [\sigma]_p.$$

IV. Конструирование головки винта и чашки. Конструкция чашки домкрата может быть различная. В зависимости от этого меняется и конструкция хвостовика винта, который удерживает чашку (рис. 90). Как видно из рисунка, толщина доньшка чашки должна быть на миллиметр меньше, чем высота хвостовика, чтобы при завинчивании винта (M12 — M14) шайба не препятствовала свободному вращению чашки на хвостовике. Отверстие в чашке под хвостовик также должно быть на один миллиметр больше диаметра хвостовика. Размеры головки и чашки даны на рис. 90 в зависимости от наружного диаметра резьбы винта.

На рис. 91 показан другой вариант конструкции головки и чашки домкрата.

V. Конструирование корпуса домкрата. 1) Высоту корпуса H_1 подбираем такой, чтобы при окончательно ввернутом в гайку винте между полом и нижней частью винта был зазор не менее 10—15 мм.

2) Толщину стенок принимаем в пределах $\delta = 7 - 10$ мм (отливка из серого чугуна).

3) Уклон корпуса принимаем таким, чтобы давление между опорным поясом ($D_3 - D_2$) и подложенной под домкрат доской было $\leq [\sigma]_{см} = 20$ кг/см². Рекомендуется подбирать уклон от $\frac{1}{6}$ до $\frac{1}{12}$.

Уравнение прочности на смятие будет

$$Q = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_2^2) [\sigma]_{см}$$

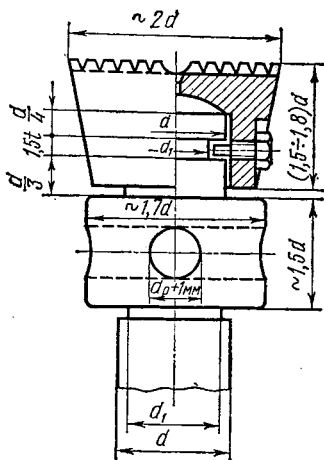


Рис. 91

Если в результате проверки необходимо будет опорный пояс увеличить, то рекомендуется для повышения прочности пояса сделать три или четыре ребра жесткости, как это указано штриховыми линиями на рис. 92. При этом толщина ребер жесткости должна быть примерно равна толщине стенки δ . Необработанные поверхности корпуса необходимо очистить от формочной земли, шпаклевать и дважды окрасить наружную поверхность в серый цвет, внутреннюю — в красный цвет.

Пример расчета винтового домкрата (рекомендуется для второго курсового проекта).

Техническое задание. Спроектировать винтовой домкрат со съемной круглой рукояткой грузоподъемностью $Q = 7$ Т, если материал винта Ст4, гайки — бронза БРАЖ9-4, рукоятки Ст6, а корпус будет отлит из серого чугуна марки СЧ15-32. Конструкция винтового домкрата показана на рис. 86.

1. Определение основных размеров винта. 1) Определяем допускаемое напряжение на растяжение для материала винта Ст4. По таблице определяем механические характеристики для Ст4:

$$\sigma_T \cong 25 \text{ кг/мм}^2; \quad \sigma_B \cong 47 \text{ кг/мм}^2;$$

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3} = \frac{2500}{1.1 \cdot 1.5 \cdot 1.5} \cong 1100 \text{ кг/см}^2,$$

где $n_1 = 1$; $n_3 = 1.5$, а n_2 выбираем в зависимости от степени пластичности, т. е.

$$\frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{25}{47} \approx 0.53,$$

откуда по табл. 14 $n_2 \approx 1.5$.

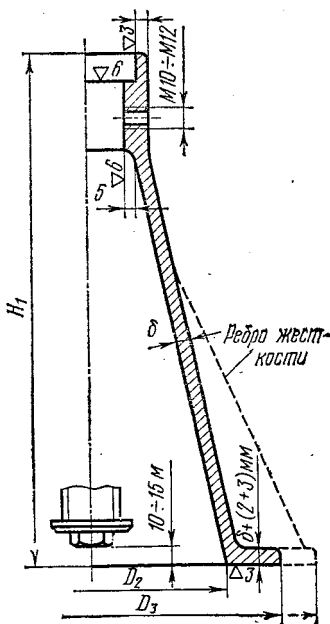


Рис. 92

Затем определяем пониженное значение допускаемого напряжения на сжатие (для учета влияния скручивания)

$$[\sigma']_{\text{сж}} = 0,6 [\sigma]_p = 0,6 \cdot 1100 = 660 \text{ кг/см}^2.$$

2) Определяем внутренний диаметр резьбы винта из условия прочности на сжатие:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi [\sigma']_{\text{сж}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7000}{3,14 \cdot 660}} \cong \sqrt{13,5} \cong 3,68 \text{ см};$$

для повышения жесткости конструктивно увеличиваем внутренний диаметр резьбы d_1 до 40 мм.

3) Определяем шаг резьбы прямоугольного профиля (рис. 87).

$$S = \frac{d_1}{4} = \frac{40}{4} = 10 \text{ мм},$$

откуда

$$t = \frac{S}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ мм}.$$

4) Определяем наружный диаметр резьбы винта

$$d = d_1 + 2t = 40 + 2 \cdot 5 = 50 \text{ мм}.$$

5) Определяем средний диаметр резьбы

$$d_{\text{ср}} = \frac{d + d_1}{2} = \frac{50 + 40}{2} = 45 \text{ мм}.$$

6) Проверяем, выдержано ли условие самоторможения при полученных размерах резьбы

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{S}{\pi \cdot d_{\text{ср}}} = \frac{10}{3,14 \cdot 45} = 0,071,$$

следовательно, $\beta = 4^\circ$. По условиям самоторможения $\operatorname{tg} \rho = f = 0,1$, откуда угол трения $\rho \approx 6^\circ$. Как видно, самоторможение обеспечено, так как $\beta < \rho$ ($4^\circ < 6^\circ$).

7) Определяем рабочую длину винта

$$L_{\text{под}} = 10 \cdot d = 10 \cdot 50 = 500 \text{ мм}.$$

8) Определяем общую длину винта

$$L = L_{\text{под}} + H = 500 + H,$$

где H получим при определении размеров гайки. При $H = 100$ мм

$$L = 500 + 100 = 600 \text{ мм}.$$

9) Производим проверку винта на устойчивость (продольный изгиб). Гибкость винта определяем по формуле

$$\lambda = \frac{\mu L_{\text{под}}}{i} = \frac{1 \cdot 500}{10} = 50,$$

где радиус инерции $i = \frac{d_1}{4} = \frac{40}{4} = 10$ мм, а $\mu = 1$ при шарнирном закреплении концов винта.

Для $\lambda=50$ коэффициент уменьшения допускаемого напряжения $\varphi=0,89$ (см. стр. 119).

Затем проверяем винт на устойчивость

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \leq \varphi [\sigma']_{\text{сж}} = 0,89 \cdot 660 \cong 580 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{4 \cdot 7000}{3,14 \cdot 4^2} = 556 \text{ кг/см}^2 < 580 \text{ кг/см}^2.$$

Следовательно, устойчивость винта обеспечена.

II. Определение размеров гайки (см. рис. 88).

1) Определяем количество витков гайки z из условия ее прочности на износ. Принимаем удельное давление между витками стального винта и бронзовой гайки $[q]=100 \text{ кг/см}^2$;

$$z = \frac{4Q}{\pi (d^2 - d_1^2) [q]} = \frac{4 \cdot 7000}{3,14 \cdot (5^2 - 4^2) \cdot 100} \cong 10.$$

2) Определяем высоту гайки $H = S \cdot z = 10 \cdot 10 = 100 \text{ мм}$.

3) Находим высоту заплечика гайки $h = 0,3 \cdot H = 0,3 \cdot 100 = 30 \text{ мм}$.

4) Проверяем прочность витков гайки на изгиб (см. рис. 89):

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{3Q}{z \cdot t \cdot \pi d_{\text{ср}}} = \frac{3 \cdot 7000}{10 \cdot 0,5 \cdot 3,14 \cdot 4,5} \cong 300 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_{\text{и}},$$

так как для бронзы $[\sigma]_{\text{и}} = 500 \div 1000 \text{ кг/см}^2$.

5) Определяем наружный посадочный диаметр гайки

$$\begin{aligned} D &= \sqrt{\frac{4Q_{\text{расч}}}{\pi [\sigma]_{\text{р}}} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3Q}{\pi [\sigma]_{\text{р}}} + d^2} = \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 7000}{3,14 \cdot 400} + 5^2} = 7,36 \text{ см}, \end{aligned}$$

принимаем $D=75 \text{ мм}$;

$$[\sigma]_{\text{р}} \cong 0,8 [\sigma]_{\text{и}} = 0,8 \cdot 500 = 400 \text{ кг/см}^2.$$

6) Определяем диаметр буртика D_1 из условия прочности на смятие

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi [\sigma]_{\text{см}}} + D^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7000}{3,14 \cdot 800} + 7,5^2} = 8,2 \text{ см};$$

$$[\sigma]_{\text{см}} \cong 1,6 [\sigma]_{\text{и}} = 1,6 \cdot 500 = 800 \text{ кг/см}^2.$$

Конструктивно увеличиваем размер буртика D_1 до 85 мм.

III. Определение размеров рукоятки (рис. 90). 1) Определяем длину рукоятки, принимая усилие одного рабочего $S_{\text{р}} = 30 \text{ кг}$ (при средней продолжительности работы);

$$L_{\text{р}} = \frac{0,14Q \cdot d_{\text{ср}}}{2 \cdot S_{\text{р}}} = \frac{0,14 \cdot 7000 \cdot 4,5}{2 \cdot 30} = 73,2 \text{ см}.$$

Для удобства захвата рукоятки руками двух рабочих увеличиваем длину рукоятки на 15 см:

$$L_p = 73,2 + 15 = 88,2 \text{ см. Принимаем } L_p = 885 \text{ мм.}$$

2) Определяем диаметр рукоятки из условия прочности на изгиб. Механические характеристики для стали Ст6:

$$\sigma_T \cong 31 \text{ кг/мм}^2, \quad \sigma_B = 66 \text{ кг/мм}^2.$$

Допускаемое напряжение при растяжении

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3} = \frac{3100}{1 \cdot 1,3 \cdot 1,5} \cong 1600 \text{ кг/см}^2.$$

Принимаем $n_1 = 1$; $n_3 = 1,5$; n_2 зависит от пластичности материала

$$\frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{31}{66} = 0,47,$$

откуда по табл. 14 $n_2 \cong 1,3$.

Допускаемое напряжение на изгиб

$$[\sigma]_{из} = 1,2 [\sigma]_p = 1,2 \cdot 1600 = 1920 \text{ кг/см}^2.$$

Диаметр рукоятки определяем по формуле

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{2S_p \cdot L_p}{0,1 \cdot [\sigma]_{из}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 30 \cdot 88,5}{0,1 \cdot 1920}} \cong 2,9 \text{ см.}$$

Принимаем $d_p = 29 \text{ мм}$.

IV. Конструирование головки и чашки домкрата (см. рис. 90).

Определяем размеры головки винта: $d_4 = 1,7d = 1,7 \cdot 50 = 85 \text{ мм}$; высота $H_2 = 1,6d = 1,6 \cdot 50 = 80 \text{ мм}$; диаметр отверстия под рукоятку $d_p + 1 \text{ мм} = 29 + 1 = 30 \text{ мм}$; диаметр хвостовика $d_3 = 0,6d = 0,6 \cdot 50 = 30 \text{ мм}$; длина хвостовика $H_4 = d_3 = 30 \text{ мм}$.

Затем находим размеры чашки: высота $H_3 = 1,8d = 1,8 \cdot 50 = 90 \text{ мм}$; диаметр широкой части $d_5 = 2d = 2 \cdot 50 = 100 \text{ мм}$; диаметр основания $d_2 = 1,6d = 1,6 \cdot 50 = 80 \text{ мм}$; толщина доньшка $H_4 - 1 \text{ мм} = 30 - 1 = 29 \text{ мм}$; диаметр отверстия под хвостовик винта $d_3 + 1 \text{ мм} = 30 + 1 = 31 \text{ мм}$; толщина стенки $\approx 12 \text{ мм}$.

V. Конструирование корпуса домкрата.

1) Подбираем высоту корпуса H_1 . Высота корпуса складывается из высоты гайки H , высоты подъема груза $L_{под}$, толщины предохранительной шайбы t , высоты головки стопорного болта (М16) $\approx 0,7d = 12 \text{ мм}$ и зазора (10÷15) мм между нижней частью винта и полом.

Следовательно,

$$H_1 = H + L_{под} + t + 12 + 15 = 100 + 500 + 5 + 12 + 15 = 632 \text{ мм.}$$

Принимаем $H_1 = 635$ мм.

2) Определяем диаметр основания D_2 и D_3 , принимая уклон $i = 1:10$:

$$\begin{aligned} D_2 &= (D + 10) + 2 \cdot i (L_{\text{под}} + t + 12 + 15) = \\ &= (75 + 10) + 2 \cdot \frac{1}{10} (500 + 5 + 12 + 15) \cong 192. \end{aligned}$$

Принимаем $D_2 = 195$ мм.

Рассчитываем D_3 с тем, чтобы удельное давление между домкратом и подкладываемой под домкрат деревянной доской $[q] = 20$ кг/см²:

$$D_3 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi [q]} + D_2^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7000}{3,14 \cdot 20} + 19,5^2} = 28,8 \text{ см.}$$

Принимаем $D_3 = 290$ мм.

3) Толщину стенки принимаем $\delta = 8$ мм. Толщина опорного пояса домкрата $\delta + 2$ мм = 10 мм.

ДЕТАЛИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

§ 17. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ОСЕЙ И ВАЛОВ

Для поддержания вращающихся частей — шкивов, блоков, зубчатых колес, звездочек, катков и т. п. служат оси и валы. По конструкции оси и валы мало отличаются между собой, но характер их работы существенно различен:

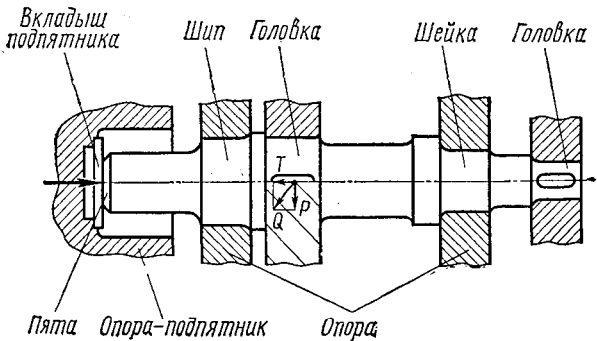


Рис. 93

оси поддерживают вращающиеся детали и, следовательно, воспринимают изгибающие нагрузки от веса вращающихся деталей и нагрузок, приложенных к ним;

валы представляют собой звенья механизма, передающие крутящий момент, и, следовательно, кроме изгиба от усилий, возникающих в передачах, сил тяжести посаженных на вал деталей и собственных сил тяжести, испытывают кручение.

Оси по условиям работы могут быть неподвижными или вращающимися вместе с посаженными на них деталями (вагонные колеса, блоки); валы при работе механизма всегда вращаются.

Нагрузки, воспринимаемые осями и валами, передаются на корпуса или станины машин через опорные устройства — подшипники. По роду трения все подшипники разделяются на подшипники скольжения и на подшипники качения.

Части валов и осей, непосредственно соприкасающиеся с подшипниками, носят общее название — цапф (рис. 93). Цапфа, передающая на опору радиальную нагрузку и расположенная на конце

вала, называется шипом, а расположенная посередине вала, называется шейкой. Часть вала, передающая опоре осевую нагрузку, называется пятой, а опора скольжения, воспринимающая эту осевую нагрузку, называется подпятником.

Оси могут быть укреплены в опорах неподвижно. При этом посаженные на ось детали вращаются свободно. Такая ось испытывает изгиб с напряжением, изменяющимся только по величине. Применяют такую ось, например, для подвешенного блока (рис. 94, а). Ось может вращаться вместе с закрепленной на ней деталью. В этом

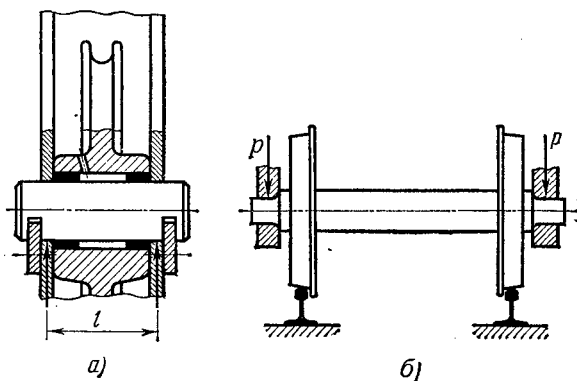


Рис. 94

случае ось испытывает изгиб с напряжением, изменяющимся по симметричному циклу, например ось железнодорожного вагона (рис. 94, б).

Оси всегда прямые, а валы бывают прямые, коленчатые и гибкие.

Чаще всего применяют прямые валы. Коленчатые валы используют в поршневых машинах. Гибкие валы применяют, например, в зубообрабатывающих машинах.

В настоящем пособии мы не будем рассматривать конструкции коленчатых и гибких валов, которые относятся к специальным деталям.

По конструкции валы и оси бывают гладкими (рис. 94, а), ступенчатыми (см. рис. 93), сплошными и пустотелыми.

Для посадки зубчатых колес, шкивов, муфт, подшипников и на валах и осях предусматривают соответствующие цилиндрические или конические участки определенного диаметра и длины, а для фиксации указанных деталей в осевом направлении валы снабжают упорными буртиками, резьбой для закрепления детали гайкой и т. п. Для передачи валами крутящего момента используют шпоночные, шлицевые, штифтовые соединения, которые также влияют на конструкцию вала.

Чаще применяют сплошные валы и оси. В тех случаях, когда необходимо снизить массу деталей или когда надо через вал пропустить другую деталь, например тягу, валы и оси делают полыми.

Опорные части валов и вращающихся осей. Часть вала, находящаяся в опоре, имеет общее название — цапфа. В зависимости от того, на какой части вала находится цапфа, ее называют шипом при расположении по концам (см. рис. 93 и 95, а, б) и шейкой при расположении в средней части вала (рис. 95, в).

Шипы выполняют с одним или двумя запле- чиками, ограничивающими перемещение вала в одном или двух направлениях. Эти запле- чики восприни- мают небольшие осевые нагрузки (рис. 95, а, в).

Шипы не передают крутящих моментов, а работают только на изгиб в непосредственной близости к опоре, поэтому диаметр шипа можно делать меньше диаметра вала (оси); это выгодно и потому, что при меньшем диаметре будут и меньшие потери на трение скольжения, которые пропорциональны скорости шипа на его поверхности.

На рис. 95, в показана шейка вала. Шейка передает крутящий момент и подвергается действию крутящего момента, поэтому, чтобы повысить прочность вала, шейку следует делать не меньшего, а несколько большего диаметра, чем вал, а для ограничения от осевого смещения такую шейку снабжают двумя буртиками (рис. 95, г).

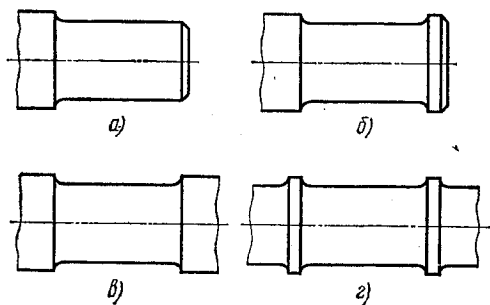


Рис. 95

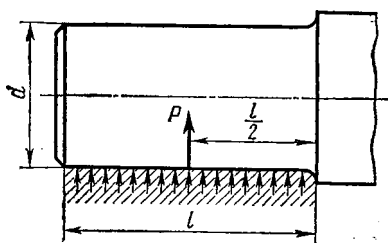


Рис. 96

1) Условие прочности шипа

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W_n} \leq [\sigma_{-1}]_n,$$

где M_n — изгибающий момент $M_n = P \cdot \frac{l}{2}$ и W_n — момент сопротивления круглого сечения изгибу:

$$W_n = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3.$$

Длину шипа (цапфы) l выбирают в зависимости от ее диаметра: $l = \varphi d$. Выбирают φ в зависимости от назначения изделия:

- $\varphi = 0,5 \div 1,2$ — для редукторов;
- $\varphi = 0,8 \div 1,5$ — для двигателей внутреннего сгорания;
- $\varphi = 1,5 \div 2,2$ — для подъемных механизмов;
- $\varphi = 1,1 \div 2,0$ — для турбогенераторов.

Тогда расчетная формула для определения диаметра цапфы из условия прочности ее на изгиб будет иметь следующий вид:

$$d = \sqrt{\frac{P\varphi}{2 \cdot 0,1 [\sigma_{-1}]_H}} \quad \text{или} \quad d = \sqrt{\frac{P}{0,2 [\sigma_{-1}]_H} \cdot \frac{l}{d}};$$

$[\sigma_{-1}]_H$ определяется, как приведено в § 7, или по табл. 39.

2) Полученные размеры шипа необходимо проверить на невыдавливание смазки из зазора между валом (шипом) и вкладышем подшипника скольжения.

Условие невыдавливания смазки выражено следующей формулой;

$$p = \frac{P}{dl} \leq [p],$$

где $[p]$ — допускаемое удельное давление. Его значения в зависимости от материалов шипа и вкладыша приведены ниже:

- сталь по чугуну $[p] = 15 \div 30$ кг/см²;
- сталь по бронзе $[p] = 50 \div 80$ кг/см²;
- сталь по баббиту $[p] = 80 \div 150$ кг/см².

Диаметр шипа можно определить также из формулы удельного давления (исключая расчет на прочность):

$$d \geq \sqrt{\frac{P}{\varphi [p]}} \text{ см.}$$

3) Рассчитанную на удельное давление цапфу (шип) проверяют на отсутствие перегрева. Нагрев цапф должен быть не более чем 70—80°С.

Удельная мощность сил трения и, следовательно, выделяемое тепло при скольжении цапфы в подшипнике характеризуется произведением удельного давления p на окружную скорость v поверхности шипа, т. е. pv . Во избежание перегрева подшипника необходимо, чтобы эта величина не превышала установленного опытом допустимого $[pv]$: $pv \leq [pv]$.

Значение величины $[pv]$ зависит от условия работы, материала шипа, вкладыша и других факторов. Средние значения в зависимости от материала приведены ниже:

- сталь по чугуну $[pv] = 20 \div 30$ кгм/см²·сек;
- сталь по бронзе $[pv] = 40 \div 80$ кгм/см²·сек;
- сталь по баббиту $[pv] = 80 \div 200$ кгм/см²·сек.

Конструкция и расчет пяты. На рис. 97 приведены различные конструкции пят в зависимости от осевой силы P .

Пята, опирающаяся на подпятник всей торцевой поверхностью, называется плоской (рис. 97, а); пята, опорная поверхность которой ограничена окружностями d и d_1 , называется кольцевой пятой (рис. 97, б); пята, у которых опорная поверхность составлена из нескольких колец, называется гребенчатой пятой (рис. 97, в). Сравнивая работу плоской и кольцевой пята, надо отметить, что условия работы плоской пята хуже, так как давление в центре больше, и, следовательно, износ подпятника будет неравномерный.

Гребенчатые пята применяют в тех случаях, когда осевая нагрузка P велика, и при использовании плоской и кольцевой пята удельное давление p превышает допустимое. При расчете пята производят проверку на невыдавливание смазки:

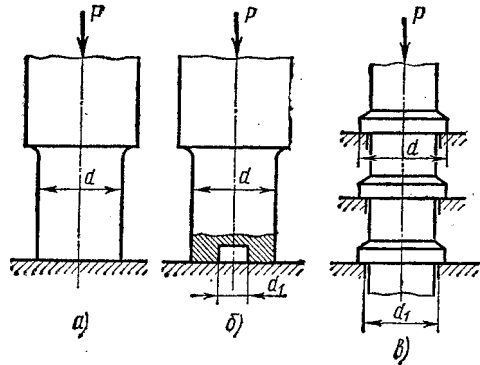


Рис. 97

$$p = \frac{P}{F} \leq [p]$$

и проверку на отсутствие перегрева

$$pv = \frac{Pv}{F} \leq [pv],$$

где P — осевое усилие, кг;

F — общая площадь опорных поверхностей, воспринимающих осевое усилие, см²;

v — средняя скорость, м/сек.

Для гребенчатых пята значения $[p]$ и $[pv]$ уменьшают вдвое, так как распределение нагрузки между гребнями неравномерно. Правда, после приработки эта неравномерность в значительной степени выравнивается.

Порядок расчета осей.

1) Вычерчиваем схему нагружения и определяем опорные реакции (рис. 98):

$$R_A = \frac{P \cdot b}{l}; \quad R_B = \frac{P \cdot a}{l}.$$

2) Строим эпюры изгибающих моментов и находим изгибающий момент для опасного сечения M_{II} .

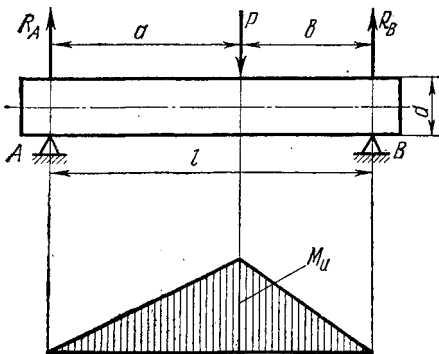


Рис. 98

3) По характеру нагрузки выбираем материалы для изготовления оси и определяем допускаемое напряжение: для невращающихся осей — по отнулевому циклу $[\sigma_0]_{и}$, а для вращающихся осей — по симметричному циклу $[\sigma_{-1}]_{и}$.

4) Определяем диаметр оси в опасном сечении. Момент сопротивления изгибу расчетного сечения оси

$$W_{и} \geq \frac{M_{и}}{[\sigma]_{и}};$$

для сплошной оси $W_{и} = \frac{\pi d^3}{32} \cong 0,1 d^3$;

где d — диаметр оси;

для пустотелой оси $W_{и} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = 0,1 D^3 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$,

где D — наружный, а d — внутренний диаметр оси. Затем находим диаметр оси:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{и}}{0,1 [\sigma]_{и}}} \text{ — для сплошной оси;}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{M_{и}}{0,1 (1 - C^4) \cdot [\sigma]_{и}}} \text{ — для пустотелой оси (} C \text{ — отношение внутреннего и наружных диаметров). Обычно принимают } C = \frac{d}{D} = 0,6 \div 0,7, \text{ что не вызывает большого ослабления оси.}$$

Если в опасном сечении расположены шпоночные канавки, необходимо компенсировать ослабление сечения увеличением расчетного диаметра на 8—10%.

Когда все размеры оси известны, необходимо провести проверочный расчет напряжений изгиба и сравнить их с допускаемыми

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{0,1 d^3} \leq [\sigma]_{и}.$$

Проверка осей на жесткость производится в ответственных конструкциях; при этом определяется максимальный прогиб.

Условие жесткости:

$$f_{\max} \leq [f],$$

где f_{\max} — максимальный прогиб (стрела прогиба);

$[f]$ — допускаемая стрела прогиба.

Обычно $[f] = (0,001 \div 0,003) l$, где l — расстояние между опорами оси.

При повышенной жесткости принимают

$$[f] = (0,0001 \div 0,0005) l$$

Максимальный прогиб оси (вала) в плоскости действия силы P (рис. 98) определяем по формуле

$$f_{\max} = \frac{P \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l},$$

где E — модуль упругости материала, для стали он равен $2,1 \times 10^8$ кг/см²;

I — экваториальный момент инерции:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \text{ см}^4.$$

Расчет валов. По степени точности применяемых методов расчета их можно разделить на ориентировочный — предварительный проектный; приближенный — проектный; уточненный — проверочный. Ориентировочный расчет вала производят только на кручение, а влияние изгиба учитывают понижением значения допускаемого напряжения.

Условие прочности вала на кручение выражается формулой:

$$W_k \geq \frac{M_k}{[\tau]_k},$$

где W_k — момент сопротивления расчетного сечения кручению, см³.
Для круглого сечения

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3.$$

Подставляя это значение в основную формулу прочности, находим диаметр вала. Как известно, крутящий момент

$$M_k = 71\,620 \frac{N}{n} \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где N — мощность, л. с.,

или
$$M_k = 97\,400 \frac{N}{n} \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где N — мощность, квт, а n — число оборотов вала в минуту. Подставив значение $M_{кр}$ в формулу, получим

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{97\,400 \frac{N}{n}}{0,2[\tau]_k}} = C \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ см},$$

где C — коэффициент, зависящий от принятой величины допускаемого напряжения на кручение $[\tau]_k$.

$$C = \sqrt[3]{\frac{97\,400}{0,2[\tau]_k}} \approx 11 \div 15 \quad (C = 11 \text{ при } [\tau]_k \approx 400 \text{ кг/см}^2;$$

$$C = 15 \text{ при } [\tau]_k \approx 150 \text{ кг/см}^2)$$

При ориентировочном расчете редукторных валов сначала определяют диаметры выходных концов вала, принимая $[\tau]_к = 250 \div 400$ кг/см² для валов из стали 35, 40, 45 и Ст5, Ст6. После этого диаметры других ступеней вала назначают по конст-

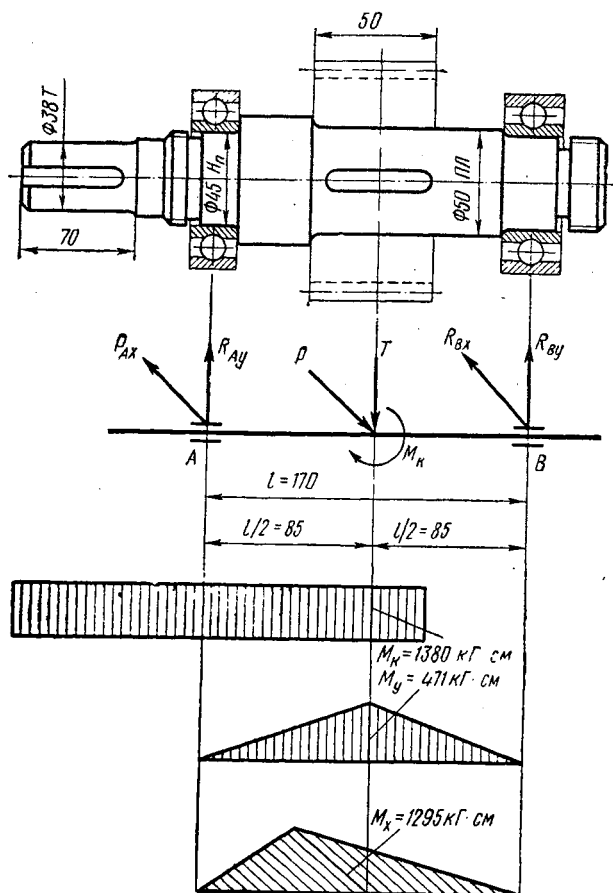


Рис. 99

руктивным соображениям с учетом удобства посадки на вал подшипников качения, зубчатых колес и т. п. и необходимости фиксации этих деталей на валу в осевом направлении. Полученные значения диаметров должны быть округлены до ближайшего стандартного по ГОСТ 6636—69 (см. табл. 40).

Приближенный расчет. После ориентировочного расчета валов производят эскизную компоновку механизма, определяя расстояния между опорами, точки приложения сил, а затем приступают к приближенному расчету на прочность, учитывая совместное

действие изгиба и кручения. Порядок расчета может быть следующий:

1) Составляем расчетную схему. Рассматриваем вал как балку на шарнирных опорах (рис. 99). Намечаем места посадки колес, подшипников и других деталей на вал.

2) Определяем радиальное усилие на вал T по окружному усилию P , воспринимаемому зубом шестерни: $T = P \operatorname{tg} \alpha$, кГ, где α — угол зацепления зубчатых колес ($\alpha = 20^\circ$).

3) Определяем реакции в опорах, предполагая, что они расположены симметрично:

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{P}{2} \text{ кГ};$$

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{T}{2} \text{ кГ}.$$

4) Определяем крутящий момент и строим эпюру

$$M_k = 71\,620 \frac{N}{n} \text{ или } M_k = 97\,400 \frac{N}{n} \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

5) Определяем изгибающие моменты от сил T и P в опасном сечении вала (по центру шестерни) и строим эпюры: от силы P

$$M_x = \frac{P \cdot l}{4} \text{ кГ} \cdot \text{см} \text{ — в горизонтальной плоскости;}$$

от силы T

$$M_y = \frac{T \cdot l}{4} \text{ кГ} \cdot \text{см} \text{ — в вертикальной плоскости.}$$

Определяем результирующий (суммарный) изгибающий момент:

$$M_n = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

6) Определяем эквивалентный (приведенный) момент по энергетической теории прочности:

$$M_{\text{эkv}} = \sqrt{M_n^2 + 0,75 M_k^2} \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

7) Подбираем материал для изготовления вала и определяем допускаемое напряжение. Для приближенного расчета считаем, что $[\sigma_{-1}]_n = 450\text{—}600 \text{ кГ}/\text{см}^2$ для стали 35, 40, 45 и Ст5, Ст6 (табл. 39).

8) Определяем диаметр вала в опасном сечении

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{эkv}}}{0,1 [\sigma_{-1}]_n}} \text{ см}.$$

Окончательно устанавливаем диаметр вала после подбора подшипников качения.

Диаметры частей вала, на которых имеются шпоночные канавки, необходимо увеличить на 8—10% для компенсации ослабленного сечения вала.

Как оси, так и валы, нагруженные изгибающими моментами от зубчатых колес, шкивов и т. п., при необходимости проверяют на жесткость по наибольшему прогибу, который не должен превышать допускового

$$f_{\max} \leq [f].$$

Величину допускового прогиба можно принимать по данным, указанным для осей и валов в месте установки зубчатого колеса

$$[f] \leq (0,01 \div 0,03) m,$$

где m — модуль зубчатого зацепления.

Уточненный расчет проводится как проверочный на основе окончательно разработанной конструкции вала и служит для определения фактических запасов прочности. Необходимо, чтобы запас прочности $n \geq 1,5$, но, учитывая повышенные требования к жесткости валов, лучше, если $n \geq 2,5 \div 3$. При таком запасе прочности специального расчета на жесткость вала не требуется. Уточненный расчет вала производят с учетом влияния на прочность вала наличия концентраторов напряжений отдельных элементов вала. Как известно, такими концентраторами являются шпоночные пазы, сквозные поперечные отверстия под штифты, место перехода от одного диаметра к другому, резьбы, канавки для установочных колец и канавки для выхода режущего инструмента или шлифовального круга. Прочность вала также зависит от величины контактных напряжений в месте посадки на валу детали с натягом.

Материалы и допускаемые напряжения для валов и осей. Для валов и осей без термообработки применяются стали марок Ст3, Ст4, Ст5. Для валов с повышенной несущей способностью применяют среднеуглеродистые и легированные стали с термообработкой — сталь 45 или 40X. Для быстроходных валов на подшипниках скольжения применяют цементируемые и закаливаемые стали 20 и 20X.

ТАБЛИЦА 39

Допускаемые напряжения изгиба

Материал вала или оси	Предел прочности σ_B , кг/см ²	Допускаемые напряжения, кг/см ²		
		$[\sigma]_H$	$[\sigma_0]_H$	$[\sigma_{-1}]_H$
Углеродистая сталь	40	1300	700	400
	40—50	1700	750	450
	50—60	2000	950	550
	60—70	2300	1100	650
Легированная сталь	80	2700	1300	750
	80—100	3300	1500	900
Стальное литье	40	1000	500	300
	40—50	1200	700	400

Примечания:

1. Расчет невращающихся осей рекомендуется вести по пульсирующему циклу $[\sigma_0]_H$; расчет вращающихся осей и валов рекомендуется вести по симметричному циклу $[\sigma_{-1}]_H$.

2. При наличии концентраторов напряжений необходимо табличные значения допускаемых напряжений уменьшить на 25—35%.

Допускаемые напряжения при расчете осей и валов определяют дифференциальным методом, указанным в § 7, или ориентировочно выбирают из табл. 39, составленной на основании накопленного опыта и проводимых экспериментов.

Конструирование валов. При конструировании валов и вращающихся осей необходимо учитывать следующее:

удобство монтажа и демонтажа насаживаемых на вал деталей (подшипников качения, зубчатых колес, распорных колец и т. д.);

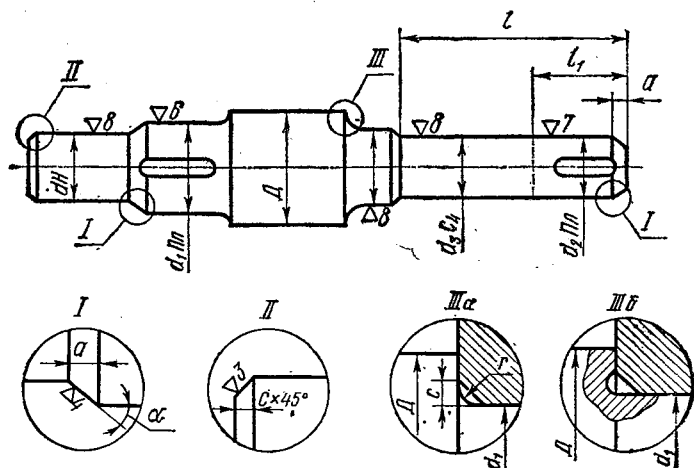


Рис. 100

надежную фиксацию деталей в осевом направлении;
 прочностные условия — уменьшение концентрации напряжений, которые вызывают шпоночные пазы, резьбы под установочные гайки, поперечные сквозные отверстия под штифты, канавки для выхода резца или шлифовального круга, а также резкие переходы от одного диаметра к другому;

технологичность изготовления и экономию металла.

Рассмотрим конструкцию тихоходного вала зубчатого редуктора, показанную на рис. 100.

Технология сборки узла к конструкции вала предъявляет основное требование: вал должен быть сконструирован так, чтобы каждая сидящая на нем деталь проходила во время сборки до места посадки без натяга.

Для облегчения монтажа насаживаемых деталей с посадками Пр, Гр, П и Г на валах должны быть сделаны скосы (вид I, рис. 100). С той же целью должны быть выполнены фаски под углом 45° везде, независимо от посадки, где вал проходит через отверстия подшипников, втулок и т. п. (вид II, рис. 100).

Рекомендуются следующие размеры скосов, мм:

d (диаметр вала)	10—15	15—30	30—45	45—70	70—100	100—150
a	1,5	2,0	3,0	5,0	5,0	8,0
α	30°	30°	30°	30°	30°	10°

Очень важно для демонтажа подшипников качения и других деталей правильно определить размеры диаметров заплечиков, ограничивающих осевое перемещение колец, подшипников и других деталей. Нормальная высота заплечика должна быть приблизительно равна половине толщины внутреннего кольца подшипника с тем, чтобы за выступающую часть кольца можно было осуществить захват съемником. Размеры заплечиков на валу и в корпусах для монтажа подшипников качения приведены в каталогах подшипников качения. Для фиксации в осевом направлении посаженных на вал деталей, кроме заплечиков вала, можно применить распорные втулки, пружинные стопорные кольца, различные гайки и др. Выбор того или иного вида фиксации детали в осевом направлении необходимо производить в зависимости от условий работы вала и технологичности его изготовления. При конструировании вала очень важно уменьшить концентрацию напряжений в местах перехода вала от одного диаметра к другому.

Сопряжения должны быть как можно более плавными. Где возможно, следует увеличивать радиусы переходов r . В сопрягаемых с валом деталях необходимо выполнять скосы (фаски) на величину s . Для плотного прилегания торцов заплечика вала и насаженной детали необходимо соблюдать неравенство $s > r$ (вид IIIa, рис. 100). Рекомендуются следующие соотношения s и r , мм:

d (диаметр вала)	10—15	15—30	30—45	45—70	70—100	100—150
r	0,5	1,0	1,0	1,5	2,0	2,5
s	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0

Заметно снижают концентрацию напряжений галтели с поднутрением (см. вид IIIб, рис. 100).

При переходе от одного диаметра вала d к другому D , где нет насаженных деталей (свободные поверхности), рекомендуется выполнять следующие радиусы R скруглений, мм:

$D-d$	2	5	8	10	15	20	25	30	35
R	1	2	3	4	5	8	10	12	12

При конструировании валов и осей необходимо учитывать технологию их изготовления, добиваясь при этом наименьшей трудоемкости.

Изготовить гладкие валы и оси значительно проще, чем ступенчатые, поэтому, где это возможно, валы и оси следует выполнять гладкими. Такие валы почти не имеют концентрации напряжений (кроме шпоночных пазов).

Для уменьшения расхода металла, а также снижения трудоемкости обработки, величину перепадов диаметров ступеней вала необходимо делать минимальной. Диаметры участков вала должны иметь стандартные значения для ограничения номенклатуры режущего и мерительного инструмента. Нормальные диаметры, длины, высоты в машиностроении рекомендуются ГОСТ 6636—69, выдержка из которого приведена в табл. 40.

Нормальные линейные размеры, согласно этому стандарту, установлены от 0,001 до 20 000 мм.

Нормальные линейные размеры от 1 до 950 мм (ГОСТ 6636—69)

Ряды

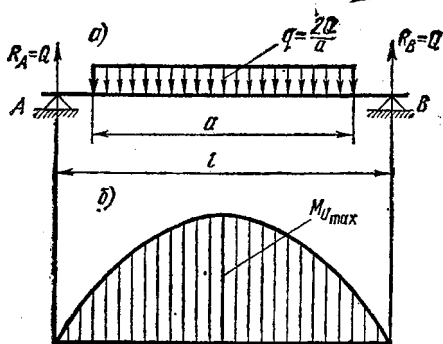
R_{a5}	R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}	R_{a5}	R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}	R_{a5}	R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}		
1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10	100	100	100	100		
		1,1	1,05			11	10,5			110	105		
	1,2	1,2	1,2		12	12	12		12	125	125	125	125
		1,4	1,3				14		13			140	130
			1,5			15	14			140	150		
			1,5			15	15			150	150		
1,6	1,6	1,6	1,6	16	16	16	16	160	160	160	160		
		1,8	1,7			18	17			180	170		
			1,8			18	18			180	180		
	2,0	2,0	2,0		20	20	20		20	200	200	200	200
		2,2	2,1				22		21			220	210
			2,2				22		22			220	220
			2,4			24	24			240	240		
			2,4			24	24			240	240		
2,5	2,5	2,5	2,5	25	25	25	25	250	250	250	250		
		2,8	2,6			28	26			280	260		
			2,8			28	28			280	280		
	3,2	3,2	3,2		32	32	32		32	320	320	320	320
			3,4				36		34			360	340
		3,6	3,6				36		36			360	360
			3,8			38	38			380	380		
			3,8			38	38			380	380		
4,0	4,0	4,0	4,0	40	40	40	40	400	400	400	400		
		4,5	4,2			45	42			450	420		
			4,5			45	45			450	450		
	5,0	5,0	5,0		50	50	50		50	500	500	500	500
			5,3				56		53			560	530
		5,6	5,6				56		56			560	560
			6,0			60	60			600	600		
			6,0			60	60			600	600		
6,3	6,3	6,3	6,3	63	63	63	63	630	630	630	630		
		7,1	6,7			71	67			710	670		
			7,1			71	71			710	710		
	8,0	8,0	8,0		80	80	80		80	800	800	800	800
			8,5				90		85			900	850
		9,0	9,0				90		90			900	900
			9,5			95	95			950	950		
			9,5			95	95			950	950		

Примечание. Предпочтение должно отдаваться рядам с более крупной градацией.
т. е. ряд R_{a5} следует предпочитать ряду R_{a10} ; ряд R_{a10} — ряду R_{a20} ; ряд R_{a20} — ряду R_{a40} .

Размеры технологических канавок для выхода шлифовального круга при шлифовке валов установлены ГОСТ 8820—69.

Для крепления вала при обработке необходимо выполнять центровые отверстия по ОСТ 3725.

На участке вала длиной l (см. рис. 100) при одном и том же номинальном диаметре ($d_2 = d_3$) два участка отличаются допусками



и чистотой обработки поверхности. Участок l_1 обработан с отклонениями, соответствующими легкопрессовой посадке 2-го класса точности, для посадки полумуфты или звездочки. Остальной участок этой части вала обработан с отклонениями по скользящей посадке 4-го класса точности под кольцо манжетного уплотнения. Такое конструктивное решение позволяет уменьшить число ступеней вала и технологию изготовления вала.

Рис. 101

Пример расчета шипа вала (см. рис. 96) ручной лебедки, если он передает на чугунный подшипник усилие $P = 1500$ кг. Длина шипа $l = 60$ мм, диаметр шипа $d = 50$ мм. Материал вала Ст3 ($\sigma_b = 40$ кг/мм²).

Решение. 1) Проверяем шип на изгиб:

$$\sigma = \frac{M_{и}}{W_{и}} = \frac{P \cdot \frac{l}{2}}{0,1d^3} = \frac{1500 \cdot 6}{0,1 \cdot 5^3 \cdot 2} = 360 \text{ кг/см}^2 < [\sigma_{-1}]_{и}$$

Допускаемое напряжение определяем, как указано в § 7, или по табл. 39. Принимаем для стали с $\sigma_b = 40$ кг/см² $[\sigma_{-1}]_{и} = 400$ кг/см². Сравнивая действительное напряжение с допускаемым, определяем, выдержано ли условие прочности на изгиб $\sigma_{и} < [\sigma_{-1}]_{и}$, так как $360 < 400$ кг/см².

2) Определяем фактическое удельное давление

$$p = \frac{P}{d \cdot l} = \frac{1500}{5 \cdot 6} = 50 \text{ кг/см}^2$$

Допускаемое удельное давление, обеспечивающее невыдавливание смазки при стальном шипе и чугунном подшипнике, $[p] = 30$ кг/см², следовательно, невзирая на прочность шипа на изгиб, он не обеспечит нормальную работу по условиям смазки. Необходимо увеличить диаметр или длину шипа.

Пример расчета невращающейся оси. Определить требуемый диаметр оси блока (см. рис. 94, а). Натяжение каната $Q = 1500$ кг, длина ступицы блока $a = 160$ мм и толщина пластины обоймы 15 мм.

Решение. 1) Составляем расчетную схему оси (рис. 101, а). Принимаем центр опор посередине пластин обоймы и рассматриваем ось как балку на двух опорах с пролетом между опорами:

$$l = 160 + 7,5 + 7,5 = 175 \text{ мм.}$$

Нагрузку от натяжения каната можно считать равномерно распределенной по длине ступицы блока а; равнодействующая этой нагрузки Р будет равна удвоенному натяжению каната

$$P = 2Q = 2 \cdot 1500 = 3000 \text{ кг.}$$

2) Определяем опорные реакции, считая, что опоры расположены симметрично от равнодействующей силы, и строим эпюру изгибающих моментов (рис. 101, б):

$$R_A = R_B = \frac{P}{2} = Q = 1500 \text{ кг.}$$

Максимальный изгибающий момент возникает в середине пролета оси:

$$\begin{aligned} M_{и\max} &= R_A \cdot \frac{l}{2} - q \frac{a^2}{8} = Q \cdot \frac{l}{2} - \frac{Q \cdot a}{4} = \frac{Q}{2} \left(l - \frac{a}{2} \right) = \\ &= \frac{1500}{2} \left(175 - \frac{160}{2} \right) = 71\,250 \text{ кг} \cdot \text{мм.} \end{aligned}$$

3) Выбираем материал для изготовления оси (см. табл. 5). Принимаем Ст 4 с механической характеристикой

$$\sigma_B = 4200 \text{ кг/см}^2; \quad \sigma_T = 2600 \text{ кг/см}^2.$$

Определяем допускаемое напряжение изгиба по пульсирующему циклу, так как необходимо учитывать возможные колебания нагрузки (канат натянут или свободен). Определение допускаемого напряжения можно производить так, как это было указано в § 7, или приближенно подобрать по табл. 39.

Принимаем (по табл. 39) для Ст 4 допускаемое напряжение по пульсирующему циклу $[\sigma_0]_{и} = 710 \text{ кг/см}^2$.

4) Определяем требуемый диаметр оси в опасном сечении (по центру блока):

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{и\max}}{0,1 [\sigma_0]_{и}}} = \sqrt[3]{\frac{71250}{0,1 \cdot 710}} = 4,66 \text{ см} = 46,6 \text{ мм.}$$

Полученное значение диаметра оси округляем (см. табл. 40, ряд $R_a 40$). Принимаем $d = 48 \text{ мм}$.

При более точном определении допускаемого напряжения (см. § 7) диаметр оси можно несколько уменьшить и принять $d = 45 \text{ мм}$ (ГОСТ 6636—69, ряд $R_a 20$).

Пример расчета вала. Определить диаметр быстроходного вала редуктора в опасном сечении, если передаваемая мощность $N = 13,8 \text{ кВт} \approx 18,8 \text{ л.с.}$, число оборотов вала $n = 980 \text{ об/мин}$ и окружное усилие на зубчатом колесе $P = 305 \text{ кг}$ (см. рис. 99).

Решение. 1) Составляем расчетную схему. Рассматриваем вал как балку на двух опорах, расположенных симметрично центру зубчатого колеса. Принимаем расстояние между центрами опор $l=170$ мм.

2) Определяем радиальное усилие на вал T по заданному окружному усилию на зубе шестерни P :

$$T = P \operatorname{tg} \alpha = 305 \operatorname{tg} 20^\circ = 111 \text{ кГ},$$

где α — угол зацепления зубьев ($\alpha=20^\circ$).

3) Определяем реакции опор, учитывая, что они расположены симметрично относительно центра шестерни:

в горизонтальной плоскости

$$P_{Ax} = R_{Bx} = \frac{P}{2} = \frac{305}{2} = 152,5 \text{ кГ},$$

в вертикальной плоскости

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{T}{2} = \frac{111}{2} = 55,5 \text{ кГ}.$$

4) Определяем крутящий момент на валу и строим эпюру (см. рис. 99, б).

$$M_k = 71\,620 \frac{N}{n} = 71\,620 \frac{18,8}{980} = 1380 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

5) Определяем изгибающие моменты в опасном сечении (по центру шестерни) в вертикальном и горизонтальном направлениях и строим эпюру (см. рис. 99):

$$\text{от силы } T - M_y = M_T = \frac{T}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{111 \cdot 17}{4} = 471 \text{ кГ} \cdot \text{см};$$

$$\text{от силы } P - M_x = M_P = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{305 \cdot 17}{4} = 1295 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

Определяем результирующий (суммарный) изгибающий момент

$$M_n = \sqrt{M_T^2 + M_P^2} = \sqrt{471^2 + 1295^2} = 1380 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

6) Определяем эквивалентный (приведенный) момент:

$$M_{\text{эв}} = \sqrt{M_n^2 + 0,75M_k^2} = \sqrt{1380^2 + 0,75 \cdot 1380^2} = 1820 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

7) Подбираем материал для изготовления вала и определяем допускаемое напряжение изгиба по симметричному циклу (см. рекомендации к табл. 6).

Принимаем материал сталь 45 с механическими характеристиками $\sigma_b=61 \text{ кГ/мм}^2$, $\sigma_T=36 \text{ кГ/мм}^2$; по табл. 39 или согласно § 7 для стали 45 допускаемое напряжение $[\sigma_{-1}]_n=605 \text{ кГ/см}^2$. Но учитывая, что на валу имеются концентраторы напряжений, снижаем табличное значение допускаемого напряжения на $\approx 30\%$ (см. примечание к табл. 39), откуда

$$[\sigma_{-1}]_n \cong 0,7 \cdot 605 \cong 420 \text{ кГ/см}^2.$$

8) Определяем диаметр вала в опасном сечении

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1 [\sigma_{-1}]_H}} = \sqrt[3]{\frac{1820}{0,1 \cdot 420}} = 3,52 \text{ см} \cong 36 \text{ мм.}$$

Окончательный диаметр вала выбирают после подбора подшипников качения. Учитывая также необходимость повышенной жесткости вала для обеспечения нормальной работы зубчатого зацепления, диаметр вала необходимо несколько увеличить против расчетного размера и округлить до стандартного (см. табл. 40).

§ 18. ОПОРЫ ОСЕЙ И ВАЛОВ

Классификация подшипников может быть произведена по различным признакам.

По виду трения различают:

а) подшипники трения скольжения, у которых опорная часть оси или вала (цапфа, шип, шейка, пята) скользит по внутренней поверхности подшипника;

б) подшипники трения качения, у которых трение скольжения заменено трением качения. Достигается это включением между цапфой и опорной поверхностью втулки роликов или шариков.

По направлению действия воспринимаемой нагрузки подшипники делятся на следующие группы:

а) радиальные, воспринимающие радиальные нагрузки;

б) упорные, воспринимающие от вала только осевые нагрузки;

в) радиально-упорные, воспринимающие радиальные и осевые нагрузки.

Рассмотрим применение подшипников с трением скольжения и трением качения.

Подшипники скольжения. Такие подшипники применяют реже, чем подшипники качения, но есть ряд областей машиностроения, где их заменить невозможно.

Подшипники с трением скольжения имеют целый ряд преимуществ: меньшие размеры; возможность применения разъемных подшипников, что позволяет их устанавливать на шейках коленчатых валов и, кроме того, устанавливать без демонтажа всех деталей, посаженных на вал; работа при очень больших скоростях (10 000 об/мин и больше); а кроме того, они могут работать в воде и других агрессивных средах; их можно изготовить для больших диаметров цапф, для которых нет стандартных подшипников качения, и применять при вибрационных и ударных нагрузках.

К недостаткам подшипников скольжения относится необходимость систематического наблюдения и непрерывной смазки; высокие потери на трение и в связи с этим пониженный к. п. д.; неравномерный износ как подшипника, так и цапфы, вызывающий затруднение при ремонте; применение для изготовления подшипников дорогостоящих цветных металлов и сплавов (бронза, баббит и др.); относительно большая длина цапфы и вкладыша.

Трение и смазка подшипников скольжения. Трение определяет износ и нагрев подшипника, а также его к. п. д. Для уменьшения трения подшипники скольжения смазывают специальными смазочными материалами.

В зависимости от режима работы подшипника различают:

сухое трение, характерное отсутствием смазки между трущимися поверхностями. Работа при сухом трении вызывает интенсивный износ и заедание трущихся поверхностей; коэффициент трения $f = 0,1 \div 0,3$;

полусухое трение, когда смазка поступает к трущимся поверхностям неравномерно и в недостаточном количестве. Так как при

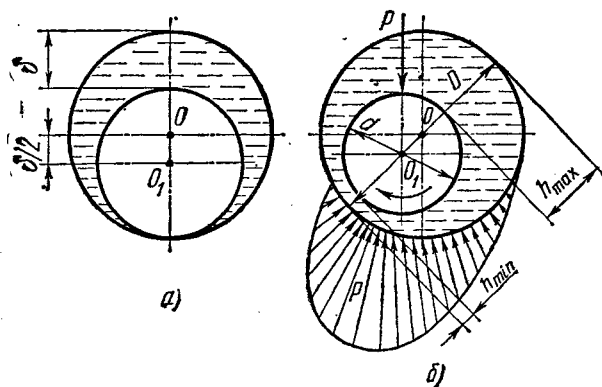


Рис. 102

этом виде трения поверхности шипа и подшипника соприкасаются, происходит их износ; коэффициент трения $f = 0,1 \div 0,25$;

полужидкостное трение возникает при очень тонком слое смазки между трущимися поверхностями, легко нарушаемом неровностями этих поверхностей. При разрыве масляной пленки возникает непосредственный контакт металла с металлом, вызывающий износ; коэффициент трения $f = 0,005 \div 0,10$;

жидкостное трение, характерное наличием между трущимися поверхностями достаточного слоя смазки (порядка 2—70 мкм), который исключает контакт трущихся поверхностей. Часть слоя смазки прилипает к поверхности шипа, а часть слоя — к поверхности подшипника, при этом трение происходит между этими слоями, что почти полностью исключает износ деталей.

Жидкостное трение дает небольшие потери на трение, так как коэффициент трения $f = 0,001 \div 0,005$.

Для получения жидкостного трения необходима непрерывная и обильная подача масла необходимой вязкости для заполнения зазора между поверхностями цапфы и опоры, а также достаточно высокая скорость движения трущихся поверхностей, чтобы за счет образования масляного клина с соответствующим внутренним давлением масла цапфа могла «всплыть» под нагрузкой.

На рис. 102 схематически показан поперечный разрез неподвижной цапфы (рис. 102, а) и положение вращающейся цапфы, которая «всплыла» на масляном клине (гидравлическое давление показано кривой рис. 102, б).

Назначение смазки подшипников: уменьшить потери на трение; уменьшить или предотвратить износ; отводить тепло, образующееся при трении; предохранять подшипники от коррозии; уменьшать шум; улучшать уплотнение путем заполнения зазоров густой смазкой между вращающимися и неподвижными поверхностями. По физическому состоянию все смазки делятся на жидкие масла; консистентные (густые мази) и твердые смазки.

Жидкие масла являются основным смазочным материалом. Как правило, в качестве жидкой смазки в машинах применяют нефтяные масла. Растительные масла (льняное, касторовое и др.) применяют редко из-за их высокой стоимости.

Важнейшей характеристикой масел является вязкость. Вязкость или внутреннее трение — это свойство сопротивления сдвигу одного слоя смазки относительно другого. Различают динамическую или абсолютную вязкость и кинематическую вязкость. Динамическую вязкость ($\text{кг}\cdot\text{сек}/\text{м}^2$) учитывают из гидродинамических расчетов смазки. Кинематическая вязкость ($\text{см}^2/\text{сек}$) определяется по времени протекания заданного количества масла через капиллярную трубку под действием собственного веса. Единица кинематической вязкости называется «стоксом» в честь английского ученого Стокса.

Перечень основных масел, применяемых в машиностроении, приведен в табл. 41.

Жидкие масла можно применять при больших числах оборотов и при низких и высоких температурах, они обладают небольшим внутренним трением, хорошо отводят тепло и легко могут быть заменены без разборки агрегата.

К недостаткам этих смазок относится необходимость более частого пополнения и более сложная конструкция уплотнений, удерживающих смазку в агрегате.

Консистентные мази изготовляют загущением жидких масел. В качестве загустителей, например, применяют кальциевые и натриевые масла. Наиболее распространенными консистентными смазками на кальциевой основе являются солидолы, на натриевой основе — консталины.

Для консистентных смазок наиболее важными являются следующие характеристики: способность прокачивания через систему подачи смазки; температура каплепадения; влагостойкость, т. е. сохранение свойств при контакте с водой.

Консистентные смазки применяют при больших нагрузках и небольшом числе оборотов. Различают смазки среднеплавкие — солидолы жирные марок УС-1, УС-2, УС-3 и синтетические солидолы марок УСс-1, УСс-2, УСс-3. Их широко применяют при рабочей температуре до $50-60^\circ\text{C}$ в станках, в специальных транспортных машинах и оборудовании, работающем под открытым небом. Эти смазки не растворяются в воде;

Основные масла, применяемые в машиностроении

Масла	Кинематическая вязкость при 50°, сст *
Легкие индустриальные масла:	
для высокоскоростных механизмов (велосит)	4,0—5,1
для высокоскоростных механизмов Г, (вазелиновое)	5,1—8,5
сепаратное Л	6,1—10,0
Средние индустриальные:	
индустриальное 12 (веретенное 2)	10—14
сепараторное Г	14—17
индустриальное 20 (веретенное 3)	17—23
индустриальное 30 (машинное Л)	27—33
индустриальное 45 (машинное С)	38—52
индустриальное 50 (машинное СУ)	42—58
Турбинные:	
турбинное 22 (Л)	20—23
турбинное 30 (УТ)	28—32
турбинное 46 (Т)	44—48
турбинное 57 (турборедукторное)	55—59
Тяжелые индустриальные:	
цилиндровое 11 (цилиндровое Г)	Вязкость при 100° 9—13
цилиндровое 24 (вискозин)	20—28
для прессов	> 10
для прокатных станов П-28	26—30

* Сантистокс (1 сст = $1 \cdot 10^{-2}$ стокса).

Примечание. В скобках указаны соответствующие марки по старым стандартам.

тугоплавкие — констамены жирные и синтетические марок УТ-1, УТ-2, УТс-1, УТс-2. Их применяют при рабочей температуре не выше 115—135°С; очень чувствительны к влаге;

специальные комбинированные кальциевонатриевые смазки марок 1—13УТВ с рабочей температурой до 100°С. Эта смазка водоустойчива.

Смазка типа ЦИАТИМ УТМ-МА водоморозоустойчивая, может работать при колебании температур от —60°С до +120°С.

Консистентные смазки не вытекают из корпусов (уплотнения могут быть более простые); хорошо заполняют зазоры между вращающимися и неподвижными деталями; могут работать в узле в продолжение значительного срока (до года, а иногда и больше), хорошо защищают от коррозии.

Недостатком консистентных смазок является: чувствительность к изменению температуры; повышенное внутреннее трение; трудность замены смазки.

Обычно консистентную смазку закладывают при сборке узла и периодически пополняют с помощью специальных колпачковых масленок или шприцем через пресс-масленки.

Твердые смазочные материалы применяют тогда, когда обычные смазки не могут обеспечить нормальную работу. Наиболее распространена графитная смазка, которая применяется в виде по-

рошка в смеси с консистентной смазкой или в виде суспензии в жидком масле. Такие смазки применяют для тяжело нагруженных подшипников при малой скорости скольжения и высоких температурах; двусернистый молибден, который повышает антифрикционные свойства металла. На металлическую поверхность его наносят в виде порошка или пасты, втирая мягкими притирами, и полируют. Образующаяся пленка не разрушается в агрессивной среде, вы-

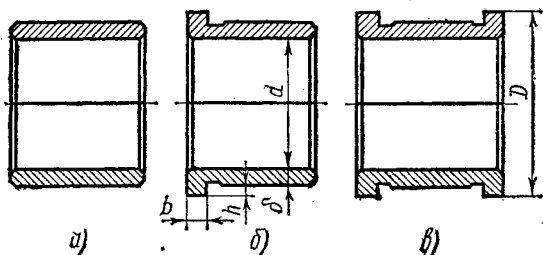


Рис. 103

держивает большие нагрузки и может работать при температурах от -70°C до $+300^{\circ}\text{C}$.

Конструктивные разновидности подшипников скольжения. В качестве опор для осей и валов в неотвественных механизмах служат отверстия, расточенные непосредственно в корпусе механизма. Чаще всего в корпусе устанавливают бронзовую или чугунную втулку. В зависимости от того, какую нагрузку воспринимает опора, втулки могут быть гладкими при отсутствии осевых усилий (рис. 103, а); с одним буртиком при действии осевого усилия в одном направлении (рис. 103, б); с двумя буртиками при небольшом осевом усилии в обоих направлениях (рис. 103, в).

Часто по конструктивным соображениям и для большего удобства опоры (подшипники) осей и валов выполняют в виде отдельных комплектов. В этих случаях втулки устанавливают в корпуса подшипников, которые затем устанавливают на изделие.

Корпуса подшипников скольжения бывают неразъемные и разъемные; подшипники стандартизованы (см. ГОСТ 11521—65—ГОСТ 11515—65 для неразъемных корпусов подшипников и ГОСТ 11607—65—ГОСТ 11611—65— для разъемных корпусов подшипников).

На рис. 104 показаны конструкции неразъемных подшипников, у которых опорная поверхность может быть параллельна (рис. 104, а) или перпендикулярна (рис. 104, б) к оси вращения вала. Это позволяет устанавливать подшипники как на горизонтальных, так и на вертикальных стенках корпуса. Как видно из приведенного рисунка, такой неразъемный подшипник состоит из двух деталей: корпуса 1 и втулки (вкладыша) 2. Такие подшипники очень просты в изготовлении, но сборка машины с неразъемными подшипниками не всегда удобна, а в отдельных случаях и невозможна.

Разъемные подшипники облегчают монтаж и позволяют регулировать зазор в подшипнике, поэтому они более распространены, чем неразъемные. Разъемный подшипник (рис. 104, в) состоит из корпуса подшипника 1, крышки подшипника 2, вкладыша верхнего 3, вкладыша нижнего 4. Крышка крепится шпильками или болтами. В зависимости от длины шипа l , крышку можно крепить двумя или четырьмя болтами. Для удержания крышки от бокового смещения разъем делают ступенчатым.

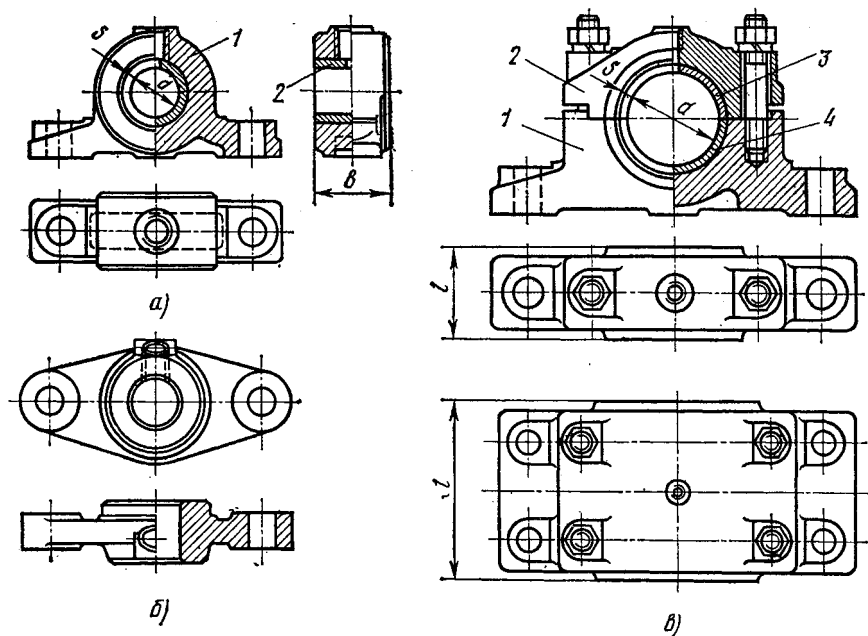


Рис. 104

Материалы, применяемые для изготовления вкладышей и втулок.

Вкладыши или втулки являются основными деталями подшипников скольжения, которые воспринимают нагрузку от вала или оси. Материал вкладышей должен обладать сопротивлением износу и заеданию, достаточной пластичностью, чтобы не разрушаться под действием ударных нагрузок, высокой теплопроводностью. Коэффициент трения цапфы и вкладыша должен быть как можно меньше.

Вкладыши изготавливают из различных материалов в зависимости от условий их работы.

Серый литейный чугун применяют при небольших безударных нагрузках и малых окружных скоростях.

Антифрикционный чугун используют при более широком диапазоне давлений и скоростей.

Бронзы, содержащие олово (ОФ10-1 и др.), обладают высокими антифрикционными свойствами. Вкладыши, изготовленные из этих бронз, применяют при высоких давлениях и скоростях. Для вос-

приятия переменной и ударной нагрузки (в двигателях внутреннего сгорания) применяют вкладыши из свинцовой и безоловянистой бронзы.

Вкладыши из латуни применяют при высоких нагрузках и небольших скоростях (подшипники роллангов).

Баббиты применяют для заливки вкладышей. Высокооловянистые баббиты Б-83 используют при очень высоких скоростях и

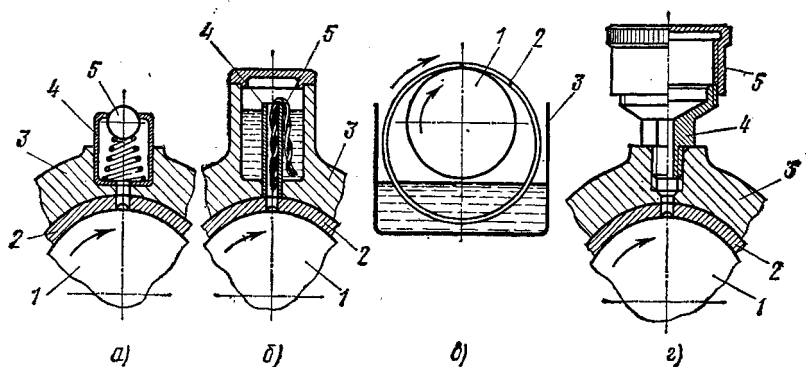


Рис. 105

давлениях. По антифрикционным свойствам баббит превосходит все материалы, но по механической прочности уступает чугуну и бронзе.

Кроме перечисленных выше материалов для изготовления вкладышей применяют металлокерамические материалы, графит, пластмассы, текстолит, капрон, фторопласт, древесину твердых пород (бук, граб) и резину, при работе с обильной водяной смазкой в гидротурбинах, водяных насосах.

Способы подвода смазки. Работа подшипника зависит от надежного подвода смазки к трущимся поверхностям. Главное требование, предъявляемое к смазочным устройствам, — своевременная подача надежного количества масла к смазочным канавкам на внутренней поверхности вкладыша. Эти канавки предназначены для более равномерного распределения масла в нагруженной зоне вкладыша.

Все смазочные устройства можно классифицировать по ряду признаков: виду смазки (жидкая или консистентная), длительности действия (периодическая или непрерывная); способу подачи (индивидуальная или централизованная); под давлением или самотеком; характеру циркуляции (проточная циркуляционная или смешанная подача смазки).

Наиболее простым способом подвода смазки является периодическое заливание масла ручной масленкой (рис. 105, а) через смазочное отверстие в крышке подшипника 3. Масло через отверстие попадает в канавку вкладыша 2 и смазывает цапфу вала 1. Для предохранения подшипника от загрязнения смазочное отверстие

закрывается шариковым клапаном 4. Нажимая на шарик 5, отверстие открывают для залива масла, а затем под давлением пружины шарик перекрывает отверстие. Недостаток этого способа смазки — неравномерность смазки и необходимость в постоянном уходе. Фитильный способ подачи смазки лишен этих недостатков (рис. 105, б). В крышке подшипника 3 имеется резервуар для масла, в донышко которого вставлена трубка 4, соединяющая отверстие со смазочной канавкой вкладыша 2. В трубку опущен конец хлопчатобумажного фитиля 5, второй конец которого находится на дне резервуара. Масло по фитилю непрерывно попадает к цапфе вала 1, хорошо смазывая рабочую поверхность. Недостатком этого способа является то, что смазка подается к цапфе даже и тогда, когда цапфа не вращается.

Этот недостаток можно устранить, если применить кольцевой способ подачи масла к цапфе (рис. 105, в). В корпусе подшипника 3 делают резервуар для масла. На цапфу вала 1 надевают кольцо 2 несколько большего диаметра, нижняя часть которого находится в масле. Вал, начиная вращаться, увлекает за собой кольцо, которое поднимает масло, равномерно смазывая цапфу тогда, когда это необходимо.

Для смазки подшипников консистентными смазками применяют колпачковые масленки (рис. 105, г), которые выжимают смазку через смазочное отверстие вкладыша 3 в канавку 2 для смазки цапфы 1. Колпачковая масленка состоит из колпачка 5, в который набивается солидол, колпачок наворачивают на корпус масленки 4. Периодически поворачивая колпачок на 1—2 оборота, смазку выдавливают в смазочную канавку.

Расчет и конструирование подшипников скольжения. Для радиальных подшипников расчет ведут обычно упрощенно в следующем порядке:

1) Проверка размеров вкладыша подшипника на износ по удельному давлению, обеспечивающему невыдавливание смазки (см. стр. 130).

$$p = \frac{P}{ld} \leq [p],$$

где P — радиальная нагрузка на подшипник, кг;

d — диаметр цапфы, см;

l — длина вкладыша или цапфы, см; размеры d и l предварительно определяют по размерам цапф;

$[p]$ — допустимое удельное давление, кг/см².

Значение допустимого удельного давления при различных режимах трения приведено ниже.

2) Проверка на нагрев $pv \leq [pv]$,

где $[pv]$ — допустимое значение условной характеристики нагрева; v — окружная скорость на поверхности цапфы;

$$v = \frac{\pi dn}{60 \cdot 1000} \text{ м/сек.}$$

Для приближенных расчетов подшипников скольжения можно принимать следующие средние значения $[p]$ кг/см² и $[pv]$ кгм/см²·сек:

сталь по чугуну $[p] \approx 15 \div 30$; $[pv] \approx 20 \div 30$;
 сталь по бронзе $[p] \approx 50 \div 80$; $[pv] \approx 20 \div 80$;
 сталь по баббиту $[p] \approx 80 \div 150$; $[pv] \approx 80 \div 200$.

Если при проверке значений p и pv окажутся выше допустимых, то следует увеличить d и l , соблюдая соотношение $\varphi = \frac{l}{d} = (0,5 - 1,2)$.

3) При наличии осевой нагрузки надо делать вкладыш с увеличенным буртом (рис. 103, б), диаметр которого определяется из условия:

$$\frac{\pi}{4} (D^2 - d_0^2) \geq \frac{Q}{[p]},$$

где $d_0 = d + 2r$;

r — радиус галтели, $r = (0,03 - 0,05) d$;

Q — осевое усилие, кг.

Проверка буртика на нагрев производится по средней окружной скорости

$$v = \frac{\pi n (D + d_0)}{2 \cdot 60 \cdot 1000} \text{ м/сек.}$$

Так как смазка на торцевой поверхности держится хуже, то допускаемые значения $[p]$ и $[pv]$, приведенные выше, следует снижать на 30—50%.

4) Остальные размеры вкладыша находятся в следующей зависимости:

толщина стенки $S = (0,035 \div 0,05) d + 2,5$ мм, (меньшее значение — для бронзовых вкладышей, большее — для чугунных, см. рис. 104);

толщина буртика $b = (1,0 \div 1,2) S$;

высота буртика (предварительная) $h = 0,6 b$ (см. рис. 103).

К стандартным корпусам подшипников размеры чугунных вкладышей даны в ГОСТ 11611—65.

5) Посадка вкладыша в корпус должна производиться с натягом. Рекомендуются для этого следующие посадки:

$$\frac{A}{H_1}; \frac{A}{G}; \frac{A}{T}.$$

Посадка цапфы во вкладыш должна производиться с гарантированным зазором. Рекомендуются посадки $\frac{A}{X}$; $\frac{A_{2a}}{X}$; $\frac{A_3}{X_3}$ в зависимости от требуемой точности вращения вала. Для предохранения вкладыша от проворачивания служат штифты, установочные винты, закрепительные втулки. При применении прессовой посадки вкладыша в корпус дополнительного крепления не требуется, но при этом приходится дополнительно разворачивать или расшабривать отверстие вкладыша, так как при такой посадке вкладыш деформируется и отверстие под шип уменьшается.

Пример. Проверить бронзовый вкладыш подшипника вала редуктора, если радиальная нагрузка на подшипник $P=350$ кг; число оборотов вала $n=920$ об/мин, размеры шипа: $d=40$ мм; $l=50$ мм.

Решение. 1) Производим проверку на невыдавливание смазки по удельному давлению

$$p = \frac{P}{d \cdot l} = \frac{350}{4 \cdot 5} = 17,5 \text{ кг/см}^2; \quad 17,5 < 50 \div 80 \text{ (см. стр. 151).}$$

2) Находим окружную скорость на поверхности шипа:

$$v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 4 \cdot 920}{60 \cdot 1000} = 1,9 \text{ м/сек,}$$

а затем проверяем подшипник на перегрев:

$$pv = 17,5 \cdot 1,9 = 32,2 \text{ кг/см}^2 \cdot \text{сек};$$

$$32,2 < 80 \text{ (см. стр. 151).}$$

Следовательно, подшипник будет работать нормально без перегрева и повышенного износа.

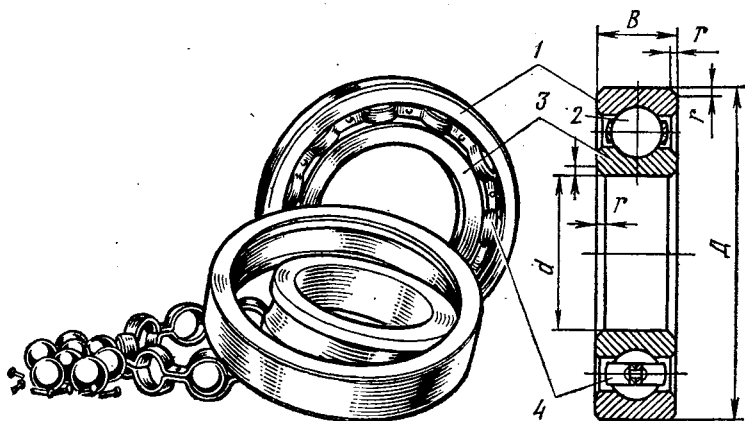


Рис. 106

Подшипники с трением качения. Такие подшипники широко применяют в различных областях техники. Основные преимущества подшипников качения: малый коэффициент трения; большая грузоподъемность при меньшей ширине подшипника; меньший расход смазочных материалов; простота монтажа, ухода и обслуживания; взаимозаменяемость; возможность массового изготовления стандартных типов подшипников, что значительно снижает их стоимость.

Основные недостатки подшипников качения: ограниченная способность воспринимать ударные нагрузки; различный срок службы при одинаковых скоростях и нагрузках; большие наружные диаметры подшипника по сравнению с подшипниками скольжения.

Подшипник качения, как правило, состоит из тел качения 2 (шариков или роликов), наружного 1, внутреннего 3 колец и

сепаратора 4 (рис. 106). Иногда применяют подшипники, которые не имеют либо наружного, либо внутреннего кольца. В этом случае функции кольца выполняют соответствующие части вала и корпуса. В некоторых случаях применяют подшипник, не имеющий обоих колец, шарики зафиксированы в сепараторе. В некоторых подшипниках отсутствует сепаратор, а беговые дорожки полностью заполнены телами качения, например игольчатые подшипники. Подшипниковые кольца и тела качения изготовляют из специальной углеродистой хромистой стали ШХ 15; закалка колец ведется до твердости 60—62 HRC, а тел качения до 62—65 HRC. После закалки шлифуют и полируют беговые дорожки колец и рабочие поверхности тел качения (класс чистоты $\nabla 10$ — $\nabla 12$). Сепараторы для большинства подшипников массового производства изготовляют штампованными из малоуглеродистой стали. Для высокоскоростных подшипников сепараторы изготовляют из латуни, бронзы, дюралюминия, текстолита и др.

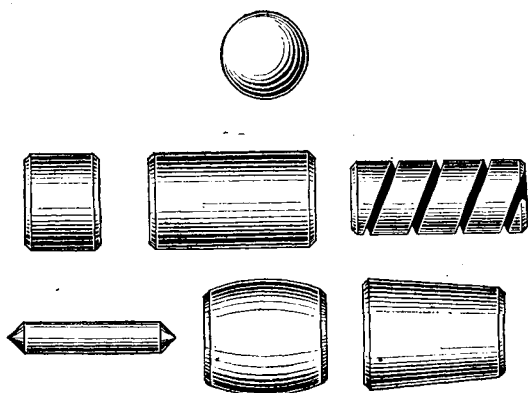


Рис. 107

Классификация подшипников. Подшипники качения классифицируют по следующим признакам:

1) По форме тел качения — шариковые и роликовые. Ролики могут быть цилиндрические короткие, цилиндрические длинные, витые, игольчатые, бочкообразные и конические (рис. 107).

2) По направлению воспринимаемой нагрузки различают подшипники:

радиальные, воспринимающие; как правило, радиальную нагрузку, перпендикулярную к геометрической оси вала. Эти подшипники одновременно могут воспринимать и небольшую осевую нагрузку;

упорные, воспринимающие только осевую нагрузку, приложенную вдоль оси вращения;

радиально-упорные, воспринимающие комбинированную, т. е. радиальную и осевую нагрузку одновременно.

3) По числу рядов тел качения; однорядные, двухрядные и четырехрядные.

4) По способу компенсации перекосов вала: самоустанавливающиеся (со сферической внутренней поверхностью наружного кольца у радиальных подшипников) и несамоустанавливающиеся.

5) По габаритным размерам при одинаковом внутреннем диаметре подшипники делятся на пять серий: сверхлегкие, особо

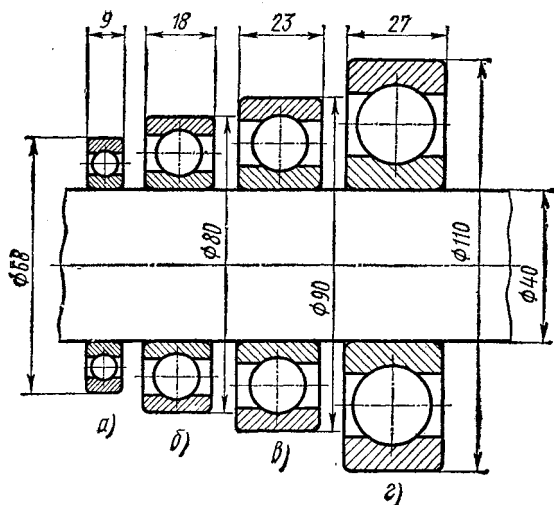


Рис. 108

легкие, легкие, средние, тяжелые, а по ширине различают узкие, нормальные, широкие и особо широкие подшипники.

На рис. 108 приведены габаритные размеры для сравнения «живого сечения» нормальных подшипников особо легкой (а), легкой (б), средней (в) и тяжелой серий (г) для вала диаметром 40 мм. Из этого рисунка видно, что нагрузочная способность будет возрастать с увеличением габаритов подшипника.

6) По точности изготовления подшипники делятся на пять основных классов: нормальный (Н), повышенный (П), высокий (В), особо высокий (А), сверхвысокий (С).

От точности изготовления в значительной степени зависит работоспособность подшипника, но одновременно резко возрастает стоимость. Например, подшипники одинакового размера класса С в десять раз дороже подшипников класса Н.

Основные размеры подшипников качения показаны на рис. 106:

d — внутренний диаметр (диаметр посадки на цапфу вала);

D — наружный диаметр (диаметр посадки в корпус);

B — ширина или высота подшипника;

r — размер фасок на кромках колец подшипника.

Эти размеры подшипников необходимы конструктору для проектирования, они приведены в каталогах подшипников качения для каждого типа и размера подшипника.

Маркировка подшипников качения. Основные параметры и конструктивные особенности подшипников качения отражаются в при-

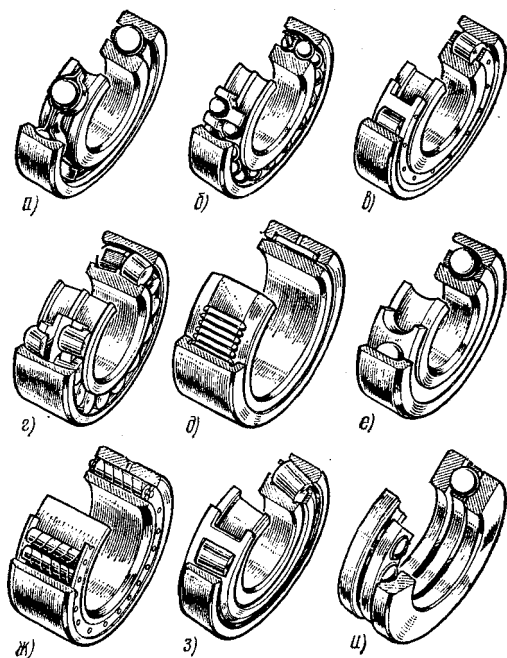


Рис. 109

нятой системе маркировки. Обозначения наносят на торцы колец подшипника.

Первые две цифры, считая справа, обозначают внутренний диаметр (d) подшипника. Для подшипников с внутренним диаметром от 20—495 мм для того, чтобы определить фактический диаметр в мм, эти две цифры надо умножить на 5. Для подшипников с меньшим диаметром принято следующее обозначение внутреннего диаметра:

маркировка	00	01	02	03
фактический d , мм	10	12	15	17

Третья цифра справа указывает серию подшипника по диаметральному размеру и ширине. Принято следующее обозначение: 1 — особо легкая серия, 2 — легкая серия, 3 — средняя серия, 4 — тяжелая серия, 5 — легкая широкая серия, 6 — средняя широкая серия.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника. Основные типы подшипников качения: 0 — радиальный шариковый однорядный

(рис. 109, а); 1 — радиальный шариковый двурядный сферический (рис. 109, б); 2 — радиальный с короткими цилиндрическими роликами (рис. 109, в); 3 — радиальный двухрядный сферический с бочкообразными роликами (рис. 109, г); 4 — радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый (рис. 109, д); 5 — радиальный с витыми роликами (рис. 109, ж), 6 — радиально-упорный шариковый (рис. 109, е); 7 — роликовый конический, радиально упорный (рис. 109, з); 8 — упорный шариковый (рис. 109, и); 9 — упорный роликовый.

Для нормальных радиальных шарикоподшипников цифра 0 не пишется. Например, радиальный шариковый подшипник с внутренним диаметром 45 мм легкой серии будет обозначен тремя цифрами — 209.

Пятая и шестая цифры справа характеризуют конструктивные особенности подшипника, например, наличие встроенных уплотнений, стопорной канавки на наружном кольце и т. д.

Седьмая цифра справа обозначает серию подшипника по ширине.

Конструктивное оформление подшипниковых узлов и выбор типа подшипника. Создавая подшипниковый узел, необходимо учитывать условия работы, величину, направление и характер действующих нагрузок, срок работы подшипников, число оборотов вращающегося кольца, условия монтажа и демонтажа, технологические возможности изготовления деталей узла и возможно меньшую стоимость. От этих факторов зависит конструкция подшипникового узла, который проектируют в следующем порядке:

1) выбирают тип подшипника по условиям эксплуатации, монтажа и действующим нагрузкам;

2) составляют расчетную схему вала (оси); при этом расстояние между опорами и закрепленными на валу деталями (зубчатыми колесами и т. п.) намечают ориентировочно. По этой схеме определяют нагрузки на опоры;

3) определяют расчетный (требуемый) коэффициент работоспособности и по соответствующим таблицам каталога подшипников выбирают нужный подшипник намеченного ранее типа. Если выбранный подшипник характеризуется слишком большими размерами, то следует подобрать другой подшипник более грузоподъемный;

4) выбирают класс точности подшипника в зависимости от предъявляемых требований;

5) подбирают посадку внутренних и наружных колец подшипника на вал и в корпус, а также способы закрепления колец;

6) определяют способ смазки и конструкцию уплотнений;

7) при необходимости уточняют правильность расчета подшипников и оформляют окончательно конструкцию подшипникового узла.

При выборе типа подшипника следует учитывать, что шариковые подшипники дают более точное вращение, имеют меньший момент трогания и более высокий предел чисел оборотов, чем роликовые подшипники; роликовые подшипники отличаются большей грузоподъемностью, чем шариковые, но применяют их при

более низких предельных оборотах, чем шариковые, кроме того роликовые подшипники более чувствительны к перекосам (кроме бочкообразных роликов), чем шариковые подшипники.

Применение самоустанавливающихся подшипников целесообразно только при установке их на обеих опорах; радиально-упорные подшипники целесообразно устанавливать комплектами в одной, либо в двух опорах.

Ниже приведены краткие характеристики основных типов подшипников и примеры их применения.

Шариковый радиальный однорядный подшипник (рис. 109, а) воспринимает не только радиальные нагрузки, но и осевые. Может применяться при повышенном радиальном зазоре и как упорный подшипник. Такие подшипники могут работать при больших числах оборотов. Они имеют наименьшие потери на трение.

Шариковые радиальные подшипники применяют в электродвигателях, коробках передач автомобилей, тракторов и металлорежущих станков, холостых шкивах, роликах транспортеров и других сборочных единицах изделий.

Шарикоподшипники радиальные сферические (рис. 109, б) в основном предназначены для восприятия радиальной нагрузки, но они могут воспринимать небольшие осевые нагрузки, направленные в обе стороны. Эти подшипники могут работать при значительном перекосе до 3° внутреннего кольца подшипника (от несоосности или прогиба вала). Их применяют в сельскохозяйственных машинах, вентиляторах, текстильных и других машинах.

Роликовые подшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами (рис. 109, в) более грузоподъемны, чем шариковые подшипники тех же габаритов. Эти подшипники не допускают перекосов. Их применяют в сборочных единицах с короткими жесткими валами, например шпиндели металлорежущих станков, опоры центробежных насосов, буксы вагонов метро, трамваев и др.

Роликовые подшипники радиальные сферические двухрядные с бочкообразными роликами (рис. 109, г) имеют наибольшую грузоподъемность по сравнению с любым типом подшипников соответствующих габаритов. Они одновременно с радиальной могут воспринимать небольшие (до 20%) осевые нагрузки в обоих направлениях и допускают перекосяк внутреннего кольца до 3° .

Эти подшипники применяют в опорах длинных многоопорных валов, подверженных значительным прогибам под действием внешних нагрузок, например, в угольных комбайнах и врубовых машинах, прокатных станах и редукторах средней и большой мощности, скатах мостовых и портовых кранов и во многих других изделиях.

Роликовые подшипники игольчатые (рис. 109, д) предназначены для восприятия только радиальных нагрузок. Эти подшипники могут быть без внутреннего или наружного кольца

или вовсе без колец. По сравнению со всеми другими подшипниками подшипники качения имеют значительно меньший наружный диаметр при одинаковом внутреннем диаметре. Подшипники весьма чувствительны к перекосам; их применяют, например, в карданных валах автомобилей, поршневых пальцах, шатунных пальцах, распределительных валах двигателей, опорах кривошипно-шатунных механизмов и др.

Роликовые подшипники с витыми роликами (рис. 109, ж) предназначены для восприятия только радиальной нагрузки. В отличие от остальных подшипников качения они одновременно могут воспринимать ударные нагрузки. Удары смягчаются за счет амортизации витых пустотелых роликов, представляющих собой пружину, навитую из плоской ленты. Их используют в узлах машин, не требующих точного вращения. Например, в вагонетках внутризаводского транспорта, сельскохозяйственных машинах, рольгангах прокатных станов.

Шариковые радиально-упорные подшипники (рис. 109, е) воспринимают комбинированные нагрузки и могут работать при осевой нагрузке в одном направлении. Для восприятия больших осевых нагрузок устанавливают несколько подшипников («каскадная» установка).

Эти подшипники используют в узлах с жесткими двухопорными валами при сравнительно небольших расстояниях между опорами, а также в узлах, требующих регулировки внутреннего зазора в подшипниках как при монтаже, так и в процессе эксплуатации, например, шпиндели металлорежущих и деревообрабатывающих станков, электродвигатели, центрифуги, червячные редукторы, передние колеса автомобилей.

Роликовые подшипники конические (рис. 109, з) являются радиально-упорными и воспринимают комбинированные нагрузки. При установке вала на двух подшипниках они способны воспринимать чисто радиальные нагрузки.

Применяют их в узлах с жесткими двухопорными валами при небольшом расстоянии между опорами, например, в червячных редукторах, колесах грузовых автомобилей, катках гусениц тракторов, шпинделях металлорежущих станков и др.

Шарикоподшипники упорные (рис. 109, и) изготавливают одинарными для восприятия осевой нагрузки в одном направлении и двойными для восприятия осевой нагрузки в обоих направлениях. Для лучшей самоустановки эти подшипники изготавливают со сферическим подкладным кольцом. У одинарного подшипника одно кольцо («тугое») монтируется на вал, а второе («свободное») — в корпус. В ряде случаев эти подшипники можно заменить шариковым однорядным с увеличенной осевой игрой. Применяют в вертикальных центрифугах, тихоходных редукторах, крановых крюках, шпинделях металлорежущих станков, опорах поворотных кранов, вращающихся центрах металлорежущих станков, домкратах и др. Упорные роликовые подшипники воспринимают большие нагрузки, чем шариковые, но при небольших оборотах.

Выбор схемы установки подшипников качения. Все детали подшипникового узла должны быть не только прочными, но и жесткими, чтобы валы (оси) не прогибались. Конструкция подшипникового узла должна исключать заклинивание тел качения как от неточно выполненных линейных размеров вала и смонтированных на нем деталей, так и от температурного удлинения вала вследствие его нагрева в процессе работы. Это особенно важно учитывать при значительной длине. Для правильной фиксации вала в осевом направлении, после выбора типа подшипника, конструктор выбирает одну из нижеприведенных схем осевого фиксирования вала.

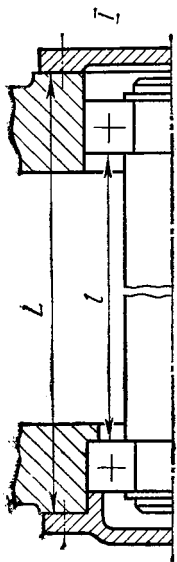
Схема *I* (рис. 110, *a*). Вал на двух опорах зафиксирован от осевого смещения левым подшипником, у которого наружное кольцо закреплено в корпусе, а внутреннее кольцо — на валу. Внутреннее кольцо второй опоры закреплено на валу, а наружное кольцо не закрепляют в корпусе (плавающая опора). При температурном удлинении вала наружное «плавающее» кольцо, посаженное в корпус по скользящей посадке, перемещается, чем компенсирует удлинение вала. Такая схема подшипников узла дает возможность назначать широкие допуски на размеры вала d и корпуса D . Осевая фиксация вала по схеме *I* широко применяется в коробках скоростей, в редукторах с цилиндрическими зубчатыми передачами и т. п. Для конических зубчатых передач и червячных передач такая схема неприемлема.

Конструкция такого подшипникового узла показана на рис. 110, *б*, где один из подшипников установлен как плавающий, второй — жестко закреплен в корпусе и может воспринимать двусторонние осевые нагрузки. Подшипники расположены в специальных стальных стаканах, предохраняющих чугунный корпус редуктора от износа. Закрепление наружного кольца правого подшипника осуществляется болтами и крышкой, причем крышка устанавливается с набором тонких латунных или стальных прокладок (от 0,1 до 1,0 мм), позволяющих надежно зажать по торцу наружное кольцо.

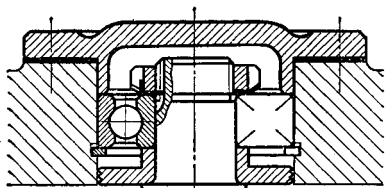
На рис. 110, *в* показана конструкция вала на двух радиальных шарикоподшипниках, смонтированных в корпусе, левая опора является «плавающей».

Схема *II* (рис. 111, *a*). Данная схема подшипникового узла принципиально не отличается от *I* схемы. Но установкой двух подшипников в жесткой опоре устраняется почти полностью «осевая игра» и увеличивается жесткость вала. Такую схему установки можно применять при любом расстоянии между опорами валов как для цилиндрических зубчатых передач, так и для конических и червячных передач.

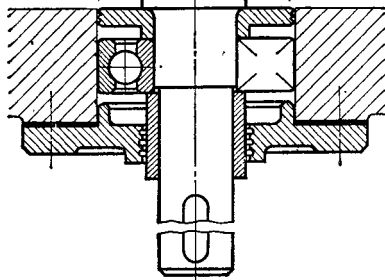
На рис. 111, *б* показана конструкция подшипникового узла, у которого правая («жесткая») опора состоит из двух радиально-упорных шарикоподшипников, между внутренними кольцами которых установлено дистанционное кольцо, позволяющее нажимать на наружные кольца, и с помощью подбора прокладок под крышкой



a)



б)



в)

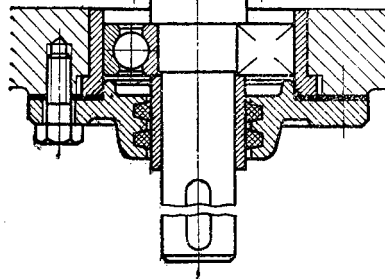
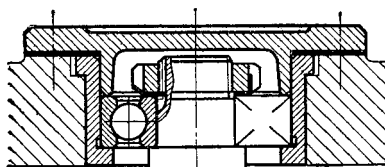


Рис. 110

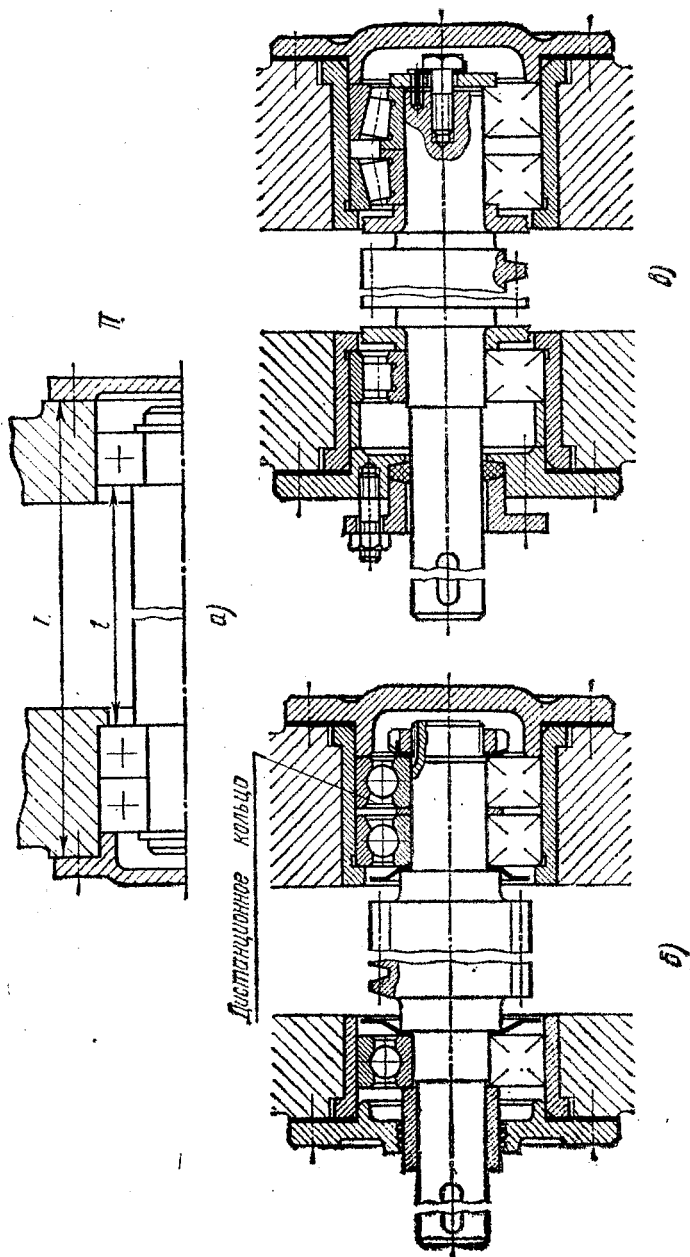


Рис. 111

создать необходимый натяг или нужную «осевую игру». В левой опоре установлен радиальный шарикоподшипник.

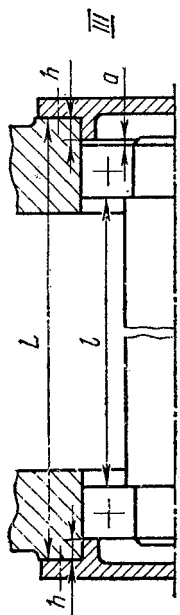
На рис. 111, в показана конструкция подшипникового узла по схеме II с коническими роликоподшипниками в «жесткой» опоре и радиальным роликоподшипником с короткими цилиндрическими роликами в «плавающей» опоре.

Схема III (рис. 112, а). Данную схему подшипникового узла принято называть установкой «в распор». Торцы внутренних колец упираются в буртики вала, а внешние торцы наружных колец упираются в торцы крышек, закрепленных в корпусе. Размеры L , l и h образуют размерную цепь, и погрешности в выполнении этих размеров приводят к изменению зазора a , поэтому на эти размеры устанавливают более жесткие допуски, чем на схемах I и II. При тепловом удлинении вала и недостаточном зазоре a может произойти заклинивание тел качения. Поэтому такую установку можно применять только для сравнительно коротких валов с расстоянием между опорами не более 400 мм. Для более равномерной нагрузки тел качения в шариковых радиально-упорных или конических роликоподшипниках допускать большую осевую «игру» нельзя, а можно даже создать небольшой натяг.

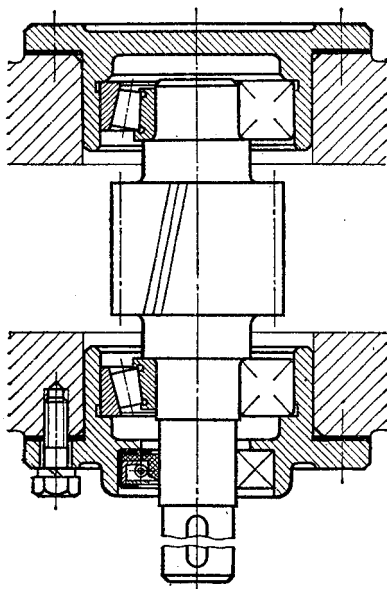
На рис. 112, б, в показаны конструкции подшипниковых узлов «в распор» по III схеме с радиально-упорными шарикоподшипниками (рис. 112, б) и коническими роликоподшипниками (рис. 112, в). В первом случае подшипники установлены непосредственно в корпусе редуктора, а во втором — в крышках-стаканах. Регулировка осевой игры или создание небольшого натяга осуществляется с помощью подбора прокладок между крышкой и корпусом.

Регулировку радиально-упорных подшипников производят в следующем порядке. Сначала устанавливают одну крышку без прокладок, равномерно подтягивая ее болтами, но не затягивая болты до конца, прокручивают вал от руки так, чтобы тела качения правильно установились на беговых дорожках. Затем затягивают крышку болтами до полного выбора свободного хода (вал туго вращается), после этого щупом замеряют зазор между фланцем крышки и корпусом. К величине зазора необходимо прибавить величину осевого свободного хода (игры), необходимого для нормальной работы подшипников. Толщина прокладок должна быть равна сумме зазоров и необходимой осевой игры. Затем крышку снимают и снова устанавливают уже с комплектом прокладок, затем болты окончательно затягивают. После такой регулировки вал должен вращаться с выбранным зазором.

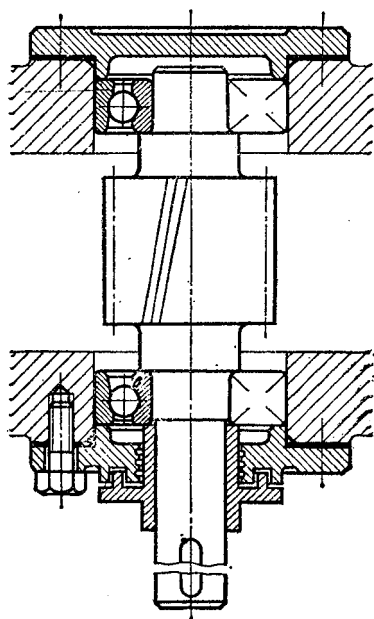
Схема IV (рис. 113, а). Эту схему установки подшипников принято называть «в растяжку». Внутренние торцы наружных колец упираются в буртики корпуса, а наружные торцы внутренних колец упираются в гайки, которыми регулируют «осевую игру» в процессе монтажа. Внутренние кольца могут быть закреплены и одной гайкой (слева), а вместо второй гайки можно установить на валу установочные полукольца. В корпусе вместо буртика можно установить пружинное упорное кольцо.



a)



b)



b)

Рис. 112

При температурном удлинении вала расстояние между подшипниками увеличивается и заклинивание тел качения не происходит. Эта схема рекомендуется для радиальных, сферических и роликовых подшипников и при относительно длинных валах. Для конических роликовых подшипников, которые очень чувствительны к увеличению «косевой игры», такая схема допустима только при коротких валах.

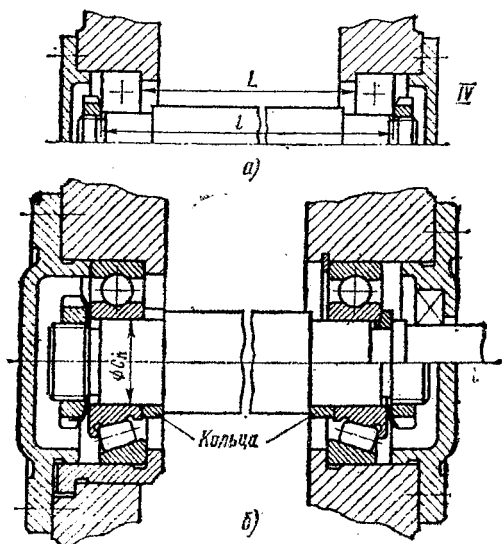


Рис. 113

Практический подбор подшипников качения. При проектировании новых машин подшипники качения не конструируют, а подбирают по условным формулам, которые приведены в каталогах подшипников качения. После выбора типа подшипника надо определить его размеры из условия долговечности. Для этого необходимо учитывать срок службы подшипника в часах, число оборотов в минуту одного из колец подшипника, нагрузку и характер ее приложения, тепловой режим работы. Зависимость между этими факторами выражена формулой, определяющей коэффициент работоспособности подшипника C :

$$C = Q (nh)^{0.3} \leq [C],$$

где C — необходимый коэффициент работоспособности подшипника, получаемый расчетом;

$[C]$ — допускаемое значение коэффициента работоспособности, указанное в каталоге подшипников;

Q — условная нагрузка, кг;

n — число оборотов в минуту одного из колец подшипника;

h — срок службы или желаемая долговечность подшипника в часах.

Эта формула действительна при числе оборотов $n \geq 10$, но не превышающем предельного числа оборотов, допускаемого для данного

подшипника; при $n=1 \div 10$ об/мин коэффициент работоспособности S подсчитывается, как для $n=10$. Если $n \leq 1$ об/мин, то подшипник следует выбирать по статической грузоподъемности $Q_{ст}$, которая указана в каталогах на каждый типоразмер подшипника.

Приведенную нагрузку Q определяем по следующей формуле:

$$Q = (K_k \cdot R + m \cdot A) K_6 \cdot K_r,$$

где R — фактическая радиальная нагрузка, кг;

A — фактическая осевая нагрузка, кг;

m — коэффициент приведения осевой нагрузки к радиальной (см. табл. 42);

ТАБЛИЦА 42

Значение коэффициента m

Тип подшипника	m
Шарикоподшипники однорядные всех серий	1,5
Шарикоподшипники радиальные сферические:	
легкой серии:	
d до 16 мм	2,5
d до 40 мм	3,5
$d > 45$ мм	4,5
средней серии:	
$d \leq 30$ мм	3
$d > 35$ мм	4
широкой серии для всех диаметров	2,5
Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные:	
с углом контакта 12°	1,5
» » » 26°	0,7
» » » 36°	0,5
Роликовые подшипники сферические (бочкообразные):	
легкой серии	4,5
средней серии	3,5
Роликовые подшипники конические (радиально-упорные):	
легкой серии	1,5
средней серии	1,8
с большим углом конуса	0,7

Примечания:

1. Коэффициент m зависит от отношения радиальной R и осевой A нагрузок при $\frac{R}{A} > 2$ — значения берутся по данной таблице; при $\frac{R}{A} \approx 2$ табличное значение m увеличивают на 15%, при $\frac{R}{A} \approx 1$ — на 25%.

2. При $\frac{R}{A} > 5$ осевую нагрузку можно не учитывать для радиальных шарикоподшипниковых однорядных, радиально-упорных шариковых, а также роликовых конических подшипников.

K_k — кинематический коэффициент, учитывающий, какое из колец вращается. При вращении внутреннего кольца $K_k = 1$; при вращении наружного кольца сферических подшипников $K_k = 1,1$, а для всех остальных подшипников $K_k = 1,35$;

K_6 — коэффициент, учитывающий характер эксплуатации подшипника, наличие вибраций, ударов и т. п. (см. табл. 43);

Значение коэффициента динамичности K_6

Характер нагрузки	K_6	Примеры
Спокойная нагрузка, толчки отсутствуют	1	Подшипники в передачах трением (ременных, фрикционных), в машинах со спокойной нагрузкой
Нагрузка с легкими толчками, кратковременная перегрузка до 125% от расчетной	1—1,2	Подшипники передач зацеплением (зубчатых, червячных) в изделиях с относительно спокойной внешней нагрузкой: в токарных станках, электродвигателях, транспортерах
Нагрузка с умеренными толчками, кратковременные перегрузки на 150%	1,3—1,8	Подшипники коробок передач тракторов и автомобилей, редукторов (1,3—1,5). Подшипники колес автомобилей и тракторов, двигателей внутреннего сгорания, строгальных и долбежных станков, вагонеток для угла (1,5—1,8)
Нагрузка с сильными ударами, кратковременная перегрузка до 300%	2—3	Подшипники ковочных машин, камнедробилок, копров, валков и рольгангов прокатных станов (крупных и среднесортных)

K_T — температурный коэффициент режима работы;

при t	100°C	125°C	150°C	200°C	250°C
K_T	1	1,05	1,1	1,25	1,4

Для подшипников, не воспринимающих осевую нагрузку, например радиальных роликовых, в формуле, определяющей Q , принимаем $A=0$, а для упорных подшипников принимаем $R=0$ и $m=1$.

Выбор размеров подшипников производят в следующем порядке: определяют фактическое значение радиальных и осевых нагрузок, затем находят значения коэффициентов m , K_K , K_6 и K_T для данных условий работы подшипника; зная n , задавшись желаемой долговечностью h и определив Q , рассчитываем требуемое значение коэффициента работоспособности S , причем для упрощения введения в степень обычно пользуются таблицей, приведенной в каталоге для $(nh)^{0.3}$. Выдержка из этой таблицы приведена ниже (табл. 44). Получив S , по каталогу подбираем размер подшипника данного типа, у которого $S_{\text{треб}} \leq S_{\text{табл}}$. Затем следует выбрать подшипник по более подходящему для данного вала внутреннему диаметру подшипника (табл. 45).

Посадка подшипников на вал и в корпус. При выборе посадки подшипника необходимо обеспечить неподвижное соединение того кольца подшипника, которое сопрягается с вращающейся частью машины (валом или корпусом), передающей усилие на подшипник. При этом натяг должен быть минимальным, чтобы деформация колец не повлияла на уменьшение внутренних зазоров между телами качения и кольцами. Второе кольцо этого подшипника,

Значения ($n h$)_{0,3}

л. об/мин

h, ч	л. об/мин																		
	10	25	40	63	100	160	250	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	4000	5000	
100	8,0	10,5	12,0	13,8	16,0	18,2	21,0	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	48,0	51,3	51,3
160	9,2	12,0	13,8	16,0	18,2	21,0	24,0	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	55,0	55,0	59,0
200	9,8	13,0	14,8	17,0	19,5	22,4	25,7	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	59,0	59,0	63,0
320	11,2	18,8	17,0	19,5	22,4	25,7	29,5	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	67,6	67,6	72,5
400	12,0	16,0	18,2	21,0	24,0	27,5	32,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	72,5	72,5	77,7
500	13,0	17,0	19,5	22,4	25,7	29,5	34,0	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	77,7	77,7	83,2
800	14,8	19,5	22,4	25,7	29,5	34,0	39,0	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	89,0	89,0	95,5
1000	16,0	21,0	24,0	27,5	32,0	36,3	41,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	95,5	95,5	102
1250	17,0	22,4	25,7	29,5	34,0	39,0	44,7	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	102	110	110
1600	18,2	24,0	27,5	32,0	36,3	41,7	48,0	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	110	117	117
2000	19,5	25,7	29,5	34,0	39,0	44,7	51,3	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	117	126	126
2500	21,0	27,5	32,0	36,3	41,7	48,0	55,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	126	135	135
3200	22,4	29,5	34,0	39,0	44,7	51,3	59,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	135	145	145
4000	24,0	32,0	36,3	41,7	48,0	55,0	63,0	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	145	155	155
5000	25,7	34,0	39,0	44,7	51,3	59,0	67,6	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	155	166	166
6300	27,5	36,3	41,7	48,0	55,0	63,0	72,5	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	166	178	178
8000	29,5	39,0	44,7	51,3	59,0	67,6	77,7	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	178	191	191
10000	32,0	41,7	48,0	55,0	63,0	72,5	83,2	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	191	204	204

Стандартные характеристики радиальных шарикоподшипников средней серии
(выдержка из каталога подшипников качения)

Условное обозначение	Размеры, мм				Коэффициент работоспособности C	Предельное число оборотов в минуту	Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$, кг	Масса (приблизительно), кг
	d	D	B	r				
306	30	72	19	2	31 000	7500	1100	0,35
307	35	80	21	2,5	37 000	5000	1250	0,44
308	40	90	23	2,5	44 000	5000	1600	0,63
309	45	100	25	2,5	57 000	5000	2100	0,83
310	50	110	27	3	66 000	5000	2500	1,08

сопрягаемое с неподвижной частью машины, устанавливают с посадкой, обеспечивающей значительно меньший натяг соединения или даже зазор. Этот зазор дает возможность кольцу при работе несколько проворачиваться относительно своего посадочного места, что обеспечивает более равномерный износ дорожек колец.

Все посадки подшипников качения осуществляются за счет изменения посадочных размеров вала и корпуса, так как все подшипники качения изготавливают в пределах допусков, установленных ГОСТ 3325—55 для разных классов точности. Следовательно, посадка подшипника в корпус будет производиться по системе вала; посадка подшипника на вал (условно) — по системе отверстия. Так как отклонение размеров отверстия внутреннего кольца подшипника направлено в минус (не в «тело», как предусмотрено системой допусков для обычных деталей), то посадка подшипника на вал получается с несколько большим натягом.

При выборе посадки учитывают два случая работы колец: кольца вращаются относительно нагрузки и, следовательно, подвергаются так называемому циркуляционному нагружению; кольца неподвижны относительно нагрузки и подвергаются местному нагружению. При больших нагрузках и толчках посадка должна быть более плотная; при высоких числах оборотов подшипников посадка должна быть более свободной, так как в этом случае температурные деформации подшипника больше.

На выбор посадок влияет и тип подшипника, так, например, для роликовых подшипников выбирают посадки более плотные, чем для шариковых, а для радиально-упорных — плотнее, чем для радиальных. Ниже приводим некоторые рекомендации по выбору посадок подшипников качения (табл. 46).

На долговечность подшипников в значительной степени влияют шероховатость и геометрическая форма посадочных мест. Овальность, конусность и биение заплечиков должны быть в пределах установленных допусков. Классы чистоты посадочных поверхностей для подшипников нормального класса точности следующие:

Вал до 80 мм — $\nabla 7$; от 80 до 500 мм — $\nabla 6$

Корпус до 80 мм — $\nabla 7$; от 80 до 500 мм — $\nabla 6$

Торцы заплечиков валов и корпусов до 80 мм — $\nabla 6$; от 80 до 500 мм — $\nabla 6$

Посадки подшипников на вал и в корпус

Посадка	Условия работы	Область применения
---------	----------------	--------------------

I. Посадка внутреннего кольца на вал

А. Вращается вал

Глухая — G_n	Особотяжелые и тяжелые ударные нагрузки	Для роликовых подшипников в тяжелом машиностроении
Тугая — T_n	Тяжелые нагрузки; работа с толчками и ударами	В основном для роликовых и крупных шарикоподшипников
Напряженная — H_n	Средние и тяжелые нагрузки при необходимости частого перемонтажа	Для всех типов подшипников. Основная посадка в общем машиностроении
Плотная — P_n	Легкие нагрузки и высокие числа оборотов, требования легкого перемонтажа и регулировки	Для всех типов подшипников центробежных насосов, вентиляторов, редукторов, коробок передач

Б. Вращается корпус

Скользящая — C_n	Тяжелые и нормальные нагрузки	Для регулировки зазоров осевым перемещением внутреннего кольца
Движения — D_n	Нормальные и легкие нагрузки	Для подшипников всех типов при невысоких требованиях к точности

II. Посадка наружных колец в корпус

А. Вращается вал

Напряженная — H_n	Тяжелые нагрузки	Для роликовых подшипников коробок передач и задних мостов автомобилей
Плотная — P_n	Тяжелые и нормальные нагрузки. Большие числа оборотов	Шпиндели шлифовальных станков
Скользящая — C_n	Нормальные и легкие нагрузки	Применяется для осевой регулировки радиально-упорных подшипников и для компенсации температурных деформаций вала (плавающая опора)
Скользящая — C_{3n}	Нормальные и легкие нагрузки	Для разъемных корпусов

Б. Вращается корпус

Глухая — G_n	Нормальные нагрузки, тяжелые нагрузки при необходимости облегченного перемонтажа	Передние колеса автомобилей на шарикоподшипниках, блоки, крановые колеса, колеса вагонов
Тугая — T_n	Нормальные и легкие нагрузки, при необходимости облегченного перемонтажа	Ролики ленточных транспортеров, натяжные ролики
Напряженная — H_n	Большие числа оборотов. Нормальные нагрузки	То же

Крепление подшипников качения на валу и в корпусе. После выбора схемы установки подшипников и посадок колец надо подобрать соответствующее крепление внутреннего кольца на валу и наружного кольца в корпусе. Применяют следующие схемы крепления подшипников на валу:

внутреннее кольцо упирается в уступ вала (рис. 114, а);

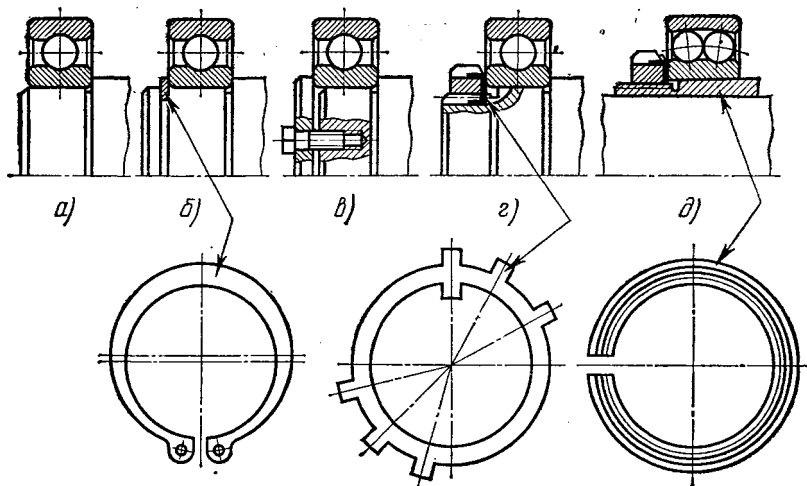


Рис. 114

внутреннее кольцо крепится пружинным стопорным кольцом, сидящим в канавке вала (рис. 114, б). Такую схему крепления применяют при малых или случайных осевых усилиях в направлении кольца;

крепление с помощью торцевой шайбы применяют при средних осевых нагрузках (рис. 114, в);

крепление круглой гайкой со стопорной шайбой (рис. 114, г) применяют при значительных осевых нагрузках;

на гладких валах внутреннее кольцо подшипника крепят специальной конусной разрезной втулкой, являющейся частью подшипника (рис. 114, д).

Крепление наружного кольца может быть выполнено одним из приведенных ниже способов:

крепление наружного кольца в одном направлении уступом (запличком) корпуса или стакана, вставленного в корпус (рис. 115, а); крепление крышкой, выполняющей ту же функцию (рис. 115, б); крепление с двух сторон наружного кольца подшипника крышкой и запличком корпуса или стакана (рис. 115, в); крепление в одном направлении упорным бортом наружного кольца подшипника (рис. 115, г); крепление пружинным стопорным кольцом, вставляемым в канавку на наружном кольце и зажатым крышкой (рис. 115, д); крепление пружинным кольцом, вставленным в канавку корпуса.

Варианты крепления δ и e (см. рис. 115) более технологичны, но в этом случае подшипник воспринимает лишь малые или случайные осевые нагрузки.

Осевая регулировка радиально-упорных подшипников осуществляется поджимом наружных или внутренних колец подшипника.

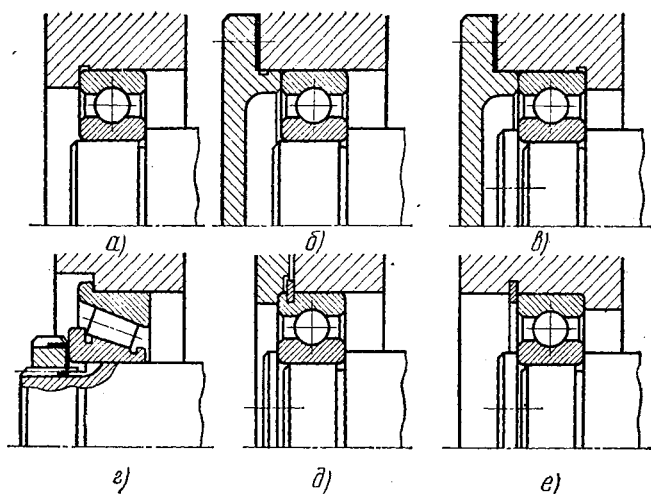


Рис. 115

Смазка и уплотнения подшипников. Смазывают подшипники качения для уменьшения трения между деталями подшипника (сепаратором, бортами колец и т. д.), отвода и более равномерного распределения тепла, уменьшения шума, смягчения ударов, предохранения от коррозии. В качестве смазки применяют жидкие минеральные масла и консистентные густые мази.

Консистентные смазки широко применяют при температуре нагрева до 100°C , они облегчают обслуживание, надежно защищают от загрязнения и коррозии; смазка не вытекает из подшипникового узла. Для смазки применяют солидолы и консталины и комбинированные мази. В корпусах специально предусматривают канавки, в которые при сборке закладывают, а в дальнейшем с помощью тавопресса или колпачковой масленки дополняют консистентную смазку.

Жидкие масла используют при температуре нагрева до 120°C , а иногда и до 150°C ; при более высоких температурах применяют твердые смазки.

Для подачи жидкой смазки применяют различные способы в зависимости от конструкции узла: а) масляная ванна, в которой уровень масла должен быть не более, чем до половины шарика; б) разбрызгивание масла из общей ванны быстровращающейся частью передачи. Иногда для ограничения попадания масла в подшипник применяют так называемые маслоотражательные шайбы (точечные или

штампованные); в) смазка под действием центробежных сил с использованием конических насадок на вал, винтовых канавок на валу и др.; г) для подшипников быстроходных валов можно применять фитильную, капельную смазку, а для особо быстроходных подшипников — смазку масляным туманом.

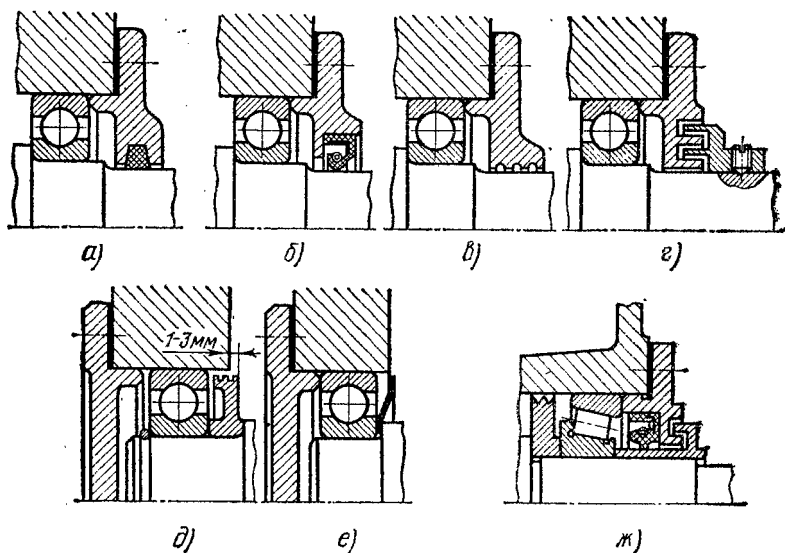


Рис. 116

Уплотнения подшипниковых узлов предназначены для предохранения подшипников от загрязнения и для удержания смазки в подшипнике. Все уплотнения можно разделить на три группы:

а) контактные, применяемые для надежного уплотнения подшипникового узла, но создающие потери от трения уплотняющих элементов о вал. Сюда относятся надежные фетровые (рис. 116, а) и манжетные уплотнения (рис. 116, б). Размеры канавок под фетровые уплотнения и различные манжетные конструкции (кожаных и из маслостойкой резины) уплотнений приведены в справочной литературе;

б) бесконтактные, щелевые и центробежные, не вызывающие потери на трение. Их широко применяют при любых числах оборотов; защита осуществляется за счет сопротивления проникновению грязи и вытеканию жидкости через узкие щели. К таким уплотнениям относятся: щелевые с кольцами и канавками (рис. 116, в) и без канавок, лабиринтные (рис. 116, г). Центробежные уплотнения применяют при средних и больших числах оборотов. К ним относятся различные конструкции маслоотражающих шайб (рис. 116, д, е) и конусных двусторонних выступов на валах;

в) комбинированные уплотнения: хорошее уплотнение при высоких скоростях получают сочетанием лабиринтных и центробежных,

при низких скоростях — лабиринтных и войлочных или манжетных (рис. 116, ж).

Монтаж и демонтаж подшипников качения. Большое влияние на долговечность подшипников качения оказывает правильный монтаж и демонтаж. Установку подшипника на вал с натягом осуществляют запрессовкой внутреннего кольца с помощью ручного пресса (рис. 117, а) или нагревом подшипника в масле, подогретом до

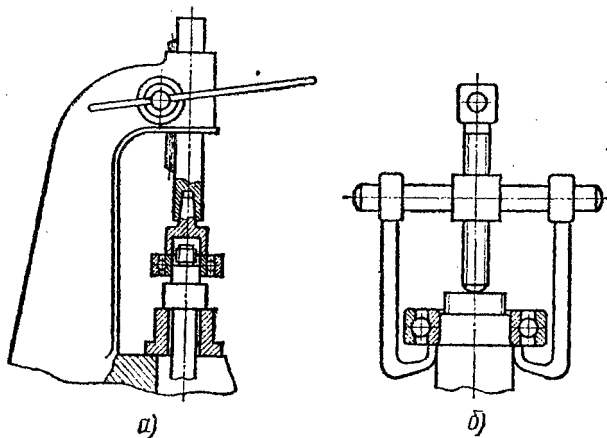


Рис. 117

80—100° С. При нагреве отверстие подшипника увеличивается и он свободно насаживается на вал. Демонтаж подшипника с вала (рис. 117, б) или корпуса производят специальными съемниками. Перед началом монтажа необходимо тщательно очистить посадочные места, а подшипник промыть в бензине.

При монтаже и демонтаже подшипников качения усилие должно быть приложено к тому кольцу, которое напрессовывают или снимают.

Недопустимо передавать усилие при демонтаже или монтаже через тела качения, так как при этом на дорожках и телах качения появляются вмятины и подшипник выходит из строя.

Пример выбора подшипников качения. Подобрать радиальный шарикоподшипник, если по условиям работы узла на него действует радиальная нагрузка $R=250$ кГ и осевая нагрузка $A=120$ кГ. Внутреннее кольцо вращается с числом оборотов $n=1250$ об/мин; подшипник подвергается легким ударам и небольшим кратковременным перегрузкам. Рабочая температура $T=80^{\circ}$ С. Желаемая долговечность $h=5000$ ч. Ориентировочные размеры посадочного места вала $d=45 \div 50$ мм.

Решение. 1) Определяем требуемый (расчетный) коэффициент работоспособности подшипника.

Предварительно определяем величину условной нагрузки

$$Q = (K_R \cdot R + mA) K_G \cdot K_T.$$

Кинематический коэффициент $K_k=1,0$, так как вращается внутреннее кольцо;

динамический коэффициент нагрузки K_b определяем по табл. 43; при работе с легкими ударами и кратковременной небольшой перегрузкой $K_b=1,2$;

температурный коэффициент режима работы при 80°C $K_T=1,0$; значение коэффициента приведения осевой нагрузки к радиальной определяем по табл. 42, учитывая, что отношение

$$\frac{R}{A} = \frac{250}{120} \approx 2,$$

следовательно, табличное значение m надо увеличить на 15%, тогда:

$$m = 1,5 \cdot 1,15 = 1,725.$$

С учетом всех найденных коэффициентов:

$$Q = (1,0 \cdot 250 + 1,725 \cdot 120) \cdot 1,2 \cdot 1,0 \approx 548 \text{ кг.}$$

Определяем коэффициент работоспособности:

$$C_{\text{расч}} = Q (n \cdot h)^{0,3} = 548 (1250 \cdot 5000)^{0,3} = 548 \cdot 110 \approx 6000.$$

Величину $nh^{0,3} = (1250 \cdot 5000)^{0,3} = 110$ находим по табл. 44.

2) Подбираем размер подшипника. По каталогу подшипников качения (см. табл. 45) выбираем подшипник с диаметром отверстия, близким к заданным размерам вала, рассматривая подшипники разных серий с тем, чтобы C было равно или больше расчетного. Таким подшипником будет шариковый радиальный однорядный средней серии № 310 с $C=6600$ и размерами $d=50$; $D=110$; $B=27$ и $r=3$ мм.

§ 19. МУФТЫ

Для передачи вращения с одного вала на другой, расположенный на одной оси с первым, или с незначительным отклонением от соосности применяют соединительные муфты различных типов.

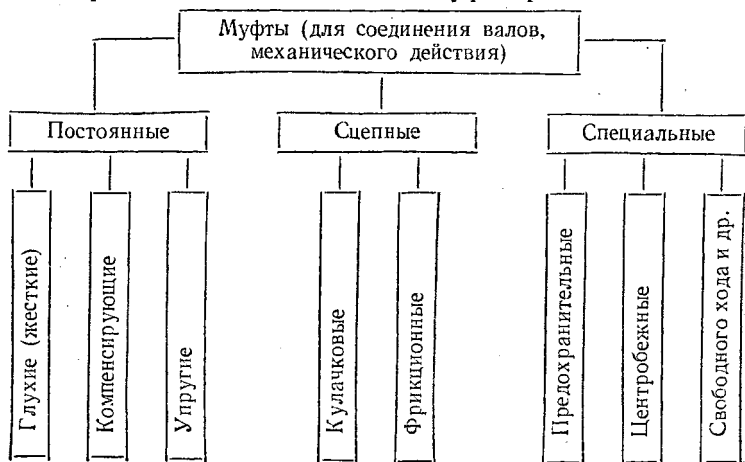


Рис. 118

Кроме того, муфты применяют для смягчения ударных нагрузок, соединения и разъединения валов во время работы машины, а также для передачи вращения только в одном направлении или только при заданных числах оборотов и т. д.

Краткая классификация муфт механического действия для соединения валов приведена на рис. 118. Как видно из этой упрощенной схемы муфты по назначению делятся на три основные группы:

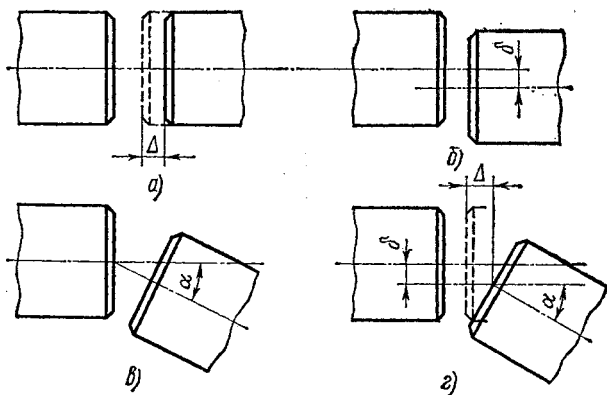


Рис. 119

а) постоянные, обеспечивающие постоянное соединение двух валов; б) сцепные, обеспечивающие соединение и разъединение двух валов в процессе работы машины без ее остановки и разборки; в) специальные, выполняющие ряд дополнительных функций, о которых было сказано выше.

Выбор того или иного типа муфты зависит от целого ряда факторов: назначения, конструкции, условий работы, взаимного расположения в пространстве соединяемых валов. Для определения режима муфты, который зависит от характера работы машины, расчет деталей муфты надо производить не по номинальному крутящему моменту M , а по расчетному M_p :

$$M_p = K_p \cdot M,$$

где K_p — коэффициент режима работы; он берется в пределах от 1,25 до 4,5:

транспортеры ленточные	$K_p = 1,25 \div 1,5$
» цепные	$K_p = 1,5 \div 2,0$
станки металлорежущие с непрерывным движением	$K_p = 1,25 \div 1,5$
станки металлорежущие с возвратно-поступательным движением	$K_p = 1,5 \div 2,5$
подъемные краны	$K_p = 3,0 \div 4,0$

В зависимости от конструкции узла и теплового режима работы, точности монтажа соединяемые муфтой концы валов могут иметь различную «несоосность»:

а) продольное смещение Δ от неточности монтажа или теплового удлинения валов (рис. 119, а);

б) радиальное смещение δ от неточности монтажа или неточности обработки (рис. 119, б);

в) угловое смещение α или перекося от неточности монтажа или прогиба вала (рис. 119, в).

На практике чаще всего получается комбинированное смещение валов (рис. 119, г).

Установив тип муфты, выбирают (по справочной литературе) ее размер по диаметрам соединяемых валов или по передаваемому крутящему моменту, затем рассчитывают прочность деталей муфты.

Постоянные муфты бывают трех типов:

1. Глухие или жесткие, которые применяют в тех случаях, когда составной вал должен работать как целый. Такие муфты требуют точного совпадения геометрических осей соединяемых валов, а несоосность, появившаяся в процессе работы, может вызвать изгиб вала и повреждение опор.

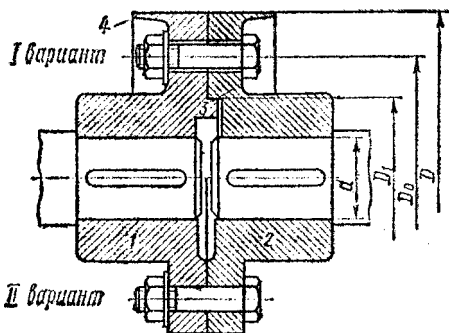


Рис. 120

Простейшая глухая жесткая муфта представляет собой втулку, насаженную с натягом на концы валов. Крутящий момент передается при помощи сегментных или призматических шпонок. Такая муфта называется втулочной. Размеры такой втулки рекомендуется выбирать по диаметру вала, а именно: длина втулки $l = (3,5 \div 4)d$; толщина стенки втулки $\delta = \frac{d}{3} + 1$ см. Затем предварительно выбранные размеры втулки проверяют расчетом на прочность (см. рис. 62).

Часто применяют фланцевую муфту. Эта муфта состоит из двух фланцевых полумуфт 1 и 2, посаженных на концы валов со шпонками (рис. 120). По конструкции различают фланцевые муфты с центрирующим выступом 3 (вариант I). Болты установлены в отверстия с зазором. Иногда соединяют фланцы полумуфт болтами, вставленными в развернутые отверстия без зазора (вариант II). Стержни этих болтов одновременно центрируют валы.

Учитывая правила техники безопасности, выступающие части болтов закрывают бортиками 4 (рис. 120, вариант I). В тех случаях, когда муфта имеет общее ограждение, бортики не делают.

Выбранные по справочнику размеры фланцевой муфты рассчитывают.

Если болты поставлены с зазором, то проводят расчет на растяжение по формуле

$$\sigma_p = \frac{1,3P_1}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p \text{ кг/см}^2,$$

где d_1 — внутренний диаметр резьбы болта, мм;
 P_1 — усилие, растягивающее один болт, кГ;

$$P_1 = \frac{2M_p}{D_0 \cdot z \cdot f},$$

где D_0 — диаметр окружности, проходящей через центры болтов мм;

z — число болтов;

f — коэффициент трения на торцах полумуфты ($f \approx 0,1$).

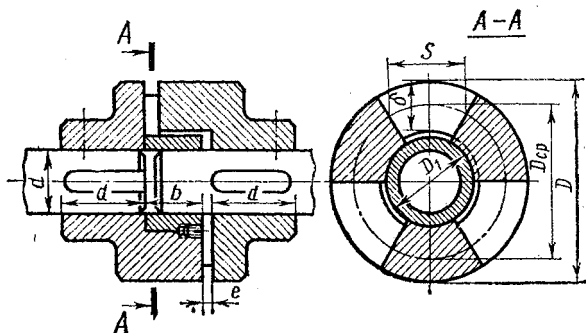


Рис. 121

Если болты поставлены в развернутые отверстия без зазора, то их рассчитывают на срез стержня по формуле

$$\tau_{ср} = \frac{2M_p}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot D_0 \cdot z} \leq [\tau]_{ср} \text{ кГ/см}^2,$$

где d — наружный диаметр стержня болта, мм.

Установка болтов без зазора позволяет уменьшить размеры муфт, но в этом случае выбирают болты из прочной стали, например Ст5, и допускаемое напряжение среза $[\tau]_{ср} = 400$ кГ/см². Фланцевые муфты изготовляют из чугуна, стального литья или стальной поковки.

2. Компенсирующие жесткие муфты. Компенсируют влияние несоосности валов за счет подвижности деталей жестких компенсирующих муфт. К компенсирующим жестким муфтам в первую очередь относится *кулачковая расширительная муфта*, показанная на рис. 121. Эта муфта компенсирует только продольное смещение валов. На торцевой поверхности одной полумуфты имеются три выступа (кулачка), свободно входящие в соответствующие впадины второй полумуфты. Для лучшего центрирования валов в левой полумуфте запрессованы втулки с наружным диаметром D_1 . Полумуфты изготовляют из чугуна марки СЧ18-36 или стального литья.

Основные размеры кулачковой муфты определяют из следующих соотношений:

наружный диаметр	$D \cong (2,5 \div 3,5) d$;
внутренний диаметр	$D_1 \cong 0,5D$;
длина ступицы	$a \cong (1,3 \div 1,5) d$;
длина кулачка	$b \cong 0,5a$;
зазор между полумуфтами	$e \cong 0,1d + (3 \div 5) \text{ мм.}$

Полученные размеры муфты затем проверяют по допустимому удельному давлению между опорными поверхностями кулачков:

$$p = \frac{2P_p \cdot K_H}{z \cdot (b - 2e) (D - D_1)} \leq [p],$$

где K_H — коэффициент неравномерности распределения нагрузки. При жестких валах и постоянном крутящем моменте $K_H = 1$;
 z — число кулачков (обычно $z = 3$).

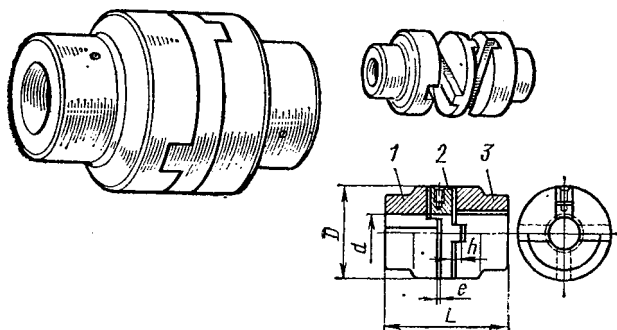


Рис. 122

Расчетное окружное усилие

$$P_p = \frac{2M_p}{D_{cp}} = \frac{4M_p}{D + D_1}.$$

Допускаемое давление для чугунных муфт: $[p] \leq 100 \text{ кг/см}^2$;
 для стальных $[p] \leq 200 \text{ кг/см}^2$.

Кулачково-дисковая плавающая муфта компенсирует радиальное (в пределах $0,04d$) и небольшое угловое (не более $30'$) смещение валов. Эта муфта (рис. 122) состоит из двух стальных полумуфт 1 и 3 с торцевыми пазами и среднего диска с двумя взаимно перпендикулярными выступами 2 на торцах. В процессе работы диск скользит по пазам, компенсируя несоосность валов. Эти муфты применяют при небольших числах оборотов ($n_{\max} \leq 250 \text{ об/мин}$) и небольших диаметрах соединяемых валов ($d \leq 100 \text{ мм}$).

Основные размеры муфт определяют по следующим зависимостям:

наружный диаметр	$D \cong (2,5 \div 3) d$;
длина	$L \cong (3,5 \div 4) d$;
размер выступа	$h \cong (0,3 - 0,45) d$;
зазор между диском и полумуфтой	$e \cong 0,5 - 1,5 \text{ мм.}$

Размеры выбранной муфты проверяют по допустимому давлению на поверхности выступов:

$$p_{\max} = \frac{12M_p}{h(2D+d)(D-d)} \ll [\rho],$$

где $[\rho] = 100 - 150 \text{ кг/см}^2$ для стальной, термически необработанной муфты; $[\rho] = 150 - 300 \text{ кг/см}^2$ для закаленной стальной муфты, работающей со смазкой.

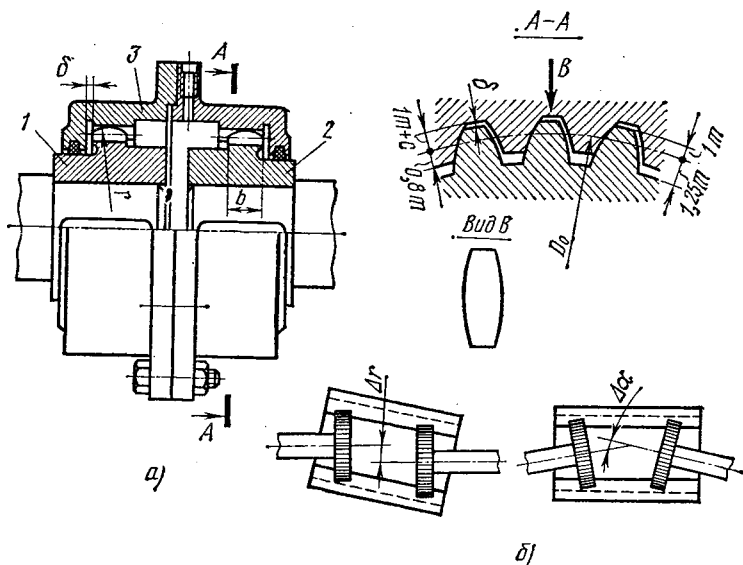


Рис. 123

Зубчатые муфты. компенсируют всевозможные смещения валов (продольное, радиальное, в пределах 1—8 мм и угловое $\alpha \leq 1^\circ$). Зубчатая муфта (рис. 123, а) состоит из двух полу муфт 1 и 2 с наружными зубьями и разъемной обоймы 3 с двумя рядами внутренних зубьев (рис. 123, б). Зубья имеют эвольвентный профиль с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$. Для компенсации несоосности валов зубья полу муфт обрабатывают по сфере с радиусом r , а края зубьев закругляют, как показано на рис. 123, б, вид В. Детали зубчатой муфты изготовляют из сталей 45, 45Х, 45Л. Зубья подвергают термообработке для уменьшения износа. ГОСТом предусмотрено применение зубчатых муфт для валов диаметром $d = 40 \div 180$ мм, для передачи расчетного момента $M_p = 71 \div 5000 \text{ кг} \cdot \text{м}$; наружный диаметр муфты $D = 170 \div 490$ мм, длина $L = 115 \div 365$ мм, ширина зуба $b = 12 \div 40$ мм, число зубьев $z = 30 \div 56$ и модуль $m = 1,5 - 6$ мм.

3. Упругие муфты не только компенсируют несоосность валов, но и смягчают толчки и удары за счет деформации упругого элемента. Различают муфты с неметаллическим упругим элементом (резина, кожа) и с металлическим упругим элементом (стальная

пружины). Рассмотрим наиболее распространенные муфты с резиновым упругим элементом.

Упругая втулочно-пальцевая муфта имеет самое широкое распространение в приводах электродвигателей с малыми и средними крутящими моментами. Полумуфты изготавливают из серого чугуна, а также из стали 30 или 35Л. Полумуфты насаживают на цилиндрические или конические концы валов. В одной полумуфте запрессованы стальные пальцы, изготовленные из стали 45, с надетыми

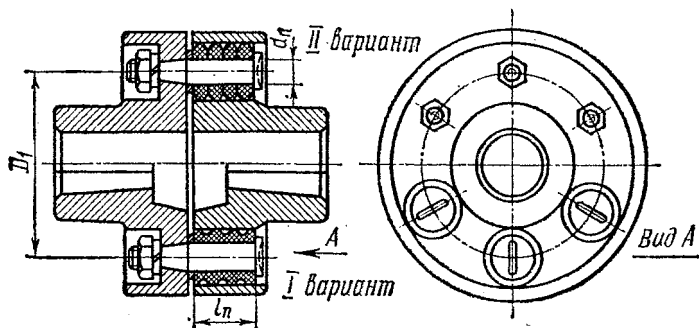


Рис. 124

на них резиновыми втулками (рис. 124, вариант Л), или кольца трапециевидального сечения (вариант И).

Деформация резиновых упругих элементов смягчает толчки и удары, но амортизирующая способность муфты незначительна. Такая муфта компенсирует радиальное смещение $\delta \approx 0,3 \div 0,6$ мм, угловое $\alpha < 1^\circ$ и небольшое осевое смещение валов. Можно изготавливать муфты с одним и тем же наружным диаметром, но разных диаметров расточек под вал и, следовательно, можно соединять валы разных диаметров. Втулочно-пальцевые муфты применяют для соединения валов $d = 16 \div 150$ мм; передаваемый расчетный момент $M_p = 3,2 \div 1500$ кг·м, наружный диаметр муфты $D = 90 \div 500$ мм, длина $L = 84 \div 515$ мм, диаметр окружности, проходящей через центр пальцев $D_1 = 58 \div 380$ мм, и число пальцев $z = 4 \div 10$.

Выбранные размеры муфты проверяют на прочность пальцев изгибу в опасном сечении (в месте закрепления пальца). Рассматриваем палец как балку, защемленную одним концом:

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{M_{\text{н}}}{W_{\text{н}}} = \frac{P_p \cdot \frac{l_{\text{п}}}{2}}{0,1 \cdot d_{\text{п}}^3},$$

где $l_{\text{п}}$, $d_{\text{п}}$ — длина и диаметр пальца;

P_p — расчетная окружная сила, передаваемая одним пальцем;

$$P_p = \frac{M_p}{\left(\frac{D_1}{2}\right) \cdot z} = \frac{2M_p}{D_1 \cdot z},$$

где D_1 — диаметр окружности расположения пальцев;
 z — число пальцев.

После подстановки значения P_p получим условие прочности пальца

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{10M_p \cdot l_{\text{п}}}{D_1 \cdot z \cdot d_{\text{п}}^3}$$

Допускаемое напряжение пальца на изгиб $[\sigma]_{\text{н}} = 800 \div 900 \text{ кг/см}^2$.
 Затем рассчитываем прочность резиновой втулки на смятие пальцем:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_p}{d_{\text{п}} \cdot l_{\text{в}}} = \frac{2M_p}{D_1 \cdot z \cdot d_{\text{п}} \cdot l_{\text{в}}} \ll [\sigma]_{\text{см}}$$

где $l_{\text{в}}$ — длина втулки;

$$[\sigma]_{\text{см}} = 18 \div 20 \text{ кг/см}^2 \text{ для резины.}$$

Сцепные или управляемые муфты. Сцепные муфты можно разделить на два основных вида: кулачковые и фрикционные.

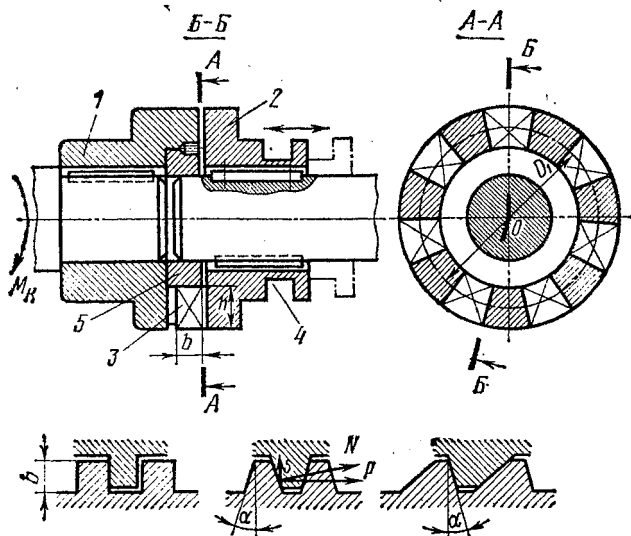


Рис. 125

Кулачковые муфты (рис. 125) состоят из левой полу муфты 1, насаженной на вал с призматической шпонкой с натягом, правая полу муфта 2 насажена на ведомый вал с призматической направляющей шпонкой по скользящей посадке. Правая полу муфта перемещается вдоль вала с помощью специального устройства — отводки. Вилку отводки размещают в пазу 4. На торцах обеих полу муфт сделаны выступы (кулачки) и впадины 3. Профиль кулачков может быть прямоугольным. Такой профиль затрудняет включение муфты и создает боковой зазор, вызывающий удар при реверсе. Трапециевидный профиль с углом $\alpha = 2 \div 5^\circ$ облегчает включение,

дает возможность реверса без удара. Односторонний трапецеидальный профиль делают у муфт, передающих одностороннее вращение. При трапецеидальном профиле возникает осевая сила S , которая стремится раздвинуть полу муфты и затрудняет включение.

Конструкция муфты и профили применяемых кулачков показаны на рис. 125. Для лучшего центрирования валов в левую полу муфту запрессовано направляющее кольцо 5 . Для уменьшения износа кулачков полу муфты делают из стали 20, 20Х с последующей цементацией и закалкой или из стали 40Х, 30ХН.

Кулачки проверяют по удельному давлению с учетом неравномерности распределения нагрузки между всеми кулачками (учитывают $\frac{2}{3}$ от числа кулачков):

$$p = \frac{3M_p}{D_1 \cdot z \cdot b \cdot h} \ll [p],$$

где D_1 — средний диаметр кулачков;

b, h — длина и высота кулачка;

z — число кулачков.

Для термообработанных кулачков допускаемое удельное давление

$[p] = 800 \div 1200$ кг/см² — при спокойном включении;

$[p] = 200 \div 300$ кг/см² — при включении на ходу.

Кулачковые муфты рекомендуется применять при небольших относительных скоростях вращения соединяемых валов ($v \ll 1$ м/сек).

Фрикционные муфты дают плавное безударное включение за счет пробуксовки поверхностей трения полу муфт. При регулировке на максимально допустимый крутящий момент фрикционная муфта может также служить и как предохранительное звено. Все фрикционные муфты в зависимости от формы их рабочих поверхностей можно разделить на три

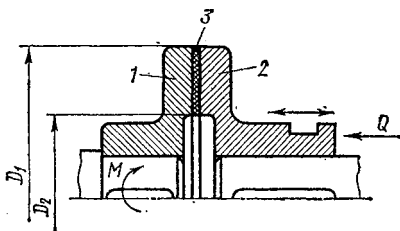


Рис. 126

группы: дисковые муфты (плоская поверхность); конические муфты (коническая поверхность); колодочные, ленточные и другие муфты (цилиндрическая поверхность).

Фрикционные муфты так же, как и кулачковые, не допускают несоосности валов.

Рассмотрим принципиальную схему дисковой муфты. Левая полу муфта 1 посажена с натягом на ведущий вал, ведомая полу муфта 2 может перемещаться по направляющей призматической шпонке вдоль ведомого вала (рис. 126). Для соединения валов необходимо к подвижной полу муфте приложить осевую силу Q , которая вызовет момент сил трения M_T :

$$M_T = Q \cdot f \cdot R_{cp},$$

где $Q \cdot f$ — сила трения;

f — коэффициент трения ($f=0,06 \div 0,35$ в зависимости от материала и наличия смазки);

$R_{\text{ср}} = \frac{D_1 - D_2}{4}$ — средний радиус рабочих поверхностей дисков, который приблизительно равен приведенному радиусу сил трения на этих поверхностях.

Момент сил трения возрастает с увеличением силы нажатия Q . При каком-то значении силы Q момент трения окажется равным передаваемому крутящему моменту, муфта замкнется, и оба вала будут вращаться с одним и тем же числом оборотов.

Усилие Q , необходимое для замыкания муфты, можно найти из уравнения

$$M_p = M_T = Q \cdot f \frac{D_1 + D_2}{4},$$

откуда

$$Q = \frac{M_p}{f \frac{D_1 + D_2}{4}}$$

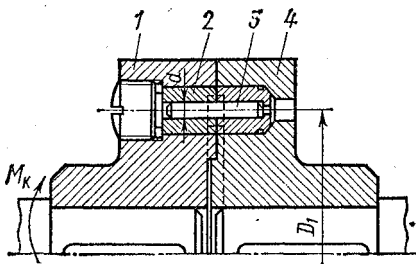


Рис. 127

Для уменьшения размеров фрикционной муфты и силы сжатия Q на рабочих поверхностях закрепляют накладки 3 (рис. 126) из прессованного асбеста, который значительно увеличивает коэффициент трения ($f=0,3 - 0,35$), или применяют многодисковые фрикционные муфты.

Специальные муфты предназначены для предохранения привода от перегрузок (поломок), передачи крутящего момента лишь в одном направлении, передачи крутящего момента при заданном числе оборотов и т. п.

Предохранительная муфта со срезным штифтом состоит из двух полумуфт 1 и 4, посаженных на валы с призматическими шпонками с натягом. Передача крутящего момента осуществляется через штифт 3 (рис. 127), который срезается при перегрузке. Для восстановления муфты штифт надо заменить. В целях предохранения от износа полумуфт штифт устанавливают в две закаленные втулки 2. Уравнение прочности штифта

$$M_p = z \frac{D_1}{2} \cdot \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_{\text{ср}},$$

где z — число штифтов (обычно равно 1 или 2);

D_1 — диаметр окружности центров штифтов;

d — диаметр штифта;

$[\tau]_{\text{ср}}$ — допускаемое напряжение на срез. Оно принимается равным временному сопротивлению при срезе.

Для стального закаленного штифта из Ст5 $[\tau]_{\text{ср}} = 4200 \text{ кг/см}^2$, следовательно, диаметр штифта

$$d = \sqrt{\frac{8M_p}{zD_1 \cdot \pi \cdot [\tau]_{\text{ср}}}} = \sqrt{\frac{M_p}{525 \pi z D_1}}, \text{ см.}$$

Центробежная муфта автоматически соединяет валы только тогда, когда число оборотов превысит некоторую заданную величину. Ее применяют для автоматического включения и выключения механизма при определенных числах оборотов, для разгона машины с большими маховыми массами и для повышения плавности пуска.

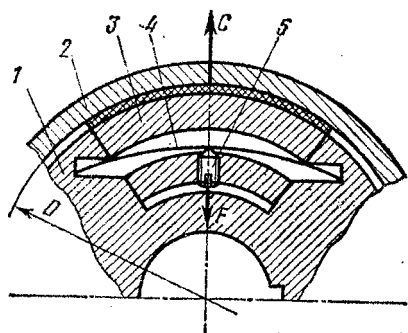


Рис. 128

Устройство центробежной муфты показано на рис. 128. При определенных числах оборотов полумуфты 1 возникает центробежная сила C , которая прижимает колодку 3 к барабану ведомой полумуфты 2. Этому препятствует сила F , возникающая от прогиба плоской пружины 4, отодвигающей колодку от барабана. Величину прогиба пружины и, следовательно, соответствующее число оборотов, при котором включится муфта, регулируют винтом 5. Для лучшего сцепления ведомой и ведущей полумуфт на колодке помещают фрикционный материал из прессованного асбеста.

препятствует сила F , возникающая от прогиба плоской пружины 4, отодвигающей колодку от барабана. Величину прогиба пружины и, следовательно, соответствующее число оборотов, при котором включится муфта, регулируют винтом 5. Для лучшего сцепления ведомой и ведущей полумуфт на колодке помещают фрикционный материал из прессованного асбеста.

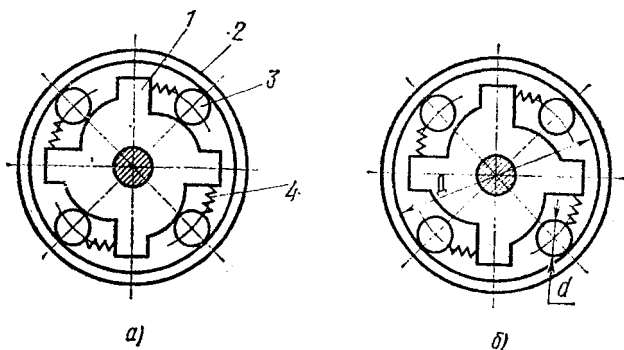


Рис. 129

Муфта свободного хода (обгонная) передает крутящий момент только в одном направлении и допускает свободное относительное вращение в противоположном направлении. Например, в велосипеде она передает вращение от педали через ведущий вал 1, через ролики 3 обойме 2 (рис. 129, а). При вращении ведущего вала 1 под действием пружины 4 ролики попадают в суженную часть выемки, заклиниваются и тем самым приводят во вращение обойму 2.

При обратном вращении, когда колесо вращается без педалей (рис. 129, б), ролики выкатываются в расширенное пространство и муфта отключается.

Диаметр и длину ролика для такой муфты можно ориентировочно выбрать по следующим зависимостям: $d_p \approx 0,125D$; $l = 1,5d_p$ (D — диаметр рабочей поверхности обоймы). Муфты свободного хода согласно нормалам машиностроения выпускают со следующими параметрами: $d = 10—90$ мм; допускаемый расчетный крутящий момент $M_p = 0,25 \div 77$ кг·м; число роликов $z = 3 \div 5$ и $D = 32 \div 200$ мм. Звездочки и обоймы изготовляют из высокоуглеродистой стали 40Х и калят до твердости 55—60 HRC, ролики из подшипниковой стали ШХ15.

Пример. Подобрать по нормали машиностроения МН2728-61 фланцевую жесткую муфту с защитным кольцом (рис. 120, вариант 1) и болтами, поставленными в отверстия с зазором. Муфта должна соединять валы привода ленточного транспортера. Условия работы:

передаваемая мощность	$N = 8$ л. с.;
число оборотов вала	$n = 960$ об/мин;
диаметр соединяемых валов	$d = 40$ мм.

Решение. 1) По нормалам подбираем муфту МФЗ-40 для вала $d = 40$ мм с четырьмя болтами М12. Диаметр по центрам болтов $D_0 = 125$ мм.

2) Определяем номинальный крутящий момент

$$M = 71\,620 \frac{N}{n} = 71\,620 \frac{8}{960} = 596 \text{ кг·см.}$$

3) Выбираем коэффициент режима работы для данного случая $K_p = 1,5$ и определяем расчетный момент $M_p = K_p \cdot M = 1,5 \cdot 596 = 895$ кг·см.

4) Определяем усилие, растягивающее один болт, предполагая, что муфта будет изготовлена из чугуна и коэффициент трения $f = 0,1$:

$$P_1 = \frac{2M_p}{D_0 \cdot z \cdot f} = \frac{2 \cdot 895}{125 \cdot 4 \cdot 0,1} = 354 \text{ кг.}$$

5) Проверяем напряжение растяжения в болте с учетом влияния кручения при затягивании муфты:

$$\sigma_p = \frac{1,3P_1}{\frac{\pi d_1^2}{4}} < [\sigma]_p$$

где d_1 — внутренний диаметр резьбы болта.

По табл. 33 находим для болта М12 $d_1 = 10,106$ мм. Допускаемое напряжение для болта из Ст3 при затягивании нетарированным ключом $[\sigma]_p \approx 650$ кг/см². Допускаемое напряжение для болтов М6—М16 из углеродистой стали (см. табл. 37) можно определить по следующей зависимости:

$$[\sigma]_p = (0,2 \div 0,25) \sigma_s; [\sigma]_p \approx 0,25 \cdot 2400 = 600 \text{ кг/см}^2.$$

Для Ст3 $\sigma_T = 2300 - 2500$ кг/см² (см. табл. 5). Подставляем значения и определяем прочность болтов

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 354}{\pi \cdot 1,01} = 585 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_p.$$

Следовательно, болты будут прочными.

Пример. Подобрать по нормальям машиностроения МН2096-64 и проверить упругую втулочно-пальцевую муфту для соединения электродвигателя с валом редуктора ленточного транспортера. Передаваемая мощность $N = 6,0$ л. с. и число оборотов $n = 1420$ об/мин. Материал пальцев сталь 45 с допускаемым напряжением изгибу $[\sigma]_{из} = 990$ кг/см². Допускаемое напряжение смятия для резиновых втулок $[\sigma]_{см} = 20$ кг/см².

Решение. 1) Определяем номинальный крутящий момент и подбираем муфту

$$M = 71\,620 \frac{N}{n} = \frac{71\,620 \cdot 6}{1420} = 302 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

2) Определяем расчетный момент, принимая коэффициент режима работы $K_p = 1,5$ для ленточных транспортеров,

$$M_p = K_p M = 1,5 \cdot 302 = 453 \text{ кг} \cdot \text{см} \approx 4,5 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

3) По таблицам нормали машиностроения МН2096-64 выбираем муфту, которая может передавать момент $M_p = 4,5$ кг·м. Такая муфта будет МУВП-22 с $M_p = 5,5$ кг·м. Размеры муфты (см. рис. 124): $D_1 = 56$ мм; $d_n = 10$ мм; $l_{вт} = 15$ мм; $l_n = 19$ мм; количество пальцев $z = 6$.

4) Проверяем прочность пальца на изгиб:

$$\sigma_{из} = \frac{10 \cdot M_p \cdot l_n}{D_1 \cdot z \cdot d_n^3} = \frac{10 \cdot 453 \cdot 1,9}{5,6 \cdot 6 \cdot 1,0^3} = 258 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_{из}.$$

5) Проверяем на смятие резиновые втулки:

$$\sigma_{см} = \frac{2M_p}{D_1 \cdot z \cdot d_n \cdot l_{вт}} = \frac{2 \cdot 453}{5,6 \cdot 6 \cdot 1,0 \cdot 1,5} = 18 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_{см}.$$

Муфта будет работать хорошо, так как действительные напряжения меньше допускаемых.

§ 20. ПРУЖИНЫ

Пружины — это упругие элементы, которые выполняют ответственные и сложные функции и применяются для обеспечения натяжения или нажатия в муфтах, тормозах, фрикционных передачах; аккумуляции энергии с последующим использованием пружины как двигателя (часовые пружины, ударные и подающие механизмы и пр.); амортизации ударов и виброизоляции (рессоры, амортизаторы, буферы и т. п.); возвратных перемещений клапанов, кулачковых механизмов; измерения усилий в динамометрах и других приборах.

Все пружины можно разделить по следующим признакам:
 а) по виду воспринимаемой нагрузки — пружины растяжения, сжатия, кручения и изгиба;

б) по конструктивной форме — пружины витые цилиндрические и фасонные, тарельчатые, листовые, плоские, спиральные и др.

Наибольшее распространение в машиностроении имеют витые цилиндрические пружины растяжения и сжатия из проволоки круглого сечения.

Конструкция и основные геометрические параметры. Пружины сжатия навивают с просветом между витками (рис. 130, а). Для большей устойчивости и создания опорной плоскости их крайние витки поджимают и шлифуют.

Пружины растяжения навивают без просвета между витками и даже с предварительным натяжением, крайние витки отгибают, образуя прицепы для соединения с другими деталями (рис. 130, б).

Пружины характеризуются следующими основными геометрическими параметрами (рис. 131, а): d — диаметр проволоки; D — сред-

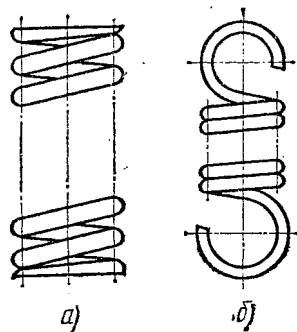


Рис. 130

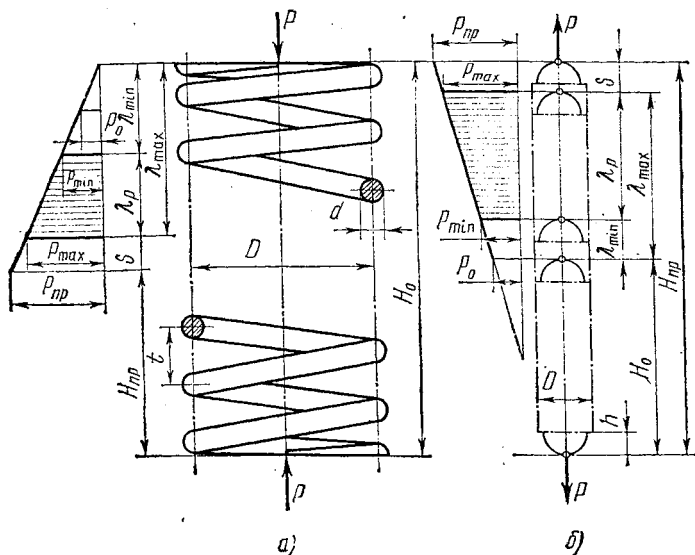


Рис. 131

ний диаметр пружины; $C = \frac{D}{d}$ — индекс (основная характеристика) пружины; t — шаг витков; H_0 — полная высота пружины (в свободном состоянии); i — число рабочих витков; i_0 — общее число витков.

Основные расчетные зависимости. В пружинах растяжения — сжатия поперечное сечение проволоки круглого сечения под действием растягивающей (сжимающей) силы P испытывает напряжение кручения.

Максимальное напряжение кручения

$$\tau_{\max} = K \frac{M_k}{W} = K \frac{8 \cdot P \cdot D}{\pi d^3} \leq [\tau]_{\text{кр}},$$

где K — поправочный коэффициент, учитывающий кривизну витков. Он зависит от индекса C

$C = \frac{D}{d}$ 4	5	6	8	10	12
K 1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

Осевая упругая деформация сжатия (растяжения) определяется по формуле

$$\lambda = \frac{8PD^3 \cdot t}{Gd^4},$$

где G — модуль упругости второго рода (для стали $G = 8 \cdot 10^3$ кг/мм²).

Практический расчет пружин. Для расчета или подбора пружины необходимо знать зависимость между осевым перемещением и нагрузкой или рабочую характеристику пружины.

На рис. 131, б, слева от пружины показана рабочая характеристика (эпюра в виде треугольника),

где λ_{\min} , λ_{\max} , λ_p — минимальная (предварительная), максимальная и рабочая деформация пружины;

P_{\min} , P_{\max} , $P_{\text{пр}}$ — минимальная (предварительная), максимальная и предельная (до посадки витка на виток в пружине сжатия) нагрузки пружины;

P_0 — сила предварительного натяжения;

H_0 — полная длина ненагруженной пружины;

$H_{\text{пр}}$ — предельная длина пружины по посадке витков у пружины сжатия и по прочности у пружин растяжения;

$S \approx (0,1 - 0,2) \lambda_{\max}$ — нерабочий ход пружины.

Для пружин сжатия

$$H_0 = H_{\text{пр}} + i(t - d);$$

$$H_{\text{пр}} = (i_0 - 0,5)d;$$

$$i = i_0 - (1,5 + 2);$$

$$t = d + \frac{(1,1 + 1,2) \lambda_{\max}}{i};$$

$$P_{\text{пр}} = (1,1 + 1,2) P_{\max}.$$

Для пружин растяжения (рис. 131, б)

$H_0 = id + 2h$; $h = (0,5 + 1)D$ — высота прицепа; $H_{\text{пр}} = H_0 + (1,1 + 1,2) \lambda_{\max}$.

Для построения рабочей характеристики пружины необходимо задаться величинами P_{\max} , P_{\min} , λ_p или P_{\max} , λ_p , жесткости $\frac{P}{\lambda}$, исходя из требований, предъявляемых конструкцией механизма.

Большое влияние на характеристику пружины имеет ее индекс $C = \frac{D}{d}$. Чем больше C , тем больше податливость пружины при одном и том же числе витков.

Рекомендуется выбирать C в зависимости от диаметра проволоки:

d , мм	до 2,5	3÷5	6÷12
C	5÷12	4÷10	4÷9

Диаметр проволоки определяем по формуле

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{K \cdot P_{\max} \cdot C}{[\tau]}}$$

Рабочее число витков

$$i = \frac{G d \lambda_{\max}}{8 C^3 P_{\max}}$$

При большом числе витков i пружину сжатия надо проверить на устойчивость. Если отношение $\frac{H_0}{D} > 3$, то пружину следует устанавливать на оправку или в стакан.

Длину заготовки проволоки определяют для пружин сжатия по формуле

$$l = \frac{\pi D i_0}{\cos \alpha}$$

где α — угол подъема витка пружины $\operatorname{tg} \alpha = \frac{l}{\pi D} \approx 6 \div 9^\circ$.

При определении длины заготовки для пружин растяжения добавляют длину проволоки прицепов.

Материалы и допускаемые напряжения. К материалу пружин предъявляют повышенные требования прочности и стабильности по времени. Материал пружин обязательно подвергается термообработке, а в особо ответственных случаях дополнительному упрочнению (наклепу, заневоливанию и т. п.).

Наиболее распространенным материалом для изготовления пружин является высокоуглеродистая и марганцовистая стали 65, 70, 75, 65Г по ГОСТ 1050—60, специальные кремнистые пружинные стали 55С2, 60С2, 70С3, хромованадиевые стали для пружин, работающих при высоких (до 400°С) температурах, никелькремнистые стали 60С2Н2А и др.

Для пружин, работающих в агрессивной среде, применяют цветные сплавы: кремнемарганцовистой бронзы КМц3-1 и оловянно-цинковой бронзы БрОЦ4-3 (см. табл. 48). Исходным полуфабрикатом для изготовления пружин служит проволока, лента или прутки из перечисленных выше сталей. Для навивки пружин часто применяют высокоуглеродистую стальную пружинную проволоку круглого сечения от 0,2 до 8 мм по ГОСТ 9389—60; ее подвергают специаль-

ной термообработке в расплавленном свинце (патетирование) и сильному наклепу при последующем волочении. Механические характеристики этой пружинной проволоки в значительной степени зависят от диаметра проволоки (табл. 47). Эта проволока бывает трех классов I, II и III.

ТАБЛИЦА 47

Механические свойства стальной углеродистой пружинной проволоки (ГОСТ 9389—60)

Диаметр проволоки, мм	σ_B , кг/мм ²		
	класс I	класс II	класс III
До 0,6	265—305	220—265	170—220
1,0	250—285	205—250	165—210
1,5	220—250	185—220	145—185
2,0	200—230	180—210	140—180
3,0	170—195	165—195	130—165
4,0	160—185	150—175	115—150
5,0	150—175	140—165	110—140
6,0	145—170	165—160	105—135
7,0	—	125—145	100—125
8,0	—	125—145	100—125

Допускаемые напряжения для пружинной углеродистой стальной проволоки определяем по следующей формуле:

$$[\tau] = \varphi_p \cdot \sigma_B$$

где σ_B — предел прочности при растяжении;

φ_p — коэффициент, зависящий от режима работы и ответственности пружины:

I группа $\varphi_p = 0,3$ — для ответственных пружин при переменной нагрузке (пружины, тормозов, клапанов);

II группа $\varphi_p = 0,4 \div 0,5$ — для ответственных статически нагруженных пружин (предохранительные и редукционные клапаны);

III группа $\varphi_p = 0,5 \div 0,6$ — для неответственных пружин (мебельных, дверных и т. п.).

Механические свойства пружинной бронзовой проволоки из бронзы БрКМц3-1 и БрОЦ4-3 зависят также от диаметра проволоки и примерно одинаковы для обеих бронз:

d , мм	0,1÷2,6	2,8÷4,2	4,5÷8,0	8,5÷10
σ_B , кг/мм ² . . .	90	85	83	78

Допускаемые напряжения для других материалов, из которых изготавливаются пружины, можно определить по табл. 48.

Пример расчета пружины. Рассчитать пружину (рис. 131, а) упругой муфты для следующих режимов работы: $P_{\max} = 250$ кг; $P_{\min} = 60$ кг; $\lambda_p = 5$ мм. Нагрузка переменная.

Допускаемые предельные напряжения для витых пружин

Материал	d, мм	[τ] _{пр} , кг/мм ²		
		I группа	II группа	III группа
60С2 и 60С2Н2А	5—42	40	75	75
50ХФА	5—42	40	75	—
4Х13	1—42	30	45	—
БрКМц3-1	0,3—10	0,3	0,5	—
БрОЦ4-3	0,3—10	0,2	0,4	—

Решение. 1) Выбираем материал и допускаемое напряжение. По табл. 48 выбираем сталь 60С2 с предельным допускаемым напряжением для I группы [τ]_{пр} = 40 кг/мм².

2) Находим величину предельной нагрузки $P_{пр} = 1,2 \cdot P_{max} = 1,2 \times \times 250 = 300$ кг; при этом допускаемое напряжение

$$[\tau] = \frac{[\tau]_{пр}}{1,2} = \frac{40}{1,2} = 33,4 \text{ кг/мм}^2.$$

3) Задаемся индексом пружины C и по нему определяем коэффициент кривизны.

Принимаем $C = \frac{D}{d} = 5$, тогда $K = 1,29$.

4) Определяем диаметр проволоки:

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{K \cdot P_{max} \cdot C}{[\tau]}} = 1,6 \sqrt{\frac{1,29 \cdot 250 \cdot 5}{33,4}} \approx 11 \text{ мм.}$$

5) Находим средний диаметр пружины $D = d \cdot C = 11 \cdot 5 = 55$ мм.

6) Определяем максимальную деформацию пружины (см. характеристику пружины рис. 131, а).

$$\lambda_{max} = \lambda_p \frac{P_{max}}{P_{max} - P_{min}} = 5 \frac{250}{250 - 60} = 6,56 \text{ мм.}$$

7) Определяем число рабочих витков пружины, принимая модуль упругости второго рода $G = 8 \cdot 10^3$ кг/мм²,

$$i = \frac{G \cdot d \cdot \lambda_{max}}{8 \cdot C^3 \cdot P_{max}} = \frac{8000 \cdot 11 \cdot 6,56}{8 \cdot 5^3 \cdot 250} = 2,3.$$

8) Находим полное число витков (на подгибку и сошлифовку составляем 1,7 витка)

$$i_0 = i + 1,7 = 2,3 + 1,7 = 4.$$

9) Определяем шаг витков

$$t = d + \frac{1,2 \lambda_{max}}{i} = 11 + \frac{1,2 \cdot 6,56}{2,3} = 14,4 \text{ мм.}$$

10) Находим предельную высоту пружины при полной осадке витков

$$H_{пр} = (i_0 - 0,5) d = (4 - 0,5) \cdot 11 = 38,5 \text{ мм.}$$

11) Полная высота пружины в ненагруженном состоянии

$$H_0 = H_{\text{пр}} + i(t - d) = 38,5 + 2,3(14,4 - 11) = 46,3 \text{ мм.}$$

12) Проверяем устойчивость пружины

$$\frac{H_0}{D} = \frac{46,3}{55} = 0,85 < 3 \text{ — устойчивость обеспечена.}$$

13) Определяем угол подъема витков пружины

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{\pi D} = \frac{14,4}{3,14 \cdot 55} = 0,0835, \text{ откуда } \alpha \approx 5^\circ.$$

14) Находим длину заготовки

$$l = \frac{\pi D i_0}{\cos \alpha} = \frac{3,14 \cdot 55 \cdot 4}{0,995} \cong 700 \text{ мм.}$$

15) Проверяем действительное касательное напряжение кручения:

$$\tau = K \frac{8P_{\text{max}} D}{\pi d^3} = 1,29 \frac{8 \cdot 250 \cdot 55}{3,14 \cdot 11^3} \cong 34,2 \text{ кГ/мм}^2 < [\tau]_{\text{пр.}}$$

Пружина будет прочная, так как $\tau < [\tau]_{\text{пр.}}$

ПЕРЕДАЧИ

§ 21. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Устройства, которые позволяют передавать усилия от двигателя к исполнительному механизму, в машиностроении принято называть передачами. Только в некоторых случаях можно обойтись без передач, например, когда вал электродвигателя соединен непосредственно с валом центробежного насоса. Необходимость передач между двигателем и исполнительным механизмом связана с решением целого ряда задач, таких как изменение или регулирование числа оборотов, преобразование движения вращательного в поступательное (или наоборот), увеличение крутящего момента и т. д.

В машиностроении широко применяют механические, электрические, пневматические и гидравлические передачи. Мы рассмотрим только механические передачи общего назначения.

Все механические передачи можно классифицировать по следующим признакам:

а) по принципу действия на передачи, основанные на использовании трения (фрикционные и ременные);

передачи, основанные на использовании зацеплений (зубчатые, червячные, винтовые, цепные);

б) по характеру изменения скорости — на понижающие (редукторы); повышающие (мультипликаторы).

В зависимости от устройства передачи отношение угловой скорости или числа оборотов ведущего (входного) вала и ведомого (выходного вала) может быть постоянным или изменяться регулированием в определенных пределах по ступенчатому (коробка скоростей) или плавному бесступенчатому (вариаторы) закону;

в) по взаимному расположению в пространстве различают передачи между параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися валами; по характеру движения валов на простые, у которых валы вращаются вокруг своих осей; планетарные, у которых оси и сидящие на них детали перемещаются в пространстве вокруг некоторых неподвижных осей, как планеты;

г) по числу отдельных передач, одновременно участвующих в передаче, скомпонованных в виде одного узла на одноступенчатые, многоступенчатые (двух, трех и т. д.), состоящие из нескольких последовательно расположенных одноступенчатых;

д) по конструктивному оформлению на открытые, не имеющие общего закрывающего их корпуса; полузакрытые, смонтированные

подобно открытым, но имеющие легкий защитный кожух; закрытые, заключенные в общий прочный и жесткий корпус, в котором установлены подшипники; этот корпус часто используют в качестве масляной ванны для смазки и охлаждения передачи, он хорошо защищает передачу от загрязнения. Закрытые передачи применяют для наиболее нагруженных быстроходных передач.

Основные характеристики передач. Мощность на входе N_1 и на выходе N_2 передачи.

Быстроходность, которая выражается угловой скоростью или числом оборотов в минуту на входе n_1 и на выходе n_2 .

Коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{N_2}{N_1},$$

где N_1 — мощность на ведущем валу;

N_2 — мощность на ведомом валу.

К. п. д. зависит от вида передачи:

фрикционная — $\eta = 0,7 \div 0,92$
 плоскоремennая — $\eta = 0,92 \div 0,98$
 клиноремennая — $\eta = 0,87 \div 0,97$
 зубчатая:
 с прямозубыми колесами — $\eta = 0,92 \div 0,99$
 с косозубыми колесами — $\eta = 0,94 \div 0,99$
 червячная передача — $\eta = 0,1 \div 0,98$
 цепная передача — $\eta = 0,94 \div 0,98$

Передаточное число для одноступенчатой передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2},$$

для многоступенчатой передачи с количеством ступеней n передаточное число будет равно произведению всех ступеней передачи: $i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots i_n$, и, соответственно, к. п. д. многоступенчатой передачи $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n$.

Мощность на колесе (шкиве)

$$N = \frac{Pv}{102}, \text{ кВт},$$

где P — окружная сила, кгГ;

v — окружная скорость, м/сек.

Крутящий момент

$$M_{кр} = 97\,400 \frac{N}{n} \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где N — мощность, кВт;

n — число оборотов в минуту.

Крутящий момент на ведомом валу

$$M_2 = M \cdot i \cdot \eta,$$

где i — передаточное число;

η — к. п. д. передачи и ее опор.

Окружная скорость

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot 1000} \text{ м/сек,}$$

где D — диаметр, мм;

n — число оборотов в минуту.

§ 22. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Фрикционная передача основана на использовании сил трения, которые возникают в месте контакта двух гладких катков (ведущего I и ведомого II), прижимаемых друг к другу силой Q (рис. 132). При этом необходимо, чтобы сила трения между катками F была больше или равна окружному усилию P :

$$F \geq P; F = Qf,$$

где P — окружное усилие;

F — сила трения между катками;

Q — сила, сжимающая катки;

f — коэффициент трения между катками.

Для фрикционных передач коэффициент трения зависит от материала катков и наличия смазки:

при работе стали по стали в масле $f \approx 0,04 \div 0,05$;

стали по стали или чугуну без смазки $f \approx 0,15 \div 0,20$;

стали по текстолиту или фибре без смазки $f \approx 0,20 \div 0,30$.

Если окружное усилие будет больше силы трения, фрикционная передача будет пробуксовывать, а катки сильно изнашиваться.

Классификация и применение фрикционных передач. Все фрикционные передачи можно разделить на две основные группы:

а) передачи с постоянным передаточным числом, которые, как правило, применяют только для приборов, где требуется плавность движения, бесшумность работы, безударное включение на ходу и т. п. Как силовые передачи их применяют редко, и то для передачи небольших крутящих моментов;

б) передачи с регулируемым передаточным числом или вариаторы, которые позволяют в определенных пределах плавно и непрерывно (бесступенчато) изменять передаточное число. Такие передачи-вариаторы широко применяют в тех случаях, когда требуется бесступенчатое регулирование скоростей.

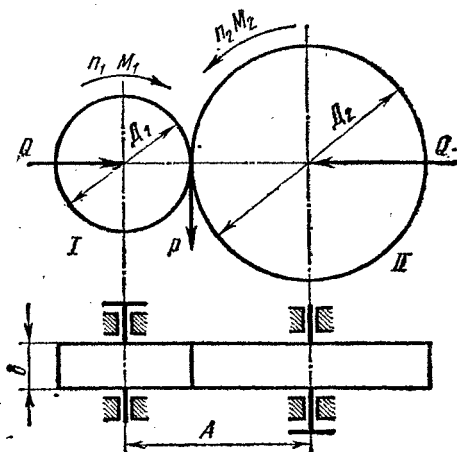


Рис. 132

Преимуществом фрикционных передач является: простота конструкции; безударность, плавность и бесшумность работы; наиболее точное обеспечение мгновенного значения передаточного числа; возможность плавного бесступенчатого изменения передаточного числа; предохранение от поломок при случайной перегрузке в связи с возможностью проскальзывания катков. Недостатки фрикционных передач: ограниченная величина передаваемой мощности (до 10 кВт); большая нагрузка на валы и их опоры от сил сжатия катков Q ;

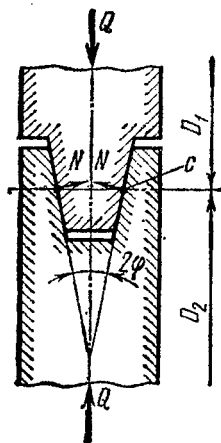


Рис. 133

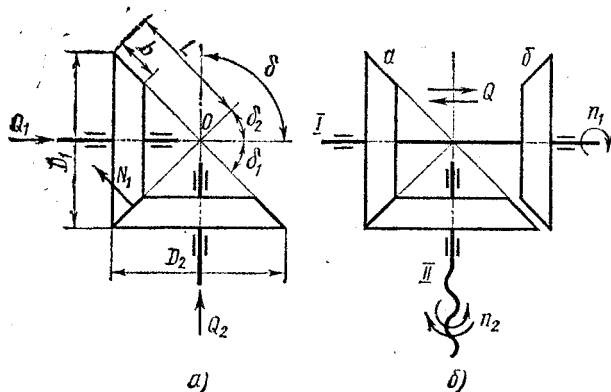


Рис. 134

повышенный износ катков, вызывающий шум при работе; сравнительно низкий коэффициент полезного действия ($\eta \approx 0,7 \div 0,92$). Фрикционные передачи не могут осуществлять жесткую кинематическую связь, в связи с чем неприменимы в конструкциях, не допускающих накопления ошибок взаимного положения валов.

Фрикционные передачи с постоянным передаточным числом. Эти передачи разделяются на передачи между параллельными валами (цилиндрическими катками, рис. 132); клинчатыми катками (рис. 133); а также передачи между пересекающимися валами с коническими катками (рис. 134).

Катки фрикционных передач изготовляют из материалов, которые должны обеспечивать поверхностную прочность и износоустойчивость, а также обладать возможно большим коэффициентом трения.

Применяют катки, изготовленные из закаленной стали при работе в масле или без смазки; или из стали (чугуна) и пластмассы (текстолита, фибры). Такая передача работает без смазки.

Фрикционная передача гладкими цилиндрическими катками. Передача состоит из двух гладких цилиндрических катков диаметром D_1 и D_2 , закрепленных на параллельных валах, у которых подшипники ведомого катка укреплены неподвижно, а ведущего могут перемещаться в направляющих для пружинятия катков силой Q (см. рис. 132).

Передаточное число такой передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_2(1-\varepsilon)},$$

где $\varepsilon \approx 0,01 \div 0,03$ — коэффициент проскальзывания.

Сила, прижимающая катки для передачи окружного усилия P ,

$$Q = K \frac{P}{f},$$

где K — коэффициент запаса сцепления; для силовых фрикционных передач $K = 1,25 \div 1,5$, для фрикционных передач в приборах K достигает 3. Большая величина силы Q является основным фактором, ограничивающим применение фрикционной передачи с цилиндрическими катками. Это наглядно видно из приведенного ниже примера.

Если принять $f = 0,1$, а $K = 1,5$, то

$$Q = K \frac{P}{f} = 1,5 \cdot \frac{P}{0,1} = 15P,$$

тогда как в зубчатых передачах нагрузка в зацеплении $\approx P$.

В фрикционных передачах наблюдаются следующие виды разрушений рабочих поверхностей катков: усталостное выкрашивание (при работе со смазкой), износ (при работе без смазки), задиры поверхности при работе с большими нагрузками и скоростями. Все эти разрушения зависят от величины напряжений в месте контакта.

Величину контактных напряжений при контакте по линии (цилиндрические и конические катки) определяют по формуле

$$\sigma_{\kappa} = 0,418 \sqrt{\frac{q E_{\text{нр}}}{\rho_{\text{нр}}}} \leq [\sigma_{\kappa}],$$

нагрузка на единицу длины контактной линии

$$\rho = \frac{Q}{b} \text{ кГ/см},$$

где b — ширина катка, см.

Приведенный модуль упругости $E_{\text{нр}}$ определяется по формуле

$$E_{\text{нр}} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{(E_1 + E_2)} \text{ кГ/см}^2,$$

где E_1 и E_2 — модули упругости материалов ведущего и ведомого катков, кГ/см²;

$$\rho_{\text{нр}} = \frac{R_1 \cdot R_2}{(R_1 + R_2)} \text{ см},$$

где R_1 и R_2 — радиусы ведущего и ведомого катков, см.

Величина допустимых контактных напряжений может быть принята:

для закаленной стали до 60HRC и хорошей смазки $[\sigma_{\kappa}] \approx 6000 \div 8000$ кГ/см²;

для текстолита при работе без смазки $[\sigma_{\kappa}] \approx 800 \div 1000$ кГ/см².

Рекомендуется следующий порядок проектного расчета фрикционной передачи цилиндрическими роликами.

- 1) Выбираем материал для ведущего и ведомого катков.
- 2) Определяем межосевое расстояние A :

$$A = (i + 1) \sqrt[3]{\frac{12\,500 E_{\text{пр}} \cdot K \cdot Q}{[\sigma]_k^2 \cdot i \cdot f \cdot \psi_A \cdot n_1}} \text{ см,}$$

где $\psi_A = \frac{b}{A} = 0,25 \div 0,6$ — коэффициент ширины катка;

b — длина образующей катка. Большие значения ψ_A принимают при точном изготовлении и жестких валах.

- 3) Определяем диаметры и ширину катков

$$D_1 = \frac{2A}{i+1}; \quad D_2 = D_1(1 - \varepsilon)i;$$

$$b = \psi_A A.$$

Фрикционная передача клинчатыми катками. Уменьшение усилия прижатия катков может быть достигнуто применением клинчатых катков (см. рис. 133).

При сжатии клинчатых катков на конических поверхностях возникают нормальные силы N . Для передачи окружного усилия P необходимо создать нормальное давление

$$N = K \frac{P}{2 \cdot f \cdot z},$$

где z — число желобов (обычно z не более пяти).

Полное радиальное усилие на катке, т. е. сила нажатия Q_k клинчатого катка будет равна сумме проекций сил на линию центров катков:

$$Q_k = 2N \cdot z \cdot \sin \varphi = K \frac{P}{f} \sin \varphi = K \frac{P}{f'},$$

где приведенный коэффициент трения $f' = \frac{f}{\sin \varphi}$. Поскольку f' больше f , то $Q_k < Q$, т. е. требуемая сила нажатия в передачах с клинчатыми катками меньше соответствующей силы в передачах с гладкими цилиндрическими катками. Так, например, при $\varphi = 15^\circ$ $f' = 3,9f$ и $Q_k = 0,26Q$.

Недостатком клинчатых катков являются большие потери на трение и значительный износ рабочих поверхностей, поэтому клинчатые фрикционные передачи применяют только при передаче небольших мощностей.

Фрикционная передача коническими роликами. Для фрикционной передачи между двумя пересекающимися осями применяют два конических ролика (см. рис. 134, а), закрепленных на валах. Угол δ между осями этих валов чаще всего равен 90° .

Передаточное число без учета проскальзывания для конической передачи

$$i \approx \frac{D_2}{D_1}.$$

По рис. 134, а находим $D_1 = 2L \sin \delta_1$, а $D_2 = 2L \sin \delta_2$ (L — длина образующей конуса), тогда

$$i \approx \frac{D_2}{D_1} = \frac{2L \sin \delta_2}{2L \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1},$$

а при $\delta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$; $i = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$.

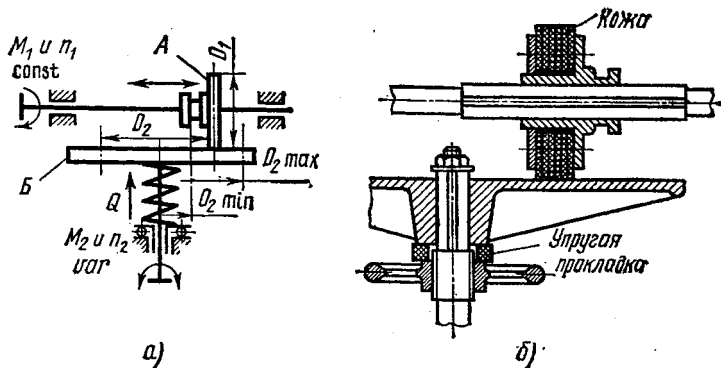


Рис. 135

Величины сил Q_1 и Q_2 , сжимающих конические катки, можно определить из уравнения:

$$K \cdot P = f \cdot N_1 = f \frac{Q_1}{\sin \delta_1} \quad \text{и} \quad KP = f \frac{Q_2}{\sin \delta_2}.$$

При увеличении передаточного числа уменьшается Q_1 и увеличивается Q_2 , поэтому прижимное устройство лучше устанавливать на ведущем валу.

Реверсивная фрикционная передача коническими роликами. Изменение направления вращения (реверс) ведомого вертикального вала II при постоянном направлении вращения ведущего горизонтального вала I можно осуществить с помощью конической фрикционной передачи (рис. 134, б). На ведущем валу I закреплены два конических катка а и б, которые вместе с валом могут перемещаться под действием силы Q вправо или влево. Если сила Q будет направлена влево, то к ведомому катку будет прижиматься ведущий каток б и вращение ведомого вала II будет направлено против часовой стрелки.

Фрикционная передача с регулируемым передаточным числом (вариатор). Схема простейшего лобового вариатора показана на рис. 135, а, где ведущий ролик А может перемещаться по направляющей призматической шпонке вдоль ведущего вала, вращающегося

с постоянным числом оборотов n (направление вращения показано стрелкой). Сила Q , прижимая к ведущему ролику A ролик B , заставляет вращаться ведомый вал за счет возникающей силы трения. Число оборотов ведомого вала n_2 будет зависеть от отношения постоянного диаметра ведущего ролика D_1 к изменяющемуся диаметру окружности контакта с ведомым роликом D_2 , который меняется в зависимости от положения ведущего ролика от $D_{2\min}$ до $D_{2\max}$.

Без учета проскальзывания передаточное отношение будет: минимальное

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} \approx \frac{D_{2\min}}{D_1};$$

максимальное

$$i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} \approx \frac{D_{2\max}}{D_1}.$$

Отношение $D = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}$ — диа-

пазон регулирования, являю-

щийся главной характеристи-

кой лобового вариатора. Теоретически для лобового вариатора D_{\min} может быть равен «0» и при дальнейшем перемещении ролика A ведомый диск B начнет вращаться в противоположную сторону.

Практически из-за повышения износа при малом D_2 и резком снижении к. п. д. диапазон регулирования лобового вариатора

$$D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{D_{2\max}}{D_{2\min}} \leq 3.$$

На рис. 135, б показана конструкция лобового вариатора с кожаным ведущим роликом. Сила прижатия диска к ролику осуществляется маховичком.

Расчет регулируемой фрикционной передачи проводится также как и передачи цилиндрическими катками (см. справочную литературу).

Вариатор с двумя конусами и промежуточным роликом показан схематически на рис. 136. На двух горизонтальных валах I и II насажены одинаковые конусы с конусностью, направленной в противоположные стороны. Между конусами на наклонной оси свободно вращается ролик. Этот ролик может перемещаться вдоль образующей конуса; при вращении маховичком винт I перемещает гайку 2 (ось ролика), плавно изменяя радиусы контакта x_1 и x_2 . Пружина 3 прижимает конус к ролику с усилием Q .

Передаточное число такого вариатора при данном положении промежуточного ролика будет:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{x_2}{x_1}.$$

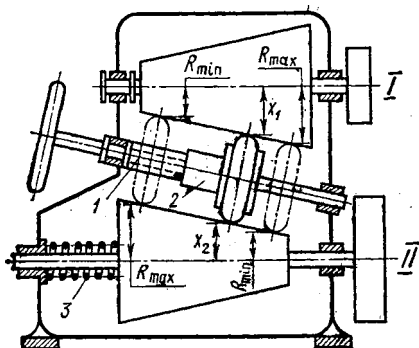


Рис. 136

Диапазон регулирования вариатора будет зависеть от R_{\min} и R_{\max} или

$$D = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \left(\frac{R_{\max}}{R_{\min}} \right)^2.$$

В современном машиностроении применяют также торový вариатор, разработанный в ЦНИИТМАШ. Плавное изменение числа оборотов ведомого вала II (рис. 137, б) осуществляется поворотом

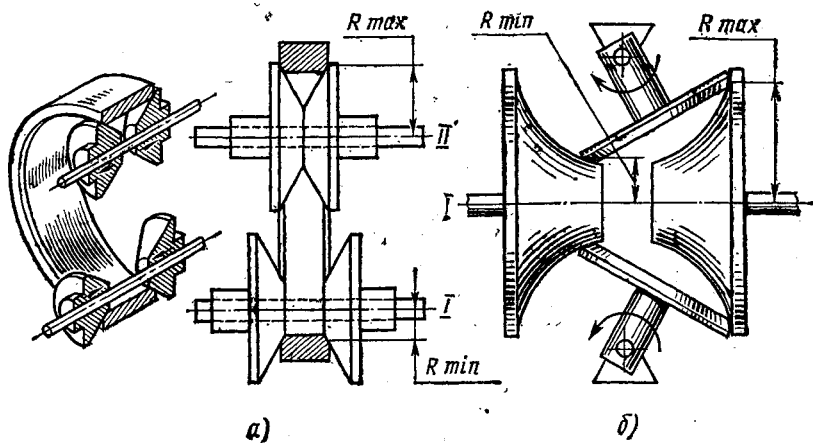


Рис. 137

роликов (показано стрелками), при этом радиусы контакта на торовой поверхности ведущей и ведомой чашки изменяются от R_{\max} до R_{\min} .

Вариатор с раздвижными конусами (рис. 137, а) плавно изменяет число оборотов ведомого вала II в зависимости от радиуса контакта жесткого кольца с раздвижными конусами. При этом радиусы контакта также могут плавно изменяться в пределах от R_{\max} до R_{\min} .

§ 23. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Общие понятия. Ременные передачи являются разновидностью фрикционных передач и осуществляются гибкой связью — приводным ремнем.

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи бывают: плоскоремные (рис. 138, а), клиноремные (рис. 138, б) и круглоремные (рис. 138, в).

Наибольшее распространение получили плоскоремные и клиноремные передачи. Круглые ремни применяют в основном в приборостроении, машинах домашнего обихода, в швейных машинах.

Ременная передача широко применяется из-за ряда специфических особенностей, например, по сравнению с наиболее распространенными зубчатыми передачами.

Основные преимущества ременной передачи: возможность передачи мощности на значительное расстояние — до 15 м и более; плавность и бесшумность работы; отсутствие резких колебаний нагрузок за счет упругой вытяги ремня; предохранение механизмов от перегрузки за счет возможного проскальзывания ремня; простота конструкции и эксплуатации; возможность различного расположения валов в пространстве.

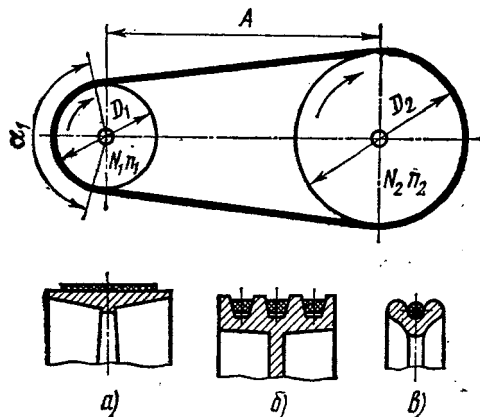


Рис. 138

К недостаткам таких передач относятся: большие размеры таких передач, непостоянство передаточного числа из-за скольжения ремня; повышенная нагрузка на валы и их опоры вследствие необходимости обеспечить предварительное натяжение ремня; низкая долговечность ремней (в пределах 1000÷5000 ч).

Типы ремней. Ремни должны отвечать следующим требованиям: высокая тяговая способность, т. е. высокая сцепляемость с поверхностью шкива без пробуксовывания; достаточная прочность; долговечность и износоустойчивость; невысокая стоимость; небольшая упругость при перегибах.

В зависимости от условий работы применяют приводные плоские ремни, изготовленные из различных материалов.

Кожанные ремни изготовляют из хребтовой кожи крупного рогатого скота. Размеры ремней даны в табл. 49.

ТАБЛИЦА 49

Ремни кожаные, размеры, мм

Ширина ремня	Толщина ремней	
	•двухрядных	двухрядных
20, 25, 30	3,0—3,5	—
(35), 40, (45), 50	3,5—4,0	—
60, 70, (75), 80	4,0—4,5	—
(85), 90, (95), 100, (115)	4,5—5,0	7,5—8,0
125, 150	5,0—5,5	9,0—9,5
175, 200, 225, 250, (275), 300	5,5—6,0	9,5—10,0

Примечание. Размеры, указанные в скобках, по возможности не применять

Кожанные ремни рекомендуются для передачи переменной нагрузки со значительными колебаниями и частыми переключениями. Допускают кратковременную перегрузку на 40÷50%. Кожанные ремни из-за высокой стоимости имеют ограниченное применение.

Прорезиненные ремни применяют для передачи широкого диапазона мощностей при спокойной нагрузке; при резких колебаниях нагрузки пробуксовывают. При работе в среде, содержащей пары нефтепродуктов, ремни расслаиваются.

Согласно ГОСТ 101—54 прорезиненные ремни изготовляют трех типов:

тип А — нарезные из многослойной прорезиненной ткани (рекомендуются при скорости $v \geq 20$ м/сек);

тип Б — плоскозавернутые ремни (рекомендуются для тяжелых условий работы при скорости $v \leq 20$ м/сек);

тип В — спиральнозавернутые (рекомендуются для небольших нагрузок при скорости $v \leq 15$ м/сек).

Размеры прорезиненных ремней указаны в табл. 50.

ТАБЛИЦА 50

Ремни прорезиненные (ГОСТ 101—54), размеры, мм

А		Б		В	
Ширина ремня	Число прокладок	Ширина ремня	Число прокладок	Ширина ремня	Число прокладок
20, 25, 30, 40, 45, 50, 60, (65), 70, 75	3—5	20, 25, 30, 40, 45	2	20, 25, 30, 40	3
80, 85, 90, 100 (115), (120), 125,	3—6	—	—	50, 60, (65), 70, 75	3—5
150, (175), 200, (225), 250	4—6	150, 200, 250	4—6	80, 85, 90, 100	3—6
250, (275), 300, (350), 400, 450	4—8	250, 300	4—8	125, 150, 200, 250	4—6
500	5—8	375, 400, 425, 450	5—8	250, 300	4—8
	5—9	500	5—9	375, 400, 425, 450	5—8
				500	5—9

Примечания:

1. Число прокладок указано для ремней, изготовленных из ткани (бельтинга) марки Б-820.

2. Толщина одной прокладки с резиновой прослойкой $\delta = 1,5$ мм, без резиновой прослойки $\delta = 1,25$ мм. Ремни типа А имеют резиновые прослойки; типа Б изготовляют как с резиновыми прослойками, так и без них; типа В не имеют резиновых прослоек.

3. Размеры, указанные в скобках, по возможности не применять.

Хлопчатобумажные тканые ремни допускают значительные колебания нагрузки, но их не рекомендуется применять в сырых помещениях. Такие ремни применяют для передачи небольших и средних мощностей при скорости ремня $v \leq 20$ м/сек. Размеры выпускаемых по ГОСТ 6982—54 хлопчатобумажных ремней указаны в табл. 51.

ТАБЛИЦА 51

Ремни хлопчатобумажные тканые (ГОСТ 6982—54), размеры, мм

Ширина ремня	Толщина ремня	Количество слоев
30, 40, 50, 60, 75, 100	4,5	4
30, 40, 50, 60, 75, 90, 100, 115, 125, 150, 175	6,5	6
50, 75, 90, 100, 115, 125, 150, 175, 200, 225, 250	8,5	8

Шерстяные тканые ремни упруги, допускают резкие колебания нагрузки и значительную кратковременную перегрузку на $40 \div 50\%$, устойчивы в сырых помещениях и в парах кислот и щелочей. Стойкость сравнительно высока; применяют для передачи малых и средних мощностей. Изготавливают шерстяные ремни согласно ГОСТ НКТП 3157 многослойными; размеры ремней даны в табл. 52.

ТАБЛИЦА 52

Ремни шерстяные (ГОСТ НКТП 3157), размеры, мм

Ширина ремня	Толщина	Количество слоев
50, 60, 75, 90	6	3
100, 115, 125, 150, 175	9	4
200, 225, 250, 300, 350, 400	11	5

Плоские ремни для быстроходных передач изготавливаются бесконечными (замкнутыми), что значительно улучшает качество передачи, но применение таких ремней ограничено из-за сложности изготовления.

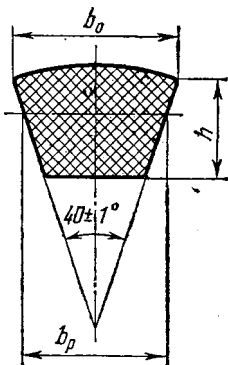


Рис. 139

Клиновые ремни (рис. 139) имеют трапецидальную форму поперечного сечения. Они бывают семи типов и отличаются между собой возрастающими размерами поперечного сечения (тип О, А, Б, В до Е). Эти ремни состоят из текстильного прорезиненного корда (крученая нить большой прочности из хлопчатобумажного или искусственного волокна), расположенного по центру тяжести ремня, или из обрезиненного кордового шнура. Чаще всего применяют ремни кордотканые, а для ответственных передач с малыми шкивами — кордошнуровые. Клиновые ремни изготавливают бесконечными.

При этом за расчетную длину L принимают длину линии, проходящую через центр тяжести сечения ремня.

Размеры клиновых ремней приведены в табл. 53.

Шкивы. Ременный шкив состоит из обода, несущего ремень, ступицы, монтируемой на вал со шпонкой, и спиц или диска, соединяющего обод со ступицей. Форма рабочей поверхности обода определяется видом ремня.

Для плоских ремней поверхность обода шкива должна иметь цилиндрическую форму, а для центрирования ремня поверхность одного из шкивов делают выпуклой.

Конструкция шкива показана на рис. 140.

В зависимости от окружной скорости шкивы изготавливают из серого чугуна СЧ12-28 или СЧ21-40 (при $v \leq 30$ м/сек); из стального литья 25Л и 40Л (при $v = 30 \div 45$ м/сек) и из легированной стали или дюралюминия (при $v > 45$ м/сек).

Клиновые ремни (ГОСТ 1284—68)

Тип ремня	Размеры, мм			F, мм ²	Расчетная длина ремня L, мм		Наименьший расчетный диаметр шкива D _{мин} , мм
	b ₀	h	b _p		наименьшая	наибольшая	
О	10	6	8,5	47	400	2500	63
А	13	8	11,0	81	560	4000	90
Б	17	10,5	14,0	138	800	6300	125
В	22	13,5	19,0	230	1800	10 000	200
Г	32	19	27,0	476	3150	15 000	315
Д	38	23,5	32,0	692	4500	18 000	500
Е	50	30	42,0	1170	6300	18 000	800

Примечание. b₀ — ширина большего основания ремня; b_p — расчетная ширина ремня.

Стандартный ряд длин L: 400, (425), 450, (475), 500, (530), 560, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3150, (3350), 3550, (3750), 4000, (4250), 4500, (4750), 5000, (5300), 5600, (6000), 6300, (6700), 7100, (7500), 8000, (8500), 9000, (9500), 10 000, (10 600), 11 200, (11 800), 12 500, (13 200), 14 000, (15 000), 16 000, (17 000), 18 000. По возможности размеры, указанные в скобках, не применять.

Диаметры шкивов и ширина обода приведены в табл. 54.

ТАБЛИЦА 54

Диаметры и ширина обода шкивов, мм (ОСТ—1655)

Диаметр	Ширина обода, B	Стрела выпуклости, y	При ширине ремня, e
50, 63, 80, 90, 100, 112, 125	40	1,0	30
	50	1,0	40
140, 160, 180, 200, 225, 250	60	1,0	50
	70	1,5	60
280, 320, 360, 400, 550, 500	85	1,5	(70), 75
560, 630, 710, 800, 900, 1000	100	1,5	80, 85, 90
1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000	125	2,0	100

При проектировании чугунных шкивов (рис. 140) размеры выбирают, исходя из следующих зависимостей:

толщина обода $S = 0,005D + (3 \div 5)$ мм;

утолщение (ребро жесткости) $e = S + 0,02B$;

наружный диаметр ступицы $d_1 = (1,8 \div 2) d$; (d — диаметр вала, мм);

длина ступицы $L = (1,5 \div 2) d$, но не более B ;

число спиц $z \approx 0,15 \sqrt{D}$.

При малых диаметрах ($D \leq 300$ мм) шкивы отливают без спиц со сплошным диском; толщина диска $\delta = (1,2 \div 1,5) S$. Эллиптическое сечение спиц определяют из условия прочности спицы на изгиб, принимая $[\sigma]_{из} = 300$ кг/см² для чугуна и учитывая при этом, что

Шкивы для клиновых ремней (ГОСТ 1284—68), размеры, мм (рис. 141)

Тип ремня	h_0	H	t	b_1	K	r	D	b	D	b	D	b	D	b
О	2,5	10	12	8	5,5	0,5	63—71	10	80—100	10,1	112—160	10,2	112—160	10,3
А	3,5	12,5	16	10	6	1,0	90—112	13,1	125—160	13,3	180—400	13,4	180—400	13,5
Б	5	16	20	12,5	7,5	1,0	125—160	17,0	180—224	17,2	250—500	17,4	250—500	17,6
В	6	21	26	17	10	1,5	200	22,7	224—315	22,9	355—630	23,1	355—630	23,3
Г	8,5	28,5	37,5	24	12	2,0	—	—	315—450	32,5	500—900	32,8	500—900	33,2
Д	10	34	44,5	29	15	2,0	—	—	500—560	38,5	630—1120	38,9	630—1120	39,3
Е	12,5	43	58	38	18	2,5	—	—	—	—	800—1400	50,6	800—1400	51,1

угол φ°

34°

36°

38°

40°

Примечание. Расчетный диаметр шкива D — диаметр окружности, проходящей через центр тяжести сечения ремня.
 Диаметры D , установленные ГОСТ 1284—68: 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, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3350, 4000.

крутящий момент будут передавать $\frac{1}{3}$ всего числа спиц и, если $a=0,4h$, то большая ось эллипса

$$h = \sqrt[3]{\frac{PD}{8 \cdot z}}$$

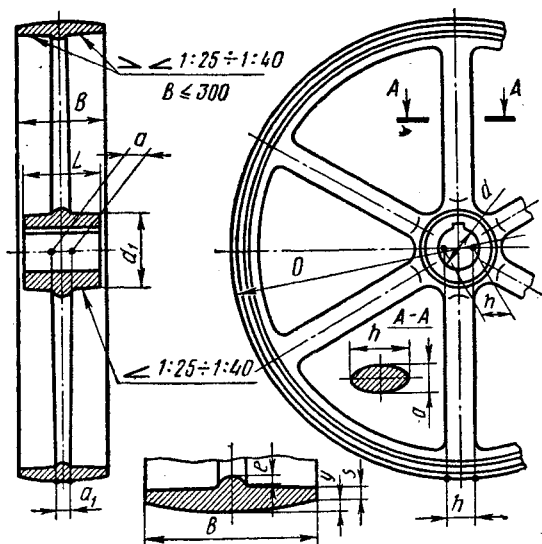


Рис. 140

Размер сечения спиц у обода будет несколько меньше и $a_1=0,8a$; $h_1=0,8h$.

Для клиновых ремней шкивы изготовляют обычно из серого чугуна СЧ15-32 при окружной скорости $v \leq 25$ м/сек, или из алюминиевых сплавов АЛ3. Размеры спиц и ступицы определяют так же, как и для плоскоременной передачи, а размеры обода делают с клиновыми желобами, размеры которых приведены в табл. 55 (рис. 141).

Наружный диаметр шкива $D_n = D + 2h_0$, где D — расчетный диаметр. Внутренний диаметр желоба $D_{вн} = D_n - 2H$.

Ширина обода $B = (z - 1)t + 2b_1$, где z — число ремней.

Плоскоременная передача. Существуют плоскоременные передачи: открытые, с параллельными валами, вращающимися в одинаковом направлении (рис. 142, а). Этот вид передачи имеет наибольшее распространение; перекрестные с параллельными валами, вращающимися

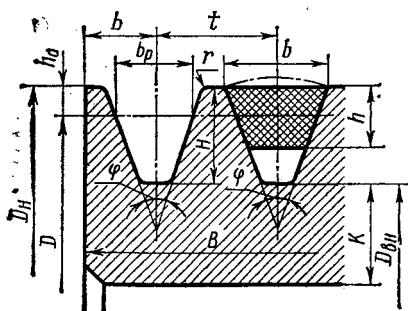


Рис. 141

в противоположных направлениях. Эти передачи имеют ограниченное применение из-за повышенного износа ремней (рис. 142, б); полуперекрестные с перекрещивающимися валами, вращающимися в одинаковом направлении (рис. 142, в); угловые с пересекающимися ва-

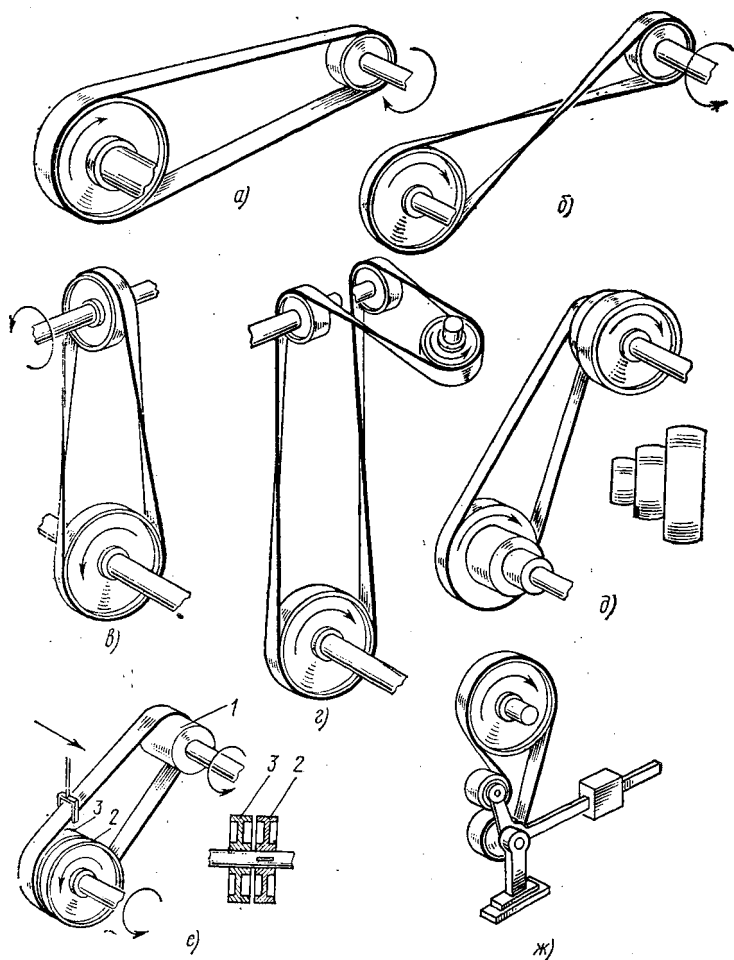


Рис. 142

лами, вращающимися в одинаковом направлении (рис. 142, в); со ступенчатыми шкивами, позволяющими изменять число оборотов ведомого вала при постоянном числе оборотов ведущего вала (рис. 142, д). Для изменения числа оборотов ведомого вала надо ремень переставить на другую пару шкивов; с холостым шкивом, позволяющим остановить ведомый вал при вращающемся ведущем вале (рис. 142, е). На ведущем валу посажен на шпонке широкий шкив 1, а на ведомом валу два шкива. Один из них посажен на

шпонке, а второй шкив 3 свободно вращается на валу (холостой шкив).

Ведомый вал будет вращаться, когда набегающая ветвь ремня вилкой на ходу будет перемещена на шкив 2. Остановка ведомого вала осуществляется при обратном перемещении ремня на холодной шкив;

передачи с натяжным роликом, обеспечивающим автоматическую натяжку ремня по мере его вытягивания (рис. 142, ж).

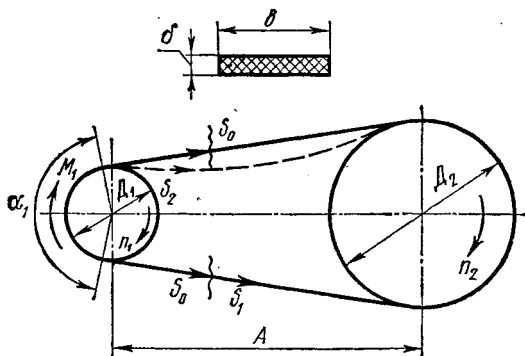


Рис. 143

Основные расчетные зависимости. На рис. 143 показана открытая плоскоремennая передача.

Диаметр меньшего шкива D_1 предварительно рассчитываем по формуле проф. М. А. Саверина

$$D_1 \approx (1150 \div 1350) \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} \text{ мм.}$$

Диаметр большого шкива D_2 находим по формуле

$$D_2 = D_1 \cdot i (1 - \varepsilon),$$

где ε — коэффициент скольжения.

Полученные размеры шкивов округляют до стандартного диаметра (см. табл. 54).

Угол α между радиусами, проведенными через точки касания ветвей ремня и окружности шкива, называется углом обхвата. Величина угла обхвата на ведущем малом шкиве определяется по формуле:

$$\alpha_1^0 \approx 180^\circ - \frac{D_{\max} - D_{\min}}{A} \cdot 60^\circ \geq 150^\circ,$$

где A — межосевое расстояние.

Межосевое расстояние A выбираем из условия долговечности ремня с учетом окружной скорости $A \geq 0,07v$, или по диаметрам шкивов $A = (1,5 \div 2)(D_1 + D_2)$.

Ветвь ремня, набегающая на ведущий шкив (на рис. 143, нижняя), называется ведущей, а ветвь, набегающая на ведомый шкив, — ведомой.

Длина ремня (геометрическая) определяется по формуле

$$L \approx 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$$

Окружная скорость на ведущем и ведомом шкивах

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} \text{ м/сек}; \quad v_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60 \cdot 1000} \text{ м/сек.}$$

Если не учитывать скольжение, то приближенно $v_1 \approx v_2$, тогда передаточное число

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

Практически всегда имеется упругое скольжение ремня по ободу шкива, тогда с учетом коэффициента скольжения ε получим

$$i = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}$$

Нельзя смешивать понятие упругого скольжения с вредным скольжением, вызванным перегрузкой (буксованием).

Для прорезиненных и текстильных ремней $\varepsilon \approx 0,01$, для кожаных $\varepsilon \approx 0,015$.

Ремень надет на шкивы с предварительным натягом, вызывающим напряжение в поперечном сечении ремня $\sigma_0 = 18 \text{ кг/см}^2$.

Если передача не нагружена, т. е. шкивы вращаются вхолостую, то усилие в обеих ветвях будет одинаково $S_0 = \sigma_0 \cdot b \cdot \delta \text{ кг}$, где b — ширина ремня, δ — толщина ремня, см.

При приложении окружной силы P усилие ведущей ветви возрастает до S_1 , а ведомой ветви уменьшится до S_2 . При этом $S_1 + S_2 = 2S_0$.

Разность $S_1 - S_2 = P$ (P — полезное окружное усилие, приложенное к ободу ведомого шкива и обеспечивающее его вращение), тогда

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2};$$

$$S_2 = S_0 - \frac{P}{2}.$$

Как видно из рис. 143, ведомая ветвь ремня менее натянута и провисает (штриховая линия).

Усилие, нагружающее вал,

$$Q \approx 2S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}.$$

Значение K_0 и $\frac{\delta}{D_{\min}}$ для приводных ремней

Ремень	K_0 . кг/мм ²	$\frac{\delta}{D_{\min}}$ рекомендуе- мое	$\frac{\delta}{D_{\min}}$ наибольшее допустимое
Кожаный	$0,29-3,0 \frac{\delta}{D_{\min}}$	$\frac{1}{35}$	$\frac{1}{25}$
Прорезиненный	$0,25-1,0 \frac{\delta}{D_{\min}}$	$\frac{1}{40}$	$\frac{1}{30}$
Хлопчатобумажный тка- ный	$0,21-0,15 \frac{\delta}{D_{\min}}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{25}$
Шерстяной тканый	$0,18-0,14 \frac{\delta}{D_{\min}}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{25}$

Требуемое сечение ремня $b\delta$ определяют расчетом по тяговой способности (на основании кривых скольжения), которая должна обеспечить передачу ремнем заданной нагрузки без буксования:

$$b\delta \geq \frac{P}{[K]},$$

где P — окружное усилие, кг; $P = \frac{102N}{v}$;

$[K]$ — допускаемое полезное напряжение:

$$[K] = K_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4,$$

где K_0 — оптимальное значение удельного окружного усилия, полученного экспериментом при горизонтальном расположении открытой передачи, спокойной постоянной нагрузке, скорости $v = 10$ м/сек и $\alpha_1 = 180^\circ$.

Значение K_0 для ремней разных типов дано в табл. 56. Отношение $\frac{\delta}{D_{\min}}$ определяет величину изгибающих напряжений в ремне, появляющихся при огибании малого шкива.

Коэффициент, учитывающий влияние на работоспособность передачи угла обхвата малого шкива, $C_1 = 1,0 - 0,003(180^\circ - \alpha_1)$. Его можно также определить по приведенной зависимости:

Угол обхвата α , град. . .	120	130	140	150	160	170	180
Коэффициент C_1	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0

Коэффициент, учитывающий влияние скорости ремня на работоспособность передачи, $C_2 = 1,04 - 0,0004v^2$. Кроме того, коэффициент C_2 можно найти по приведенной зависимости:

Скорость ремня v , м/сек .	1	5	10	15	20	25	30
Коэффициент C_2	1,04	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68

Коэффициент режима работы и динамичности работы C_3 . Значение коэффициента C_3 приведено в табл. 57.

ТАБЛИЦА 57

Коэффициент режима и динамичности работы

Характер нагрузки	Тип машины	C_3
Равномерная, пусковая нагрузка до 120 % от нормальной	Электрические генераторы, вентиляторы, центробежные насосы и компрессоры, ленточные транспортеры, токарные, сверлильные, шлифовальные станки	1,0
Умеренные колебания нагрузки, пусковая нагрузка до 150 % от нормальной	Поршневые насосы и компрессоры с тремя и больше цилиндрами, пластинчатые транспортеры, станки-автоматы, фрезерные станки	0,9
Значительные колебания нагрузки, пусковая нагрузка до 200 % от нормальной	Реверсивные приводы, станки строгальные и долбежные, поршневые насосы и компрессоры с одним или двумя цилиндрами, транспортеры винтовые и скребковые, элеваторы, винтовые и эксцентриковые прессы с относительно тяжелыми маховиками	0,8
Весьма неравномерная, ударная нагрузка, пусковая нагрузка до 300 % от нормальной	Подъемники, экскаваторы, драги, винтовые и эксцентриковые прессы с относительно легкими маховиками, ножицы, молоты, бегуны, мельницы	0,7

Примечание. При работе механизмов в две смены C_3 снижают на 0,1, а при трехсменной работе на 0,2.

Коэффициент, зависящий от угла β^0 наклона передачи (линии, соединяющей центры шкивов) к горизонту C_4 , можно определить для открытой передачи по следующей зависимости:

β^0	0—60°	60°—80°	80°—90°
C_4	1,0	0,9	0,8

Долговечность ремня проверяется по числу пробегов U ремня в секунду по формуле

$$U = \frac{v}{L} \leq 5 \frac{1}{\text{сек}}$$

Если длина ремня выбрана по формуле долговечности, то межосевое расстояние A определяют по следующей формуле:

$$A = \frac{2L - \pi(D_1 + D_2) \sqrt{[2L - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \text{ мм.}$$

Пример расчета плоскоремненной передачи. Спроектировать плоскоремненную передачу 2 для привода редуктора 3 ленточного транспортера 4 от электродвигателя 1 (рис. 144) по следующим данным: передаваемая мощность $N_1 = 4,5$ кВт; число оборотов $n_1 = 960$ об/мин; передаточное число ремненной передачи $i \approx 3$; расположение передачи — горизонтальное; работа спокойная, без резких колебаний нагрузки, в одну смену.

Расчет. 1) По условиям работы передачи выбираем тип (материал) ремня. Принимаем предварительно наиболее распространенный недефицитный прорезиненный ремень типа В.

2) Определяем диаметр меньшего шкива

$$D_1 = (1150 \div 1350) \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} = (1150 \div 1350) \sqrt[3]{\frac{4,5}{960}} = (192 \div 225) \text{ мм.}$$

Округляем полученное значение до ближайшего меньшего стандартного диаметра (см. табл. 54); принимаем $D_1 = 200$ мм.

3) Определяем диаметр ведомого (большого) шкива, принимая коэффициент скольжения $\varepsilon = 0,01$,

$$D_2 = D_1 i (1 - \varepsilon) = 200 \cdot 3 (1 - 0,01) = 594 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до ближайшего меньшего стандартного диаметра; принимаем $D_2 = 560$ мм.

4) Уточняем фактическое передаточное число

$$i = \frac{D_2}{D_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{560}{200 (1 - 0,01)} = 2,83.$$

Определяем расхождение фактического передаточного числа и заданного:

$$\Delta i = \frac{3 - 2,83}{3} = 0,05 (5\%).$$

Это допустимо, так как для передач общего назначения возможно отклонение в пределах $\Delta i = \pm (3 \div 5)\%$.

При отклонении от заданного передаточного числа значительно больше $\pm 5\%$ необходимо подобрать другие размеры шкивов.

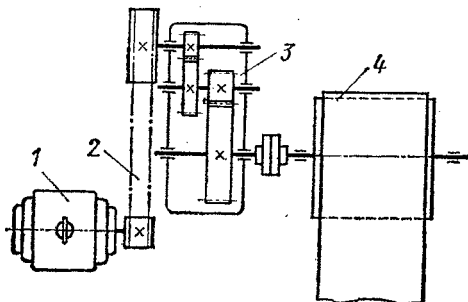


Рис. 144

Рис. 144

5) Выбираем межосевое расстояние A :

$$A = 1,5(D_1 + D_2) = 1,5(200 + 560) = 1140 \text{ мм.}$$

6) Определяем геометрическую длину ремня (без учета провисания и припуска для сшива):

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} = \\ = 2 \cdot 1140 + \frac{3,14}{2}(200 + 560) + \frac{(560 - 200)^2}{4 \cdot 1140} \cong 3500 \text{ мм.}$$

7) Определяем угол обхвата на ведущем шкиве:

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - 60^\circ \frac{D_2 - D_1}{A} = 180^\circ - 60^\circ \frac{560 - 200}{1140} = 161^\circ.$$

Это допустимо, так как $\alpha_{1 \min} = 150^\circ$.

8) Находим коэффициент C_1 , зависящий от α_1 ,

$$C_1 = 1,0 - 0,003(180^\circ - \alpha_1) = 1,0 - 0,003(180 - 161) = 0,94.$$

9) Определяем скорость ремня

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 10 \text{ м/сек.}$$

Предварительно выбранный прорезиненный ремень типа В пригоден, так как он допускает скорость до 15 м/сек.

10) Определяем коэффициент скорости ремня

$$C_2 = 1,04 - 0,0004v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 10^2 \cong 1,0.$$

11) Определяем коэффициент режима работы C_3 по табл. 57. Принимаем $C_3 = 1,0$.

12) Находим коэффициент C_4 , зависящий от угла наклона передачи. Для данного случая $C_4 = 1,0$, так как передача должна быть горизонтальной.

13) Задаваясь отношением толщины ремня к диаметру меньшего шкива (для прорезиненного ремня по табл. 56 рекомендуется)

$$\frac{\delta}{D_1} = \frac{1}{40},$$

определяем оптимальное значение удельного окружного усилия

$$K_0 = 0,25 - 1,0 \frac{1}{40} = 0,225 \text{ кг/мм}^2.$$

14) Определяем допускаемое полезное напряжение

$$[K] = K_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 = 0,225 \cdot 0,94 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,214 \text{ кг/мм}^2.$$

15) Находим окружное усилие

$$P = \frac{102N}{v} = \frac{102 \cdot 4,5}{10} = 45 \text{ кг.}$$

16) Определяем требуемую площадь ремня по формуле:

$$F = \delta b = \frac{P}{[K]} = \frac{45}{0,214} = 220 \text{ мм}^2.$$

17) По табл. 50 подбираем размеры прорезиненного ремня типа В. Если выбрать ремень с числом прокладок три, при толщине одного слоя $= 1,25$ мм, то общая толщина ремня $\delta = 1,25 \cdot 3 = 3,75$ мм.

Определяем фактическое отношение толщины ремня к диаметру меньшего шкива

$$\frac{\delta}{D_1} = \frac{3,75}{200} = \frac{1}{53} < \frac{1}{40}.$$

Тогда расчетная (требуемая) ширина ремня будет

$$b = \frac{F}{\delta} = \frac{220}{3,75} = 58,6 \text{ мм}.$$

Полученную величину округляем до стандартной по табл. 50. Принимаем $b = 60$ мм; фактическая площадь сечения ремня

$$F = b\delta = 3,75 \cdot 60 = 225 \text{ мм}^2 = 2,25 \text{ см}^2.$$

18) Рассчитываем натяжение ветвей ремня, принимая напряжение от предварительного натяжения $\sigma_0 = 18$ кг/см². Предварительное натяжение

$$S_0 = \sigma_0 b \delta = 18 \cdot 2,25 = 40,5 \text{ кг}.$$

Натяжение ведущей ветви при передаче окружного усилия P :

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2} = 40,5 + \frac{45}{2} = 63 \text{ кг}.$$

Натяжение ведомой ветви

$$S_2 = S_0 - \frac{P}{2} = 40,5 - \frac{45}{2} = 18 \text{ кг}.$$

19) Находим величину усилия, нагружающего вал:

$$Q \approx 2 \cdot S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 40,5 \sin \frac{161^\circ}{2} = 88,6 \text{ кг}.$$

20) Окончательно определяем размеры ведущего и ведомого шкивов. Шкивы будем отливать из серого чугуна марки СЧ 15-32, так как скорость ремня невелика ($v = 10$ м/сек). Ширину обода (см. рис. 140) шкива выбираем по табл. 54 в зависимости от ширины ремня. При $b = 60$ мм, $B = 70$ мм, а стрела выпуклости для одного из шкивов $y = 1,5$ мм.

Толщина обода

$$S = 0,005 D_1 + 3 \text{ мм} = 0,005 \cdot 200 + 3 = 4 \text{ мм}.$$

Утолщение (ребро жесткости)

$$e = S + 0,02 B = 4 + 0,02 \cdot 70 = 5,5 \text{ мм}.$$

Так как ведущий шкив $D_1 < 300$ мм, то его делают без спиц. Толщина диска

$$\delta = (1,2 \div 1,5) S = (1,2 \div 1,5) \cdot 4 = (4,8 \div 6,0) \text{ мм};$$

принимаем $\delta = 6$ мм.

Для уменьшения веса шкива и удобства его транспортировки в диске делаем 6 отверстий $\varnothing 25$ мм.

Размеры ступицы:

$$d_1 = (1,8 \div 2) d = 1,8 \cdot 38 = 70 \text{ мм.}$$

Для асинхронного двигателя типа АО2-51-6 с $N = 5$ кВт и $n = 960$ об/мин диаметр вала d_b равен 38 мм.

Длина ступицы

$$L = (1,5 \div 2) d_b = 1,7 \cdot 38 = 65 \text{ мм.}$$

Число спиц ведомого шкива

$$z = 0,15 \sqrt{D} = 0,15 \sqrt{560} = 3,6;$$

принимаем $z = 4$.

Большая ось эллиптического сечения спицы при расчете на изгиб ($[\sigma]_{\text{из}} = 300$ кг/мм²):

$$h = \sqrt[3]{\frac{PD_2}{8 \cdot z}} = \sqrt[3]{\frac{45 \cdot 56}{8 \cdot 4}} = 4,3 \text{ см.}$$

Принимаем

$$h = 43 \text{ мм}; a = 0,4h = 0,4 \cdot 43 = 17,5 \text{ мм.}$$

Принимаем

$$a = 18 \text{ мм.}$$

Размеры h_1 и a_1 , отнесенные к ободу шкива, находим из следующих соотношений:

$$h_1 = 0,8h = 0,8 \cdot 43 = 34,4 \text{ мм};$$

принимаем

$$h_1 = 35 \text{ мм.}$$

$$a_1 = 0,8 a = 0,8 \cdot 18 = 14,4 \text{ мм};$$

принимаем

$$a_1 = 15 \text{ мм.}$$

Толщина обода у края ведомого шкива

$$S_2 = 0,005D_2 + 3 \text{ мм} = 0,005 \cdot 560 + 3 \text{ мм} \approx 6 \text{ мм.}$$

Утолщение (ребро жесткости)

$$e = S + 0,02B = 6 + 0,02 \cdot 70 = 7,5 \text{ мм.}$$

Диаметр и длину ступицы ведомого шкива определяют после нахождения размеров ведомого вала.

Клиноременная передача. Основными преимуществами клиноременной передачи по сравнению с плоскоременной являются:

а) возможность получения больших передаточных чисел (до 7, а иногда и до 10);

б) наименьшие и наибольшие межосевые расстояния

$$A_{\min} = 0,55 (D_1 + D_2) + h,$$

где h — толщина ремня;

$$A_{\max} = 2(D_1 + D_2)$$

в) увеличение тяговой способности ремня за счет повышения трения, так как клиновая форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в три раза;

г) большая компактность и надежность работы.

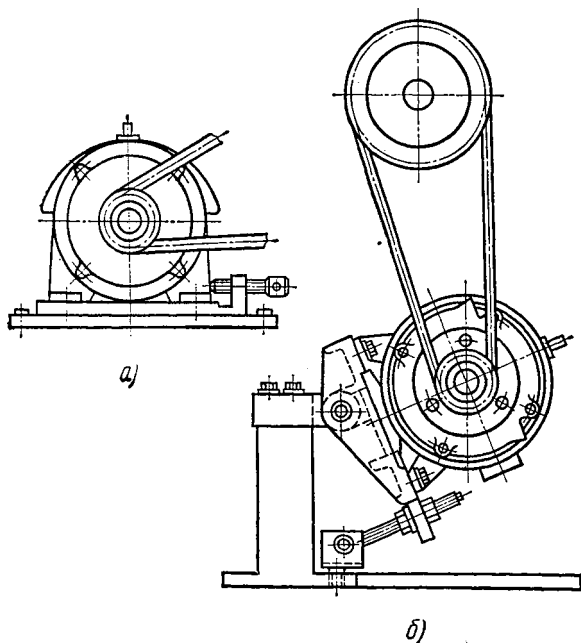


Рис. 145

Недостатки такой передачи: меньшая долговечность ремня в связи с возникновением больших напряжений изгиба из-за большей толщины ремня; несколько меньший к. п. д., чем у плоскоремной передачи.

Чтобы компенсировать растяжение ремней, применяют устройства для натяжения ремня. Такое устройство представляет собой салазки, по которым с помощью установочных винтов перемещается электродвигатель (рис. 145, а) или же электродвигатель устанавливают на качающейся плите (рис. 145, б).

При расчете клиноременной передачи предварительно выбирают тип ремня с учетом передаваемой мощности по табл. 58.

Затем находят расчетные диаметры шкивов и округляют их до стандартных значений по табл. 55, затем уточняют скорость v и

Выбор клинового ремня

Передаваемая мощность N , кВт	Тип ремня при скорости v , м/сек		
	до 5	св. 5 до 10	св. 10
До 1	О, А	О, А	О
Св. 1 до 2	О, А, Б	О, А	О, А
» 2 » 4	А, Б	О, А, Б	О, А
» 4 » 7,5	Б, В	А, Б	А, Б
» 7,5 » 15	В	Б, В	Б, В
» 15 » 30	—	В	В, Г
» 30 » 60	—	Г, Д	В, Г

определяют окружное усилие P , затем находят количество ремней

$$z = \frac{P}{[K]F}$$

Количество ремней не должно превышать 8.

Площадь поперечного сечения ремня F определяем по табл. 53, допустимое полезное напряжение

$$[K] = K_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3,$$

где K_0 — приведенное напряжение для клиновых ремней (см. табл. 59);

C_1 — коэффициент угла обхвата для клиновых ремней $C_1 = 1 - 0,003(180 - \alpha_1)$. Его можно определить и по табл. 60;

C_2 — коэффициент скорости клинового ремня:

$$C_2 = 1,05 - 0,0005v^2,$$

C_3 — коэффициент режима работы (см. табл. 57).

Долговечность ремня определяется по числу пробегов:

$$U = \frac{v}{L} \leq 10 \frac{1}{\text{сек}}$$

Усилие, действующее на вал от натяжения z клиновых ремней, определяют по формуле

$$Q = 2\sigma_0 z F \sin \alpha \frac{1}{2}$$

Пример расчета клиноременной передачи. Спроектировать клиноременную передачу для привода редуктора ленточного транспортера (см. рис. 144) по следующим данным: мощность $N_1 = 7$ кВт, число оборотов $n_1 = 1440$ об/мин; передаточное число $i \approx 3$; работа в одну смену.

Значение K_0 для клиновых ремней

Тип ремня	Расчетный диаметр D_1 , мм	K_0 , кг/мм ²	
		$\sigma_0=0,12$ кг/мм ²	$\sigma_0=0,15$ кг/мм ²
О	63	0,135	—
	71	0,145	0,162
	80	0,157	0,174
	90 и более	0,165	0,186
А	(90)	0,135	—
	100	0,151	0,167
	112	0,161	0,180
	125 и более	0,170	0,191
Б	(125)	0,135	—
	140	0,151	0,167
	160	0,167	0,188
	180 и более	0,174	0,205
В	200	0,151	0,167
	225	0,169	0,189
	250	0,184	0,207
	280 и более	0,191	0,224
Г	315	0,151	0,167
	355	0,172	0,193
	400	0,191	0,216
	450 и более	0,192	0,224
Д	500	0,151	0,167
	560	0,172	0,193
	630 и более	0,192	0,224
Е	800	0,151	0,167
	900	0,174	0,195
	1000 и более	0,192	0,224

Примечание. При числе пробегов $U < 5 \frac{1}{\text{сек}}$ и сравнительно больших диаметрах шкивов принимает $\sigma_0=0,15$ кг/мм²; в остальных случаях $\sigma_0=0,12$ кг/мм².

ТАБЛИЦА 60

α_1^0	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
C_1	1,0	0,98	0,96	0,93	0,90	0,87	0,83	0,79	0,74	0,68	0,62	0,56

Расчет. 1) По передаваемой мощности выбираем по табл. 58 тип ремня, предполагая, что окружная скорость будет более 5 м/сек.

По таблице можно выбрать ремни типа А и Б. Размеры сечения этих ремней даны в табл. 53. Будем вести расчет параллельно для двух ремней А и Б, а по результатам расчета выбираем лучший вариант.

2) Выбираем диаметр ведущего шкива для каждого ремня по табл. 55.

При этом не рекомендуется выбирать минимально допустимый диаметр, так как при малых $\frac{D_1}{h}$ существенно снижается долговечность ремня и к. п. д. передачи, кроме того, диаметр шкива D_1 должен быть таким, чтобы обеспечивать скорость ремня не менее 10 м/сек.

Принимаем для типа А:

$$D_1 = 140 \text{ мм};$$

для типа Б:

$$D_1 = 180 \text{ мм}.$$

3) Определяем скорости для каждого типа ремня

$$v_A = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 1440}{60 \cdot 1000} \cong 10,6 \text{ м/сек.}$$

$$v_B = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 1440}{60 \cdot 1000} \cong 13,6 \text{ м/сек.}$$

4) Определяем диаметр ведомого шкива, принимая коэффициент скольжения $\varepsilon = 0,01$,

$$D_2 = D_1 \cdot i (1 - \varepsilon).$$

Для ремня типа А:

$$D_2 = 140 \cdot 3 (1 - 0,01) = 416 \text{ мм};$$

для Б:

$$D_2 = 180 \cdot 3 (1 - 0,01) = 535 \text{ мм}.$$

Полученные значения округляем до ближайших стандартных по табл. 55 и получаем для ремня типа А:

$$D_2 = 400 \text{ мм};$$

для Б:

$$D_2 = 500 \text{ мм}.$$

5) Уточняем фактическое передаточное число

$$i = \frac{D_2}{D_1 (1 - \varepsilon)};$$

для А:

$$i = \frac{400}{140 (1 - 0,01)} = 2,88; \Delta i = \frac{3 - 2,88}{3} \cong 0,04 (4\%);$$

для Б:

$$i = \frac{500}{180 (1 - 0,01)} = 2,81; \Delta i = \frac{3 - 2,81}{3} \cong 0,06 (6\%).$$

Для ремня типа Б отклонение передаточного отношения больше и составляет $\approx 6\%$, что допустимо только в неответственных передачах.

6) Принимаем для предварительного расчета межосевое расстояние $A = D_2$:

для ремня типа А:

$$A = 400 \text{ мм} (A_{\min} \approx 305 \text{ мм});$$

для Б:

$$A = 500 \text{ мм} (A_{\min} \approx 383 \text{ мм}).$$

7) Определяем расчетную длину ремня

$$L = 2A + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A};$$

для ремня типа А:

$$L = 2 \cdot 400 + \frac{3,14}{2} (140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \cdot 400} = 1960 \text{ мм};$$

для Б:

$$L = 2 \cdot 500 + \frac{3,14}{2} (180 + 500) + \frac{(500 - 180)^2}{4 \cdot 500} = 2118 \text{ мм}.$$

Полученные значения округляем до ближайшей стандартной длины по табл. 53;

принимаем для А:

$$L = 1700 \text{ мм};$$

для Б:

$$L = 2120 \text{ мм}.$$

8) Уточняем межосевое расстояние по принятой стандартной длине ремня:

$$A = \frac{2L - \pi (D_1 + D_2) + \sqrt{[2L - \pi (D_1 + D_2)]^2 - 8 (D_2 - D_1)^2}}{8} \text{ мм}.$$

• Для ремня типа А:

$$A = \frac{2 \cdot 1700 - 3,14 (140 + 400) + \sqrt{[2 \cdot 1700 - 3,14 (140 + 400)]^2 - 8 (400 - 140)^2}}{8} =$$

$$= 405 \text{ мм};$$

для Б:

$$A = \frac{2 \cdot 2120 - 3,14 (180 + 500) + \sqrt{[2 \cdot 2120 - 3,14 (180 + 500)]^2 - 8 (500 - 180)^2}}{8} =$$

$$= 501 \text{ мм}.$$

Полученные значения меньше A_{\max} .

9) Проверяем угол обхвата на ведущем шкиве

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60 \frac{D_2 - D_1}{A} \text{ град};$$

для А

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60 \frac{400 - 140}{405} = 141^\circ;$$

для Б

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60 \frac{500 - 180}{501} = 142^\circ.$$

10) Определяем коэффициент угла обхвата C_1 по табл. 60 или по формуле

$$C_1 = 1 - 0,003 (180^\circ - \alpha_1);$$

для А:

$$C_1 = 1 - 0,003 (180^\circ - 141^\circ) = 0,88;$$

для Б:

$$C_1 = 1 - 0,003 (180^\circ - 142^\circ) = 0,89.$$

11) Определяем коэффициент C_2 , зависящий от окружной скорости:

$$C_2 = 1,05 - 0,0005v^2;$$

для А:

$$C_2 = 1,05 - 0,0005 \cdot 10,6^2 = 0,99;$$

для Б:

$$C_2 = 1,05 - 0,0005 \cdot 13,6^2 = 0,96.$$

12) Определяем коэффициент режима работы C_3 по табл. 57; принимаем $C_3 = 1,0$.

13) Определяем долговечность ремня по числу пробегов

$$U = \frac{v}{L} \frac{1}{\text{сек}} \quad \left(\text{до } 10 \frac{1}{\text{сек}} \right);$$

для А

$$U = \frac{10,6}{1,7} = 6,2 \frac{1}{\text{сек}};$$

для Б

$$U = \frac{13,6}{2,12} = 6,4 \frac{1}{\text{сек}}.$$

14) Выбираем по табл. 59 (см. примечание) начальное напряжение $\sigma_0 = 0,12$ кГ/мм².

15) Определяем по табл. 59 значение K_0 для D_1 , в зависимости от принятого типа ремня при $\sigma_0 = 0,12$ кГ/мм² для А $K_0 = 0,170$; для Б $K_0 = 0,174$.

16) Определяем допускаемое полезное напряжение

$$[K] = K_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3;$$

для А $[K] = 0,170 \cdot 0,88 \cdot 0,99 \cdot 1,0 = 0,148$ кГ/мм²;

для Б $[K] = 0,174 \cdot 0,89 \cdot 0,96 \cdot 1,0 = 0,149$ кГ/мм².

17) Находим окружное усилие

$$P = \frac{102N}{v} \text{ кГ};$$

для А

$$P = \frac{102 \cdot 7}{10,6} = 67,5 \text{ кг};$$

для Б

$$P = \frac{102 \cdot 7}{13,6} = 52,5 \text{ кг}.$$

18) По табл. 53 определяем площадь поперечного сечения ремня: для А $F = 81 \text{ мм}^2$, для Б $F = 138 \text{ мм}^2$.

19) Определяем требуемое количество ремней

$$z = \frac{P}{[K]F};$$

для А

$$z = \frac{67,5}{0,148 \cdot 81} \cong 5,65 \text{ (принимаем } z = 6);$$

для Б

$$z = \frac{52,5}{0,149 \cdot 138} \cong 2,52 \text{ (принимаем } z = 3).$$

20) Находим усилие, действующее на вал:

$$Q = 2 \cdot \sigma_0 z F \sin \frac{\alpha_1}{2};$$

для А

$$Q = 2 \cdot 0,12 \cdot 6 \cdot 81 \cdot \sin \frac{141^\circ}{2} = 110 \text{ кг};$$

для Б

$$Q = 2 \cdot 0,12 \cdot 3 \cdot 138 \cdot \sin \frac{142^\circ}{2} = 94 \text{ кг}.$$

Согласно произведенному расчету из двух вариантов выбираем ремень типа Б, так как при этом количество ремней и усилие на валы будет меньше, но габариты передачи с ремнем типа Б будут несколько больше.

21) Определяем размеры ведущего и ведомого шкивов для принятого типа ремня Б. Так как скорость ремня невелика ($\sigma = 13,6 \text{ м/сек}$), шкивы можно изготовить из серого чугуна марки СЧ15-32.

Размеры обода шкивов под ремень типа Б выбираем по табл. 55; $h_0 = 5 \text{ мм}$, $H = 16 \text{ мм}$, $t = 20 \text{ мм}$, $b_1 = 12,5 \text{ мм}$, $K = 7,5 \text{ мм}$.

Ширина обода шкивов $B = (z - 1)t + 2b_1 = (3 - 1)20 + 2 \cdot 12,5 = 65 \text{ мм}$ (см. рис. 141).

В зависимости от диаметра ведущего шкива D_1 находим:

наружный диаметр $D_n = D_1 + 2h_0 = 180 + 2 \cdot 5 = 190 \text{ мм}$;

внутренний диаметр $D_{вн} = D_n - 2H = 190 - 2 \cdot 16 = 158 \text{ мм}$.

Так как $D_1 < 300 \text{ мм}$, шкив делаем без спиц со сплошным диском.

Толщина диска $\delta = (1,2 \div 1,5) \cdot (0,005D_1 + 3 \text{ мм}) = (1,2 \div 1,5) \cdot (0,005 \times 180 + 3 \text{ мм}) \approx 6 \text{ мм}$; диаметр ступицы $d_1 = (1,8 \div 2,0) d_n$ (см. рис. 140).

Диаметр вала мотора типа АО2-51 $d_b = 38$ мм. Следовательно, $d_1 = 1,8 \cdot 38 \approx 70$ мм;

длина ступицы $L = (1,5 + 2) d_b \approx 1,7 \cdot 38 = 65$ мм.

Размеры ведомого шкива:

наружный диаметр $D_H = D_2 + 2h_0 = 500 + 2 \cdot 5 = 510$ мм;

внутренний диаметр $D_{BH} = D_H - 2H = 510 - 2 \cdot 16 = 478$ мм;

число спиц $z = 0,15 \sqrt{D_2} = 0,15 \sqrt{500} = 3,34$. Принимаем $z = 4$;
большая ось эллиптического сечения спицы (см. рис. 140)

$$h = \sqrt[3]{\frac{PD_2}{8 \cdot z}} = \sqrt[3]{\frac{52,5 \cdot 50}{8 \cdot 4}} \approx 4,32 \text{ см.}$$

Принимаем $h = 44$ мм;

малая ось сечения $a = 0,4h = 0,4 \cdot 44 \approx 18$ мм.

Размеры сечения спицы у обода шкива:

$$h_1 = 0,8h = 0,8 \cdot 44 \approx 35 \text{ мм};$$

$$a_1 = 0,8a = 0,8 \cdot 18 \approx 15 \text{ мм.}$$

Размеры d и L ступицы определяем после нахождения диаметра ведомого вала.

§ 24. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В машиностроении широкое применение находят зубчатые передачи. Преимущества зубчатых передач: постоянное передаточное число; высокий к. п. д. (в отдельных случаях до 0,99); компактность; простота эксплуатации; неограниченный диапазон передаваемых мощностей (от сотых долей до десятков тысяч киловатт).

Недостатки зубчатых передач: сравнительная сложность изготовления, требующая часто специального оборудования и инструмента; повышенный шум при высоких скоростях вследствие неточности изготовления; необходимость точного монтажа.

Зубчатая передача состоит из двух колес, работающих в зацеплении. Меньшее зубчатое колесо принято называть шестерней, большее — колесом.

Зубчатые передачи классифицируются по следующим признакам:

1. По форме профиля зуба: эвольвентный, циклоидальный, который применяется главным образом в часовых механизмах, так как позволяет получать колеса с малым числом зубьев (до 5—6); с круговым зубом.

2. По взаимному расположению осей ведущего и ведомого валов различают зубчатые передачи цилиндрическими колесами с параллельно расположенными осями валов (рис. 146, а, б, в и г); зубчатые передачи коническими колесами с пересекающимися осями валов (рис. 146, д, е); передачи винтовыми колесами с перекрещивающимися осями валов (рис. 146, ж); зубчатые передачи шестерней и рейкой для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот (рис. 146, з).

3. По относительному вращению колес и расположению зубьев существуют зубчатые передачи с внешним зацеплением (колеса вращаются в противоположных направлениях); зубчатые передачи с внутренним зацеплением [колеса вращаются в одном направлении (рис. 146, *з*)];

4. По расположению зубьев относительно образующей колеса различают передачи прямозубые (рис. 146, *а, г, д, з*); косозубые (рис. 146, *б*); шевронные (рис. 146, *в*); криволинейные (рис. 146, *е*).

5. По условиям работы и конструктивному оформлению передачи бывают открытые, не заключенные в закрытый корпус, работающие

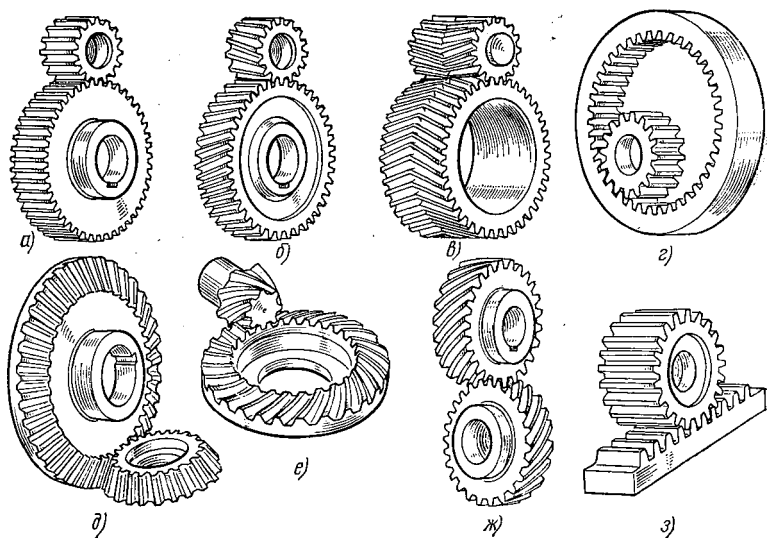


Рис. 146

без смазки или с периодической смазкой, не защищенные от пыли и грязи; закрытые, заключенные в специальный корпус, который защищает от попадания пыли и грязи, и работающие в условиях обильной постоянной смазки; полузакрытые, защищенные от прямого попадания пыли и грязи тонким защитным кожухом.

6. По окружной скорости существуют передачи тихоходные ($v \leq 3$ м/сек); среднескоростные ($v = 3 \div 15$ м/сек); быстроходные ($v > 15$ м/сек).

Точность изготовления зубчатых колес зависит от окружной скорости передачи.

Для цилиндрических прямозубых, косозубых и шевронных колес ГОСТ 1643—72 предусматривает 12 степеней точности в порядке убывающей точности от 1 до 12. Для степеней точности 1 и 2 допуски не назначены. Для конических передач с прямым, косым и криволинейным зубом ГОСТ 1758—56 устанавливает 11 степеней точности. Числовые значения допусков приведены только для степеней точности 5 ÷ 11.

Зубчатые колеса передач общего назначения обычно изготавливаются 5—9-й степени точности. Например, цилиндрические прямозубые колеса, изготовленные по 5-й степени точности, могут работать при v , достигающей 18 м/сек.

Изготовление зубчатых колес. В зависимости от назначения зубчатые колеса изготавливают разными способами. Например, для тихоходных передач применяют колеса с литыми зубьями. Их точность невелика. Но благодаря наличию твердой корки на поверхности зуба износостойчивость зуба повышается.

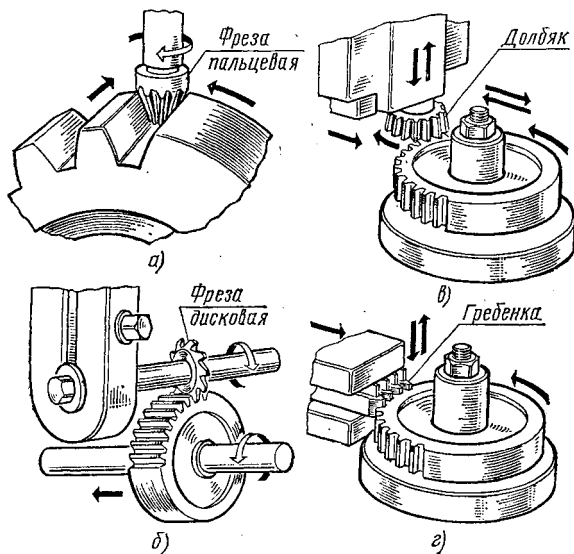


Рис. 147

Для повышения точности передачи колеса с литыми зубьями иногда подвергают дополнительной механической обработке.

В последнее время в массовом производстве применяют новый метод обработки колес горячей накаткой зубьев без последующей обработки.

Изготовление зубчатых колес, как правило, состоит из следующих этапов: изготовления заготовки (литьем, ковкой или штамповкой) с последующей обточкой на токарном станке; нарезания зубьев на фрезерных, зубодолбежных или других специальных зубообрабатывающих станках; термической обработки (если она требуется); отделки зубьев (шлифованием, шевингованием или притиркой) для колес не ниже 7-й степени точности.

Нарезание зубьев производится двумя основными методами:

а) методом копирования, при котором впадину между двумя зубьями прорезают на фрезерном станке специальной фасонной пальцевой фрезой (рис. 147, а) или дисковой фрезой (рис. 147, б), затем заготовку поворачивают на один зуб и процесс повторяется.

Точность этого метода изготовления колес невысока в связи с возможным искажением профиля фрезы, неточностью установки заготовки и инструмента и неточностью деления. Применяют такие колеса для тихоходных и среднескоростных передач;

б) методом обкатки, при котором режущий инструмент, долбяк (рис. 147, в), зубчатая гребенка (рис. 147, г) или червячная фреза

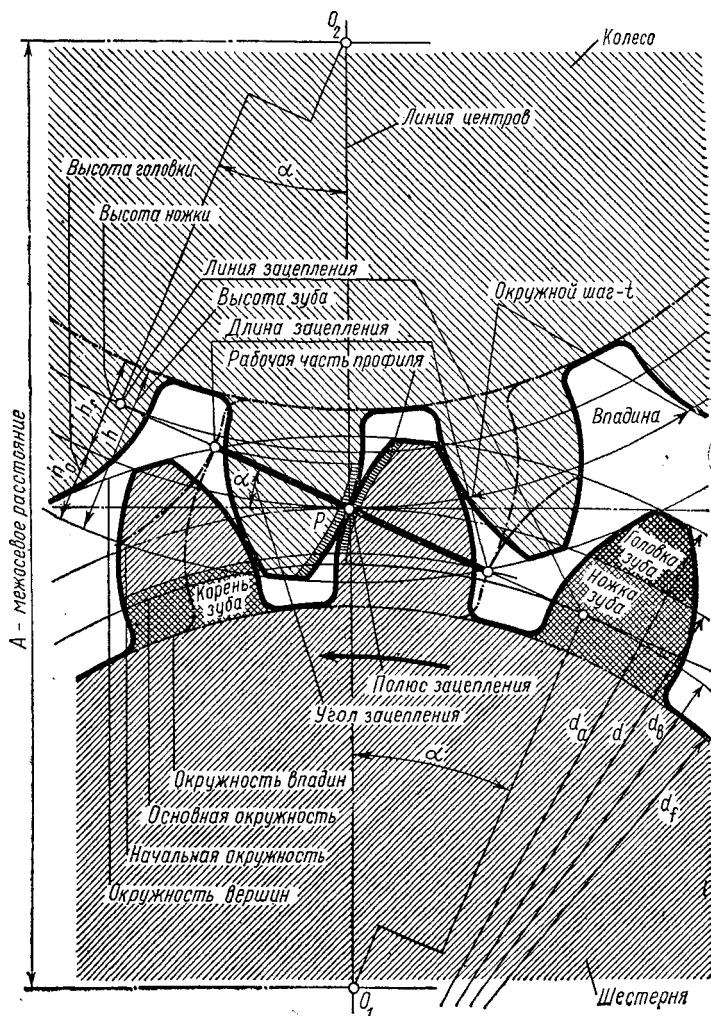


Рис. 148

в процессе нарезания зуба обкатываются с заготовкой колеса как пара зубчатых колес, что обеспечивает получение более высокой степени точности зацепления, чем при методе копирования. Это основной метод изготовления большинства зубчатых колес.

Элементы зубчатого зацепления. ГОСТ 16530—70 установлены термины, определения и обозначения для зубчатых передач.

Рассмотрим цилиндрическую прямозубую передачу с эвольвентным торцевым профилем зуба (рис. 148).

Основная окружность, развертка которой является эвольвентой теоретического торцевого профиля зуба. Диаметр основной окружности обозначается d_b .

Начальная окружность — одна из окружностей пары зубчатых колес, сопрягающихся в полюсе зацепления (P) и катящихся одна по другой без скольжения.

Полюсом зацепления P называется точка касания начальных окружностей.

При изменении межосевого расстояния A диаметры начальных окружностей также соответственно изменяются, так как A равно сумме радиусов этих окружностей.

Таким образом, у пары колес, находящихся в зацеплении, величины начальных окружностей зависят от межосевых расстояний. А для отдельно взятого колеса понятие начальной окружности отсутствует. Поэтому начальную окружность нельзя взять за базу для определения остальных параметров зубчатого колеса.

Если заменить одно из сцепляемых колес зубчатой рейкой (колесо, у которого

$z \rightarrow \infty$, превращается в рейку, а зуб принимает прямоугольное очертание, рис. 149), то для этого колеса найдется лишь одна окружность, катящаяся по начальной прямой рейке без скольжения, и эта окружность зубчатого колеса будет называться *делительной окружностью d* , по которой и определяют параметры зубчатого колеса.

В основу профилирования эвольвентных зубьев и инструмента для их нарезания положен стандартный (ГОСТ 13755—68) исходный контур, так называемой основной рейки. Половина угла между боковыми сторонами зуба основной рейки называется профильным углом α исходного контура, который согласно стандарту равен 20° .

Если в зубчатой передаче межосевое расстояние A точно равно сумме радиусов делительных окружностей, то начальные и делительные окружности совпадают:

$$A = \frac{d_1 + d_2}{2},$$

где d_1 и d_2 — диаметры делительных окружностей шестерни и колеса;

$$d_1 = \frac{t}{\pi} \cdot z_1 = m \cdot z_1; \quad d_2 = \frac{t}{\pi} \cdot z_2 = m \cdot z_2,$$

где z_1 и z_2 — числа зубьев шестерни и колеса;

t — *окружной шаг* (расстояние между одноименными про-

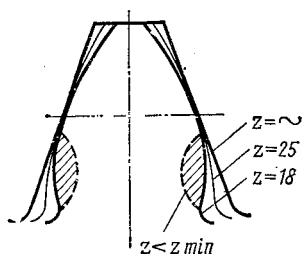


Рис 149

филями соседних зубьев по дуге делительной окружности); $t = \pi \cdot m$; для сцепления колес шаг шестерни должен быть равен шагу колеса;

m — модуль зубчатого зацепления — основная характеристика размеров зубьев

$$m = \frac{t}{\pi} \text{ мм.}$$

Значения модуля стандартизованы.

Ряд модулей по ГОСТ 9563—60;

1-й ряд: 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40.

2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36; 45.

Делительная окружность делит зуб на две части: головку и ножку зуба.

Высота зуба h равна высоте головки и ножки. Для нормального немодифицированного зубчатого колеса:

высота головки зуба $h_a = m$;

высота ножки зуба $h_f = 1,25m$;

общая высота зуба $h = h_a + h_f = m + 1,25m = 2,25m$;

радиальный зазор $C = h_f - h_a = 1,25m - m = 0,25m$.

Окружность, ограничивающая вершины головок или наружный диаметр заготовки колеса, называется *окружностью вершин зубьев*:

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2).$$

Окружность, проходящая через основания впадин зубьев, называется *окружностью впадин*.

$$d_f = d - 2h_f = mz - 2 \cdot 1,25m = m(z - 2,5).$$

Теоретически толщина зуба S , измеряемая по дуге делительной окружности, равна ширине впадины e :

$$S = e = \frac{t}{2} = \frac{\pi m}{2} \cong 1,57m.$$

Линия, по которой перемещается точка касания сопрягаемых зубьев, проходящая через полюс зацепления и касательная к основным окружностям шестерни и колеса, называется *линией зацепления*. Острый угол между линией зацепления и касательной к обоим начальным окружностям в полюсе зацепления называется *углом зацепления* α .

Для нормальных зубчатых колес угол зацепления $\alpha = 20^\circ$.

Отрезок линии зацепления, отсекаемый окружностями вершин зубьев сопрягаемых колес, называется *длиной зацепления*. Этот отрезок линии зацепления определяет начало и конец зацепления (см. штриховые линии на рис. 148).

Нерабочая часть зуба, расположенная внутри окружности, проведенной через крайние точки длины зацепления, называется *корнем зуба*.

Передаточное число для прямозубых цилиндрических передач

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где n_1 и z_1 — число оборотов в минуту и число зубьев шестерни;
 n_2 и z_2 — число оборотов и число зубьев колеса.

Понятие о минимальном количестве зубьев, подрезании и корригировании. Число зубьев зубчатого колеса определяет форму зубьев (см. рис. 149).

При увеличении числа зубьев до бесконечности ($z \rightarrow \infty$) колесо превращается в рейку и зуб приобретает прямолинейное очертание. С уменьшением числа зубьев z уменьшается толщина зуба у основания и вершины, а также

увеличивается кривизна эвольвентного профиля, что приводит к уменьшению прочности зуба на изгиб.

При дальнейшем уменьшении z , когда $z < z_{\min}$, происходит подрезание ножки зуба (на рис. 149 подрезание показано штриховыми линиями). Это резко снижает прочность зуба.

При нарезании зуба реечным инструментом (см. рис. 147, з) минимальное число зубьев до появления подрезания $z_{\min} = 17$.

Чаще всего принимают для шестерен $z = 20 + 25$.

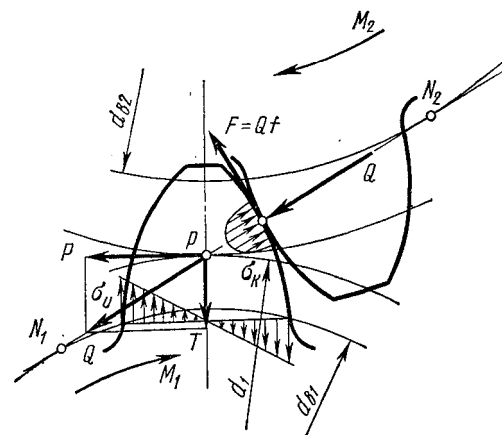


Рис. 150

При нарезании колеса с $z < z_{\min}$ в целях устранения подрезания ножки зуба применяют так называемое исправление (корригирование) зубьев.

Первоначально корригирование зубьев проводилось только с одной целью — устранения подрезания, но в настоящее время корригирование или, как его теперь называют, модифицирование, применяют и для повышения прочностных данных, регулирования межосевого расстояния и т. п.

Устранить подрезание можно высотной коррекцией, при которой изменяется только соотношение высот головок и ножки зубьев, но не меняется межосевое расстояние и угол зацепления. Такая коррекция достигается смещением режущего инструмента в положительную сторону (от центра) шестерни ξ_1 или соответствующим отрицательным смещением ξ_2 (к центру) колеса. При этом суммарный коэффициент смещения для высотной коррекции

$$\xi_c = \xi_1 + \xi_2 = 0, \text{ где } \xi_1 = -\xi_2.$$

Следовательно, диаметр выступов шестерни будет увеличен на величину $2\xi_1 \cdot m$, а диаметр колеса будет уменьшен на ту же величину.

Явление подрезания устраняют также угловой коррекцией, при которой увеличивается межосевое расстояние и угол зацепления. При угловой коррекции толщина зубьев шестерни и колеса будет больше половины шага зацепления, а ширина впадины меньше, при зацеплении делительные окружности не соприкасаются. Угловая коррекция влияет на большее число параметров зацепления и поэтому она широко применяется.

Более подробно о способах модификации и корригирования изложено в специальной литературе [5], [7], [12].

Виды повреждений зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач. При передаче крутящего момента M (рис. 150) в зацеплении действует сила

$$Q = \frac{M_1}{\frac{d_{B1}}{2}} = \frac{2M_1}{d_{B1}},$$

перпендикулярная к эвольвентному профилю зуба под углом зацепления (по линии зацепления). От сил трения в зацеплении возникает сила $F = Q \cdot f$, которая направлена по касательной в точке контакта зубьев.

Силы, действующие в зацеплении, переносим в полюс зацепления и раскладываем на полезную окружную силу P , вращающую колесо, радиальную силу T , сжимающую зуб и изгибающую вал (в косозубой передаче возникает еще осевая сила S , стремящаяся сдвинуть колесо):

$$P = \frac{M_1}{\frac{d_1}{2}} = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 97400N}{d_1 n}, \quad T = P \operatorname{tg} \alpha.$$

Суммарная сила в зацеплении

$$Q = \frac{P}{\cos \alpha}.$$

Под действием этих сил зуб испытывает сложное напряженное состояние. Главными напряжениями, влияющими на работоспособность зуба, являются контактные напряжения σ_k и напряжения изгиба σ_n . Эти напряжения действуют переменнно: σ_k — кратковременно в момент контакта данной точки, а σ_n — во время зацепления данного зуба. Эти переменные напряжения вызывают усталостное разрушение зубьев — поломку зубьев от действия напряжений изгиба и выкрашивание их поверхностей от контактных напряжений. Наиболее характерные виды разрушений зуба рассмотрим ниже.

Поломка зубьев может быть вызвана двумя причинами: большими перегрузками и усталостью металла под действием переменных напряжений. Иногда поломка зуба связана и с перекосом валов и неравномерной нагрузкой по длине зуба (рис. 151, а).

Меры, предупреждающие поломку зуба: увеличение модуля, модифицирование (коррекция) зацепления, термообработка, уменьшение концентрации напряжений и т. д.

Усталостное выкрашивание (рис. 151, б) является основным видом разрушения поверхности зубьев закрытых передач при хорошей смазке.

Хотя в таких передачах металлического контакта зубьев нет, но при длительной работе появляется усталость поверхностного слоя.

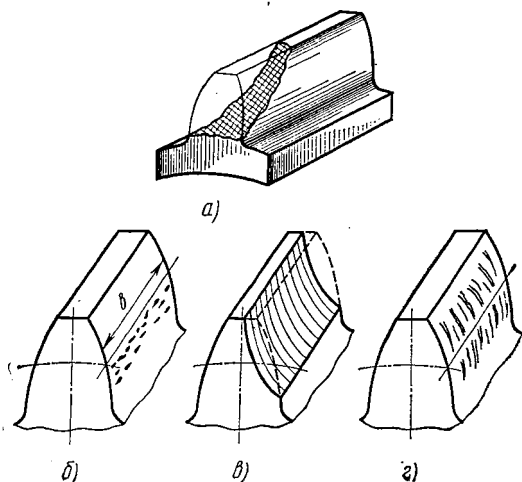


Рис. 151

Это выражается в появлении больших углублений, которые при дальнейшей работе зацепления превращаются в раковины, выкрашивание и нарушение масляной пленки, что приводит к прогрессирующему разрушению поверхности зуба. При невысокой твердости зубьев происходит полезное явление — прирабатывание поверхностей зубьев и сглаживание появившихся в начале раковин. Основные меры предупреждения выкрашивания: повышение твердости поверхности зуба путем термообработки, повышение степени точности и др.

Абразивный износ (рис. 151, б) является основным видом разрушения зубчатых открытых передач при плохой смазке от попадания в них грязи (абразивных частиц). Изнашивается поверхность, уменьшается толщина зуба, увеличиваются зазоры в зацеплении, появляется шум (удары). Все это может привести к поломке зубьев.

Основная мера предупреждения износа — это повышение твердости и класса чистоты поверхности зубьев, защита от загрязнения. Заедание (рис. 151, в) наблюдается у высокоскоростных и сильно нагруженных передач. В месте контакта под действием больших давлений и высоких температур появляется металлический контакт (масло выдавливается) и происходит как бы сваривание частиц металла с последующим их отрывом от одной из поверхностей. Образуются наросты, которые задирают рабочие поверхности.

Снижения заедания можно достичь путем применения специального масла.

Пластические сдвиги поверхностного слоя зубьев характерны для сильно нагруженных тихоходных передач при невысокой твердости материала колес. Это можно избежать при повышении твердости материала зубьев.

Наблюдается также отслаивание твердого поверхностного слоя, полученного путем азотирования, цианирования и цементации, в результате возникновения высоких контактных напряжений. Отслаивание очень опасно, так как кусочки металла, попадая между зубьями, быстро выводят из строя всю передачу.

Материалы и допускаемые напряжения для зубчатых передач. Чаще всего зубчатые колеса изготавливают из стали. Для менее ответственных зубчатых передач применяют чугун. В тех случаях, когда диаметр колеса превышает 500 мм, применяют стальное литье.

Нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью поверхности зубьев. Наибольшую твердость можно получить термической обработкой стали.

В зависимости от твердости различают стальные зубчатые колеса: с твердостью $HV \leq 350$ (или $HRC \leq 35$) нормализованные или улучшенные. Технологически такая твердость позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки, без дополнительной шлифовки или притирки. Применяются такие материалы в мало- и средненагруженных передачах;

с твердостью $HV > 350$ (или $HRC > 35$) закаленные, цементуемые, азотированные или цианированные. При этом допускаемые напряжения возрастают примерно в два раза.

Но применение колес высокой твердости связано с рядом трудностей: ухудшается прирабатываемость, кроме того, после термообработки нарезанных зубьев необходимо проводить шлифовку, притирку, обкатку и т. д.

Для лучшей приработки зубьев и для получения равнопрочной пары, шестерни изготавливают из более твердых материалов, при этом

ТАБЛИЦА 61

Марки сталей для изготовления зубчатых колес

Стали						
При $HV < 350$	шестерня	45	50	55Г	35Х или 40Х	30ХГС
	колесо	35, 35Л, 40Л, 40, 45	35, 45Л, 45	40, 45, 50Л	45, 50, 55, 55Л	35Х, 40Х
При $HV > 350$	шестерня	45, 50	55, 55Г	35Х, 40Х	40ХН	15Х Ψ 20Х
	колесо	35, 40	40, 45, 50	50, 55	35Х, 40Х	15Х, 20Х

твердость шестерни должна быть на 15—20 единиц (НВ) больше, чем у колеса.

Рекомендуются следующие сочетания марок стали для изготовления шестерни и колес (табл. 61).

Ниже приведены некоторые материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес (табл. 62).

ТАБЛИЦА 62

Некоторые виды термообработки и механические характеристики материалов, применяемых для зубчатых колес

Заготовка	Марка стали	Механические свойства		Термообработка	Твердость	
		σ_B кГ/мм ²	σ_T кГ/мм ²		НВ	НRC
Отливка	35Л	50—60	29	Отжиг	140—180	—
Поковка	35	60—70	32	Нормализация	167—194	—
Поковка	45	60—70	34	Нормализация	170—217	—
	45	70—80	40	Улучшение	194—222	—
Поковка	45	85—95	60	Закалка	500—570	51—57
	40X	70—80	40	Нормализация	200—230	—
	40X	80—90	55	Улучшение	230—257	—
Поковка	40X	160	70	Закалка	500—570	51—57
	40XH	80—85	60	Нормализация	220—250	—
	40XH	85—95	65	Улучшение	250—280	—
Поковка	40XH	160	140	Закалка	500—570	51—57
	15X и	70	45	Цементация	600—670	58—63
	20X			и закалка		

Допускаемые напряжения изгиба. Для длительно работающих передач с постоянным режимом работы допускаемые напряжения изгиба находят по следующим формулам:

а) передача неререверсивная, зуб работает одной стороной, напряжения меняются по пульсирующему циклу:

$$[\sigma_0]_и = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1}}{n \cdot K_G} \text{ кГ/см}^2;$$

б) передача реверсивная, зуб работает двумя сторонами, напряжения меняются по симметричному циклу:

$$[\sigma_{-1}]_и = \frac{\sigma_{-1}}{n \cdot K_G} \text{ кГ/см}^2,$$

где σ_{-1} — предел выносливости при симметричном изгибе; он определяется по справочнику [3] или, ориентировочно, $\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,45) \sigma_B$;

n — коэффициент безопасности.

Для кованных колес с термообработкой: нормализация или улучшение $n=1,5$; объемная или поверхностная закалка $n=1,8—2,0$.

Для литых колес с термообработкой: нормализация или улучшение $n=1,8$; без термообработки $n=2,0$.

В особо ответственных передачах указанное значение n надо увеличить на 50%; K_{σ} — коэффициент концентрации напряжения у корня зуба.

Для стальных колес с термообработкой: нормализация или улучшение $K_{\sigma} = 1,4 \div 1,8$; объемная закалка $K_{\sigma} = 1,8 \div 2,0$; поверхностная закалка $K_{\sigma} = 1,2$.

Для чугунных и пластмассовых колес $K_{\sigma} = 1,2 \div 1,0$.

Допускаемые контактные напряжения определяются в основном твердостью рабочих поверхностей зубьев.

Для длительно работающих передач с постоянным режимом допускаемое контактное напряжение для стальных колес $[\sigma]_{\text{к}} \approx 26 \text{ НВ кГ/см}^2$; для колес из серого чугуна $[\sigma]_{\text{к}} \approx 15 \text{ НВ кГ/см}^2$; для колес из модифицированного чугуна $[\sigma]_{\text{к}} \approx 18 \text{ НВ кГ/см}^2$; для пластмассовой (текстолит) шестерни и стального или чугунного колеса $\sigma_{\text{к}} = 450 \div 575 \text{ кГ/см}^2$.

В эти формулы подставляются значения твердости по Бринеллю или Роквеллу (ориентировочно $1 \text{ HRC} \approx 10 \text{ НВ}$) того колеса, у которого она меньше.

А. Расчет цилиндрических прямозубых передач. При проектном расчете открытых передач определяют модуль по заданному числу зубьев

$$m = \sqrt[3]{\frac{195\,000 K \cdot N}{y \psi \cdot z [\sigma]_{\text{н}} \cdot n}} \text{ см,}$$

где N — мощность, кВт;

K — коэффициент нагрузки. Для предварительных расчетов можно принимать $K = 1,3 \div 1,5$ (меньшее значение для прирабатывающихся материалов и тихоходных передач);

y — коэффициент формы зуба, зависящий от числа зубьев и коэффициента коррекции ξ (табл. 63);

ТАБЛИЦА 63

Значение коэффициента формы зуба y для эвольвентного наружного зацепления с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$

z	12	13	14	15	16	17	18	19	20
y	0,305	0,316	0,324	0,334	0,340	0,348	0,356	0,365	0,371
z	22	24	26	28	30	33	36	39	40
y	0,384	0,395	0,404	0,412	0,417	0,426	0,435	0,442	0,442
z	42	45	50	65	80	100	300	Рейка	
y	0,446	0,452	0,458	0,471	0,480	0,482	0,496	0,523	

$\psi = \frac{b}{m}$ — коэффициент ширины колеса, зависящий от степени точности обработки колеса и жесткости валов и опор.

Для открытых передач с неточно обработанными зубьями (или литыми) для ручного или механического привода $\psi = 5 \div 8$; для передач с механическим приводом и обычной степенью точности обработки зубьев $\psi = 8 \div 12$; для закрытых передач с электроприводом редукторного типа, с малым расстоянием между опорами

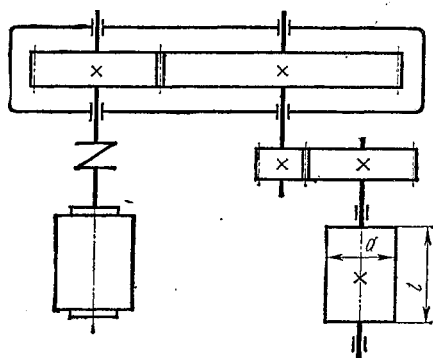


Рис. 152

колесу, у которого условное произведение $y \cdot [\sigma]_H$ будет меньше.

Определив модуль зацепления и округлив его до ближайшего стандартного, находим ширину колеса или длину зуба (рис. 151, б) $b = \psi m$.

При этом ширину шестерни принимаем на $4 \div 5$ мм больше ширины колеса для компенсации возможного осевого смещения колес.

Затем определяем геометрические размеры колес и межосевое расстояние

$$A = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \text{ мм.}$$

Полученные размеры зубчатых колес проверяем по напряжениям изгиба и сравниваем с допускаемым напряжением

$$\sigma_H = \frac{195\,000 K \cdot N}{y \cdot m^2 \cdot b \cdot z \cdot n} \leq [\sigma]_H \text{ кГ/см}^2.$$

Пример. Рассчитать открытую прямозубую цилиндрическую передачу для привода ленточного транспортера (рис. 152) по следующим данным: передаваемая мощность $N_1 = 10$ кВт; число оборотов шестерни $n_{ш} = 96$ об/мин; передаточное число $i = 2$; передача неревверсивная, срок службы не ограничен.

Решение. 1) Подбираем материалы для шестерни и колеса и находим механические характеристики (см. табл. 61 и 62). Принимаем для шестерни поковку из стали 45, термообработка — улучшение; механические характеристики:

$$\sigma_B = 80 \text{ кГ/мм}^2; \quad \sigma_T = 40 \text{ кГ/мм}^2; \quad HB = 220.$$

Для колеса выбираем поковку из стали 35, термообработка — нормализация, механические характеристики:

$$\sigma_B = 70 \text{ кг/мм}^2; \quad \sigma_T = 32 \text{ кг/мм}^2; \quad \text{HB} = 190.$$

2) Определяем допускаемые напряжения на изгиб:

$$[\sigma_0]_{\text{н}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1}}{n \cdot K_\sigma}$$

Предел выносливости для стали 45

$$\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,45) \cdot \sigma_B = (0,4 \div 0,45) \cdot 80 = 32 \div 37 \text{ кг/мм}^2;$$

для стали 35

$$\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,45) \cdot 70 = 28 \div 31 \text{ кг/мм}^2.$$

Коэффициент безопасности для нормализованных и улучшенных стальных поковок $n = 1,5$.

Коэффициент концентрации напряжения в данном случае $K_\sigma = 1,6$.
Тогда

$$[\sigma_0]_{\text{н. ш}} = \frac{1,5 \cdot 37}{1,5 \cdot 1,6} = 23,2 \text{ кг/мм}^2;$$

$$[\sigma_0]_{\text{н. к}} = \frac{1,5 \cdot 31}{1,5 \cdot 1,6} = 19,3 \text{ кг/мм}^2.$$

3) Принимаем минимальное число зубьев шестерни $z_{\text{ш}} = 20$.
Тогда число зубьев колеса

$$z_{\text{к}} = z_{\text{ш}} \cdot i = 20 \cdot 2 = 40.$$

4) Определяем коэффициент формы зуба для шестерни и колеса по табл. 63:

для шестерни

$$y_{\text{ш}} = 20, \quad y_{\text{ш}} = 0,371;$$

для колеса

$$y_{\text{к}} = 40, \quad y_{\text{к}} = 0,442.$$

5) Находим наименее прочное звено в зацеплении:

$$y_{\text{ш}} [\sigma_0]_{\text{н. ш}} = 0,371 \cdot 23,2 = 8,6; \quad y_{\text{к}} [\sigma_0]_{\text{н. к}} = 0,442 \cdot 19,3 = 8,5.$$

Колесо менее прочно и, соответственно, дальнейший расчет ведем по колесу.

6) Принимаем коэффициент нагрузки для прирабатываемых материалов в тихоходной передаче $K = 1,3$.

7) Величина коэффициента ширины колеса для передач с механическим приводом при обычной степени точности изготовления зубьев $\phi = 10$.

8) Определяем модуль

$$m = \sqrt[3]{\frac{195\,000 K \cdot N}{y_k \cdot \psi \cdot z_k \cdot [\sigma_0]_{н.к} \cdot n_k}} = \sqrt[3]{\frac{195\,000 \cdot 1,3 \cdot 10}{0,442 \cdot 10 \cdot 40 \cdot 1930 \cdot 48}} = 0,532 \text{ см,}$$

где

$$n_k = \frac{n_{ш}}{i} = \frac{96}{2} = 48 \text{ об/мин;}$$

$$[\sigma_0]_{н.к} = 19,3 \text{ кг/мм}^2 = 1930 \text{ кг/см}^2.$$

Полученные значения модуля округляем до ближайшего стандартного по ГОСТ 9563—60. Принимаем $m = 5,5$ мм.

9) Определяем длину зуба

$$b_k = \psi \cdot m = 10 \cdot 5,5 = 55 \text{ мм.}$$

Ширина шестерни должна быть на 5 мм больше ширины колеса

$$b_{ш} = b_k + 5 \text{ мм} = 55 + 5 = 60 \text{ мм.}$$

10) Определяем геометрические размеры колес: диаметр делительной окружности

$$d_{ш} = m \cdot z_{ш} = 5,5 \cdot 20 = 110 \text{ мм,}$$

$$d_k = m \cdot z_k = 5,5 \cdot 40 = 220 \text{ мм;}$$

окружность вершин зубьев

$$d_{a.ш} = m(z_{ш} + 2) = 5,5(20 + 2) = 5,5 \cdot 22 = 121,$$

$$d_{a.к} = m(z_k + 2) = 5,5(40 + 2) = 5,5 \cdot 42 = 231;$$

окружность впадин зубьев

$$d_{f.ш} = m(z_{ш} - 2,5) =$$

Рис. 153

$$= 5,5(20 - 2,5) = 5,5 \cdot 17,5 = 96,25 \text{ мм,}$$

$$d_{f.к} = m(z_k - 2,5) = 5,5(40 - 2,5) = 5,5 \cdot 37,5 = 206,25 \text{ мм.}$$

11) Рассчитываем действительные напряжения изгиба и сравниваем их с допускаемыми:

$$\sigma_{и} = \frac{195\,000 K \cdot N}{y_k \cdot m^2 \cdot b_k \cdot z_k \cdot n_k} = \frac{195\,000 \cdot 1,3 \cdot 1,0}{0,442 \cdot 0,55^2 \cdot 5,5 \cdot 40 \cdot 48} = 1915 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{и} < [\sigma_0]_{н.к} = 1930 \text{ кг/см}^2.$$

Следовательно, действительное напряжение меньше допустимого.

Проектный расчет закрытых зубчатых передач ведем по контактной прочности зуба.

Как уже было отмечено (см. стр. 197), нормальные контактные напряжения для двух цилиндров, сжатых вдоль образующей, определяют по формуле Герца:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{\text{нп}}}{\rho_{\text{нп}}}}$$

Контакт зубьев пары цилиндрических зубчатых колес происходит в полюсе зацепления P . Для нормального зацепления (рис. 153).

$$\rho_{\text{нп}} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2},$$

где ρ_1 и ρ_2 — радиусы кривизны эвольвентных цилиндров в полюсе зацепления:

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha; \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha.$$

Учитывая, что

$$d_1 = \frac{2A}{i+1} \quad \text{и} \quad d_2 = \frac{2Ai}{i+1},$$

после несложных преобразований получим

$$\rho_{\text{нп}} = \frac{A \cdot i \sin \alpha}{(i+1)^2}.$$

Удельная нагрузка, приходящаяся на единицу длины контактных линий, для цилиндрической зубчатой передачи может быть выражена так:

$$q = \frac{Q}{b} = \frac{P}{b \cdot \cos \alpha} \quad (\text{см. рис. 153}).$$

При заданном крутящем моменте на колесе

$$P = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{M_2 (i+1)}{A \cdot i},$$

тогда

$$q = \frac{M_2 (i+1)}{A \cdot i \cdot \cos \alpha \cdot b}$$

и

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{M_2 E_{\text{нп}} (i+1)^3}{A^2 \cdot i^2 \cdot b \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}.$$

По этой формуле можно производить проверку открытых цилиндрических зубчатых передач с прямым зубом. При этом должно выполняться условие: $\sigma_k \leq [\sigma]_k$.

Для зубчатых колес с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$ ($\sin \alpha = 0,364$; $\cos \alpha = 0,9397$), изготовленных из стали ($E_1 = E_2 \cong 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$); эта формула будет выглядеть так:

$$\sigma_k = \frac{0,418}{A \cdot i} \sqrt{\frac{M_2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 (i+1)^3}{b \cdot 0,364 \cdot 0,9397}}$$

Момент на валу колеса можно выразить через мощность

$$M_2 = 97\,400 \frac{N_2}{n_2}.$$

Тогда проверочная формула примет вид:

$$\sigma_k = \frac{340\,000}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(i+1)^3}{b} \cdot \frac{N_2}{n_2}} \leq [\sigma]_k \text{ (кг/см}^2\text{)}.$$

При проектном расчете известны i , N_2 , n_2 , $[\sigma]_k$. Межосевое расстояние A и длину зуба b необходимо определить. Поскольку в данном уравнении два неизвестных, вводим коэффициент $\psi_A = \frac{b}{A}$, который называется коэффициентом длины зуба. В зависимости от условий работы передачи коэффициент ψ_A может иметь следующие значения:

для передач и редукторов легкого типа $\psi_A = 0,2 \div 0,3$;

для передач и редукторов среднего типа $\psi_A = 0,3 - 0,5$;

для передач тяжелого типа $\psi_A = 0,5 \div 1,2$;

для коробок скоростей с передвижными колесами $\psi_A = 0,15 \div 0,2$.

Если в проверочную формулу вместо b поставить его значения, т. е. $b = A\psi_A$, получим:

$$\frac{340\,000}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(i+1)^3}{A \cdot \psi_A} \cdot \frac{N_2}{n_2}} \leq [\sigma]_k.$$

Возведем обе части уравнения в квадрат

$$\frac{(340\,000)^2}{A^2 \cdot i^2} \cdot \frac{(i+1)^3}{A \cdot \psi_A} \cdot \frac{N_2}{n_2} \leq [\sigma]_k^2,$$

и решив полученное уравнение относительно A , получим:

$$A \leq (i+1) \sqrt[3]{\frac{[340\,000]^2}{[\sigma]_k \cdot i} \cdot \frac{N_p}{n_2} \cdot \frac{1}{\psi_A}}, \text{ см.}$$

При проектном расчете вместо мощности N_2 берется расчетная мощность, несколько большая, чем N_2 , т. е. $N_p = K \cdot N_2$.

Коэффициент K выбирают в зависимости от условий работы и конструкции передачи ($K = 1,3 \div 1,5$).

Порядок проектного расчета. Определяем межосевое расстояние A из условия контактной прочности по вышеприведенной формуле.

Определив межосевое расстояние A , находим величину модуля $m = (0,01 \div 0,02) A$ и полученную величину округляем до ближайшего стандартного модуля по ГОСТ 9563—60.

Зная A и m , определяем суммарное количество зубьев

$$z_c = \frac{2A}{m}.$$

После этого находим числа зубьев шестерни и колеса

$$z_{ш} = \frac{2A}{m(1+i)}; \quad z_{к} = z_{ш} \cdot i.$$

Уточняем фактическое межосевое расстояние (после округления модуля до стандартного)

$$A = m \frac{z_{ш} + z_{к}}{2}.$$

Затем находим остальные геометрические размеры колес.

Определяем действительные контактные напряжения и сравниваем их с допускаемыми

$$\sigma_{к} = \frac{340\,000}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(i \pm 1)^3}{b} \cdot \frac{KN}{n}} \leq [\sigma]_{к}.$$

Проводим проверку прочности зубьев на изгиб

$$\sigma_{и} = \frac{195\,000 K \cdot N}{y \cdot m^2 \cdot z \cdot b \cdot n} \leq [\sigma]_{и}.$$

Определяем усилия, действующие в зацеплении:
окружное усилие

$$P = \frac{2M_{кр}}{d} = \frac{2 \cdot 97400N}{d \cdot n} \text{ кГ},$$

где d — диаметр делительной окружности;
радиальное усилие $T = P \operatorname{tg} \alpha$, где α — угол зацепления.

Пример. Рассчитать закрытую цилиндрическую прямозубую передачу (см. рис. 152) одноступенчатого редуктора для следующих условий работы: передаваемая мощность $N = 7$ кВт; числа оборотов ведущего вала $n_1 = 960$ об/мин; передаточное число $i = 4$; передача нереверсивная. Срок службы не ограничен.

Решение. 1) Выбираем материал шестерни и колеса.

Для шестерни — сталь 40Х; термообработка — улучшение.

Механические характеристики: $\sigma_b = 90$ кГ/мм²; $\sigma_r = 55$ кГ/мм²,
НВ = 250.

Для колеса — сталь 45; термообработка — улучшение.

Механические характеристики: $\sigma_b = 80$ кГ/мм²; $\sigma_r = 40$ кГ/мм²,
НВ = 220.

2) Определяем: допускаемое контактное напряжение (для колеса).

$$\sigma_{к} = 26НВ = 26 \cdot 220 = 5720 \text{ кГ/см}^2$$

допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_0]_{и} = \frac{1,5 \cdot \sigma_{-1}}{K_{\sigma}} = \frac{1,5 \cdot 0,45 \sigma_b}{n \cdot K_{\sigma}};$$

где $\sigma_{-1} = 0,45 \sigma_b$.

Принимаем для поковки с улучшением $n = 1,5$ и $K_{\sigma} = 1,8$;
для шестерни

$$[\sigma_0]_{и.ш} = \frac{1,5 \cdot 0,45 \cdot 90}{1,5 \cdot 1,8} = 22,5 \text{ кГ/мм}^2;$$

для колеса

$$[\sigma_0]_{и.к} = \frac{1,5 \cdot 0,45 \cdot 80}{1,5 \cdot 1,8} = 20 \text{ кг/мм}^2.$$

3) Задаемся коэффициентом ширины колеса, предполагая, что редуктор будет легкого типа, нормальной точности изготовления. Принимаем

$$\psi_A = \frac{b}{A} = 0,2.$$

4) Определяем межосевое расстояние из условия контактной прочности зуба:

$$A = (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{340\,000}{[\sigma]_к \cdot i}\right)^2 \frac{1}{\psi_A} \cdot \frac{KN}{n_к}} \text{ см.}$$

Принимаем ориентировочно коэффициент нагрузки для прирабатываемых материалов колес $K=1,3$.

Число оборотов колеса $n_к = \frac{n_{ш}}{i} = \frac{960}{4} = 240$ об/мин.

$$A = (4+1) \sqrt[3]{\left(\frac{340\,000}{5720 \cdot 4}\right)^2 \frac{1}{0,2} \cdot \frac{1,3 \cdot 7}{240}} = 17,4 \text{ см.}$$

Принимаем межосевое расстояние $A=175$ мм.

5) Определяем ширину колеса $b = \psi_A \cdot A = 0,2 \cdot 175 = 35$ мм; ширина шестерни $b' = b + 5$ мм $= 35 + 5 = 40$ мм.

6) Выбираем модуль $m = (0,01 \div 0,02) A = (0,01 \div 0,02) \cdot 175 = 1,75 \div 3,5$ мм.

Принимаем по ГОСТ 9563—60 $m=3,5$ мм.

7) Определяем суммарное число зубьев

$$z_c = \frac{2A}{m} = \frac{2 \cdot 175}{3,5} = 100.$$

Число зубьев шестерни

$$z_{ш} = \frac{z_c}{i+1} = \frac{100}{4+1} = 20.$$

Число зубьев колеса $z_к = z_{ш} \cdot i = 20 \cdot 4 = 80$.

8) Определяем геометрические параметры колес:

делительный диаметр шестерни $d_{ш} = m z_{ш} = 3,5 \cdot 20 = 70$ мм; колеса $d_к = m z_к = 3,5 \cdot 80 = 280$ мм;

диаметр окружности вершин зубьев $d_{авш} = m(z_{ш} + 2) = 3,5 \cdot (20 + 2) = 77$ мм; $d_{авк} = m(z_к + 2) = 3,5 \cdot (80 + 2) = 287$ мм;

диаметр окружности впадин зубьев $d_{фш} = m(z_{ш} - 2,5) = 3,5(20 - 2,5) = 3,5 \cdot 17,5 = 61,25$ мм; $d_{фк} = m(z_к - 2,5) = 3,5(80 - 2,5) = 3,5 \times 77,5 = 271,25$ мм.

9) Принятые размеры колеса проверяем по действительным контактным напряжениям:

$$\sigma_k = \frac{340\,000}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(i+1)^3}{b} \cdot \frac{KN}{n_k}} = \frac{340\,000}{17,5 \cdot 4} \times \\ \times \sqrt{\frac{(4+1)^3}{3,5} \cdot \frac{1,3 \cdot 7}{240}} = 5570 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_k = 5720 \text{ кг/см}^2.$$

10) Проверяем прочность зубьев на изгиб. Предварительно по табл. 63 находим коэффициент формы зуба шестерни и колеса $y_{ш} = 0,371$, $y_k = 0,480$, тогда $y_{ш} [\sigma_0]_{н.ш} = 0,371 \cdot 22,5 = 8,35$; $y_k [\sigma_0]_{н.к} = 0,480 \cdot 20 = 9,6$.

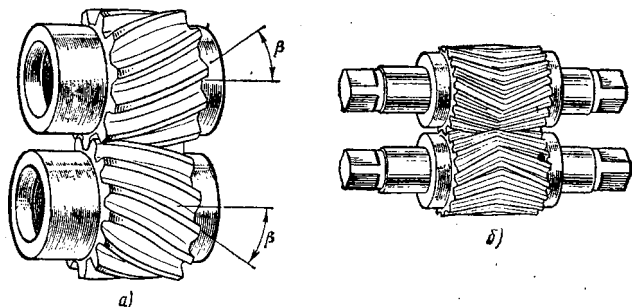


Рис. 154

Следовательно, проверку ведем по шестерне, как более слабому звену. Действительное напряжение изгиба

$$\sigma_{н} = \frac{195\,000 \cdot K \cdot N}{y \cdot m^2 \cdot z_{ш} \cdot b \cdot n_{ш}} = \frac{195\,000 \cdot 1,3 \cdot 7}{0,371 \cdot 0,35^2 \cdot 20 \cdot 3,5 \cdot 960} = 570 \text{ кг/см}^2 < [\sigma_0]_{н.ш} = 2250 \text{ кг/см}^2.$$

Как видно из проверки на контактную прочность и на изгиб, передача будет работать нормально, так как действительные напряжения меньше допускаемых.

11) Определяем усилия, действующие в зацеплении.

Окружное усилие

$$P = \frac{2M_{пр}}{d_{ш}} = \frac{2 \cdot 97\,400 \text{ Н}}{d_{ш} \cdot n_{ш}} = \frac{2 \cdot 97\,400 \cdot 7}{7 \cdot 960} = 203 \text{ кг}.$$

Радиальное усилие $T = P \operatorname{tg} \alpha = 203 \operatorname{tg} 20^\circ = 203 \cdot 0,364 = 74 \text{ кг}$.

Б. Конструкция и расчет цилиндрических косозубых и шевронных передач. Цилиндрическая передача с косым (винтовым) зубом показана на рис. 154, а. Нарезание зуба этих колес производят теми же инструментами, как и прямозубых колес. Наклон зуба образуется поворотом инструмента на угол β к образующей цилиндра колес. Поэтому профиль зуба в нормальном сечении совпадает с профилем прямозубого колеса и, следовательно, нормальный модуль должен быть стандартным (рис. 155). Основным преимуществом

цилиндрических косозубых передач является большая плавность зацепления, что значительно снижает шум и динамические нагрузки. Это особенно важно для быстроходных передач.

Плавность работы получается благодаря непрерывному зацеплению не менее двух пар зубьев, контакт которых перемещается вдоль зуба.

Косой зуб прочнее прямого, так как его длина b_1 больше ширины колеса b .

Основным недостатком этих передач является возникновение осевого усилия S , которое возрастает с увеличением угла β .

Это усилие стремится сдвинуть колесо и согнуть вал. Для устранения этого недостатка в сильно нагруженных передачах (например, в прокатных станах) применяют сдвоенные колеса, у которых наклон зубьев направлен в противоположные стороны. Такие колеса называют шевронными (рис. 154, б).

Основные расчетные зависимости. 1) Передаточное число, как и у прямозубой передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

2) Торцевой шаг (как видно из рис. 155)

$$t_s = \frac{t}{\cos \beta}$$

где t — нормальный шаг, измеренный перпендикулярно к зубу.

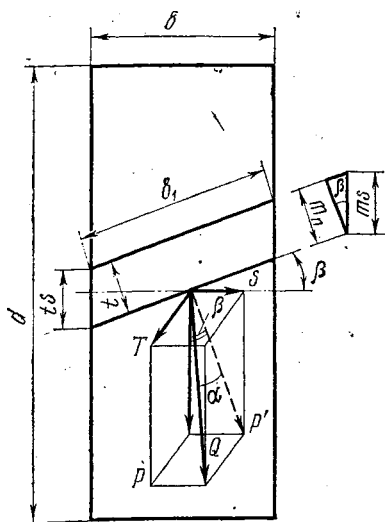


Рис. 155

3) Торцевой модуль

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

где m_n — нормальный стандартный модуль.

4) Делительный диаметр для шестерни

$$d_{ш} = m_s \cdot z_{ш} = \frac{m_n \cdot z_{ш}}{\cos \beta}$$

для колеса

$$d_k = m_s \cdot z_k = \frac{m_n \cdot z_k}{\cos \beta}$$

5) Межосевое расстояние

$$A = \frac{(z_{ш} + z_k) m_n}{2 \cdot \cos \beta} = 0,5 (z_{ш} + z_k) m_s$$

6) Высота зуба для некорригированных зубчатых колес $h = h_a + h_f = m_n + 1,25m_n = 2,25m_n$.

Радиальный зазор $C=0,25m_n$.

7) Диаметр окружности вершин зубьев $d_a=d+2m_n$.

8) Диаметр окружности впадин $d_f=d-2,5m_n$.

9) Длина зуба $b_1=\frac{b}{\cos \beta}$, где b — ширина колеса.

Для того чтобы в зацеплении находилось не менее двух пар зубьев, ширина колеса

$$b \geq \frac{2,5m_n}{\sin \beta}.$$

10) Силы, действующие в зацеплении, показаны на рис. 155.

В сечении, нормальном к зубу, действует сила P' , которая состоит из трех составляющих:

$$\text{окружная сила } P = \frac{2M}{d};$$

$$\text{осевая сила } S = P \operatorname{tg} \beta;$$

$$\text{радиальная сила } T = P' \operatorname{tg} \alpha = P \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

$$\text{суммарная сила } Q = \frac{P'}{\cos \alpha} = \frac{P}{\cos \alpha \cdot \cos \beta},$$

где α — угол зацепления; β — угол наклона зуба.

Расчет открытой передачи. При проектном расчете нормальный модуль косозубого колеса можно определить по следующей формуле:

$$m_n = \cos \beta \sqrt[3]{\frac{216\,000}{y \cdot \varepsilon_s \cdot \psi \cdot z [\sigma]_H} \cdot \frac{KN}{n}} \text{ см,}$$

где β — угол наклона зубьев. Для косозубых передач $\beta=8 \div 20$, для шевронных — $\beta=25 \div 40^\circ$;

y — коэффициент формы зуба, который находят по приведенному числу зубьев (см. табл. 63). Приведенное число зубьев определяем по следующей зависимости:

$$z_{\text{пр}} = \frac{z}{\cos^3 \beta};$$

ε_s — торцевой коэффициент перекрытия, определяется по приближенной формуле:

$$\varepsilon_s = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{\text{ш}}} \pm \frac{1}{z_{\text{к}}} \right) \right] \cos \beta;$$

$\psi = \frac{b}{m}$ — коэффициент ширины зуба ($\psi=10 \div 20$), см. стр. 236.

Дальнейший порядок расчета аналогичен расчету цилиндрических прямозубых передач.

Расчет закрытой передачи. Определяем межосевое расстояние закрытой цилиндрической косозубой передачи из условия контактной прочности зуба:

$$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{340\,000}{[\sigma]_H \cdot i} \right)^2 \cdot \frac{1}{\psi_A} \cdot \frac{KN}{nK_H}} \text{ см,}$$

где K_K — коэффициент повышения контактной прочности косозубой передачи по сравнению с прямозубой. Для $\beta = 8 \div 20^\circ$ рекомендуется $K_K = 1,15 \div 1,35$;

φ_A — коэффициент ширины зуба ($\varphi_A = 0,3 \div 0,4$ для редукторов).

Определив A , задаемся величиной модуля $m_n = (0,01 \div 0,02) A$ и полученное значение округляем до стандартного.

Определяем числа зубьев: суммарное

$$z_c = \frac{2A \cos \beta}{m_n},$$

шестерни

$$z_{ш} = \frac{z_c}{i + 1},$$

колеса

$$z_k = z_{ш} \cdot i.$$

После определения основных размеров колес проверяем прочность зубьев по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{из} = \frac{108\,000 (i \pm 1) \cos^2 \beta}{y \cdot A \cdot b \cdot e_s \cdot m_n} \cdot \frac{KN}{n_{ш}} \leq [\sigma]_{из}.$$

Определяем действительные контактные напряжения и сравниваем их с допускаемыми

$$\sigma_k = \frac{340\,000}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(i \pm 1)^3 KN}{b \cdot K_K \cdot n}} \leq [\sigma]_k.$$

Пример. Рассчитать цилиндрическую косозубую передачу одноступенчатого редуктора для следующих условий работы: мощность на ведущем валу $N_1 = 14$ кВт; число оборотов ведущего вала $n = 500$ об/мин; передаточное число $i = 4$. Передача нереверсивная, нагрузка постоянная, спокойная. Срок службы передачи не ограничен.

Решение. 1) Выбираем материал для изготовления шестерни и колеса (см. табл. 61, 62). Принимаем для шестерни: поковка из стали 45; термообработка — нормализация; механические характеристики $\sigma_b = 75$ кг/мм², $\sigma_T = 40$ кг/мм², HB = 170—217.

Для колеса поковка из стали 35; термообработка — нормализация; механические характеристики $\sigma_b = 60$ кг/мм², $\sigma_T = 32$ кг/мм², HB = 167—194.

2) Определяем допускаемые напряжения. Предел выносливости: для шестерни

$$\sigma_{-1} = 0,45\sigma_b = 0,45 \cdot 75 = 33,75 \text{ кг/мм}^2;$$

для колеса

$$\sigma_{-1} = 0,45\sigma_b = 0,45 \cdot 60 = 27 \text{ кг/мм}^2.$$

Находим контактные напряжения для колеса:

$$[\sigma_k] = 26HB = 26 \cdot 194 = 5020 \text{ кг/см}^2.$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_0]_{из} = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1}}{n \cdot K_{\sigma}}$$

для нерEVERсивной передачи.

Если в качестве заготовки берем поковку, а термообработка — нормализация, то $n=1,5$, а коэффициент концентрации напряжения $K_{\sigma} = 1,7$.

Для шестерни

$$[\sigma_0]_{из.ш} = \frac{1,5 \cdot 33,75}{1,5 \cdot 1,6} = 21 \text{ кг/мм}^2.$$

Для колеса

$$[\sigma_0]_{из.к} = \frac{1,5 \cdot 27}{1,5 \cdot 1,6} = 17,92 \text{ кг/мм}^2.$$

3) Определяем межосевое расстояние

$$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{340\,000}{[\sigma]_{к \cdot i}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\psi_A} \cdot \frac{KN}{K_{\kappa} n_{\kappa}}} \text{ см,}$$

где

$$n_{\kappa} = \frac{n_{ш}}{i} = \frac{500}{4} = 125 \text{ об/мин.}$$

Принимаем $\psi_A = 0,3$ и коэффициенты нагрузки $K = 1,3$ и $K_{\kappa} \approx 1,2$.
Тогда

$$A = (4 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{340\,000}{5020 \cdot 4}\right)^2 \cdot \frac{1}{0,3} \cdot \frac{1,3 \cdot 14}{1,2 \cdot 125}} = 24,4 \text{ см.}$$

Принимаем межосевое расстояние $A = 250$ мм.

4) Находим нормальный модуль

$$m_n = (0,01 \div 0,02) A = (0,01 \div 0,02) \cdot 250 = 2,5 \div 5 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 9563—60 $m_n = 3,5$ мм.

5) Определяем число зубьев:

суммарное

$$Z_c = \frac{2A \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 250 \cos 10^\circ}{3,5} = 140,$$

где β — угол наклона зуба, принимаем предварительно $\beta = 10^\circ$.

Число зубьев шестерни

$$Z_{ш} = \frac{Z_c}{i+1} = \frac{140}{4+1} = 28;$$

колеса

$$Z_{к} = Z_{ш} \cdot i = 28 \cdot 4 = 112.$$

Уточняем угол наклона зубьев

$$\cos \beta = \frac{Z_c \cdot m_n}{2A} = \frac{140 \cdot 3,5}{2 \cdot 250} = 0,98,$$

откуда

$$\beta = 11^\circ 29'.$$

6) Определяем размеры зубчатых колес:
шестерня

$$d_{ш} = \frac{m_n \cdot Z_{ш}}{\cos \beta} = \frac{3,5 \cdot 28}{\cos 11^\circ 29'} = 100 \text{ мм};$$

$$d_{a. ш} = d_{ш} + 2 \cdot m_n = 100 + 2 \cdot 3,5 = 107 \text{ мм};$$

$$d_{f. ш} = d_{ш} - 2,5 m_n = 100 - 2,5 \cdot 3,5 = 91,25 \text{ мм};$$

колесо

$$d_{к} = \frac{m_n \cdot Z_{к}}{\cos \beta} = \frac{3,5 \cdot 112}{\cos 11^\circ 29'} = 400 \text{ мм};$$

$$d_{a. к} = d_{к} + 2 m_n = 400 + 2 \cdot 3,5 = 407 \text{ мм};$$

$$d_{f. к} = d_{к} - 2,5 m_n = 400 - 2,5 \cdot 3,5 = 391,25 \text{ мм}.$$

7) Определяем ширину колеса

$$b = \psi_A \cdot A = 0,3 \cdot 250 = 75 \text{ мм};$$

ширину шестерни

$$b' = b + 5 \text{ мм} = 75 + 5 = 80 \text{ мм}.$$

8) Проверяем фактическое межосевое расстояние

$$A = \frac{d_{ш} + d_{к}}{2} = \frac{100 + 400}{2} = 250 \text{ мм}.$$

9) Рассчитываем прочность зубьев по напряжениям изгиба

$$\sigma_{и} = \frac{108\,000 (t \pm 1) \cos^2 \beta}{y \cdot A \cdot b \cdot \epsilon_s \cdot m_n} \cdot \frac{KN}{n_{ш}} \leq [\sigma_0]_{и},$$

где ϵ_s — торцевой коэффициент перекрытия;

$$\epsilon_s = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{ш}} \pm \frac{1}{z_{к}} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{28} + \frac{1}{112} \right) \right] 0,98 = 1,72.$$

Коэффициент формы зуба определяем по приведенному числу зубьев по табл. 63.

Приведенное число зубьев:
для шестерни

$$z_{пр. ш} = \frac{z_{ш}}{\cos^3 \beta} = \frac{28}{0,94} \cong 30,$$

следовательно, $y_{ш} = 0,417$;

для колеса

$$z_{пр. к} = \frac{z_{к}}{\cos^3 \beta} = \frac{112}{0,94} \cong 120,$$

следовательно, $y_{к} = 0,482$.

Определяем менее прочное звено в зацеплении:

$$y_{ш} [\sigma_0]_{и. ш} = 0,417 \cdot 21 = 8,75; \quad y_{к} [\sigma_0]_{и. к} = 0,482 \cdot 17,92 = 8,63.$$

В дальнейшем расчет ведем по колесу, как более слабому звену:

$$\sigma_{и} = \frac{108\,000 (4+1) \cos^2 11^\circ 29' \cdot 1,3 \cdot 14}{0,482 \cdot 25 \cdot 7,5 \cdot 1,72 \cdot 0,35 \cdot 500} = 348 \text{ кг/см}^2 < [\sigma_0]_{и. к}.$$

10) Проверяем действительные контактные напряжения и сравниваем их с допускаемыми:

$$\sigma_k = \frac{340\,000}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(i+1)^3}{b} \cdot \frac{KN}{K_K n_K}} = \frac{340\,000}{25 \cdot 4} \sqrt{\frac{(4+1)^3}{7,5} \cdot \frac{1,3 \cdot 14}{1,2 \cdot 125}} =$$

$$= 4900 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_k = 5020 \text{ кг/см}^2,$$

где $K_K \approx 1,2$ при $\beta = 11^\circ 24'$.

Из приведенного расчета видно, что действительные напряжения будут меньше допускаемых, следовательно, зубчатая передача будет отвечать заданным условиям работы.

Понятия о конструкции и расчете конических прямозубчатых передач. Конические зубчатые колеса применяют при передаче крутящего момента от ведущего вала, оси которых пересекаются под углом δ . Чаще всего этот угол $\delta = 90^\circ$.

На рис. 156 показана коническая зубчатая передача. Колеса представляют собой усеченные конусы, вершины которых находятся в одной точке O , где пересекаются оси валов. На боковых поверхностях этих конусов нарезаны зубья, размеры которых (толщина и высота) уменьшаются по направлению к вершине конусов. Конусы, перекатывающиеся один по другому без скольжения, называются начальными. Эта передача сложнее цилиндрической в изготовлении и монтаже. Пересечение осей затрудняет расположение опор валов, в связи с этим одно из колес (чаще всего шестерня) располагается консольно, что приводит к неравномерному распределению нагрузки по длине зуба. Профиль зуба (эвольвентный) строится приближенно на конических поверхностях дополнительных конусов, на которых удобнее производить измерение профиля.

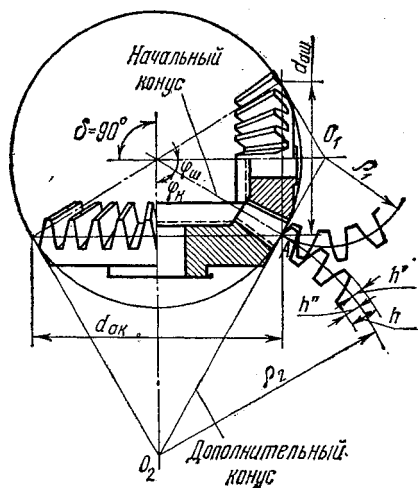


Рис. 156

Передаточное число конической передачи при $\delta = 90^\circ$:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_K}{z_{ш}} = \operatorname{tg} \varphi_K = \operatorname{ctg} \varphi_{ш} = \frac{\sin \varphi_K}{\sin \varphi_{ш}},$$

где $\varphi_{ш}$, φ_K — половина углов начальных конусов шестерни и колеса в градусах.

Диаметры начальных (делительных) окружностей:

$$d_{ш} = m_{\max} \cdot z_{ш}; \quad d_K = m_{\max} \cdot z_K,$$

где m_{\max} — максимальный (производственный) модуль на дополнительном наружном конусе.

Размеры зуба на дополнительном наружном конусе:

высота головки зуба $h' = m_{\max}$;

высота ножки зуба $h'' = 1,25m_{\max}$;

высота зуба $h = 2,25m_{\max}$.

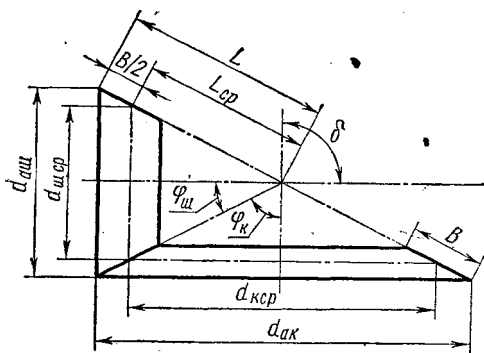


Рис. 157

Диаметры окружностей выступов на наружном дополнительном конусе (рис. 157):

$$d_{a.ш} = d_{ш} + 2 \cdot m_{\max} \cdot \cos \varphi_{ш};$$

$$d_{a.к} = d_{к} + 2m_{\max} \cdot \cos \varphi_{к}.$$

Диаметр окружности впадин на наружном дополнительном конусе

$$d_{f.ш} = d_{ш} - 2,5 \cdot m_{\max} \cdot \cos \varphi_{ш};$$

$$d_{f.к} = d_{к} - 2,5 \cdot m_{\max} \cdot \cos \varphi_{к}.$$

Конусное расстояние (длина образующей начального конуса):

$$L = \frac{\sqrt{d_{ш}^2 + d_{к}^2}}{2} = 0,5 \cdot m_{\max} \sqrt{z_{ш}^2 + z_{к}^2}.$$

Расчет открытых конических передач. При проектном расчете открытых прямозубых конических передач определяют средний модуль:

$$m_{ср} = \sqrt[3]{\frac{230\,000}{y \cdot \psi \cdot z \cdot [\sigma]_H} \cdot \frac{KN}{n}} \text{ см,}$$

где N — мощность, кВт;

y — коэффициент формы зуба, выбираемый по табл. 63 по приведенному числу зубьев, которое для конических передач равно

$$z_{пр} = \frac{z}{\cos \varphi};$$

ψ — коэффициент длины зуба;

$$\psi = \frac{b}{m_{ср}} = \frac{\sqrt{z_{ш}^2 + z_{к}^2}}{\frac{2L}{b} - 1},$$

так как

$$m_{ср} = \frac{m_{\max} (2L - b)}{2L},$$

Отношение $\frac{b}{L} = 0,3 - 0,33$ (большее значение при постоянной нагрузке и $i < 4$).

При известном $m_{ср}$ максимальный модуль m_{max} определяют по формуле:

$$m_{max} = m_{ср} \frac{L}{L - 0,5b} = \frac{m_{ср}}{1 - 0,5 \frac{b}{L}}$$

или

$$m_{max} = m_{ср} + \frac{b}{z} \sin \varphi,$$

где L — конусное расстояние, см.

Расчет закрытых конических передач. При проектном расчете стальных прямозубых конических передач определяем конусное расстояние из условия контактной прочности зуба по формуле

$$L = \psi_L \sqrt{i^2 + 1} \sqrt[3]{\left[\frac{340\,000}{(\psi_L - 0,5) i \cdot [\sigma]_к} \right]^2 \frac{KN}{0,85n_к}} \text{ см},$$

где ψ_L — коэффициент длины зуба

$$\psi_L = \frac{L}{b} \geq 3.$$

При проверочном расчете проверяем напряжения изгиба по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{230\,000 KN}{y \cdot \psi_{ср} \cdot z \cdot m_{ср}^3 \cdot n} \leq [\sigma]_{из},$$

где

$$\psi_{ср} = \frac{b}{m_{ср}},$$

а y находим по приведенному числу зубьев

$$z_{пр. ш} = \frac{z_{ш}}{\cos \varphi_{ш}} \quad \text{и} \quad z_{пр. к} = \frac{z_к}{\cos \varphi_к}.$$

Определяем действительные контактные напряжения и сравниваем их с допустимым напряжением:

$$\sigma_к = \frac{340\,000}{(L - 0,5b) i} \sqrt{\frac{(i^2 + 1)^{3/2}}{0,85b} \cdot \frac{KN}{n_к}} \leq [\sigma]_к \text{ кг/см}^2,$$

где K — коэффициент нагрузки; для предварительных расчетов принимаем $K = 1,3 \div 1,5$.

Более подробный порядок расчета закрытой конической прямозубой передачи разобран далее на конкретном примере.

Силы в зацеплении прямозубой конической передачи. Силу Q (рис. 158) раскладываем на силы P , T' . В свою очередь силу T' раскладываем на S и T , где окружная сила

$$P = \frac{2M_{ш}}{d_{ср. ш}}; \quad Q = \frac{P}{\cos \alpha}; \quad T' = P \operatorname{tg} \alpha.$$

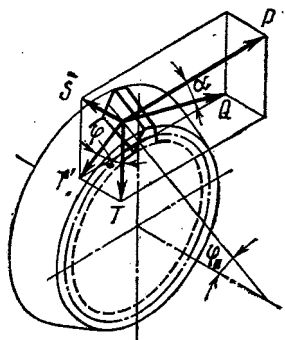


Рис. 158

радиальная сила

$$T = T' \cos \varphi_{\text{ш}} = P \operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_{\text{ш}},$$

осевая сила

$$S = T' \sin \varphi_{\text{ш}} = P \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_{\text{ш}}.$$

Для колеса радиальной силой будет S , а осевой силой — T .

Пример. Рассчитать закрытую коническую передачу с прямым зубом (рис. 159) для следующих условий работы: мощность на ведущем валу $N_1 = 10$ кВт; число оборотов ведущего вала $n_1 = 640$ об/мин; число оборотов ведомого вала $n_2 = 200$ об/мин; коэффициент нагрузки $K = 1,5$; коэффициент полезного действия $\eta = 0,96$; срок службы не ограничен, передача неревверсивная, нагрузка постоянная, спокойная; угол $\delta = 90^\circ$.

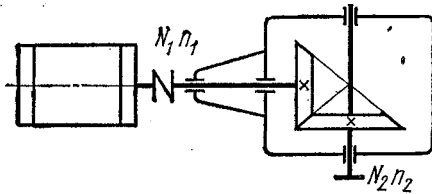


Рис. 159

Решение. 1) Выбираем по табл. 62 материал для изготовления колеса (сталь 40ХН, нормализованная с $\sigma_B = 85$ кг/мм², $\sigma_T = 60$ кг/мм² и НВ = 220–250); шестерни (сталь 40ХН, улучшенная с $\sigma_B = 95$ кг/мм², $\sigma_T = 65$ кг/мм² и НВ = 250 ÷ 280).

2) Определяем допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma]_{\text{и}} = \frac{(1,4 - 1,6) \sigma_{-1}}{n \cdot K_\sigma} = \frac{1,5 \cdot 0,45 \sigma_B}{n \cdot K_\sigma},$$

где

$$\sigma_{-1} = 0,45 \sigma_B;$$

принимаем

$$n = 1,5 \text{ и } K_\sigma = 1,8,$$

тогда

$$[\sigma]_{\text{и. ш}} = \frac{1,5 \cdot 0,45 \cdot 95}{1,5 \cdot 1,8} = 23,8 \text{ кг/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{\text{и. к}} = \frac{1,5 \cdot 0,45 \cdot 85}{1,5 \cdot 1,8} = 21,2 \text{ кг/мм}^2.$$

Определяем допускаемое контактное напряжение для колеса

$$[\sigma]_{\text{к}} = 26 \text{ НВ} = 26 \cdot 250 = 6500 \text{ кг/см}^2.$$

3) Находим передаточное число

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_{\text{ш}}}{n_{\text{к}}} = \frac{640}{200} = 3,2.$$

4) Определяем углы начальных конусов для колеса и шестерни

$$\operatorname{tg} \varphi_{\text{к}} = i = 3,2; \quad \varphi_{\text{к}} = 72^\circ 42';$$

тогда

$$\varphi_{\text{ш}} = 90^\circ - \varphi_{\text{к}} = 17^\circ 18'.$$

5) Рассчитываем требуемое конусное расстояние:

$$L = \psi_L \sqrt{i^2 + 1} \sqrt[3]{\left[\frac{340\,000}{(\psi_L - 0,5) i [\sigma]_K} \right]^2 \cdot \frac{KN}{0,85 \cdot n_K}}, \text{ см.}$$

Принимаем коэффициент длины зуба

$$\psi_L = \frac{L}{b} = 3,$$

подставляем эту величину в формулу

$$L = 3 \sqrt{3,2^2 + 1} \sqrt[3]{\left[\frac{340\,000}{(3 - 0,5) 3,2 \cdot 6500} \right]^2 \cdot \frac{1,5 \cdot 10}{0,85 \cdot 200}} = 15,6 = 156 \text{ мм.}$$

6) Определяем длину зуба

$$b = \frac{156}{3} = 52 \text{ мм.}$$

7) Задаемся числом зубьев шестерни $z_{ш} = 20$ и определяем число зубьев колеса

$$z_K = z_{ш} \cdot i = 20 \cdot 3,2 = 64.$$

8) Определяем максимальный торцевой модуль

$$L = 0,5 m_{\max} \sqrt{z_{ш}^2 + z_K^2},$$

откуда находим

$$m_{\max} = \frac{L}{0,5 \sqrt{z_{ш}^2 + z_K^2}} = \frac{156}{0,5 \sqrt{20^2 + 64^2}} = 4,7 \text{ мм.}$$

Округляем максимальный модуль до ближайшего стандартного (по ГОСТ 9563—60); принимаем $m_{\max} = 5$ мм.

9) Находим действительное конусное расстояние:

$$L = 0,5 \cdot 5 \sqrt{20^2 + 64^2} = 167 \text{ мм.}$$

10) Определяем средний модуль по формуле

$$m_{cp} = m_{\max} - \frac{b}{z_{ш}} \sin \varphi_{ш} = 5 - \frac{52}{20} \cdot 0,2974 = 4,23 \text{ мм}$$

(не округляем).

11) Проверяем действительные напряжения изгиба в зубьях конической пары по формуле

$$\sigma_H = \frac{230\,000 KN}{y \cdot \psi_{cp} \cdot z \cdot m_{cp}^3 \cdot n} \leq [\sigma]_H.$$

Находим приведенные числа зубьев

$$z_{пр \cdot ш} = \frac{z_{ш}}{\cos \varphi_{ш}} = \frac{20}{0,9548} \cong 21,$$

$$z_{пр \cdot K} = \frac{z_K}{\cos \varphi_K} = \frac{64}{0,2974} \cong 201$$

и определяем для этих чисел зубьев коэффициент формы зуба y по табл. 63:

$$y_{ш} = 0,375; \quad y_{к} = 0,485.$$

Определяем условие равнопрочности обоих колес по напряжениям изгиба:

$$y_{ш} [\sigma]_{н. ш} = 0,375 \cdot 23,8 = 8,92; \quad y_{к} [\sigma]_{н. к} = 0,485 \cdot 21,2 = 10,25.$$

Дальнейшую проверку ведем по шестерне, как более слабому звену передачи.

Коэффициент

$$\psi_{ср} = \frac{b}{m_{ср}} = \frac{52}{4,23} = 12,3;$$

$$\sigma_{н} = \frac{230\,000 \cdot 1,5 \cdot 10}{0,375 \cdot 12,3 \cdot 20 \cdot 0,423^3 \cdot 640} = 780 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_{н. ш} = 2380 \text{ кг/см}^2.$$

12) По принятым размерам передачи определяем действительные контактные напряжения

$$\sigma_{к} = \frac{340\,000}{(L - 0,5a) i} \sqrt{\frac{(i+1)^{3/2} KN}{0,85 b n_{к}}} = \frac{340\,000}{(16,7 - 0,5 \cdot 5,2) 3,2} \times$$

$$\sqrt{\frac{(3,2+1)^{3/2}}{0,85 \cdot 5,2} \cdot \frac{1,5 \cdot 10}{200}} = 6000 \text{ кг/см}^2 < [\sigma] = 6500 \text{ кг/см}^2.$$

Следовательно, зубчатая передача выдержит нагрузки, как по напряжениям изгиба, так и по контактным напряжениям.

13) Определяем основные размеры диаметров конических колес:

$$d_{ш} = m_{\max} \cdot z_{ш} = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм};$$

$$d_{к} = m_{\max} \cdot z_{к} = 5 \cdot 64 = 320 \text{ мм};$$

$$d_{аш} = d_{ш} + 2m_{\max} \cdot \cos \varphi_{ш} = 100 + 2 \cdot 5 \cdot 0,9548 = 109,548 \text{ мм};$$

$$d_{ак} = d_{к} + 2m_{\max} \cdot \cos \varphi_{к} = 320 + 2 \cdot 5 \cdot 0,2974 = 322,974 \text{ мм}.$$

§ 25. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячные передачи применяют для передачи движения между двумя скрещивающимися, но не пересекающимися валами. Движение в червячной передаче осуществляется по принципу винтовой пары, где винтом является червяк с трапецидальной нарезкой 1, который входит в зацепление с колесом с косым зубом особой формы 2 (рис. 160, а, б).

Червячные передачи широко распространены в машиностроении и приборостроении благодаря следующим преимуществам:

а) возможности получения больших передаточных чисел в одной паре. Передаточным числом червячной пары является отношение числа зубьев червячного колеса к числу заходов резьбы червяка.

Для силовых передач $i = 10 \div 80$, для делительных механизмов i до 500;

- б) плавности зацепления и бесшумности работы;
- в) возможности самоторможения.

Кроме того передача характеризуется сравнительно малыми габаритами и весом.

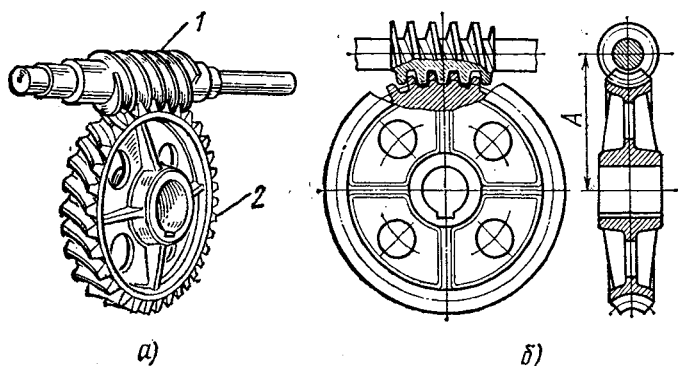


Рис. 160

Недостатки червячной передачи: сравнительно низкий к.п.д.; сильный нагрев при продолжительной работе; высокая стоимость материала (бронзы) червячного колеса; ограниченная передаваемая мощность (до 60 кВт).

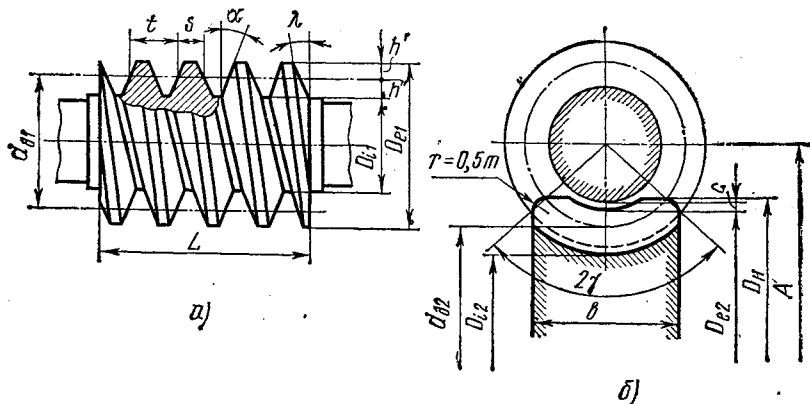


Рис. 161

Основные параметры червячной передачи. Рассмотрим конструкцию и геометрические зависимости некорректированной червячной передачи с цилиндрическим архимедовым (прямолинейным) червяком, основные параметры которой установлены ГОСТ 2144—66 (рис. 161, а, б).

Для червяка:

- $\alpha = 20^\circ$ — угол профиля в осевом сечении нарезки червяка;
- $t = \pi m_s$ — осевой шаг;

Зависимость между m_s , q , d_{d_1} , z_1 (ГОСТ 2144—66)

m_s , мм		q	d_{d_1} , мм	z_1	m_s , мм		q	d_{d_1} , мм	z_1
1-й ряд	2-й ряд				1-й ряд	2-й ряд			
1	—	16	16	1	—	4,5	10	45	1,2,4
—	1,125	16	18	1,2,4			12	54	1
1,25	—	16	20	1,2,4			16	72	1
—	1,375	16	22	1,2,4	5	—	9	45	1,2,4
1,5	—	14	21	1,2,4			(10)	50	1,2,4
		16	24	1,2,4			12	60	1,2,4
1,75	—	14	24,5	1,2,4			16	80	1
2	—	10	20	1,2,4	—	5,5	9	49,5	1,2,4
		12	24	1,2,4			10	55	1,2,4
		(14)	28	1			12	66	1
		16	32	1			6	—	9
—	2,25	12	27	1,2,4	10	60			1,2,4
		14	31,5	1,2,4	(12)	72			1,2,4
2,5	—	10	25	1,2,4	7	—	(14)	84	1,2,4
		12	30	1,2,4			9	63	1,2,4
		(14)	35	1			10	70	1,2,4
		16	40	1			12	84	1,2,4
—	2,75	10	27,5	1,2,4	8	—	8	64	1,2,4
		12	33	1,2,4			9	72	1,2,4
3	—	10	30	1,2,4			10	80	1,2,4
		12	36	1,2,4			12	96	1,2,4
			(14)	42	1,2,4	—	9	8	72
3,5	—	(10)	35	1,2,4	10			90	1,2,4
		12	42	1,(2),(4)	12			108	1
		14	49	1	10	—	8	80	1,2,4
4	—	9	36	1,2,4			10	100	1,2,4
		10	40	1,2,4			12	120	1,(2),(4)
		12	48	1,(2),(4)			—	11	8
		(14)	56	1	10	110			1,2,4
—	—	16	64	1	12	132	1		

Примечание. 1-й ряд значений m_s следует предпочитать 2-му; значения q и z_1 , заключенные в скобки, по возможности не применять.

$$m_s = \frac{t}{\pi}; \quad m_s = \frac{2A}{q+z_2} \text{ осевой модуль,}$$

где $q = \frac{d_{д1}}{m_s}$ — относительная толщина червяка, которая по стандарту связана с модулем m_s , числом заходов червяка z_1 и диаметром делительного цилиндра червяка $d_{д1}$ (см. табл. 64).

Стандартом предусмотрено применение червяков с 1, 2 и 4 заходами:

$d_{д1} = q \cdot m_s$ — делительный диаметр червяка; λ_0 — угол подъема витка резьбы червяка на делительном цилиндре (см. табл. 65), где

$$\operatorname{tg} \lambda_0 = \frac{\pi m_s z_1}{\pi d_{д1}} = \frac{m_s z_1}{d_{д1}} = \frac{z_1}{q}; \quad \lambda_0 = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}$$

$h'_1 = m_s$ — высота головки витков червяка;

$h''_1 = 1,2m_s$ — высота ножки витков червяка.

Наружный диаметр червяка $D_{e1} = d_{д1} + 2h'_1 = d_{д1} + 2m_s$.

Диаметр впадин червяка $D_{i1} = d_{д1} - 2h''_1 = d_{д1} - 2,4m_s$.

Длина нарезанной части червяка для некорректированной передачи при

$$z_1 = 1 \text{ и } 2 \quad L \geq (11 + 0,06z_2) m_s;$$

$$z_1 = 4 \quad L \geq (12,5 + 0,09z_2) m_s,$$

$S = 0,5\pi m_s$ — теоретическая толщина осевого сечения витка червяка по делительному цилиндру;

$C = 0,2m_s$ — радиальный зазор.

Для колеса:

$d_{д2} = m_s \cdot z_2$ — диаметр начального (делительного) цилиндра колеса;

$D_{e2} = d_{д2} + 2m_s$ — диаметр окружности выступов в среднем сечении колеса;

$D_{i2} = d_{д2} - 2,4m_s$ — диаметр окружности впадин колеса.

Наружный диаметр колеса:

$$D_n \leq D_{e2} + 2m_s \text{ при } z_1 = 1;$$

$$D_n \leq D_{e2} + 1,5m_s \text{ при } z_1 = 2;$$

$$D_n \leq D_{e2} + m_s \text{ при } z_1 = 4.$$

Ширина колеса:

$$b \leq 0,75D_{e1} \text{ при } z_1 = 1 \text{ и } 2;$$

$$b \leq 0,67D_{e1} \text{ при } z_1 = 4.$$

Условный угол обхвата 2γ червяка венцом колеса определяют по формуле

$$\sin \gamma = \frac{b}{D_{e1} - 0,5m_s}$$

Межосевое расстояние $A = 0,5 m_s (q + z_2)$ мм. Межосевое расстояние

следует округлять до следующих стандартных значений: 40, 50, 63, 80, 100, 125, (140), 160, (180), 200, (225), 250, (280), 315, (355), 400, (450), 500 мм.

Передаточное число

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где n_1 — число оборотов в минуту червяка,
 z_1 — число заходов червяка,
 n_2 — число оборотов в минуту колеса и
 z_2 — число зубьев колеса.

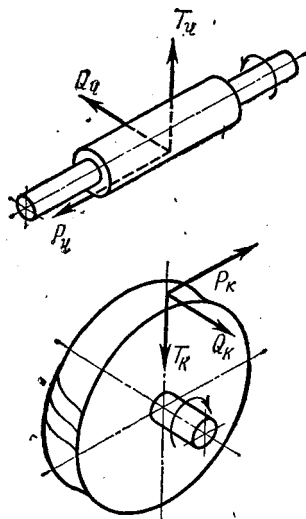


Рис. 162

Номинальные передаточные числа предусмотрены стандартом: $i=8, (9), 10, (11,2), 12,5, (14), 16, (18), 20, (22,4), 25, (28), 31,5, (35,5), 40, (45), 50, (56), 63, (71), 80$.

Значения, указанные в скобках, по возможности не применять. Фактическое значение передаточного числа не должно отличаться от номинального более чем на 5%.

Окружная скорость червяка

$$v_1 = \frac{\pi d_{д1} n_1}{60 \cdot 1000} \text{ м/сек.}$$

Окружная скорость колеса

$$v_2 = \frac{\pi d_{д2} \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \text{ м/сек.}$$

Скорость скольжения витков червяка по зубьям колеса

$$v_{ск} = \frac{v_1}{\cos \lambda_0} = \frac{m_s n_1}{19 \cdot 100} \sqrt{z_1^2 + q^2} \text{ м/сек.}$$

К. п. д. червячной пары по аналогии с винтовой парой при ведущем червяке

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda_0}{\operatorname{tg} (\lambda_0 + \rho)}$$

К. п. д. передачи увеличивается с увеличением числа заходов червяка (что связано с увеличением λ_0) и с уменьшением коэффициента трения или угла трения ρ (см. табл. 66).

При $\lambda_0 \leq \rho$ и $\eta < 0$ передача от колеса к червяку становится невозможной, получается самотормозящая передача, у которой $\eta < 0,5$, так как в этом случае

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} (\lambda - \rho)}{\operatorname{tg} \lambda}$$

Среднее значение η червячной передачи при $z=1; 2; 4$; соответственно $\eta=0,7 \div 0,75; 0,75 \div 0,82; 0,87 \div 0,92$.

Силы, действующие в зацеплении. В червячном зацеплении действуют три основные силы (см. рис. 162):

окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке:

$$P_k = P_{\text{ч}} = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 97450 \text{ KN}_2}{d_2 n_2} \text{ кг},$$

где M_2 — крутящий момент на колесе, кг·см;

N_2 — мощность на колесе, кВт;

K — коэффициент нагрузки.

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе:

$$Q_{\text{ч}} = Q_k = \frac{2M_1}{d_1} = P_{\text{ч}} \operatorname{tg}(\lambda_0 + \rho) \approx P_{\text{ч}} \operatorname{tg} \lambda_0,$$

где M_1 — крутящий момент на червяке, кг·см;

ρ — угол трения в резьбе (табл. 66);

λ_0 — угол подъема витка червяка на делительном цилиндре (табл. 65).

Радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо:

$$T_{\text{ч}} = T_k = P_k \operatorname{tg} \alpha,$$

где α — угол зацепления ($\alpha = 20^\circ$).

Расчет открытых червячных передач. Определяем модуль по условию прочности на изгиб с учетом 20% износа.

$$m_s = 10 \sqrt[3]{\frac{245K \cdot N_k}{z_k y_k \cdot [\sigma]_{\text{изг}} q \cdot n_k}} = \sqrt[3]{\frac{2,52K \cdot M_k}{z_k y_k \cdot q \cdot [\sigma]_{\text{изг}}}} \text{ см},$$

где $[\sigma]_{\text{изг}}$ — допускаемое напряжение на изгиб, кг/см²;

M_k — крутящий момент на колесе, кг·см;

y_k — коэффициент формы зуба (табл. 67); выбирается по приведенному числу зубьев:

$$z_{\text{пр}} = \frac{z_k}{\cos^3 \lambda_0}.$$

Для определения модуля предварительно надо определить z_k , задаться $q \approx 10$, коэффициентом нагрузки $K \approx 1,1$ и определить

$$\lambda_0 = \operatorname{arctg} \frac{z_2}{q}.$$

Определив модуль, находим размеры червяка:

$$d_{\text{д1}} = m_s q; D_{e1} = d_{\text{д1}} + 2m_s; D_{i1} = d_{\text{д1}} - 2,4m_s; L = (11 + 0,06z_k) m_s.$$

Определяем размеры червячного колеса:

$$d_{\text{д2}} = m_s z_k; D_{e2} = m_s (z_k + 2); D_{i2} = m_s (z_k - 2,4); D_{\text{н}} = D_{e2} + m_s;$$

$$b = 0,75 D_{e2}.$$

Угол подъема λ_0 витка червяка на делительном цилиндре

z_1	q							
	16	14	12	10	9	8	7,5	
1	3,576° (3°34'35")	4,086° (4°05'08")	4,764° (4°45'49")	5,711° (5°41'38")	6,348° (6°20'25")	7,125° (7°07'30")	7,595° (7°35'41")	
2	7,125° (7°07'30")	8,130° (8°07'48")	9,462° (9°27'44")	11,310° (11°18'36")	12,529° (12°31'44")	14,036° (14°02'10")	14,931° (14°55'55")	
4	14,036° (14°02'10")	15,945° (15°56'43")	18,435° (18°25'06")	21,801° (21°48'05")	23,962° (23°57'45")	26,565° (26°33'54")	28,072° (28°04'21")	

Зависимость коэффициента трения f и угла трения ρ от скорости скольжения $v_{ск}$ при стальном червяке и колесе из оловянистой бронзыЗависимость f и ρ от $v_{ск}$

$v_{ск}$, м/сек	0,01	0,1	0,25	0,5	1,0	1,5	2,0
f	0,11—0,12	0,08—0,09	0,065—0,075	0,055—0,065	0,045—0,055	0,04—0,05	0,035—0,045
ρ	6°17'—6°51'	4°34'—5°09'	3°43'—4°17'	3°09'—3°43'	2°35'—3°09'	2°17'—2°52'	2°00'—2°35'
$v_{ск}$, м/сек	2,5	3	4	7	10	15	
f	0,03—0,04	0,028—0,035	0,023—0,03	0,018—0,026	0,016—0,024	0,014—0,020	
ρ	1°43'—2°17'	1°36'—2°00'	1°26'—1°43'	1°02'—1°29'	0°55'—1°22'	0°48'—1°09'	

Коэффициент формы зуба червячного колеса

$z_{\text{пр}}$	20	24	26	28	30	32	35	37
y_k	0,474	0,500	0,509	0,522	0,534	0,550	0,572	0,584
$z_{\text{пр}}$	40	45	50	60	80	100	150	300
y_k	0,606	0,634	0,647	0,669	0,704	0,722	0,741	0,760

Расчет закрытых передач. Расчет ведем по контактным напряжениям. Определяем межосевое расстояние при стальном червяке и бронзовом колесе по формуле

$$A = \left(\frac{z_k + 1}{q} \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{169000}{\frac{z_k}{q} [\sigma]_k} \right)^2 \frac{K \cdot N_k}{n_k} } \text{ см.}$$

Затем производим проверку зуба колеса на прочность по изгибу

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P_k \cos \lambda_0}{1,3 m_s \cdot y_k d_2 \cos \alpha} \text{ кг/см}^2 \leq [\sigma]_{\text{и}},$$

где окружное усилие ко-
леса

$$P_k = \frac{102 K \cdot N_k}{v_k} = \frac{102 \cdot K \cdot N_k}{\frac{\pi \cdot m_s \cdot z_k \cdot n_k}{60 \cdot 1000}} \text{ кг.}$$

После определения размеров червячной пары проверяем действительные контактные напряжения и сравниваем их с допускаемыми:

$$\sigma_k = \frac{169000}{\frac{z_k}{q}} \times$$

$$\times \sqrt[3]{ \left(\frac{z_k + 1}{\frac{q}{A}} \right)^3 \frac{K \cdot N_k}{n_k} } \leq [\sigma]_k \text{ кг/см}^2,$$

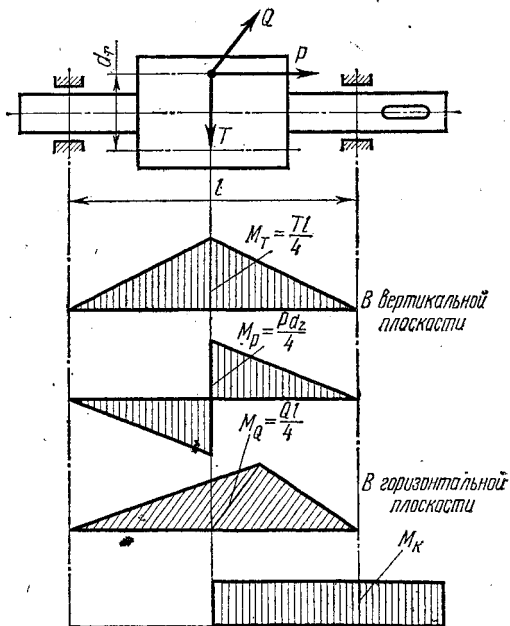


Рис. 163

где $[\sigma]_k$ — допускаемые контактные напряжения, кг/см²;
 N_k — мощность, кВт;
 K — коэффициент нагрузки. Для предварительных расчетов $K = 1,1 \div 1,3$.

Проверка червяка на прочность и жесткость. На червяк действуют три силы T , Q и P и крутящий момент M_k , вращающий червяк (рис. 163).

Прочность червяка определяется по уравнению

$$\sigma_{из} = \frac{M_{пр}}{0,1D_{i1}^3} \leq [\sigma]_{из} \text{ кг/см}^2,$$

где D_{i1} — диаметр впадин червяка, см;

$[\sigma]_{из}$ — допускаемое напряжение на изгиб, кг/см²;

$M_{пр}$ — приведенный момент,

$$M_{пр} = \sqrt{M_{из}^2 + M_k^2} \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где M_k — крутящий момент на червяке;

$$M_k = 97450 \frac{N_{ч}}{n_k} = \frac{M_k}{i\eta} \text{ кг} \cdot \text{см},$$

$M_{из}$ — суммарный изгибающий момент от сил T , P и Q (см. эпюры изгибающих моментов);

$$M_{из} = \sqrt{M_Q^2 + (M_P + M_T)^2} = \sqrt{\left(\frac{Ql}{4}\right)^2 + \left(\frac{Pd_{e1}}{4} + \frac{Tl}{4}\right)^2} \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где l — расстояние между центрами опор.

Для предварительных расчетов $l \approx (0,9 - 1,0) d_{a2}$.

Жесткость червяка проверяется путем сравнения фактической стрелы прогиба с допустимой по формуле

$$f = \frac{Sl^3}{48 \cdot E \cdot I_{пр}} \leq [f] \text{ мм},$$

где $[f] = (0,010 - 0,005) m_s$, мм — допускаемая величина прогиба;

$$S = \sqrt{T^2 + Q^2} \text{ кг},$$

l — расстояние между опорами;

E — модуль упругости материала червяка;

$I_{пр}$ — приведенный момент инерции червяка с учетом влияния жесткости витков;

$$I_{пр} = \frac{\pi D_{i1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{D_{e1}}{D_{i1}} \right) \text{ мм}^4,$$

где D_{e1} — диаметр выступов червяка, мм;

D_{i1} — диаметр впадин червяка, мм.

Тепловой расчет. В связи с небольшим к. п. д. червячной передачи механическая энергия превращается в тепловую и нагревает передачу. Если отвод тепла недостаточен, передача перегревается и выходит из строя.

Количество выделенного тепла в передаче

$$Q = 860(1 - \eta)N_1 \text{ ккал/ч,}$$

где N_1 — мощность на входном валу, кВт;

η — к. п. д. передачи.

Количество тепла, отданного в окружающую среду:

$$Q_1 = K_T(t_1 - t_0)S \text{ ккал/ч,}$$

где S — поверхность охлаждения, м² (кроме поверхности днища);

t_1 — температура редуктора или масла в редукторе, °С;

t_0 — температура окружающей среды $\approx 20^\circ\text{C}$;

K_T — коэффициент теплоотдачи, ккал/м²·ч·град.

В закрытых помещениях при отсутствии вентиляции $K_T \approx 7 - 9$;
в помещениях с интенсивной вентиляцией $K_T \approx 12 - 15$ ккал/м²·ч·град.

Если $Q \leq Q_1$, это означает, что естественное охлаждение достаточно. В противном случае необходимо применить искусственное охлаждение обдувом корпуса вентилятором или в корпусе редуктора пропустить змеевик с циркулирующей холодной водой, охлаждающей масло и передачу.

Выбор материала и допускаемые напряжения. В связи с тяжелыми условиями работы материалы червячной пары должны обладать антифрикционными свойствами, износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию.

Червяки современных передач изготавливают из углеродистых и легированных сталей (см. табл. 62). Для ответственных сильнонагруженных передач, червяк подвергают термообработке (цементация, закалка и др.) с последующей шлифовкой или полировкой.

Червячные колеса преимущественно изготавливают из бронзы. Для малоответственных тихоходных передач применяют чугун. Лучшими материалами считаются оловянистые бронзы; они применяются для ответственных сильнонагруженных передач при больших скоростях скольжения (до $v_{ск} = 25$ м/сек). Безоловянистые бронзы АЖ9-4 более дешевые, но они могут работать при скоростях скольжения до $v_{ск} = 10$ м/сек. Чугун применяется при скорости скольжения до $v_{ск} = 2$ м/сек.

Приближенные значения допускаемых напряжений для материала червячных колес даны в табл. 68.

ТАБЛИЦА 68

Допускаемые напряжения, кг/мм²

Материал (бронза)	Способ отливки	Механическая характеристика		При твердости червяка			
				HRC < 45		HRC > 45	
		σ_T	σ_B	$[\sigma]_K$	$[\sigma]_H$	$[\sigma]_K$	$[\sigma]_H$
ОФ10-1	В землю	14	20	13,0	4,0	16,0	5,0
ОФ10-1	В кокиль	20	30	19,0	5,8	22,5	5,2
ОНФ	Центробеж- ный	17	29	21	6,5	25,0	8,1

Допускаемые контактные напряжения для бронзы БрАЖ9-4 и чугуна зависят от скорости скольжения. Например для бронзы БрАЖ9-4 при скорости:

$v_{ск}$...	до 0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	6,0	8,0	м/сек
$[\sigma]_к$...	25	23	21	18	16	12	9	кг/мм ²

Для чугуна марки СЧ15-32 при скорости:

$v_{ск}$...	до 0,5	1,0	2,0	м/сек
$[\sigma]_к$...	13	11,5	8,65	кг/мм ²

Допускаемые напряжения изгиба для бронзы БрАЖ9-4 ориентировочно $[\sigma]_и = 8$ кг/мм²; для чугуна марки СЧ15-32 — $[\sigma]_и = 3,8$ кг/мм².

Пример. Рассчитать закрытую червячную передачу редуктора для следующих условий работы: мощность на валу колеса $N_k = 7,0$ кВт; число оборотов вала колеса $n_k = 48$ об/мин; передаточное число $i = 30$; нагрузка постоянная, передача нереверсивная, смазка — нигрол. Срок службы не ограничен; к. п. д. передачи $\eta = 0,75$.

Решение. 1) Для начала задаемся материалами червяка и колеса, числом захода червяка и числом q .

Принимаем для червяка сталь 40Х, термообработка — закалка до твердости HRC = 46÷50, механические характеристики: $\sigma_t = 70$ кг/мм², $\sigma_b = 150$ кг/мм², червяк шлифованный (см. табл. 62).

Выбираем для колеса бронзу марки ОНФ (центробежное литье), $\sigma_t = 17$ кг/мм², $\sigma_b = 29$ кг/мм² (табл. 68).

Принимаем число заходов червяка $z_1 = 1$; относительная толщина червяка $q = 10$.

2) Определяем допускаемые контактные напряжения для материала колеса по табл. 68 для работы с закаленным червяком (HRC > 45).

Принимаем $[\sigma]_к = 25$ кг/мм², допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_и = 8,1$ кг/мм².

3) Определяем межосевое расстояние из условия контактной прочности:

$$A = \left(\frac{z_k}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{z_k}{q} [\sigma]_к\right)^2 \frac{K \cdot N_k}{n_k}} = \left(\frac{30}{10} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{30}{10} \cdot 2500\right)^2 \frac{1,3 \cdot 7}{48}} \approx \approx 17,9 \text{ см,}$$

где $z_k = z_1 \cdot i = 1 \cdot 30 = 30$. Для предварительного расчета принимаем $K = 1,3$.

Полученное расчетом значение A округляем до ближайшего стандартного ($A = 180$ мм).

4) Определяем осевой модуль

$$m_s = \frac{2A}{q + z_k} = \frac{2 \cdot 180}{10 + 30} = 9 \text{ мм.}$$

Сравниваем полученный модуль со стандартным по ГОСТ 2144—66 (см. табл. 64), и если необходимо, то округляем до ближайшего большего. Как видно из табл. 64, $m_s = 9$ мм (2-й ряд стандарта).

5) Проверяем прочность зуба колеса на изгиб:

$$\sigma_H = \frac{P_K \cdot \cos \lambda_0}{1,3 \cdot m_s \cdot y_K d_{d1} \cdot \cos \alpha} \text{ кГ/см}^2.$$

Окружное усилие

$$P_K = \frac{102KN_K}{v_K} = \frac{102KN_K}{\frac{\pi \cdot m_s \cdot z_K \cdot n_K}{60 \cdot 1000}} = \frac{102 \cdot 1,3 \cdot 7 \cdot 60 \cdot 1000}{3,14 \cdot 0,9 \cdot 30 \cdot 48} = 1364 \text{ кГ};$$

угол подъема винтовой линии по делительному цилиндру червяка

$$\lambda_0 = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{1}{10}; \lambda_0 \cong 5^\circ 41' 38'',$$

что соответствует стандарту (см. табл. 65).

Коэффициент формы зуба y_K выбираем по табл. 67 в зависимости от приведенного числа зубьев:

$$z_{пр} = \frac{z_K}{\cos^3 \lambda_0} = \frac{30}{0,995^3} = 30,3; y_K = 0,534.$$

Угол зацепления $\alpha = 20^\circ$.

Полученные значения подставляем в основную формулу:

$$[\sigma]_H = \frac{1364 \cos 5^\circ 41' 38''}{1,3 \cdot 0,9 \cdot 0,534 \cdot 9 \cos 20^\circ} = 260 \text{ кГ/см}^2 < [\sigma]_H = 810 \text{ кГ/см}^2.$$

Прочность на изгиб достаточна, так как $\sigma_H < [\sigma]_H$.

6) Определяем размеры червяка:

диаметр делительного цилиндра $d_{d1} = m_s \cdot q = 9 \cdot 10 = 90$ мм;

диаметр наружный $D_{e1} = d_{d1} + 2m_s = 90 + 2 \cdot 9 = 108$ мм;

диаметр впадин $D_{i1} = d_{d1} - 2,4 \cdot m_s = 90 - 2,4 \cdot 9 = 87,6$ мм.

Длина нарезной части червяка $L = (11 - 0,06z_K) m_s + 25 = (11 + 0,06 \cdot 30) 9 + 25 = 140$ мм.

7) Находим размеры колеса:

диаметр делительной окружности

$$d_{d2} = m_s \cdot z_K = 9 \cdot 30 = 270 \text{ мм};$$

диаметр окружности выступов

$$D_{e2} = m_s (z_K + 2) = 9 (30 + 2) = 288 \text{ мм};$$

диаметр окружности впадин

$$D_{i2} = m_s (z_K - 2,4) = 9 (30 - 2,4) = 251,4 \text{ мм};$$

наружный диаметр

$$D_H = D_{e2} + 2 \cdot m_s = 288 + 2 \cdot 9 = 306 \text{ мм};$$

ширина колеса при $z_1 = 1$

$$b = 0,75 D_{e1} = 0,75 \cdot 108 = 81 \text{ мм}.$$

8) Определяем усилия, действующие на вал:

осевая сила $P_H = P_K = 1364$ кГ (см. пункт 5);

окружная сила

$$Q_{\kappa} = Q_{\kappa} = P_{\kappa} \operatorname{tg} \lambda_0 = 1364 \cdot 0,1 = 136 \text{ кг};$$

радиальная сила

$$T_{\kappa} = T_{\kappa} = P_{\kappa} \operatorname{tg} \alpha = 1364 \cdot 0,364 = 496 \text{ кг}.$$

9) Расчет тела червяка на прочность (см. рис. 163).

Принимаем расстояние между опорами

$$l = 1,0d_{d_2} = 1,0 \cdot 270 = 270 \text{ мм}.$$

Проверку ведем по напряжению изгиба

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{пр}}}{0,1D_{\text{ш}}^3} \leq [\sigma]_{\text{из}},$$

где приведенный момент

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{M_Q^2 + (M_P + M_T)^2} + M_{\text{ч}} = \sqrt{916^2 + (3050 + 3360)^2} + 845^2 = 6530 \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где

$$M_Q = \frac{Ql}{4} = \frac{136 \cdot 27}{4} = 916 \text{ кг} \cdot \text{см},$$

$$M_P = \frac{P \cdot d_{d_1}}{4} = \frac{1364 \cdot 9}{4} = 3050 \text{ кг} \cdot \text{см},$$

$$M_T = \frac{T \cdot l}{4} = \frac{496 \cdot 27}{4} = 3360 \text{ кг} \cdot \text{см},$$

а крутящий момент на валу червяка

$$M_{\text{ч}} = 97450 \frac{K \cdot N_{\text{к}}}{i \cdot \eta \cdot n_{\text{к}}} = 97450 \frac{1,3 \cdot 7}{30 \cdot 0,75 \cdot 48} = 845 \text{ кг} \cdot \text{см},$$

тогда напряжение изгиба

$$[\sigma]_{\text{из}} = \frac{6530}{0,1 \cdot 8,76^3} = 97 \text{ кг/см}^2.$$

10) Проверяем тело червяка на жесткость по стреле прогиба, величина которой должна быть не более $0,01m_s$,

$$f = \frac{Sl^3}{48 \cdot E \cdot I_{\text{пр}}} \leq [f] = 0,01m_s \text{ см};$$

$$S = \sqrt{T^2 + Q^2} = \sqrt{496^2 + 136^2} = 514 \text{ кг}.$$

Приведенный момент инерции

$$I_{\text{пр}} = \frac{\pi D_{\text{ш}}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{D_{e1}}{D_{\text{ш}}} \right) = \frac{3 \cdot 8,76^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{10,8}{8,76} \right) = 342 \text{ см}^4,$$

тогда стрела прогиба червяка

$$f = \frac{514 \cdot 27^3}{48 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 342} = 3,11 \cdot 10^{-4} < 0,01m_s = 9 \cdot 10^{-3} \text{ см}.$$

11) Полученные размеры червячной передачи проверяем по контактным напряжениям:

$$\sigma_k = \frac{169\,000}{\frac{z_k}{q}} \sqrt{\left(\frac{z_k + 1}{q}\right)^3 \frac{KN_k}{n_k}} =$$

$$= \frac{169\,000}{\frac{30}{10}} \sqrt{\left(\frac{\frac{30}{10} + 1}{18}\right)^3 \frac{1,3 \cdot 7}{48}} = 2450 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_k.$$

Следовательно, червячная передача будет работать нормально, так как действительные напряжения меньше допусковых.

§ 26. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Общие понятия. Цепные передачи имеют широкое применение в различных отраслях машиностроения, в приводах металлорежущих станков, транспортеров, конвейеров, сельскохозяйственных машин,

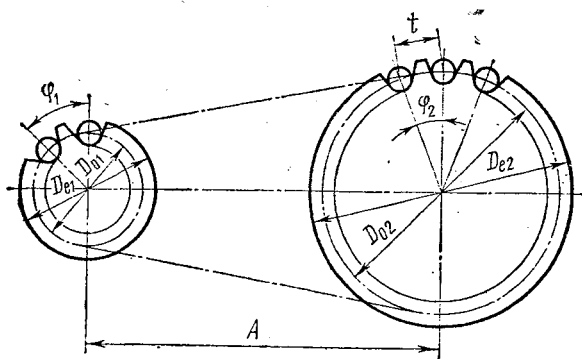


Рис. 164

мотоциклов, велосипедов и т. д. Цепные передачи используют главным образом в качестве понижающей передачи.

Основные преимущества цепной передачи: возможность применения при значительных межосевых расстояниях (до 8 м), а в эскалаторах и значительно больше; малые габариты по сравнению с ременной передачей; постоянство передаточного числа ($i_{\max} = 8$); высокий коэффициент полезного действия до 0,98; меньшая по сравнению с ременными передачами нагрузка на валы; возможность передачи одной цепью вращения нескольким валам.

Недостатки цепной передачи: вытягивание цепи вследствие износа в шарнирах; высокая стоимость цепи; невозможность реверси-

рования без остановки; повышенный шум при работе; необходимость тщательного ухода (регулировки, смазки и устранения перекосов).

Схема цепной передачи показана на рис. 164. Передача состоит из двух звездочек (меньшей ведущей и большей ведомой), смонтированных на двух параллельных валах на шпонках. Звездочки соединяются бесконечной цепью. В механических передачах применяют различные конструкции цепей. При скорости цепи до 10—15 м/сек применяют роликовые цепи по ГОСТ 10947—64 с числом рядов от 1 до 4 (см. рис. 165, а и табл. 69). При больших скоростях до 20—25 м/сек применяют бесшумные зубчатые цепи по ГОСТ 13552—68 (рис. 165, б).

Роликовые цепи (рис. 165, а) состоят из наружных 1 и внутренних 3 подвижных звеньев. Внутренние звенья напрессованы

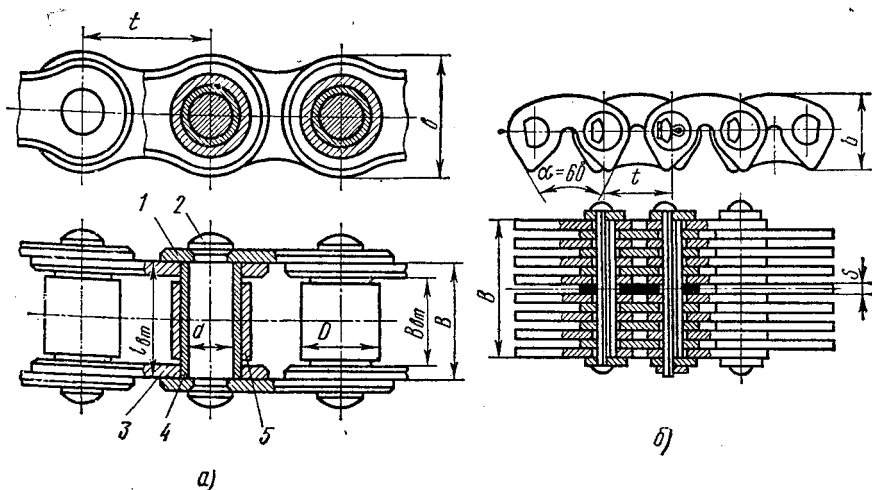


Рис. 165

на концы втулок 4, а наружные — на ось 2, концы которой расклепаны. Втулка 4 и ось 2 образуют шарниры. Для уменьшения износа на втулку надеты ролики 5.

Зубчатые цепи (рис. 165, б) состоят из набора пластин с зубьями и шарниров. Рабочие поверхности зубьев пластин ограничены плоскостями под углом $\alpha = 60^\circ$. Материал деталей цепей должен обладать большой износоустойчивостью и прочностью. Пластины изготовляют из стали 40, 40X с закалкой до HRC 40÷50; оси, втулки, ролики изготовляют из цементируемых сталей (20, 20X, 20XH3 и др.) с последующей закалкой до твердости HRC 45÷60.

Основной геометрический параметр цепи — шаг цепи. Основным прочностным параметром цепи является разрушающая нагрузка Q , кг.

В данном параграфе мы рассмотрим только передачи с роликовыми цепями.

Цепи приводные роликовые (однорядные) (ГОСТ 10947-64)

шаг t	Размеры, мм					Q , кг, разрушаю- щая на- грузка	q , кг/м
	D	d	b	B	$B_{вп}$		
12,7	8,51	4,45	11,81	8,90	5,40	1 800	0,62
15,875	10,16	5,08	14,73	10,11	6,48	2 300	0,80
19,05	11,91	5,96	18,08	17,75	12,70	2 500	1,52
25,4	15,88	7,95	24,13	22,61	15,88	5 000	2,57
31,75	19,05	9,55	30,18	27,46	19,05	7 000	3,73
38,1	22,23	11,12	36,10	35,46	25,40	10 000	5,50
44,45	25,40	12,72	42,24	37,19	25,40	13 000	7,50
50,8	28,58	14,29	48,26	45,21	31,75	16 000	9,70

Расчет цепной передачи (см. рис. 164):

$$D_{01} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \text{ мм}; \quad D_{02} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} \text{ мм},$$

D_{01} , D_{02} — диаметры делительных окружностей звездочек, где t — шаг цепи, мм, z_1 и z_2 — числа зубьев звездочек;

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{z_2 \cdot t \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \text{ м/сек},$$

v — средняя скорость цепи;

$i = \frac{z_2}{z_1}$ — передаточное число. Рекомендуется выбирать число зубьев меньшей звездочки z_1 в зависимости от передаточного числа по табл. 70 для роликовых цепей.

ТАБЛИЦА 70

Число зубьев

	При i						z_{\min}
	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	7-6	
z_1	31-27	27-25	25-23	23-21	21-17	17-15	13

Для роликовой цепи максимальное число зубьев $z_{2\max} = 120$.

При проектировании передачи приходится предварительно выбрать ряд параметров:

$A = (30 \div 50)t$ — оптимальное межосевое расстояние;

$A_{\max} = 80t$ — максимальное межосевое расстояние;

при $i \leq 3$

$$A_{\min} = \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} + (30 \div 50) \text{ мм};$$

$i > 3$

$$A_{\text{min}} = \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} \frac{9+i}{10},$$

где D_{e1} и D_{e2} — наружные диаметры звездочек:

$$D_e = t \left(\text{ctg} \frac{180^\circ}{z} + 0,6 \right).$$

В расчетах удобно пользоваться межосевым расстоянием, выраженным в шагах A_t .

Оптимальное значение $A_t = \frac{A}{t} = 30 \div 50$.

Длина цепи, выраженная в шагах,

$$L_t = 2A_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{2\pi A_t}.$$

Рекомендуется брать четное количество звеньев для лучшего соединения цепи.

После округления L_t уточним A_t

$$A_t = \frac{L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2}}{4}.$$

Для провисания цепи монтажное межосевое расстояние делаем меньше расчетного:

$$A_m = (0,996 - 0,998) A:$$

ТАБЛИЦА 71

Значение допускаемого удельного давления $[p]$, кг/мм²

t , мм	При n_1 , об/мин (не более), и при $z_1 = 15 \div 30$										
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
12,7—15,87	3,5	3,15	2,87	2,62	2,42	2,24	2,10	1,85	1,66	1,50	1,37
19,05—25,4	3,5	3,0	2,62	2,34	2,10	1,90	1,75	1,50	—	—	—
31,75—38,1	3,5	2,87	2,42	2,10	1,85	1,66	1,50	—	—	—	—
44,45—50,8	3,5	2,62	2,10	1,75	1,50	—	—	—	—	—	—

Шаг цепи следует выбирать возможно меньшим для избежания резких ударов цепи при набегании на звездочку. Предварительно шаг определяют по формуле

$$t = 280 \sqrt[3]{\frac{K \cdot N}{z_1 \cdot n_1 \cdot [p] \cdot m}} \text{ мм},$$

где N — передаваемая мощность, кВт;

$[p]$ — допускаемое удельное давление в шарнирах цепи (табл. 71);

K — расчетный коэффициент нагрузки;

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3,$$

где K_1 — коэффициент, учитывающий характер нагрузки; $K_1=1$ — при спокойной нагрузке; $K_1=1,2+1,4$ — при толчках;

K_2 — коэффициент, учитывающий влияние способа смазки:

$K_2=1,2$ — при непрерывной смазке;

$K_2=1,3$ — при капельной;

$K_2=1,5$ — при периодической;

K_3 — коэффициент, учитывающий продолжительность работы;

$K_3=1,0$ — при односменной работе;

$K_3=1,25$ — при двухсменной работе;

$K_3=1,45$ — при трехсменной работе;

m — число рядов цепи.

Если шаг предварительно определяют по вышеуказанной формуле, то по табл. 71 надо принимать среднее значение $[p]$, соответствующее заданному n_1 .

ТАБЛИЦА 72

Предельное число оборотов малой звездочки

z	$[n_1]_{\max}$, об/мин, при шаге t , мм							
	12,7	15,87	19,25	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
15	2300	1900	1350	1150	1000	750	650	600
19	2400	2000	1450	1200	1050	800	700	650
23	2500	2100	1500	1250	1100	800	750	650
27	2550	2150	1550	1300	1100	850	750	700
30	2600	2200	1550	1300	1100	850	750	700

После округления шага до ближайшего стандартного по табл. 69 необходимо проверить по табл. 72, не превышает ли заданное число оборотов n_1 предельно допустимого $[n_1]_{\max}$.

Далее проверяем число ударов цепи в секунду:

$$U = \frac{z_1 \cdot n_1}{15 \cdot L_t} \leq [U].$$

Допустимое число ударов в секунду в зависимости от шага цепи приведено ниже:

t	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50,8 мм
$[U]$	60	50	35	30	25	20	15	15 сек

Если условие выдержано ($U < [U]$), то проверяем цепь на износ по удельному давлению в шарнирах:

$$p = \frac{P \cdot K}{F} \leq [p].$$

Определяем окружное усилие

$$P = \frac{102N}{v} \text{ кг},$$

где N — передаваемая мощность, кВт;

v — средняя скорость цепи, м/сек;

K — расчетный коэффициент нагрузки;

F — проекция опорной поверхности шарнира: $F = d \cdot B$ (см. рис. 165, а).

В заключение определяем расчетный коэффициент запаса прочности n и сравниваем его с допустимым $[n]$ (см. табл. 73):

$$n = \frac{Q}{K_1 \cdot P + P_{ц} + P_f} \leq [n],$$

где Q — разрушающая нагрузка, полученная экспериментальным путем (см. табл. 69);

K_1 — коэффициент, учитывающий характер нагрузки;

$$P_{ц} = \frac{qv^2}{g} \text{ кГ},$$

$P_{ц}$ — усилие от центробежных сил, где q — вес одного метра цепи (табл. 69); v — средняя скорость цепи; $g = 9,81$ — ускорение свободного падения; $P_f = K_f \cdot q \cdot A$ — усилие от провисания цепи, где K_f — коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту:

$K_f = 6$ — при горизонтальном положении;

$K_f = 2 \div 4$ — при угле наклона до 40° ;

$K_f = 1,5$ — при угле наклона более 40° ;

$K_f = 1,0$ — при вертикальной передаче.

ТАБЛИЦА 73

Допускаемый запас прочности для цепей (при $z_1 = 15 \div 30$)

Шаг t_B	[n] при угловой скорости n_1 , об/мин										
	до 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
12,7—15,87	7	7,8	8,5	9,3	10,2	11,0	11,7	13,2	14,8	16,3	18
19,05—25,4	7	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14,0	16,3	—	—	—
31,75—38,1	7	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	—	—	—	—
44,5—50,8	7	9,3	11,7	14,0	16,3	—	—	—	—	—	—

Усилие, действующее на вал, определяем с учетом усилия от провисания цепи $R = P + 2P_f$.

Работоспособность цепной передачи в значительной степени зависит от точности изготовления, качества поверхности, материала и термообработки звездочек. Профиль звездочек роликовых цепей выполняют по ГОСТ 391—61. На рис. 166, а показана звездочка с роликовой цепью, а на рис. 166, б — построение профиля звездочки. Профиль зуба звездочки состоит из следующих участков: впадины очерченной радиусом $r = 0,5025D + 0,05$ мм, где D — диаметр ролика (см. рис. 165); рабочей дуги, очерченной радиусом $R = 0,8D + r$; прямолинейного переходного участка; головки, очерченной радиусом R_1 , величина которого зависит от диаметра ролика D и числа зубьев звездочки z .

В поперечном сечении профиль зуба зависит от числа рядов цепи.

Толщина зуба для однорядной цепи $b = 0,93B_{\text{нп}} = 0,15$ мм; $R_2 = 1,7D$.

Тихоходные звездочки ($v < 2$ м/сек) изготавливают из чугуна СЧ18-36 и из стали. При повышенных скоростях звездочки изготавливают из цементируемой стали 15, 15X или стали 40, 40X (закалка до твердости HRC 45—50).

Пример. Рассчитать передачу роликовой цепью для следующих условий работы: передаваемая мощность $N = 5$ кВт; число оборотов ведущей звездочки $n_1 = 1200$ об/мин; число оборотов ведомой звездочки $n_2 = 400$ об/мин; нагрузка спокойная, работа в одну смену, наклон передачи к горизонту 45° , регулировка одной из звездочек, смазка непрерывная.

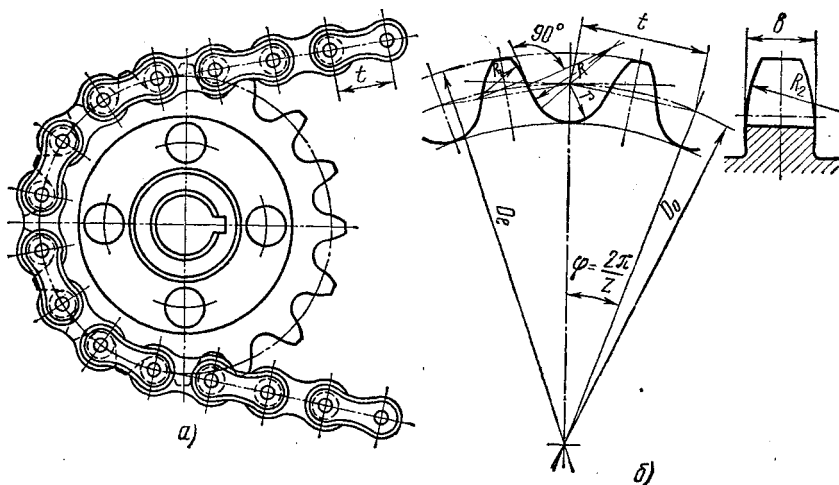


Рис. 166

Решение. 1) Определяем передаточное число передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1200}{400} = 3.$$

2) Находим число зубьев звездочки. Принимаем $z_1 = 27$ (см. табл. 70), тогда $z_2 = i \cdot z_1 = 3 \cdot 27 = 81$, а допустимо z_2 до 120.

3) Рассчитываем шаг цепи по формуле

$$t = 280 \sqrt[3]{\frac{K \cdot N}{z_1 \cdot n_1 [\rho]}} \text{ мм.}$$

Предварительно определяем:

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3,$$

где $K_1 = 1$, так как нагрузка спокойная;

$K_2 = 1$, так как смазка непрерывная;

$K_3 = 1$, так как работа в одну смену.

Следовательно, расчетный коэффициент $K = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1$.

Определяемая величина	Результаты расчета при t , мм			Примечание
	12,7	15,875	19,05	
Характеристика цепи (табл. 69)				
Разрушающая нагрузка, Q , кг	1800	2300	2500	
Внутренняя ширина B , мм	8,90	10,11	17,75	
Диаметр валика d , мм	4,45	5,08	5,96	
Масса погонного метра q , кг	0,62	0,80	1,52	
Проекция опорной поверхности $F = B \cdot d$, мм ²	30,7	56,5	106	
Межосевое расстояние $A = 40t$, мм	508	635	762	
Число звеньев в цепи				
$L_t = 2A_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}{A_t} = 2 \cdot 40 +$				
$+ \frac{27 + 81}{2} + \frac{\left(\frac{81 - 27}{2 \cdot 3,14}\right)^2}{40};$	136	136	136	С округлением до ближайшего четного
где $A_t = \frac{A}{t}$	40	40	40	
Заданное n_1 , об/мин	1200	1200	1200	Условие
Предельное $[n_1]_{\max}$ (табл. 72)	2550	2150	1550	$n_1 < [n_1]_{\max}$ выдержано
Число ударов цепи в секунду				
$U = \frac{z_1 n_1}{15 L_t} = \frac{27 \cdot 1200}{15 \cdot 136}$	15,8	15,8	15,8	Условие $U < [U]$ выдержано
при $[U]$	60	50	35	
Скорость цепи $v = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000} = \frac{27 \cdot 1200}{60 \cdot 1000}$, м/сек	6,84	8,51	10,25	
Окружное усилие $P = \frac{102 N}{v}$, кг	74,5	60	49,2	
Удельное давление в шарнире цепи $\rho = \frac{P \cdot K}{F}$, кг/мм ²	2,43	1,06	0,47	Цепь с шагом $t = 12,7$ не подходит, так как $\rho > [\rho]$
Допустимое удельное давление $[\rho]$, кг/мм ² (табл. 71)	2,10	2,10	1,75	
Усилие от провисания цепи $P_i = K_f \cdot q \cdot A$, кг, где $K_f = 1,5$	—	0,76	1,74	

Определяемая величина	Результаты расчета при t , мм			Примечание
	12,7	15,875	19,05	
Усилие от центробежных сил $P_{ц} = \frac{qv^2}{g} \text{ кг}$	—	6,5	16,4	
Расчетный коэффициент запаса прочности $n = \frac{Q}{K_1 P + P_{ц} + P_f}$	—	34	37	
Допустимое значение $[n]$ по табл. 73	—	11,7	14	$n > [n]$ — условие выдержано, принимаем цепь с меньшим t

Пока шаг цепи не известен, берем среднее значение по табл. 71 $[p]$ при заданном $n_1 = 1200$ об/мин:

$$[p] = \frac{2,1 + 1,75 + 1,5}{3} = 1,78 \text{ кг/мм}^2,$$

$$t = 280 \sqrt[3]{\frac{1,0 \cdot 5}{27 \cdot 1200 \cdot 1,78}} = 12,4 \text{ мм.}$$

4) По табл. 69 выбираем ближайшие стандартные цепи с $t = 12,7$, 15,875 и 19,05 и ведем сравнительный расчет, который сводим в табл. 74. По результатам расчета выбираем оптимальный результат.

Закключение. Цепь с шагом $t = 12,7$ не годится, так как расчетное давление в шарнире больше допустимого. Принимаем цепь с шагом 15,875. Ее обозначение: цепь ПР-15,875-2300 ГОСТ 10947—64.

5) Определяем окончательное межосевое расстояние

$$A_t = \frac{L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}}{4} =$$

$$= \frac{136 - \frac{27 + 81}{2} + \sqrt{\left(136 - \frac{27 + 81}{2}\right)^2 - 8 \left(\frac{81 - 27}{2 \cdot 3,14}\right)^2}}{4} = 40,03 \text{ мм.}$$

6) Расчетное межосевое расстояние $A = 40,03 \cdot t = 40,03 \cdot 15,875 \cong \cong 638$ мм, тогда монтажное расстояние

$$A_m = 0,997 \cdot A = 0,997 \cdot 638 \cong 636 \text{ мм.}$$

7) Определение диаметров и толщины звездочек производим по формулам, приведенным выше.

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О РЕДУКТОРАХ

§ 27. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Редуктор — это механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, заключенный в отдельный закрытый корпус и работающий в масляной ванне.

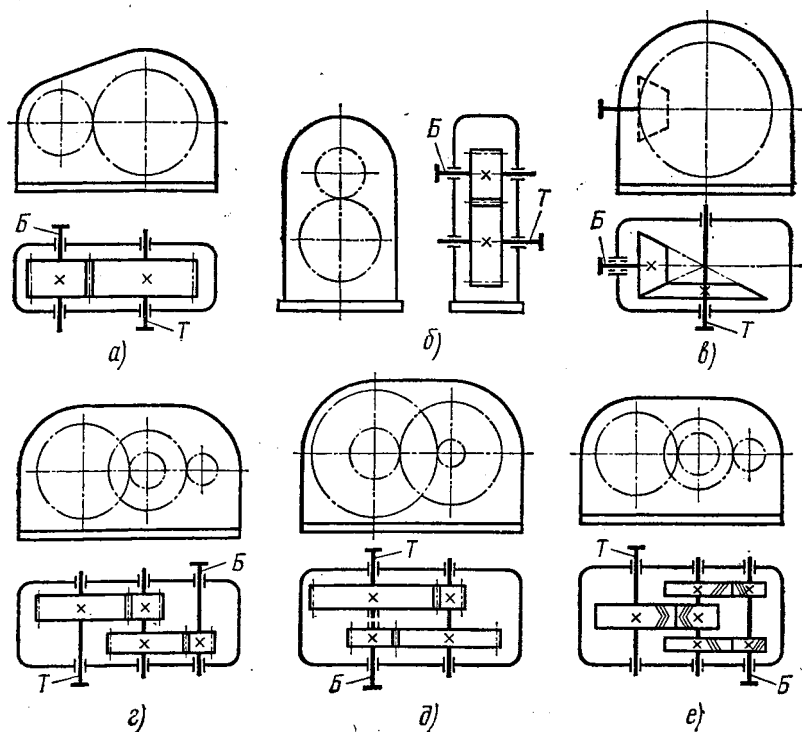


Рис. 167

Редуктор предназначен для понижения числа оборотов и, соответственно, повышения крутящего момента. Механизмы для повышения числа оборотов, выполненные в виде отдельного агрегата, называются ускорителями или мультипликаторами.

Классификация редукторов производится по следующим признакам:

по типу передачи — на зубчатые, червячные или зубчато-червячные;

по числу ступеней — на одноступенчатые (когда передача осуществляется одной парой колес), двух-, трех- или многоступенчатые;

по типу зубчатых колес — на цилиндрические (с прямым или косым зубом), конические (с прямым или криволинейным зубом), коническо-цилиндрические и т. д.;

по расположению валов редуктора в пространстве — на горизонтальные, вертикальные, наклонные;

по особенностям кинематической схемы — на развернутую, соосную, с раздвоенной ступенью.

На рис. 167 и 168 показаны различные кинематические схемы, применяемые в редукторах. На этих схемах буквой *Б* обозначены быстроходный или ведущий валы редукторов, а буквой *Т* — тихоходные или выходные валы. Рассмотрим эти схемы по приведенной выше квалификации:

одноступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими (прямо- или косозубыми) колесами (рис. 167, *а*);

одноступенчатый вертикальный редуктор с цилиндрическими колесами (рис. 167, *б*);

одноступенчатый горизонтальный редуктор с коническими колесами (рис. 167, *в*);

двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими колесами по развернутой схеме (рис. 167, *г*);

двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими колесами по соосной схеме (рис. 167, *д*);

двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими колесами с раздвоенной быстроходной ступенью.

На схеме условно показано, что первая пара быстроходной передачи выполнена с цилиндрическими колесами с косым зубом, а вторая ступень с цилиндрическими колесами с шевронным зубом (рис. 167, *е*).

На рис. 168 дано продолжение разновидностей кинематических схем:

червячный редуктор с верхним расположением червяка (рис. 168, *а*);

червячный редуктор с нижним расположением червяка (рис. 168, *б*);

применяются также червячные редукторы с вертикальным или боковым расположением червяка;

двухступенчатый горизонтальный коническо-цилиндрический редуктор (рис. 168, *в*);

двухступенчатый зубчато-червячный редуктор (рис. 168, *г*).

Выбор схемы редуктора зависит от конструкции машины, в которой надо применять редуктор, и от необходимого передаточного числа.

Обычно передаточные числа в редукторах находятся в следующих пределах: для одноступенчатых цилиндрических — $i \leq 6$ (ГОСТ 2185—66 допускает $i_{\max} = 12,5$); для одноступенчатого конического

редуктора $i \leq 4$ (ГОСТ 12289—66 допускает $i_{\max} = 6,3$); для двухступенчатого цилиндрического редуктора $i = 8 \div 30$ (по ГОСТ 2185—66 $i_{\min} = 6,3$, а $i_{\max} = 63$); для червячных редукторов $i = 10 \div 70$ (по

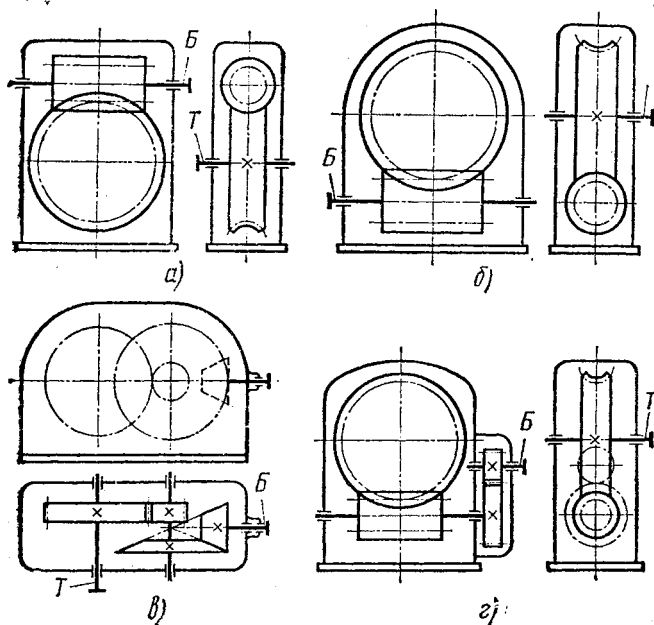


Рис. 168

ГОСТ 2144—66 предусмотрено $i = 8 \div 80$); для двухступенчатого зубчато-червячного редуктора принимают $i = 50 \div 130$; для трехступенчатых цилиндрических редукторов $i \leq 150$.

§ 28. КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ ТИПОВ РЕДУКТОРОВ

Рассмотрим конструктивные особенности одноступенчатых редукторов.

На рис. 169 показан общий вид одноступенчатого горизонтального редуктора с цилиндрическими косозубыми колесами для передачи крутящего момента между двумя параллельными валами. Основная характеристика данного редуктора: передаточное число $i = 6,1$, передаваемая мощность $N_1 = 8,63$ кВт; число оборотов шестерни $n_1 = 730$ об/мин; зубчатая передача: $z_{\text{ш}} = 18$; $z_{\text{к}} = 110$; $m_n = 3$ мм, угол наклона зуба $\beta = 10^\circ 05'$; высота центров валов 220 мм; межосевое расстояние 200 мм.

Редуктор состоит из зубчатой передачи, смонтированной на валах с подшипниками в литом чугунном корпусе. Корпус состоит из двух частей: нижней части — картера и верхней — крышки.

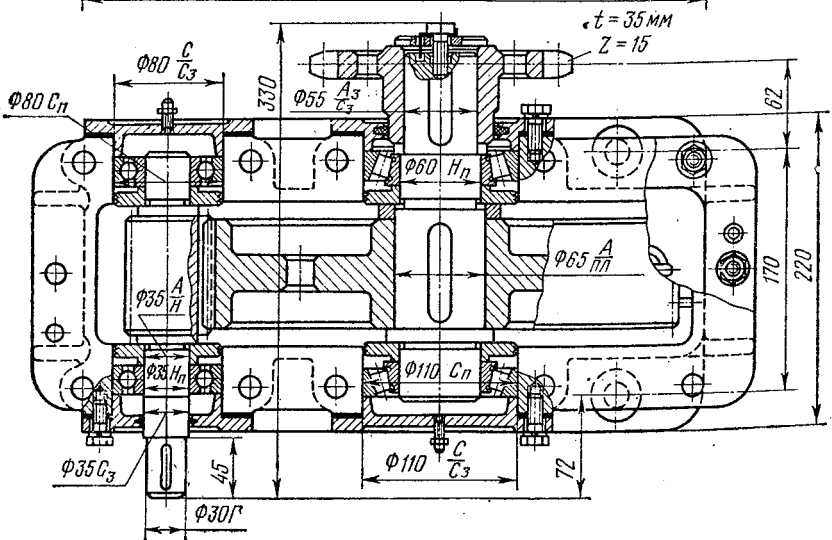
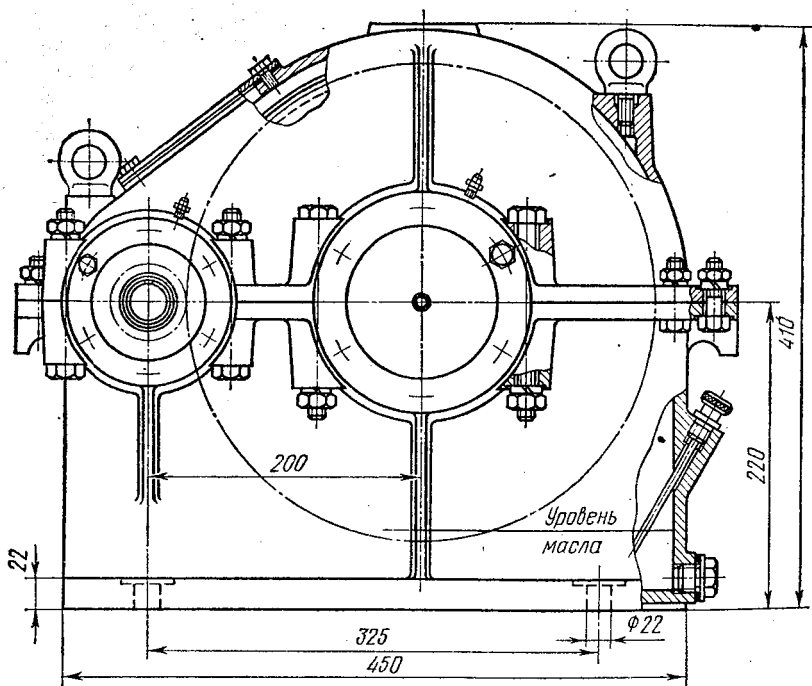


Рис. 169

Разъем горизонтальный, в месте соединения поверхности пришаблены; собирают корпус без прокладок. Скрепляются крышка с картером двенадцатью болтами. Положение крышки относительно корпуса центрируется двумя коническими штифтами.

В связи с малым количеством зубьев шестерни ее изготавливают вместе с ведущим валом (вал-шестерня). Колесо посажено на ведомый вал легкопрессовой посадкой по второму классу точности с дополнительным креплением призматической шпонкой. Поскольку зуб косой ($\beta = 10^\circ 05'$), в передаче возникают осевые усилия, стремящиеся сдвинуть колесо относительно шестерни.

Смещение колеса ограничивает с одной стороны буртик ведомого вала, а с другой — распорное кольцо, маслоотражательная шайба, внутреннее кольцо подшипника, ролики, наружное кольцо подшипника, которое упирается в крышку. Для восприятия осевых усилий ведомый вал установлен на двух радиально-упорных роликоподшипниках. Эти подшипники регулируют подбором прокладок под крышкой подшипника.

При правильно отрегулированных подшипниках вал должен легко вращаться от руки, без заметного осевого смещения.

Ведущий вал-шестерня установлен на двух радиальных шарикоподшипниках, которые в этом случае работают как радиально-упорные. Их регулировка осуществляется также подбором прокладок под крышкой подшипника. Смазка передачи осуществляется разбрызгиванием жидкого масла, заливаемого через смотровое отверстие в крышке корпуса. Уровень масла проверяют жезловым маслоуказателем. Спуск отработанного масла производят через отверстие, расположенное в нижней части корпуса. Это отверстие закрывается резьбовой пробкой, установленной с прокладкой.

Смазка подшипников производится консистентной смазкой при сборке редуктора. Эта смазка периодически пополняется через масленки в крышках, закрывающих подшипники, с помощью шприца. Чтобы жидкое масло не попадало в подшипники, во внутренней полости редуктора ставят маслоотражательные кольца.

Для удержания смазки в подшипниках и для защиты их от пыли и грязи на выходном валу в крышке установлено фетровое уплотнение. В крышке вала-шестерни уплотнение не показано. Здесь можно применить также фетровое уплотнение, либо в обеих крышках можно установить манжетное уплотнение.

На рис. 170 показан одноступенчатый горизонтальный редуктор с коническими колесами. Он предназначен для передачи крутящего момента между двумя валами, пересекающимися под углом 90° . Основная характеристика данного редуктора: передаточное число $i = 2,45$; передаваемая мощность $N_1 = 7$ кВт; число оборотов шестерни $n_1 = 725$ об/мин; зубчатая передача: $z_{ш} = 20$; $z_к = 49$; $m_{max} = 5,5$ мм; высота центров ведущего и ведомого вала — 175 мм.

В литом чугунном корпусе с горизонтальным разъемом смонтирована коническая пара зубчатых колес. Колесо посажено на ведомый вал с призматической шпонкой по напряженной посадке. Шестерня насажена на ведущий вал. Для восприятия радиальных и

осевых нагрузок оба вала смонтированы на радиально-упорных конических роликовых подшипниках.

Положение колеса на валу определяется заплечиком вала с одной стороны, а с другой — маслоотражательным кольцом, подшипником и крышкой подшипника.

Подшипники в данном редукторе установлены в специальных стаканах, которые предохраняют корпус редуктора от износа.

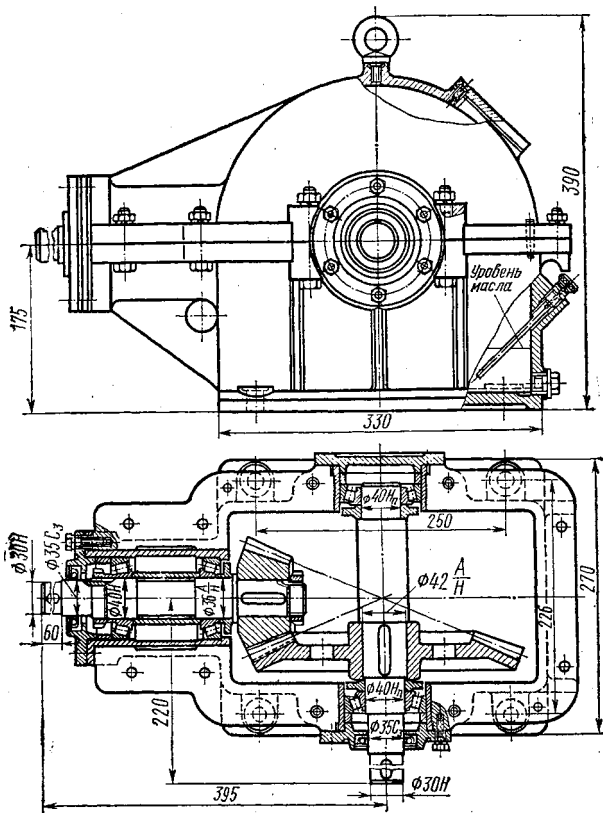


Рис. 170

Установка и регулировка подшипников ведомого вала производится с помощью подбора прокладок под крышками подшипников.

Сборка ведущего вала с шестерней производится сперва отдельно, в стакане. При этом правильное вращение вала обеспечивается подбором прокладок между стаканом и крышкой стакана.

Собранный и отрегулированный ведущий вал с шестерней вставляют в редуктор, после чего производят регулировку правильности зацепления конических колес. Перемещение шестерни осуществляют подбором количества прокладок между корпусом редуктора и буртиком стакана. Правильность зубчатого зацепления проверяется

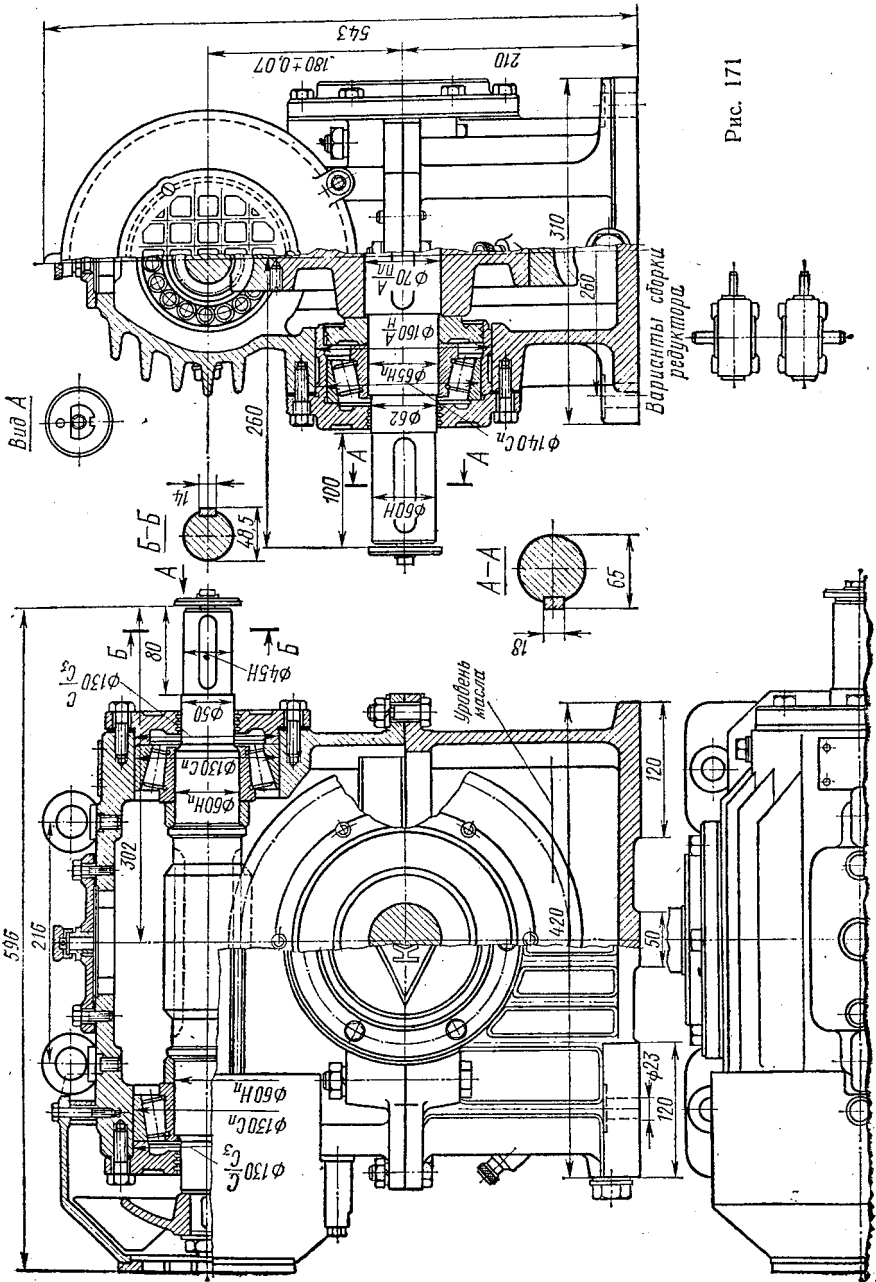


Рис. 171

по краске (синька, разведенная в масле), которой смазывают зубья одного из колес.

В остальном конструкция данного редуктора не отличается от ранее описанной.

На рис. 171 показан червячный редуктор с верхним расположением червяка. Он предназначен для передачи крутящего момента между двумя перекрещивающимися под углом 90° валами.

Как видно из рис. 171, корпус редуктора литой (чугунный) с ребристой наружной поверхностью, увеличивающей теплоизлучение, необходимое для охлаждения червячной пары. В червячных редукторах большие осевые усилия на валах, поэтому подшипники применены радиально-упорные. О регулировке подшипников было сказано выше. В связи с большим выделением тепла при длительной работе (что вызывает повышение давления), для уравнивания внутреннего давления в корпусе редуктора и атмосферного, в крышке, закрывающей смотровое окно, вставлена пробка-отдушина. Эта пробка-отдушина соединяет с атмосферой внутреннюю полость редуктора.

Уплотнения в данной конструкции редуктора применены в виде жировых канавок, проточенных в крышках подшипников. Зубчатое червячное колесо в целях экономии дорогостоящей бронзы сделано составным: венец из бронзы, ступица из чугуна. Для транспортировки (подъема) любого большого редуктора в корпусе предусматривают устройства для захвата канатом или тросом. На рис. 168 для подъема собранного редуктора предусмотрены приливы-крюки к картеру. Для подъема крышки ввернуты специальные болты с кольцами, так называемые рым-болты.

На рис. 170 в ребре жесткости (под приливом, где расположен ведущий вал) сделано отверстие для троса, а справа—прилив-крюк. На крышке также ввернут рым-болт.

Размеры рым-болтов подбирают в зависимости от массы редуктора.

§ 29. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕДУКТОРА

Рассмотрим последовательность проектирования одноступенчатого цилиндрического редуктора. При проектировании необходимо знать предварительно мощность или момент на ведущем или ведомом валу, числа оборотов ведущего или ведомого вала и передаточное число. Кроме того, указывают либо конкретное назначение редуктора, либо примерные условия его работы — характер нагрузки и срок службы редуктора.

Примерный порядок расчета следующий:

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет (если требуется).
2. Выбор материала зубчатых колес и расчет зубчатой пары редуктора (см. гл. IV, § 24).
3. Ориентировочный расчет валов (гл. III, § 17).

Корпуса обычно отливаются из серого чугуна марки СЧ11-18 и СЧ15-32.

Литые корпуса применяют в серийном производстве. При единичном производстве корпус можно сварить из стали.

При конструировании литого корпуса необходимо предусматривать литейные уклоны и радиусы закруглений, необходимые для правильной формовки и заливки жидким чугуном.

Рекомендуется применять следующие уклоны:

при длине стенки $h \leq 25$ мм — уклон 1 : 5 или $11^\circ 30'$; $h = 25 \div \div 500$ мм — уклон 1 : 10 или $5^\circ 30'$.

Радиусы закруглений:

при толщине стенки до 25 мм $R \approx 1/3$ толщины стенки; свыше 25 мм $R \approx 1/5$ средней толщины стенки.

Рекомендуется выбирать радиусы из следующего ряда: $R = 1; 2; 3; 5; 8; 10; 15; 20; 25; 30; 40$ мм. Разъем корпуса проходит через геометрические оси валов.

Рекомендуется следующее соотношение размеров основных элементов корпуса:

толщина стенки картера и крышки δ и δ_1 : $\delta = 0,025A + 1$ мм; $\delta_1 = 0,02A + 1$ мм, но δ и $\delta_1 \geq 8$ мм; глубина корпуса $H = A$ мм; длина основания $M \approx 1,75A$.

Ширину основания N выбираем конструктивно при эскизной компоновке.

Размеры сопряжений при δ и $\delta_1 = 8 \div 15$ мм:

расстояние от стенки $x = 2 \div 3$ мм;

от фланца $y = 15$ мм;

радиус закругления $R = 5$ мм.

Фундаментные болты $d_1 = 0,036A + 12$ мм;

количество болтов $\left[z = \frac{M+N}{200 \div 300} \right]$, но не менее 4, где M и N — длина и ширина основания, мм.

Остальные диаметры болтов подбираем в зависимости от d_1 .

Размеры нижнего фланца определяем в зависимости от диаметра болта d_1 по табл. 75.

ТАБЛИЦА 75

Наименование	Ориентировочные размеры при d_1 , мм						
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
Ширина K_1	22	24	28	33	39	48	54
Расстояние до оси C_1	12	13	15	18	21	25	27
Диаметр отверстия d_{o1}	7	9	11	13	17	22	26
Диаметр планировки D_{o1}	14	17	20	26	32	38	45
Радиус закругления R_1	2	3	3	3	5	5	8

Диаметр расточки под подшипники выбираем по наружному диаметру подшипника или стакана под подшипник.

Размеры элементов подшипниковых гнезд подбираем в зависимости от D по табл. 76.

ТАБЛИЦА 76

Наименование	Диаметр D , мм			
	47—62	65—80	85—100	100—140
Количество болтов z_2	4	4	6	6
Диаметр болтов d_1	M8	M10	M10	M12
Глубина завинчивания l	12	15	15	18
Глубина нарезки l_1	15	18	18	22
Глубина сверления l_2	20	24	24	30
Расточка под врезную крышку f . .	7	7	7	9

Остальные размеры корпуса видны на рис. 172.

Для облегчения разборки корпуса часто в верхнем поясе крышки устанавливают два отжимных болта. Центрирование крышки относительно картера производят с помощью двух конических штифтов $d_{шт}$, расположенных по диагонали верхнего пояса.

Обработку отверстий под подшипники в крышке и картере производят в сборе.

**ПОНЯТИЯ О ПОДЪЕМНО-
ТРАНСПОРТНЫХ УСТРОЙСТВАХ**

В настоящее время трудно себе представить работу любого предприятия или строительства без использования различных подъемно-транспортных устройств. Их большое разнообразие затрудняет четкую классификацию. Ограничимся упрощенной классификацией по следующим группам:

1) грузоподъемные машины и механизмы: тали (ручные и электрические), лебедки (ручные и электрические) и различные краны;

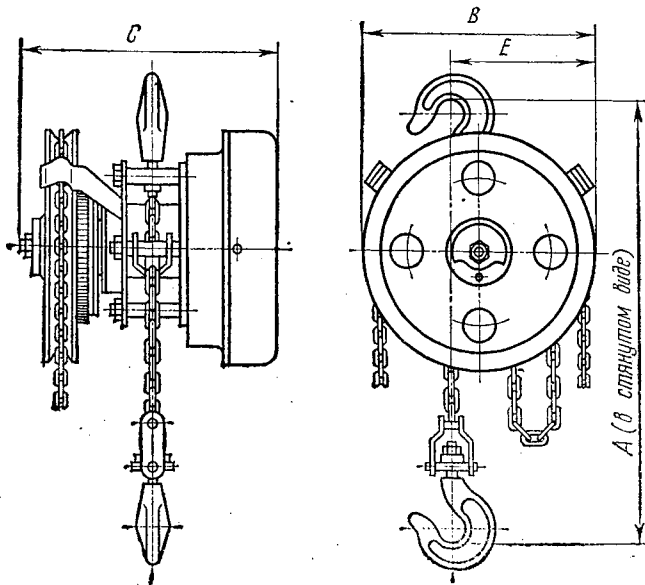


Рис. 173

2) машины непрерывного транспорта: конвейеры и транспортеры, лифты и эскалаторы; прочие машины и механизмы.

Рассмотрим общие характеристики некоторых наиболее характерных машин и механизмов.

Тали. Наиболее распространенным простейшим грузоподъемным механизмом для подъема груза на небольшую высоту до 3 м являются тали различных конструкций. Различают тали ручные (шестеренча-

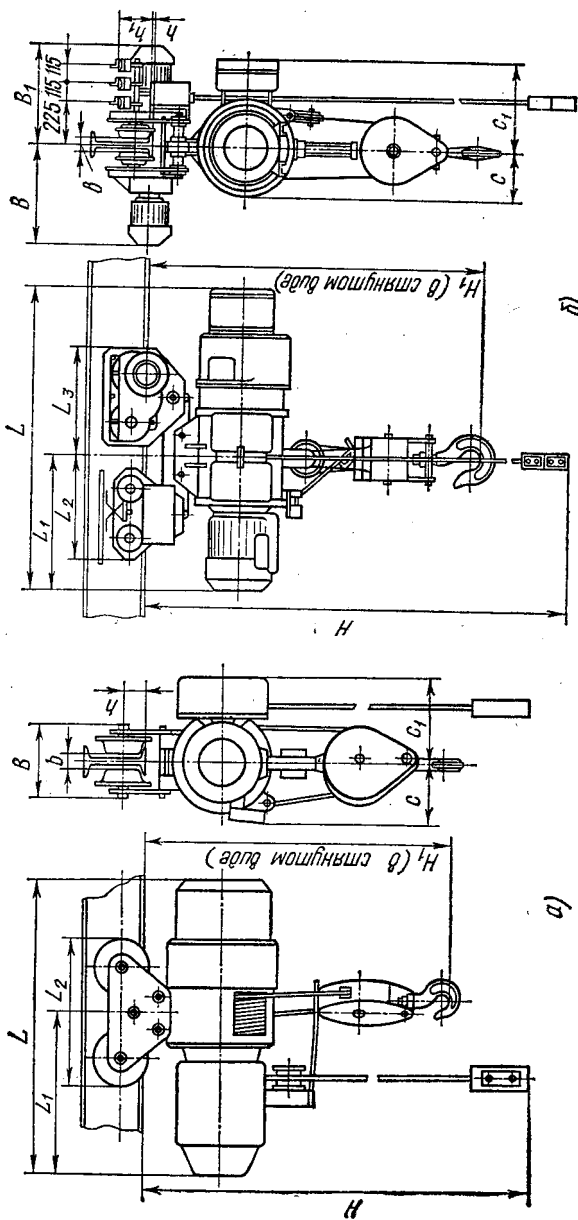


Рис. 174

тые и червячные), механизированные (пневматические, приводимые в действие сжатым воздухом) и электротали. Все тали снабжены тормозом, автоматически препятствующим спуску поднятого груза.

Основные технические данные на различные конструкции талей установлены стандартом. На рис. 173 показан общий вид ручной шестеренчатой тали типа А по ГОСТ 2799—54.

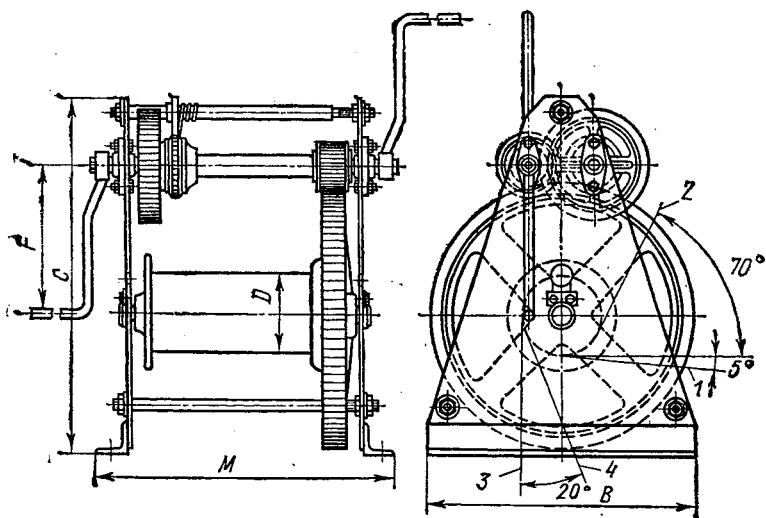


Рис. 175

Эти тали изготовляют грузоподъемностью от 0,25 до 3,0 Т, высота подъема 3 м, тяговое усилие на цепи механизма подъема от 22 до 40 кг. Скорость подъема груза от 2,65 до 0,35 м/мин. Собственная масса от 25 до 110 кг. Обычно такую таль закрепляют с помощью верхнего крюка, а груз поднимают, вращая приводное колесо цепью.

Тали электрические передвижные изготовляются согласно ГОСТ 3472—54 грузоподъемностью от 1,0 до 10 Т. Высота подъема груза до 6 м, скорость подъема 8 м/мин, а скорость передвижения по двутавровому монорельсу до 20 м/мин. Механизм передвижения в зависимости от грузоподъемности может быть либо ручным, либо электрическим. На рис. 174, а показан общий вид электротали грузоподъемностью 0,5 Т с электродвигателем мощностью 0,73 кВт для подъема груза с ручным передвижением вдоль двутавровой балки. Масса электротали 110 кг. На рис. 174, б показан общий вид электротали грузоподъемностью 5 Т с двумя электродвигателями: для подъема груза мощностью 7,35 кВт и для перемещения электротали вдоль монорельса мощностью 1,46 кВт. Питание к электродвигателям электроталей может подаваться с помощью удлиненного кабеля или по троллейным проводам со специальным токосъемным устройством. Масса этой электротали 1250 кг. Применяют электротали для подъема и перемещения штучных грузов. Управление электроталью производится с пола кнопочным устройством.

Лебедки. Применяются лебедки с ручным или электрическим приводом, стационарные и передвижные. В качестве тягового органа используют стальные проволочные канаты (тросы), а иногда и цепи. Ручные лебедки бывают настенные с червячной парой грузоподъемностью 0,5 Т и лебедки переносные ручные однобарабанные грузоподъемностью от 0,5 до 10 Т.

На рис. 175 показан общий вид ручной однобарабанной переносной лебедки, применяемой для различных монтажных работ (подъем и перемещение грузов). Основные характеристики таких лебедок

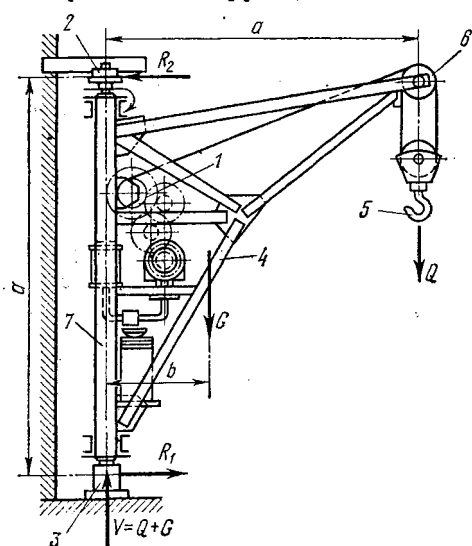


Рис. 176

даны в ГОСТ 7014—54. Подъем или перемещение груза осуществляется наматыванием троса на барабан, который приводится во вращение рукояткой ведущего вала, на котором посажена шестерня, вращающая колесо промежуточного ведомого вала. На промежуточном валу насажена шестерня, вращающая колесо лебедки. Для предохранения от самоопускания поднятого груза на промежуточном валу установлен храповой механизм. Конструкция лебедки допускает свободный подвод троса к барабану в пределах положения троса 1—2, а также снизу через раму при положении троса 3—4 (рис. 175).

В настоящее время широко применяют на строительно-монтажных работах и в особенности на строительно-ремонтных переносные лебедки с электроприводом, изготовляемые согласно ГОСТ 2914—67 грузоподъемностью от 1,5 до 10 Т, со скоростью подъема 25—35 м/мин. Такая лебедка состоит из электродвигателя, муфты с тормозным устройством, двухступенчатого цилиндрического редуктора, соединенного с барабаном, на который наматывается трос. Все эти механизмы смонтированы на сварной раме из швеллеров.

Краны поворотные. Применяются такие краны в цехах или складах для загрузки штучных грузов. Они бывают двух видов: с внешней верхней опорой и без внешней верхней опоры. Кран первой группы показан на рис. 176; такой кран может обслуживать участок в зоне поворота стрелы на 180°. При изменении конструкции внешней верхней опоры 2 на потолочную такой кран сможет иметь поворот на 360°. Грузоподъемный механизм (лебедка) 1 работает от электродвигателя. Верхняя опора 2 закреплена к стене с помощью кронштейна, а нижняя опора 3 установлена на фундаментной плите; несущая ферма 4 сварная, она представляет собой жесткую раму-стрелу.

Вылет стрелы a зависит от грузоподъемности. Например, при грузоподъемности $Q=1\div 2$ Т $a=3\div 4,5$ м, а при $Q=3\div 5$ Т $a=3\div 3,5$ м.

Грузоподъемный крюк 5 подвешен на стальном тросе, перекинутом через блок 6 ; второй конец троса закреплен на барабане лебедки грузоподъемного механизма 1 . Стойка крана 7 установлена на опорах качения или скольжения.

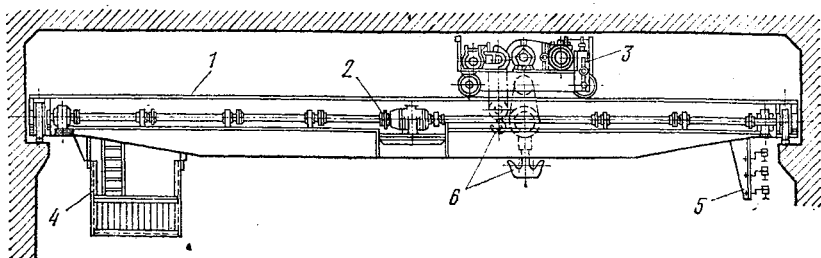


Рис. 177

Давление на нижнюю опору $v=Q+G$, где G — масса крана; Q — грузоподъемность крана.

Стрела поворотного крана второй группы поворачивается на 360° .

Кран мостовой. Такие краны используют в цехах предприятий и на погрузочно-разгрузочных площадках различных складов. По типу привода мостовые краны делятся на ручные и электрические. По грузоподъемности различают однобалочные краны грузоподъемностью от 1 до 10 Т; двубалочные грузоподъемностью от 5 до 350 Т. Мостовые краны стандартизованы.

На рис. 177 показана схема мостового крана. Основные узлы мостового крана: мост 1 , который может перемещаться с помощью механизма передвижения 2 .

По мосту перемещается крановая тележка 3 на четырех колесах с помощью механизма перемещения, смонтированного на раме тележки. Тележка представляет собой сварную раму на колесах, на которой смонтирована электрическая лебедка (электродвигатель, муфта, тормоз, грузоподъемный барабан с тросом и др.) и механизм передвижения тележки.

На крановой тележке может быть установлена не одна лебедка, а две разной грузоподъемности с грузоподъемными крюками 6 . Управление работой крана производится из специальной кабины 4 . Для питания крановых электродвигателей вдоль подкрановых путей смонтирована силовая электропроводка (троллейная проводка), а на кране закреплено специальное токоприемное устройство 5 .

Кран козловой. Подобные краны применяют на открытых складских площадках для разгрузочно-погрузочных работ, на железнодорожном транспорте и т. п. Грузоподъемность козловых кранов от 1 до 50 Т. Скорость подъема груза от 6 до 20 м/мин; скорость перемещения тележки по мосту крана от 20 до 40 м/мин; скорость

перемещения крана по подкрановым путям, смонтированным на шпалах, до 80 м/мин.

Краны на автомобильном или гусеничном ходу широко применяют для различных погрузочно-разгрузочных работ как на территории складов, так и на различных строительных работах. Их грузоподъемность 3—15 Т.

Конвейеры. Наибольшее распространение имеют следующие типы конвейеров с тяговым элементом:

1. Ленточные для насыпных и штучных грузов.
2. Пластинчатые для насыпных и штучных грузов.
3. Эскалаторы пассажирские.
4. Скоровые элеваторы для насыпных грузов.
5. Скребоквые для насыпных грузов.

Конвейеры без тягового элемента бывают следующих типов:

1. Шнековые (винтовые) для насыпных грузов.
2. Роликовые конвейеры (рольганги) приводные и без привода для штучных грузов.
3. Вибрационные для насыпных грузов.

Наибольшее распространение имеет ленточный конвейер (транспортер с текстильной кордовой лентой).

Основные узлы ленточного транспортера: приводная станция, перемещающая ленту; натяжная станция, создающая постоянное натяжение ленты; сбрасывающее устройство для разгрузки груза; роликоопоры, поддерживающие ленту; кордовая лента шириной от 300 до 1200 мм; бункер для загрузки транспортера.

В зависимости от роликоопор лента может иметь плоскую или желобчатую форму.

Транспортеры с лентой шириной 600 мм транспортируют груз на расстояние до 200 м. Скорость ленты v от 0,8 до 2,0 м/сек. Наибольший угол наклона ленты к горизонту должен быть не больше $18 \div 25^\circ$.

Ленточные и пластинчатые транспортеры можно использовать также и для транспортировки штучных грузов. Широко применяют в цехах заводов специальные сборочные конвейеры.

Лифты и эскалаторы. Грузовые лифты изготовляют грузоподъемностью от 0,1 до 5,0 Т при скорости подъема 0,5 м/сек, а иногда и 0,25 м/сек. Мощность приводных электродвигателей соответственно от 1,5 до 23 кВт.

Эскалаторы представляют собой разновидность транспортеров, предназначенны для массового перемещения людей. Скорость движения ленты (ступеней) от 0,5 до 0,7 м/сек. Ширина ступеней эскалатора 500, 700 и 1000 мм. Шаг тяговой цепи $t=100$ мм, ширина поручня 90 мм, угол наклона ленты эскалатора 35° .

ПРИЛОЖЕНИЕ

Перевод единиц технической системы измерений МКГСС (метр, килограмм, сила, секунда) в единицы Международной системы СИ

Наименование величин	Единицы измерений	Сокращенное обозначение	Перевод в единицы СИ
Угловая скорость	оборот в минуту	об/мин	$1 \text{ об/мин} = \frac{\pi}{30} \text{ рад/сек}$
Сила	килограмм-сила	кГ (кгс)	$1 \text{ кГ} = 9,80665 \text{ Н} \approx 9,81 \text{ Н}$
Момент силы	килограмм-сила-метр килограмм-сила-сантиметр	кГ·м кГ·см	$1 \text{ кГ} \cdot \text{м} \approx 9,81 \text{ Н} \cdot \text{м}$ $1 \text{ кГ} \cdot \text{см} \approx 9,81 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \approx 0,1 \text{ Н} \cdot \text{м} \approx 0,1 \text{ кН} \cdot \text{мм}$
Удельный вес (удельная сила тяжести)	килограмм-сила на кубический метр грамм-сила на кубический сантиметр	кГ/м ³ Г/см ³	$1 \text{ кГ/м}^3 \approx 9,81 \text{ Н/м}^3$ $1 \text{ Г/см}^3 \approx 9,81 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$
Напряжение (давление)	килограмм-сила на квадратный сантиметр килограмм-сила на квадратный миллиметр	кГ/см ² кГ/мм ²	$1 \text{ кГ/см}^2 \approx 9,81 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 \approx 0,1 \text{ МН/м}^2 \approx 0,1 \text{ Н/мм}^2$ $1 \text{ кГ/мм}^2 \approx 9,81 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 \approx 10 \text{ МН/м}^2 \approx 10 \text{ Н/мм}^2$
Работа, энергия	килограмм-сила-метр	кГ·м	$1 \text{ кГ} \cdot \text{м} \approx 9,81 \text{ Дж}$
Мощность	килограмм-сила-метров в секунду лошадиная сила	кГ·м/сек л.с.	$1 \text{ кГ} \cdot \text{м/сек} \approx 9,81 \text{ Вт}$ $1 \text{ л.с.} \approx 736 \text{ Вт}$
Количество теплоты	калория килокалория	кал ккал	$1 \text{ кал} \approx 4,187 \text{ Дж}$ $1 \text{ ккал} \approx 4,187 \cdot 10^3 \text{ Дж}$

ЛИТЕРАТУРА

1. Батурин А. Т. и др. Детали машин. «Машиностроение», 1970.
2. Боков В. Н. Детали машин. «Высшая школа», 1964.
3. Детали машин, расчет и конструирование. Справочник под ред. Ачеркана Н. С., т. 1, 2, 3. «Машиностроение», 1969.
4. Детали машин в примерах и задачах. Под ред. Башнева С. М. «Высшая школа», 1970.
5. Дмитриев В. А. Детали машин. «Судостроение», 1970.
6. Дунаев П. В. Конструирование узлов и деталей машин. «Высшая школа», 1971.
7. Иванов М. Н. Детали машин. «Высшая школа», 1967.
8. Ицкович Г. М. и др. Курсовое проектирование деталей машин. «Машиностроение», 1970.
9. Киношвили Р. С. Сопротивление материалов. М., «Наука», 1968.
10. Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г. Конструкции и расчет зубчатых редукторов. «Машиностроение», 1971.
11. Левин И. Я. Справочник конструктора точных приборов. «Машиностроение», 1967.
12. Миловидов С. С. Детали машин и приборов. «Высшая школа», 1971.
13. Мовнин М. С., Гольцикер Д. Г. Детали машин. «Судостроение», 1971.
14. Павлов Я. М. Детали машин. «Машиностроение», 1969.
15. Пришедько Н. А. Конструирование и расчет деталей машин. «Высшая школа», 1971.
16. Решетов Д. Н. Детали машин. Машгиз, 1961.
17. Рудницкий В. И., Тигай А. Б. Зубчатые и червячные передачи. Гостехиздат УССР, 1962.
18. Спицин Н. А., Кацконец И. И. Детали машин и подъемно-транспортные машины. «Высшая школа», 1961.
19. Спришевский А. И. Подшипники качения. «Машиностроение», 1969.
20. Старовойтов В. К. Основы расчета деталей машин. Лениздат, 1969.
21. Семендяев К. А. Счетная линейка. Краткое пособие. Гос. издательство технико-теоретической литературы. М., 1954.
22. Чернавский С. А. и др. Проектирование механических передач. Машгиз, 1959.

О Г Л А В Л Е Н И Е

	Стр.
Предисловие	3
Введение	4
Глава I. Основные принципы конструирования	6
§ 1. Основные условия, обеспечивающие целесообразность проектируемой конструкции	6
§ 2. Порядок разработки новых изделий	9
§ 3. Выбор материалов и заготовок при конструировании деталей машин	12
§ 4. Учет технологических особенностей деталей при конструировании	23
§ 5. Стандартизация в машиностроении	24
§ 6. Основные требования к рабочим чертежам	27
§ 7. Основные понятия о напряжениях	29
§ 8. Проектный и проверочный расчеты	41
Глава II. Соединения деталей машин	44
§ 9. Общие сведения о соединениях	44
§ 10. Конструкция и расчет заклепочных соединений	44
§ 11. Конструкция и расчет сварных соединений	52
§ 12. Соединения, получаемые гарантированным натягом, пайкой и склеиванием	63
§ 13. Конструкция и расчет клиновых соединений	71
§ 14. Штифтовые соединения	80
§ 15. Шпончные и шлицевые соединения	83
§ 16. Резьбовые соединения	97
Глава III. Детали вращательного движения	127
§ 17. Конструкция и расчет осей и валов	127
§ 18. Опоры осей и валов	143
§ 19. Муфты	174
§ 20. Пружины	186
Глава IV. Передачи	193
§ 21. Общие сведения	193
§ 22. Фрикционные передачи	195
§ 23. Ременные передачи	201
§ 24. Зубчатые передачи	224
§ 25. Червячные передачи	254
§ 26. Цепные передачи	267
Глава V. Общие понятия о редукторах	276
§ 27. Назначение и классификация	276
§ 28. Конструкции основных типов редукторов	278
§ 29. Последовательность проектирования редуктора	283
Глава VI. Понятия о подъемно-транспортных устройствах	287
Литература	294

Давид Самойлович Левятов
РАСЧЕТЫ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Научный редактор Е. М. Филова. Редактор Л. В. Мясникова.
Художественный редактор В. И. Пономаренко. Технический редактор Н. В. Яшукова.
Корректор М. М. Малиновская

Т — 03600. Сдано в набор 26/IX 1973 г. Подп. к печати 10/IV 1974 г.
Формат 60×90 1/16. Бум. тип. № 3 Объем 18,5 печ. л.
Уч.-изд. л. 18,04 Изд. № М-13. Тираж 40 000 экз. Зак. 436 Цена 52 коп.

План выпуска литературы изд-ва «Высшая школа» (профтехобразование) на 1974 г.
Позиция № 99.

Москва, К-51, Неглинная ул., д. 29/14. Издательство «Высшая школа».

Типография изд-ва «Уральский рабочий», г. Свердловск, проспект Ленина, 49.

52 коп.

634 0

04

33814