

В

ДЛЯ ВУЗОВ

Д.Н. Решетов

ДЕТАЛИ МАШИН

4-е издание, переработанное и дополненное

*Допущено Государственным комитетом СССР
по народному образованию в качестве
учебника для студентов машиностроительных
и механических специальностей вузов*



МОСКВА
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1989

ББК 34.42я73
Р47
УДК 621.81.001.66 (075.8)

Рецензент д-р техн. наук проф. **К. И. Заблонский**, заведующий кафедрой «Машиноведение и детали машин» Одесского политехнического института

Замеченные опечатки исправлены

© Scan: BarD

© Djvu: ber2004

Решетов Д. Н.

Р47 Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов.— 4-е изд., перераб. и доп.— М.: Машиностроение, 1989.— 496 с.: ил.

ISBN 5-217-00335-9

Изложены основы теории, расчета и конструирования деталей машин.

Четвертое издание (3-е изд. 1974 г.) переработано в соответствии с новыми нормативными документами и учебной программой, дополнено современными материалами по обеспечению и расчету надежности и автоматизации проектирования.

Р $\frac{2702000000-106}{038(01)-89}$ 106—89

ББК 34.42я73

ISBN 5-217-00335-9

© Издательство «Машиностроение», 1974
© Д. Н. Решетов, 1989, с изменениями

Учебник в соответствии с программой дисциплины и планами подготовки студентов машиностроительных специальностей вузов охватывает ряд общих вопросов конструирования, теорию, расчет и конструирование деталей и узлов общемашиностроительного применения (неразъемных и разъемных соединений, передач зацеплением и трением, осей, валов и муфт, подшипников и направляющих, упругих элементов, станин и корпусных деталей, редукторов, вариаторов, смазочных устройств и др.).

Дисциплина «Детали машин» способствует подготовке конструкторов широкого профиля — создателей новой техники — т. е. специалистов, вносящих наибольший творческий вклад в создание материальных ценностей. Дисциплина под своим классическим названием «Детали машин» внесла большой вклад в подготовку советских инженеров.

Она всегда включала в себя вопросы конструирования. Во время печатания книги название дисциплины в новых учебных планах многих машиностроительных специальностей и в общей программе сформулирована «Детали машины и основы конструирования», как автор давно считал целесообразным. Настоящий учебник может использоваться для дисциплин с этим, с прежним и другими близкими названиями.

Учебник в своей большей части построен в соответствии с принятой классификацией деталей машин. В то же время он по возможности отражает глобальные вопросы современной техники — создание конструкций, обеспечивающих материало-, трудо- и энергосбережение.

Общие вопросы курса для лучшего закрепления в сознании студентов излагаются возможно ближе к объектам основного использования, но при сохранении необходимой общности. В частности контактные напряжения в постановке Герца и смазочные материалы излагаются перед разделом передач. Некоторые сведения о динамике вращательных систем рассматриваются перед муфтами и т. д.

Революционными факторами развития проектирования машин и их деталей являются автоматизация расчетов и конструирования с помощью ЭВМ и переход на вероятностные расчеты, т. е. расчеты на надежность. Соответственно в учебнике приведены общие сведения об автоматизации проектирования деталей машин, рекомендации по расчетам на ЭВМ деталей машин отдельных групп, развиты расчеты на надежность.

Опыт преподавания дисциплины показал, что автоматизацию расчетов и проектирования и даже частично расчеты надежности целесообразно относить к семинарским занятиям и проектированию. Применение ЭВМ трудно излагать на лекциях. Поэтому настоящий учебник уместно рассматривать в комплексе с учебными пособиями: «Расчет деталей машин на ЭВМ» под ред. Д. Н. Решетова и С. А. Шувалова, М, Высшая школа, 1985 и «Надежность машин» авторы Д. Н. Решетов, А. С. Иванов, В. З. Фадеев, Высшая школа, 1988.

В настоящем, четвертом, существенно переработанном издании учебника дополнительно получили надлежащее отражение прогрессивные материалы, новые методы расчетов, в том числе новые ГОСТы и

другие стандарты на расчеты деталей машин, новые конструкции; приняты утвердившиеся в стандартах, технической документации и литературе термины и буквенные обозначения.

В учебнике принята единая система физических единиц (СИ) со следующими отклонениями, допущенными в стандартах (ИСО и ГОСТ) на расчеты деталей машин: размеры деталей машин выражаются в миллиметрах (мм), и соответственно напряжения в ньютонах, деленных на миллиметры в квадрате (Н/мм^2), т. е. мегапаскалях (МПа), а моменты сохранены в ньютонах, умноженных на метр ($\text{Н}\cdot\text{м}$). Поэтому в формулах, включающих вращающие моменты T , введены множители 10^3 (перевода метров в миллиметры). У отдельных групп соответствующих формул даны соответствующие примечания.

Ответственная работа по выверке расчетных формул, ГОСТов, обозначений и проверке корректур была выполнена при активном участии сотрудников кафедры «Детали машин» МВТУ им. Н. Э. Баумана. Автор выражает благодарность проф. О. А. Ряховскому, организатору этого участия, проф. Г. А. Снесареву за прочтение всей рукописи и советы, проф. С. А. Шувалову, написавшему разработанный им широко используемый расчет волновых передач и принявшему участие в освещении вопросов САПР. Автор благодарен ведущим специалистам — доцентам кафедры за участие в проверке материалов по важнейшим главам курса: В. З. Фадееву, Б. А. Байкову, Л. П. Варламовой, В. Л. Гадолину, В. Н. Иваиову, О. П. Леликову, М. В. Фомину, В. А. Чеснокову и др. Автор благодарен также проф. Г. Б. Иосилевичу за просмотр расчетов в рукописи.

Автор весьма признателен рецензентам минвуза, одной из ведущих кафедр деталей машин в СССР — кафедре Одесского политехнического института и ее многолетнему руководителю проф. К. И. Заблонскому за ценную рецензию.

Во всех отраслях народного хозяйства производственные процессы осуществляются машинами или аппаратами с машинными средствами механизации. Поэтому уровень народного хозяйства в большой степени определяется уровнем машиностроения.

Современные машины многократно повышают производительность физического и умственного труда человека.

В настоящее время достигнутая мощность энергетических машин — турбин и электрических генераторов — превзошла миллионный рубеж (машины миллионники).

Современные мощные вычислительные машины делают миллионы и сотни миллионов операций в секунду.¹

Машины настолько прочно вошли в жизнь общества, что в настоящее время трудно найти такой предмет или продукт потребления, который был бы изготовлен или доставлен к месту потребления без помощи машин. Без машин невозможно было бы современное развитие наук, медицины, искусств, требующих совершенных инструментов и материалов, были бы невозможны быстрые темпы строительства, а также не могли бы удовлетворяться потребности населения в предметах широкого потребления.

Важнейшим достижением и показателем уровня машиностроения и приборостроения является автоматизация, в частности комплексная автоматизация производ-

ственных процессов в народном хозяйстве, охватывающая автоматизацию непрерывных процессов, автоматизацию крупного производства штучных изделий и в настоящее время распространяемую на принципиально более сложную автоматизацию производства штучных изделий мелкосерийного производства. Расширяется применение материало-, трудо- и энергосберегающей технологии, станков с программным управлением и многоцелевых, гибких производственных систем. Во все области машиностроения бурно внедряется микропроцессорная техника.

Советская машиностроительная и металлообрабатывающая промышленность занимает по выпуску продукции первое место в Европе. Машиностроение является приоритетной отраслью народного хозяйства.

В настоящее время реализуются мероприятия по коренному повышению уровня и качества продукции машиностроения.

В настоящей книге нашли надлежащее отражение основные, связанные с конструированием машин, народнохозяйственные проблемы и соответствующие решения XXVII съезда и XIX конференции КПСС:

1. Повышение надежности и ресурса машин, достигаемое путем обеспечения их необходимого технического уровня, применения деталей и узлов, надежных и долговечных по своей природе, перехода на вероятностные расчеты и др.

2. Уменьшение материалоемкости конструкций путем их оптимизации, совершенствования расчетов, выбора оптимальных и новых материалов и упрочнений.

3. Уменьшение энергозатрат путем обес-

¹ Между тем человек может длительно отдавать мощность не более 0,1 кВт и выполнять одну простую математическую операцию в среднем за 30 с.

печения совершенного трения и повышения КПД механизмов, применением механизмов с особо высоким КПД.

4. Повышение производительности труда в машиностроении путем стандартизации и унификации объектов производства, организации централизованного изготовления узлов и заготовок, оптимизации структуры промышленности, как средства перехода на технологию крупносерийного и массового производства с повышением производительности в десятки раз.

5. Проектирование технологичных деталей под современную прогрессивную материало-, трудо- и энергосберегающую технологию.

В методологии теории и курса «Детали машин» реализуются основные принципы диалектики.

В соответствии с принципом детерминизма, т. е. всеобщей закономерной связи всех явлений, осуществляется переход от условных и независимых расчетов деталей машин к расчетам по истинным критериям работоспособности и к расчетам как элементов единой системы.

В соответствии с философскими категориями необходимость и случайность все изучаемые в курсе явления, позволяющие их удовлетворительное описание детерминистическими зависимостями, рассчитывают с помощью этих зависимостей. Вместе с тем расширяется применение вероятностных расчетов для учета таких недостаточно определенных и изученных факторов, как ресурсы деталей, интенсивность изнашивания, механические характеристики материалов.

Закон диалектики — переход количественных изменений в качественные — очень ярко иллюстрируется основным критерием прочности — сопротивлением усталости. Циклические напряжения вызывают некоторые качественные изменения, которые даже не меняют статическую прочность, а потом происходит внезапное разрушение. Также при других постепенных отказах — износе, коррозии, старении — детали значительное время эксплуатации остаются работоспособными, а потом выбраковываются по выходным показателям: шуму, опасности разрушения и др.

Рассмотрение явлений в своем развитии является весьма плодотворным в курсе деталей машин. Развитие конструкций тесно связано с развитием технологии, которая обеспечила появление подшипников ка-

чения, многокоштных соединений и передач (шлифовых, волновых и др.), деталей оптимальных форм.

Не менее тесная связь — с развитием и появлением новых материалов.

На примере ряда деталей можно явно наблюдать спиралевидное развитие. Так, передачи с ремнями из натуральных материалов начали вытесняться из машин, а после появления новых синтетических материалов получили второе рождение.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Машины состоят из деталей. Детали машин — это составные части машин, каждая из которых изготовлена без применения сборочных операций (например, вал).

Число деталей в сложных машинах может составлять десятки и сотни тысяч, например в автомобиле более 15 тыс. деталей, в автоматизированных комплексах прокатного оборудования — более миллиона.

Курс «Детали машин» охватывает также совокупность совместно работающих деталей, представляющих собой конструктивно обособленные единицы, обычно объединяемые одним назначением и называемые сборочными единицами или узлами. Узлы одной машины можно изготавливать на разных заводах. Характерными примерами узлов являются редукторы, коробки передач, муфты, подшипники в собственных корпусах.

Изготовление машины из деталей в первую очередь связано с необходимостью относительных движений ее частей. Как свидетельствует одно из старейших, дошедших до наших дней определений, под термином «машина» понималось «орудие, имеющее внутреннее движение частей».

Неподвижные и взаимно неподвижные, скрепленные между собой детали называют звеньями. Выполнение звеньев не из одной, а из нескольких соединенных между собой деталей обеспечивает возможность:

а) изготовления деталей из разных материалов, например вкладышей под-

шипников из бронзы или другого антифрикционного материала, а корпусов подшипников из чугуна;

б) удобной замены быстроизнашивающихся деталей;

в) сборки (например, установка коленчатого вала в коренные подшипники двигателя обычно выполняма лишь при съёмных крышках) и облегчения сборки машины;

г) большей стандартизации и централизованного изготовления деталей.

Большинство деталей являются подобными для многих машин, что делает целесообразным изучение их в самостоятельном курсе «Детали машин».

Рассмотрим самую общую классификацию деталей машин.

1. Выполнение машин и их звеньев из различных деталей вызывает необходимость соединения последних между собой. Поэтому группой деталей, рассматриваемой первой в курсе как наиболее общей, является группа соединений.

Некоторые части деталей и детали после их изготовления могут быть соединены постоянно и не требуют последующей разборки (например, нет необходимости разбирать паровой котел на отдельные листы). Соответствующие соединения называют неразъемными, их осуществляют сваркой, пайкой или клепкой. Разъединение деталей невозможно без их разрушения или связано с опасностью их повреждения.

Некоторые детали необходимо в процессе эксплуатации разъединять, например, для осмотра, очистки или замены. В этих случаях приходится использовать более сложные разъемные соединения, осуществляемые с помощью винтов, шпонок, клиньев и т. п.

2. Машины, по определению К. Маркса, состоят из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов.

Наиболее общими для всех машин являются передаточные механизмы. Двигательные и исполнительные механизмы, как правило, имеют много специфических деталей. Передача механиче-

ской энергии наиболее удобно осуществляется при вращательном движении, которое может быть непрерывным и иметь большую скорость.

Для передачи энергии при вращательном движении в основном применяют передачи, валы и муфты.

Передачи вращательного движения являются механизмами, предназначенными передавать энергию с одного вала на другой, как правило, с изменением, т. е. с уменьшением или увеличением угловых скоростей и соответственным изменением вращающих моментов.

Передачи разделяют на передачи зацеплением, передающие энергию посредством взаимного зацепления зубьев (зубчатые, червячные и цепные передачи), и передачи трением, передающие энергию посредством сил трения, вызываемых начальным натяжением ремня (ременные передачи) или прижатием одного катка к другому (фрикционные передачи с жесткими телами качения).

3. Вращающиеся детали передач (зубчатые колеса, шкивы, звездочки) устанавливают на валах. Валы служат для передачи вращающего момента вдоль своей оси и для поддержания указанных деталей. Для поддержания вращающихся деталей без передачи полезных вращающих моментов служат оси.

Валы соединяют с помощью муфт. Муфты бывают постоянные, не допускающие разъединения валов при работе машин, и сцепные, допускающие сцепление и расцепление валов.

Валы и оси вращаются в подшипниках. Последние делятся на подшипники скольжения и качения.

Поступательно движущиеся детали поддерживают направляющие поступательного движения скольжения и качения.

Подшипники и направляющие, в свою очередь, базируются на основаниях: станинах и других корпусных деталях.

4. Для преобразования видов движений (вращательного в возвратно-поступа-

тельное, качательное или наоборот), осуществления движений с заданным законом изменения скорости и движения со сложной траекторией применяют шарнирно-рычажные и кулачковые механизмы. Наибольшее применение из шарнирно-рычажных механизмов имеет, как известно, кривошипно-ползунный механизм, используемый во всех поршневых машинах: двигателях внутреннего сгорания, насосах. Основные детали шарнирно-рычажных механизмов: кривошпы, шатуны, коромысла, направляющие, кулисы, ползуны. Основные детали кулачковых механизмов: кулачки, эксцентрики, ролики.

5. В большинстве машин необходимо использовать упругие элементы: пружины или рессоры. Пружины и рессоры применяют: для защиты от вибраций и ударов (особенно широко в транспортных машинах — автомобилях, вагонах); для совершения в течение длительного времени полезной работы путем предварительного аккумуляирования или накопления энергии (заводные пружины в часах и других механизмах); для осуществления обратного хода в кулачковых и других механизмах: для создания натяга и т. д.

6. Для повышения равномерности движения, уравнивания деталей машин и для накопления энергии в целях повышения силы удара или для ее восприятия (в машинах ударного действия) применяют детали, использующие для выполнения своих функций массу, — маховики, маятники, грузы, бабы, шаботы.

7. Долговечность машин в значительной степени определяется устройствами для защиты от загрязнения и для смазывания.

8. Важную группу составляют детали и механизмы управления.

Наконец, значительные группы составляют детали специфические (точнее, имеющие наибольшее применение) для отдельных групп машин.

Для энергетических машин наиболее характерными являются цилиндры,

поршни, клапаны, лопатки и диски турбомашин, роторы и статоры электрических машин.

Для транспортных машин характерны: колеса, гусеницы, рельсы, винты водяные и воздушные, крюки, ковши, грейферы и др.

Для машин-орудий специфическими являются: опои, валки, шаботы, бабы, патроны, суппорты, лемехи, отвалы, веретена, катушки, шпули, челноки.

В связи с электрификацией, гидрофикацией и автоматизацией машин многие детали энергетических и транспортных машин получают общепромышленное применение.

Прообразы отдельных деталей машин в применении к ручному инструменту, оружию и приспособлениям известны с глубокой древности. К самым первым по времени появления, как известно, относятся рычаг и клин. Прообразом современных передач гибкой связью следует считать лучковый привод вращения для добывания огня, выполнявшийся наподобие лука, тетива которого обматывается вокруг вращаемого стержня. При возвратно-поступательном движении лука вдоль тетивы стержень получал возвратно-вращательное движение.

Очень давно, более 25 тыс. лет назад, человек научился применять пружину в луках для метания стрел.

Применение катков, т. е. замена трения скольжения трением качения, было известно свыше 4000 лет назад.

К первым деталям из числа работающих в условиях, близких к условиям работы в машинах, следует отнести колесо, ось и подшипник повозок. Известно применение ворот и блока в древности при строительстве храмов и пирамид.

В сочинениях древнегреческих философов (Платон «Государство»; Аристотель «Механические проблемы») имеются сведения о применении в Греции за 3,5 в. до н. э. металлических цапф, зубчатых колес, кривошипов, катков, полиспастов.

Архимед (287—212 г. до н. э.) применил для водоподъемной машины винт, по-видимому, известный ранее.

В сочинении Поллиона Витрувия «Архитектура» (16...13 лет до н. э.) описывается водоподъемная машина с ковшами, укрепленными на цепи.

У Паппа Александрийского (284—305 г.) описан редуктор из зубчатых и червячных передач. Зубчатые передачи тогда выполняли в виде цевочных (на одном колесе зубья — в

виде штифтов, параллельных оси вала), червяки и червячные колеса — с прямобочным профилем.

За период средневекового застоя часть технических достижений древности была забыта. В период Возрождения вновь появляются известные ранее и новые механизмы и детали.

У монаха Теофила Пресвитера (1100 г.) имеются данные о применении маховика.

В записках Леонардо да Винчи (1452—1519 г.) описаны винтовые зубчатые колеса с перекрещивающимися осями, зубчатые колеса с вращающимися цевками, подшипники качения, шарнирные цепи и разные машины.

В литературе эпохи Возрождения имеются данные о применении канатных и ременных передач, грузовых винтов, муфт.

Таким образом, большинство основных типов деталей машин было известно еще в древности или в период Возрождения.

С появлением паровой машины в конце XVIII в. и паровоза в начале XIX в. широкое применение получили заклепочные соединения (в паровых котлах и железнодорожных мостах). В XX в. произошло постепенное вытеснение заклепочных соединений сварными.

Резьбовые соединения непрерывно совершенствовались. В 1840 г. Витвортом в Англии была разработана система крепежных резьб, сыгравшая большую роль как первая работа по стандартизации в машиностроении.

Передачи гибкой связью (ременная и канатная) развивались в начале как универсальные: для раздачи энергии от паровой машины по этажам фабрики (канатная передача), для привода трансмиссионных валов, привода отдельных станков и других машин и привода отдельных органов в каждой машине (ременная передача). В конце XIX и в XX вв. по мере развития индивидуального электропривода роль ременной передачи свелась к приводу легких и средних машин от индивидуальных приводных двигателей. В 20-х годах началось широкое распространение ременных передач с клиновым сечением ремня. В последние годы осуществляется переход на ремни из синтетических материалов, зубчатые и многоклиновые.

Зубчатая передача непрерывно совершенствовалась и области применения ее расширялись: вместо цевочного появляется собственное зубчатое зацепление, сначала прямобочного профиля со скруглениями, который затем заменяется циклоидальным, а потом эвольвентным. Вместо деревянных колес, использовавшихся в приводе от водяных двигателей, начинают применять чугунные со вставными деревянными зубьями и большим

колесе, потом литые чугунные необработанные и, наконец, стальные обработанные.

С 70-х годов прошлого века в связи с появлением велосипедов начинают применять подшипники качения, которые получают широкое распространение.

История развития конструкций деталей машин в России свидетельствует о значительном вкладе русских механиков в эту область техники.

Механику Петра I А. К. Нартову принадлежит изобретение (около 1718 г.) самоходного суппорта токарного станка с ходовым винтом. До этого на протяжении многих веков инструмент держали в руках, опирая на подручник.

К. Д. Фролов впервые в мире применил металлические (чугунные) рельсы для внутризаводского транспорта.

Ф. А. Блинов изобрел гусеничный ход, привилегия на который была ему выдана в 1879 г.

Русскому инженеру Р. А. Корейво (1907 г.) принадлежит изобретение цельнометаллической упругой муфты, обладающей рядом принципиальных достоинств. Современные модификации этой муфты имеют широкое распространение в тяжелом машиностроении.

Еще в 1903 г. на Балтийском заводе были изготовлены червячные передачи с глобоидным (облегающим червячное колесо) червяком.

Развитие конструкций деталей машин в настоящее время определяется большими сдвигами, происходящими в технике в связи с появлением новых материалов и интенсификацией рабочих процессов, комплексной автоматизацией, повышением параметров машин — мощностей, скоростей, давлений, точности.

Теория и расчет деталей машин разрабатывались по мере появления и совершенствования конструкций. Простые расчеты — определение передаточных отношений и действующих сил — были известны еще в древней Греции. Первым исследователем в области деталей машин должен, по-видимому, считаться Леонардо да Винчи. Он рассматривал вопросы о сопротивлении вращению колес, шкивов и блоков, о зоне износа подшипников, и о соотношении между изгибом оси и подшипника. Он предложил установку для испытания винтов. Очень большое значение имели исследования Леонардо да Винчи в области трения.

Первая попытка систематического описания частей машин была сделана Леупольдом в сочинении «Театр машинный».

В разработке теории и расчета деталей машин большая роль принадлежит отечественным ученым. Л. Эйлер — член Российской Академии наук, нашедший в России вторую родину, предложил и разработал теорию эвольвентного зацепления зубчатых колес, которое в настоящее время имеет повсеместное распро-

страение, разработал теорию трения гибкой нити о шкив, составляющую основу теории расчета ременных передач и ленточных тормозов.

Профессор Н. П. Петров является основоположником гидродинамической теории смазки (теории работы масляного слоя между трущимися поверхностями).

В настоящее время эта теория является не только основой расчета подшипников скольжения, но распространяется на зубчатые и червячные передачи, роликовые подшипники и другие детали, работающие со смазочными материалами.

Великий русский ученый Н. Е. Жуковский исследовал распределение силы между витками резьбы, работу упругого ремня на шкивах и вместе с С. А. Чаплыгиным дал блестящее решение важнейшей гидродинамической задачи для подшипников скольжения.

Х. И. Гохманом была разработана общая теория зубчатых зацеплений.

Начиная с 1917 г. отечественная наука о деталях машин развивалась особенно быстрыми темпами и достигла значительных результатов.

Предложено круговинтовое зацепление высокой несущей способности (М. Л. Новиков), созданы основы контактно-гидродинамической теории смазки (А. И. Петрусевич и др.); разработан избирательный перенос в парах трения, обеспечивающий в определенных условиях почти безыносную работу (Д. Н. Гаркунов, И. В. Крагельский); установлена прямая пропорциональность износостойкости материалов в естественном состоянии от твердости (М. М. Хрущов); разработан расчет на изнашивание как усталостный процесс и расчет сил трения (И. В. Крагельский и др.).

Из зарубежных классических исследований необходимо указать на выдающиеся работы О. Рейнольдса, А. Зоммерфельда, А. Митчеля в области гидродинамической теории смазки; Х. Гюйгенса — по циклоидальному профилю зубьев зубчатых колес и Р. Виллиса — по общим зависимостям для зубчатых зацеплений; В. Льюиса, Е. Бакингема, Х. Меррита — по прочности зубчатых передач; К. Баха — по выбору допускаемых напряжений и техническим расчетам деталей машин; Р. Штрибека, А. Пальмгрена — по расчету подшипников качения.

ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН. НАДЕЖНОСТЬ

§ 1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. ПРОЧНОСТЬ

Детали машин должны удовлетворять условию надежности, т. е. способности, сохраняя свои эксплуатационные показатели, выполнять заданные функции в течение заданного срока службы, и условию экономичности, т. е. иметь минимальную необходимую стоимость изготовления и эксплуатации.

Поэтому необходимо применять наиболее подходящие материалы с учетом их стоимости и дефицитности, а также рассчитывать детали без излишних запасов.

Работоспособность и надежность деталей машин характеризуется определенными критериями. По одному или по нескольким из этих критериев ведут расчет, цель которого — определение размеров и материалов деталей машин. Часть критериев удовлетворяется заведомо и не требует проверки.

Важнейшие критерии: прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость.

Нагрузки на детали машин и напряжения в них, как известно, могут быть постоянными и переменными по времени.

Детали, подверженные постоянным напряжениям в чистом виде, в машинах почти не встречаются. Постоянная, неподвижная в пространстве нагрузка вызывает во вращающихся деталях (валах, осях, зубьях зубчатых колес) переменные напряжения. Однако некоторые детали работают с мало изменяющимися напряжениями, которые при расчете можно принимать за постоянные. К таким дета-

лям могут быть отнесены детали с большими нагрузками от силы тяжести (в транспортных и подъемно-транспортных машинах), детали с большой начальной затяжкой (заклепки, часть крепежных винтов и пружин) и детали с малым общим числом плавных нагружений.

Переменные напряжения, прежде всего, характеризуются циклом изменения напряжений.

В деталях машин возникают следующие циклы изменения напряжений:

а) **отнулевой цикл**, в котором напряжения меняются от нуля до максимума (зубья зубчатых колес, работающих в одну сторону, штоки, толкатели и шатуны тихоходных механизмов, малонагруженные при обратном ходе и т. д.);

б) **знакопеременный симметричный цикл**, в котором напряжения меняются от отрицательного до такого же положительного значения (напряжения изгиба во вращающихся валах и осях);

в) **асимметричный, знакопостоянный** (винты, пружины), или **знакопеременный цикл**.

Переменные режимы могут быть регулярными, т. е. с постоянными амплитудами и средними напряжениями, и нерегулярными с непостоянными амплитудами и средними напряжениями.

Постоянные режимы характерны для машин центральных силовых и насосных станций и транспортных машин дальнего следования, переменные — для большинства машин — универсальных машин-орудий, транспортных машин и т. д.

Нагрузки могут изменяться плавно или прикладываться внезапно (удары). Существенные ударные нагрузки действуют в

машинах ударного действия и в транспортных машинах. Удары также бывают связаны с работой механизмов (переключением зубчатых колес и кулачковых муфт на ходу, использованием упоров и т. д.), с погрешностями изготовления и увеличенными зазорами в сопряжениях. Очень опасны удары при авариях. Основная характеристика сопротивления удару — ударная вязкость.

Расчеты на прочность ведут по номинальным допускаемым напряжениям, по коэффициентам запаса прочности (запасам прочности) или по вероятности безотказной работы. Расчеты по номинальным напряжениям наиболее просты и удобны в качестве предварительных и для обобщения опыта конструирования путем накопления данных о напряжениях в хорошо зарекомендовавших себя конструкциях, работающих в сходных условиях. Наиболее полезны такие данные для машин массового выпуска, в частности автомобилей, опыт эксплуатации которых велик. Расчеты по коэффициентам безопасности учитывают в явной форме отдельные факторы, влияющие на прочность: концентрацию напряжений, размеры деталей, упрочнения, — а потому более точны. Вместе с тем эти расчеты сохраняют условность, так как коэффициент запаса (иначе коэффициент незнания) вычисляют для некоторых условных характеристик материалов и значений нагрузок.

Наиболее прогрессивным является расчет по вероятности безотказной работы, как по истинному и физически ясному критерию.

Расчеты на прочность при постоянных напряжениях деталей из пластичных материалов обычно производят согласно условию отсутствия общих пластических деформаций, т. е. обеспечивают требуемый коэффициент запаса по отношению к пределу текучести материала. Коэффициенты концентрации напряжений в расчеты не вводят, так как пики напряжений сглаживаются вследствие местных пластических деформаций, не опасных для прочности детали.

При действии напряжений изгиба (или растяжения) σ и кручения τ расчет ведут по эквивалентному напряжению

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \tau^2} \approx \sqrt{\sigma^2 + (3 \dots 4) \tau^2},$$

где σ_T и τ_T — пределы текучести материалов.

Некоторые детали рассчитывают по предельным остаточным перемещениям, допустимым без нарушения нормальной работы узла. К таким деталям могут быть отнесены, например, грузовые крюки, рым-болты, прижимные планки для крепления деталей на станках и т. д.

Расчет на прочность при постоянных напряжениях, равномерном напряженном состоянии и хрупком состоянии материала производят по заданному коэффициенту запаса относительно временного сопротивления (иначе, предела прочности). При неравномерном напряженном состоянии, в частности при изгибе, за исходную характеристику принимают временное сопротивление при этом напряженном состоянии.

Например, у серых чугунов временное сопротивление изгибу в среднем в 2 раза выше, чем растяжению. Коэффициенты концентрации напряжений вводят в расчет на статическую прочность для материалов в хрупком состоянии, но их существенно уменьшают для неоднородных материалов со значительной внутренней концентрацией напряжений (серый чугун).

Наиболее общей является теория прочности Мора, по которой эквивалентное напряжение

$$\sigma_E = \frac{1-\nu}{2} \sigma + \frac{1+\nu}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2},$$

$$\text{где } \nu = \frac{\sigma_B}{\sigma_{всж}};$$

σ_B и $\sigma_{всж}$ — временное сопротивление растяжению и сжатию.

Для серых чугунов в среднем $\nu = 0,25$, для закаленных сталей $\nu = 0,75$.

Расчет на прочность деталей машин при регулярных переменных напряжениях обеспечивает требуемый запас прочности по отношению к пределу выносливости.

При одноосном растяжении-сжатии или изгибе запас прочности определяют по формуле

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m},$$

при кручении

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где σ_m и τ_m — постоянные составляющие напряжений; σ_a и τ_a — амплитуды напряжений; σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости материала при знакопеременном симметричном цикле; $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ — общие коэффициенты снижения пределов выносливости деталей при изгибе и при кручении, учитывающие концентрацию напряжений, размер деталей и упрочнение; ψ_{σ} и ψ_{τ} — коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла. Подробнее см. § 16.4.

При пользовании приведенными формулами предполагается, что действие переменных напряжений превалирует над действием постоянных и несущая способность ограничивается усталостью материала, а не появлением пластических деформаций. В противном случае формулы трансформируются и запас прочности берется по отношению к пределу текучести.

При совместном действии изгиба и кручения или растяжения-сжатия и кручения общий запас прочности определяют по соотношению

$$\frac{1}{S^2} = \frac{1}{S_{\sigma}^2} + \frac{1}{S_{\tau}^2}.$$

Кроме общепринятого обозначения запаса прочности S , в учебнике при вероятностных расчетах принято старое обозначение n , т. к. S используется для среднего квадратического отклонения.

Расчет на прочность при нерегулярных циклических напряжениях обычно основывают на уравнении линейного суммирования повреждений

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = a,$$

где n_i — общее число циклов действия некоторого напряжения σ_i ; N_i — число циклов до разрушения при том же напряжении; a — экспериментально устанавливаемый коэффициент (см. с. 188).

Выбор коэффициентов запаса прочности является весьма ответственной задачей для конструктора. Коэффициент запаса прежде всего зависит от критерия прочности и характеристики материала, по отношению к которой назначается запас прочности.

Коэффициенты запаса, по отношению к временному сопротивлению даже при постоянных напряжениях в условиях хрупкой прочности выбираются довольно большими, например для серого чугуна порядка 3 и выше.

Это связано с тем, что даже однократное превышение максимальным напряжением временного сопротивления вызывает разрушение, а для чугуна это также связано с остаточными напряжениями и неоднородной структурой.

Коэффициент запаса по отношению к пределу текучести материала при расчете деталей из пластичных материалов под действием постоянных напряжений выбирают минимальным при достаточно точных расчетах, т. е. равным 1,3...1,5. Это возможно в связи с тем, что при перегрузках, превышающих предел текучести, пластические деформации весьма малы (особенно при сильно неоднородных напряженных состояниях деталей) и обычно не вызывают выхода детали из строя. Коэффициенты запаса прочности увеличивают только для деталей из материалов с большим отношением σ_{τ}/σ_b , для которых иначе получается недостаточный запас по отношению к временному сопротивлению.

Коэффициенты запаса по пределу выносливости, несмотря на опасный характер разрушения, выбирают относительно небольшими, т. е. равными 1,5...2,5. Это связано с тем, что единичные перегрузки не приводят к разрушению.

При контактных нагружениях коэффициенты запаса можно выбирать рав-

ными 1,1...1,3, так как возможные повреждения имеют местный характер.

Коэффициенты запаса можно устанавливать на основе дифференциального метода как произведения частных коэффициентов, отражающих:

1) достоверность определения расчетных нагрузок и напряжений — коэффициент $S_1 = 1...1,5$;

2) однородность механических свойств материалов — коэффициент S_2 ; для стальных деталей из поковки и проката $S_2 = 1,2...1,5$; для чугунных деталей $S_2 = 1,5...2,5$;

3) специфические требования безопасности — коэффициент $S_3 = 1...1,5$.

Общий коэффициент запаса прочности

$$S = S_1 S_2 S_3.$$

В настоящее время он должен рассматриваться в вероятностном аспекте.

Расчеты в предположении неблагоприятных сочетаний характеристик материалов, нагрузок и т. д. приводят к ненужному утяжелению деталей. Поэтому в настоящее время переходят на расчеты по заданной вероятности безотказной работы.

Для конструкций, разрушение которых особенно опасно для жизни людей (грузоподъемные машины, паровые котлы и т. д.), коэффициенты запаса прочности, а также методы расчета регламентированы нормами Госгортехнадзора.

Одним из наиболее общих условий конструирования машин является условие равнопрочности. Очевидно, что нет необходимости конструировать отдельные элементы машины с излишними запасами несущей способности, которые все равно не могут быть реализованы в связи с выходом конструкции из строя из-за разрушения или повреждения других элементов.

§ 1.2. ЖЕСТКОСТЬ

Жесткость, т. е. способность деталей сопротивляться изменению формы под действием сил, является, наряду с прочностью, одним из важнейших критериев

работоспособности машины. Во многих деталях машин напряжения значительно ниже предельных, например в станинах металлорежущих станков они составляют всего несколько МПа, и размеры таких деталей диктуются именно условиями жесткости.

Актуальность критерия жесткости непрерывно возрастает, так как совершенствование материалов происходит главным образом в направлении повышения их прочностных характеристик, а модули упругости повышаются при этом значительно меньше или даже сохраняются постоянными, как, например, у сталей.

Требования к жесткости деталей машин определяются:

1) условиями прочности детали — при неустойчивом равновесии, а также при ударных нагрузках;

2) условиями работоспособности детали совместно с сопряженными деталями; например, жесткость валов определяет удовлетворительную работу подшипников, а также зубчатых, червячных и других передач;

3) условиями динамической устойчивости (отсутствием резонанса колебаний или недопустимых автоколебаний);

4) технологическими условиями (невозможностью высокопроизводительной обработки);

5) условиями удовлетворительной работы машин в целом (например, для машин-орудий они сводятся к выпуску точных изделий).

Жесткость деталей машин приближенно определяется собственной жесткостью деталей, рассматриваемых как брус, пластины или оболочки с идеализированными опорами, и контактной жесткостью, т. е. жесткостью поверхностных слоев в местах контакта.

Для большинства деталей при действии значительных нагрузок основное значение имеют собственные деформации. В точных машинах при относительно малых нагрузках и незатянутых стыках (взаимно подвижных деталей) контактные деформации в балансе перемещений иг-

рают весьма существенную и даже преувеличивающую роль.

Контакт деталей может быть в условиях:

1) начального касания в точке или по линии — сжатие шаров и цилиндров (рис. 1.1, а и б);

2) большой номинальной площади касания (рис. 1.1, в).

В обоих случаях контактные перемещения существенны в связи с малой фактической площадью контакта. В первом случае это определяется номинальной формой контактирующих поверхностей, во втором — связано с микронеровностями и волнистостью. Нагрузки воспринимают микронеровности на гребнях макроволн. Опыты показывают, что фактическая площадь контакта при малых и средних давлениях составляет обычно малую часть номинальной.

Контактные сближения гладких однородных тел с начальным касанием в точке или по линии вычисляют с помощью теории Герца.

Контактные сближения при большой номинальной площади контакта определяют на основе экспериментально установленных коэффициентов контактной податливости. Для направляющих прямолинейного движения контактные сближения на 1 МПа давления в каждом стыке составляют около 10 мкм при ширине гра-

ней до 60 мм (что соответствует сжатию чугунного стержня длиной 1 м при том же напряжении 1 МПа) и до 40 мкм при ширине граней 400 мм. При посадках подшипников качения на вал и в корпус (при наиболее характерных посадках) деформации составляют 0,1...0,6 мкм на 1 МПа давления.

Потеря деталями устойчивости характеризуется тем, что они, находясь под нагрузкой, после дополнительного деформирования на малую величину в пределах упругости не возвращаются в первоначальное состояние.

Устойчивость является критерием, определяющим размеры:

а) длинных и тонких деталей, работающих на сжатие;

б) тонких пластин, подверженных сжатию в плоскости пластины;

в) оболочек, подверженных внешнему давлению;

г) полых тонкостенных валов.

К наиболее распространенным деталям, рассчитываемым на продольный изгиб, относятся винты домкратов, ходовые винты, штоки цилиндров, пружины, работающие на сжатие. Большое количество элементов рассчитывают на устойчивость в металлических конструкциях подъемно-транспортных машин.

Как известно, при расчете на устойчивость выбирают значительные коэффициенты безопасности, что связано с условностью расчетов, основанных на предположении центрального действия нагрузки. При наличии смещения критическая нагрузка резко падает. Реальные опоры деталей никогда не обеспечивают идеальной заделки и не являются идеальными шарнирами.

§ 1.3. ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

Большинство деталей машин выходит из строя вследствие износа.

Изнашивание — процесс разрушения и отделения материала с поверхности твердого тела и (или) накопление его остаточной деформации при трении. Износ

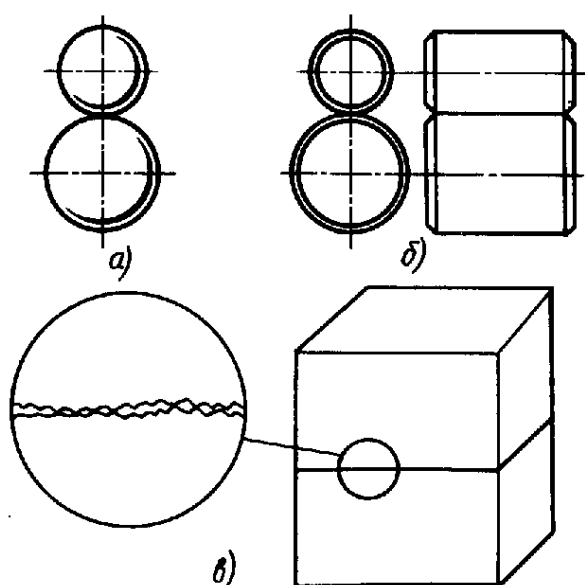


Рис. 1.1. Виды контакта деталей машин

проявляется в постепенном изменении размеров и (или) формы. Износ — результат изнашивания.

Износ вызывает резкое удорожание эксплуатации машин в связи с необходимостью периодической проверки их состояния и ремонта, что связано с простоями и снижением производительности машин. Ежегодно на ремонт расходуется около 40 млрд. руб. и на ремонте занято около одной четверти парка станков.

Износ ограничивает долговечность деталей по следующим критериям работоспособности машин:

а) по потере точности — приборы, измерительный инструмент, прецизионные станки;

б) по снижению КПД, увеличению утечек — цилиндр и поршень в двигателях, насосах и т. д.;

в) по снижению прочности вследствие уменьшения сечений, неравномерного износа опор, увеличения динамических нагрузок — зубья зубчатых и червячных колес и т. д.;

г) по возрастанию шума — передачи транспортных и других быстроходных машин;

д) по полному истиранию, которое делает деталь непригодной, — рабочие органы землеройных машин, тормозные колодки.

Наблюдаемые в машинах виды изнашивания разделяют на следующие группы.

1. Механические, из которых основным является абразивное изнашивание, т. е. изнашивание твердыми посторонними, преимущественно абразивными частицами, шаржирующими одну деталь или передвигающимися между трущимися поверхностями, или неровностями сопряженной твердой поверхности. Абразивное изнашивание проявляется в виде: а) усталости при многократном повторном деформировании микровыступов с малой глубиной взаимного внедрения; б) малоцикловой усталости при повторном пластическом деформировании микровыступов со сред-

ней глубиной внедрения; в) микрорезания при глубоком внедрении.

2. Молекулярно-механическое изнашивание (изнашивание при схватывании). Схватывание происходит вследствие молекулярных сил при трении. Наблюдается холодное схватывание, связанное с износом и выдавливанием смазочной пленки при малых скоростях скольжения, и горячее схватывание, связанное с понижением вязкости масла из-за нагрева при больших скоростях. Схватывание в начальной форме проявляется в намазывании материала одной сопряженной детали на другую, а в наиболее опасной форме — в местном сваривании трущихся поверхностей с последующим вырыванием частиц одного тела, приварившихся к другому, при дальнейшем их относительном движении. Схватывание особенно опасно для незакаленных трущихся поверхностей и химически однородных материалов.

3. Коррозионно-механическое, при котором механическое изнашивание сопровождается химическим или электрическим взаимодействием материала со средой (продукты коррозии стираются механическим путем).

Разновидностью коррозионно-механического изнашивания является изнашивание при фреттинг-коррозии (to fret — разъедать) — разрушение постоянно контактирующих поверхностей в условиях тангенциальных микросмещений без удаления продуктов износа. Проявляется на посадочных поверхностях колец подшипников качения, зубчатых колес, шлицевых соединений.

Очень опасен водородный износ, связанный с выделением водорода при разложении воды, нефти и нефтепродуктов, деструкцией пластмасс при трении, применении водородного топлива.

Исследования и опыт эксплуатации машин показывают возможность работы с исчезающе малым износом при условии жидкостной смазки с разделением трущихся поверхностей достаточным слоем жидкого смазочного материала, пред-

отвращающим непосредственный контакт, и хорошей изоляцией от загрязнений.

Расчеты на износостойкость предусматривают обеспечение жидкостной смазки, для чего необходимо иметь толщину масляного слоя, превышающую сумму микронеровностей и отклонений формы контактирующих поверхностей, или, при невозможности создания жидкостной смазки, обеспечение требуемого ресурса назначением допустимых давлений, установленных практикой.

При сравнительном анализе конструкций для оценки ресурса по износу, а также для распространения результатов экспериментов и опыта эксплуатации на другие условия применяют расчеты на износ на основе подобия в относительной форме. В частности, в качестве исходной принимают следующую зависимость, характеризующую износостойкость:

$$p^m S = \text{const},$$

где p — давление (контактное напряжение); S — путь трения.

Применение такой зависимости с постоянным показателем степени m , естественно, предполагает, что не происходит перехода от одного вида изнашивания к другому.

Как показывают результаты испытаний при абразивном изнашивании, а также при трении с малыми давлениями, без смазочного материала показатель m близок к единице; при трении без смазочного материала со значительными давлениями $m = 1 \dots 2$, в среднем 1,5; при полужидкостной смазке m около 3.

§ 1.4. ТЕПЛОСТОЙКОСТЬ

Работа машин сопровождается тепловыделением, вызываемым рабочим процессом машин и трением в их механизмах. Тепловыделение, связанное с рабочим процессом, особенно интенсивно у тепловых двигателей, электрических машин, литейных машин и машин для горячей обработки материалов.

В результате нагрева могут возникать следующие вредные для работы машин явления.

1. Понижение несущей способности деталей, наблюдаемое у деталей из сталей при температурах выше $300 \dots 400^\circ\text{C}$ и у деталей из большей части пластмасс при температурах выше $100 \dots 150^\circ\text{C}$. Это связано с понижением основных механических характеристик материалов, в частности временного сопротивления и предела выносливости, с охрупчиванием — потерей пластичности во времени и, наконец, с появлением ползучести. Ползучесть, т. е. малая непрерывная пластическая деформация при длительном нагружении, становится основным критерием работоспособности для отдельных деталей машин: лопаток и дисков турбин, элементов паровых котлов высокого давления и др. Ползучесть очень опасна в связи с возможностью выборки (сведения к нулю) зазоров у вращающихся или поступательно-перемещающихся деталей. Расчеты на ползучесть основываются на задании допустимых пластических перемещений за определенный срок службы.

В деталях с заданными постоянными деформациями (затянутые крепежные винты, детали на посадках с натягом и т. п.) наблюдается самопроизвольное постепенное падение напряжений натяга, т. е. релаксация напряжений.

2. Понижение защитной способности масляного слоя, разделяющего трущиеся детали машин, и, как следствие, появление повышенного износа или заедания.

3. Изменение зазоров в подвижных соединениях вследствие обратимых температурных деформаций. Выход из строя подшипников и других замкнутых подвижных сопряжений часто связан с захватыванием шейки вала или ползуна вследствие уменьшения зазора до нуля.

Сохранение работоспособности деталей по критериям 2 и 3 обеспечивается совместными тепловыми и гидродинамическими расчетами.

4. Изменение свойств трущихся поверхностей, например снижение коэффициента трения в тормозах.

5. Понижение точности машины вследствие обратимых температурных деформаций.

Это особенно относится к точным машинам, например прецизионным металлорежущим станкам.

На точность и работоспособность машины влияют температурные деформации: вызываемые равномерным нагревом деталей из конструкционных материалов с различными коэффициентами линейного расширения;

вызываемые неравномерным нагревом в связи с наличием местных источников теплоты (трущиеся пары, встроенные электродвигатели) и с общим быстрым изменением температуры в помещении, так как мелкие детали быстро достигают новой температуры, а крупные — медленно.

Расчетам на прочность при повышенных температурах и расчетам температурных деформаций должны предшествовать или совмещаться собственно тепловые расчеты — определение температур.

Теплообразование в механизмах, связанное с работой трения, подсчитывают непосредственно или по передаваемой механизмом мощности и КПД. Теплообразование, связанное с рабочим процессом, устанавливают при расчете последнего.

Средние установившиеся температуры определяют по уравнению теплового баланса: тепловыделение за единицу времени приравнивают теплоотдаче. При расчете теплоотдачи пользуются ее усредненными коэффициентами. Для решения более сложных тепловых задач (установления температурных полей в деталях машин, определения неустановившихся температур) используют методы, рассматриваемые в теории теплопередачи, в том числе методы подобия, комбинирования из точных решений для элементов простых форм, методы конечных разностей и конечных элементов.

§ 1.5. ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ

Под виброустойчивостью понимают способность конструкций работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний. В связи с повышением скоростей машин явления колебаний становятся все более опасными и поэтому расчет на виброустойчивость все более актуальным.

В машинах основное распространение имеют:

1. Вынужденные колебания, вызываемые внешними периодическими силами (неуравновешенностью вращающихся деталей, погрешностями изготовления, переменными силами в поршневых машинах и т. д.), обычно во избежание резонанса, т. е. совпадения частот возмущающих сил с частотами собственных колебаний, последние определяют расчетным путем.

2. Автоколебания или самовозбуждающиеся колебания, т. е. колебания, в которых возмущающие силы вызываются самими колебаниями, например фрикционные автоколебания, вызываемые падением силы трения с ростом скорости и другими факторами. При опасности возникновения автоколебаний необходим расчет динамической устойчивости.

Расчеты на колебания обычно приходится проводить не для отдельных деталей, а для систем; следует учитывать контактные деформации; в расчетах приводов учитывать взаимодействие с приводным двигателем и рабочим процессом. Ввиду того, что практическое значение обычно имеют динамические процессы на низких частотах, а колебательные системы сложные, их приходится существенно упрощать.

Работа машин сопровождается шумом, вызываемым соударением движущихся деталей машин. Шум в первую очередь связан с погрешностями изготовления деталей — ошибками шага и профиля зубьев, волнистостью дорожек качения подшипников. Однако некоторые детали являются источниками шума при идеально точном изготовлении (например, зубчатые

колеса при входе в зацепление новых зубьев). Повышенный шум увеличивает утомляемость персонала и вреден для здоровья. Критерий шума может служить для оценки качества изготовления машин.

Интенсивность шума обычно оценивается в относительных логарифмических единицах (децибелах) и ограничивается санитарными нормами.

Основные средства борьбы с шумом: повышение точности и качества обработки, уменьшение сил удара конструктивными методами, применение материалов с повышенным внутренним трением, а также специальных демпфирующих средств.

§ 1.6. НАДЕЖНОСТЬ

Надежность (общая) — свойство объекта (изделия) выполнять в течение заданного времени или заданной наработки свои функции, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные показатели. Надежность изделий обуславливается их безотказностью, долговечностью, ремонтопригодностью и сохраняемостью.

Безотказность — свойство сохранять работоспособное состояние в течение заданной наработки без вынужденных перерывов. Это свойство особенно важно для машин, отказы которых связаны с опасностью для жизни людей (например, самолеты) или с перерывом в работе большого комплекса машин.

Долговечность — свойство изделия сохранять работоспособное состояние до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонта.

Ремонтопригодность — приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

Сохраняемость — свойство изделия сохранять безотказность, долговечность и ремонтопригодность после и в течение установленного срока хранения и транспортирования.

Надежность деталей машин сильно зависит от того, насколько близок режим работы деталей (по напряжениям, скоростям и температурам) к предельному, т. е. от запасов по основным критериям работоспособности.

Надежность в значительной степени определяется качеством изготовления, в зависимости от которого ресурс может изменяться в несколько раз.

Надежность статических определимых механизмов при одинаковых номинальных напряжениях выше, чем статически неопределимых, что связано с меньшим влиянием технологических погрешностей, а также температурных и силовых деформаций.

Например, самоустанавливающиеся конструкции, как правило, более надежны, чем несамоустанавливающиеся.

Утрата работоспособного состояния изделия (полная или частичная) называется отказом. Отказы можно разделить на отказы функционирования, при которых прекращается выполнение функций (например, поломка зубьев) и отказы параметрические, при которых в недопустимых пределах изменяются некоторые параметры (показатели) объекта (например, точность). Отказы по своей природе могут быть связаны с разрушением деталей или их поверхностей (поломки, выкрашивание, износ, коррозия) или не связаны с разрушением (засорение каналов, ослабление соединений). Отказы бывают полные и частичные: внезапные (например, поломки), постепенные (изнашивание, коррозия и др.) и постепенные по развитию, но внезапные по проявлению (усталость); опасные для жизни человека, тяжелые и легкие; устранимые и неустраиваемые. По времени возникновения отказы делятся на приработочные (возникающие в первый период эксплуатации и связанные с отсутствием приработки и с попаданием в сборку дефектных элементов); отказы при нормальной эксплуатации (до проявления постепенных износных отказов) и износные отказы, к которым в теории

надежности относят также отказы по усталости и старению.

Основным показателем безотказности является вероятность $P(t)$ безотказной работы в течение заданного времени или наработки. Экспериментально (или на основе наблюдений в эксплуатации) оценка вероятности безотказной работы определяется как отношение числа образцов, сохранивших работоспособность, к общему числу испытанных образцов. Если последнее достаточно велико, то показатель $P(t)$ принимается равным его оценке.

В связи с тем, что отказ и безотказная работа взаимно противоположные события,

$$P(t) + Q(t) = 1,$$

где $Q(t) = \int_0^t f(t) dt$ — вероятность отказа за время t ; $f(t)$ — плотность вероятности отказов.

Основные показатели долговечности деталей: а) средний ресурс, т. е. средняя наработка до предельного состояния; б) так называемый гамма-процентный ресурс, который обеспечивается у заданного числа γ процентов изделий (например, 90 %).

Вероятность безотказной работы системы равна по теореме умножения вероятностей произведению вероятностей безотказной работы независимых элементов:

$$P_{\text{ст}}(t) = P_1(t) P_2(t) \dots P_n(t).$$

Если

$$P_1(t) = P_2(t) = \dots = P_n(t), \text{ то}$$

$$P_{\text{ст}}(t) = P_1^n(t).$$

Поэтому надежность сложных систем получается низкой, например при числе элементов $n=10$ с одинаковой вероятностью безотказной работы, равной 0,9, общая вероятность $0,9^{10} \approx 0,35$.

Если, как обычно, вероятность безотказной работы элементов достаточно высокая, то, выразив предыдущие формулы через вероятность отказов и отбросив произведения малых величин, можно написать

$$P_{\text{ст}}(t) \approx 1 - [Q_1(t) + Q_2(t) + \dots + Q_n(t)].$$

$$\text{При } Q_1(t) = Q_2(t) = \dots = Q_n(t)$$

$$P_{\text{ст}}(t) \approx 1 - nQ_1(t).$$

В период нормальной эксплуатации машин постепенные отказы еще не проявляются и надежность характеризуется внезапными отказами. Эти отказы вызываются неблагоприятным стечением обстоятельств и имеют постоянную интенсивность, не зависящую от продолжительности предшествующей эксплуатации изделия. Вероятность безотказной работы в этом случае

$$P(t) = e^{-\lambda t},$$

где $\lambda = \frac{1}{\bar{t}}$ — постоянная интенсивность отказов (\bar{t} — средняя наработка до отказа).

Если, как обычно, $\lambda t \leq 0,1$, то $P(t) \approx 1 - \lambda t$.

Пример 1. Пусть назначенный ресурс изделия составляет 1000 ч. Известно, что интенсивность отказов $\lambda = 10^{-6}$ 1/ч. Оценить вероятность безотказной работы за время работы

$$P(t) \approx 1 - \lambda t \approx 1 - 10^{-6} \cdot 1000 \approx 0,999.$$

Для постепенных отказов справедлив закон распределения, который дает вначале низкую плотность вероятности отказов, затем максимум и далее падение, связанное с уменьшением числа элементов, оставшихся работоспособными. Наиболее универсальным, удобным и широко применяемым для практических расчетов является нормальное распределение. Плотность вероятности отказов

$$f(t) = \frac{1}{S\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-\bar{t})^2}{2S^2}}.$$

Распределение имеет два независимых параметра — среднюю наработку до отказа

$$\bar{t} = \frac{\sum t_i}{N_0}$$

и среднее квадратическое отклонение

$$S = \sqrt{\frac{\sum (t_i - \bar{t})^2}{N_0 - 1}}$$

(N_0 — общее число объектов испытаний или наблюдений).

Эти параметры применяют также для других законов распределений. Рассеяние случайных величин удобно также характеризовать дисперсией $D = S^2$ (S — среднее квадратическое отклонение) и коэффициентом вариации $v = S/\bar{t}$.

Вероятность отказов и безотказной работы определяют по таблицам нормального распределения, приводимым во всех математических справочниках.

В целях сокращения объема таблицы приводят в литературе для так называемого центрированного и нормированного распределения, в котором $\bar{t} = 0$ и $S = 1$. Плотность вероятности и вероятность отказа соответственно определяются по формулам $f(t) = f_0(x)/S$ и $Q(t) = F_0(x)$, где $x = (t - \bar{t})/S$, а $f_0(x)$ и $F_0(x) = \int_{-\infty}^x f(x) dx$ берут из таблиц.

Значение времени t при заданной вероятности безотказной работы P определяется по зависимости

$$t = \bar{t} + u_P S,$$

где u_P — квантиль нормированного нормального распределения (также берут из таблиц):

P	0,5	0,9	0,95	0,99	0,999	0,9999
u_P	0	-1,28	-1,64	-2,33	-3,10	-3,72

Пример 2. Долговечность передачи винт — гайка скольжения определяется ее износо-

стойкостью. Закон распределения ресурсов по времени в этом случае близок к нормальному. Оценить 90 %-ый ресурс передачи, если $\bar{t} = 10\,000$ ч, $S = 2000$ ч:

$$t_{90} = \bar{t} + u_P S = 10\,000 - 1,28 \cdot 2000 = 7440 \text{ ч.}$$

Несколько лучше, чем нормальное, описывают результаты усталостных испытаний логарифмически-нормальное распределение, в котором по нормальному закону распределяется логарифм наработки, и распределение Вейбулла, которое может рассматриваться как обобщение экспоненциального распределения. Однако оперирование этими распределениями сложнее.

Расчет деталей машин с учетом рассеяния значений параметров

Ряд параметров, входящих в формулы расчета деталей машин, имеют существенное рассеяние и должны рассматриваться как случайные величины. Соответственно расчеты следует производить в вероятностном плане. Это особенно относится к расчетам на долговечность и к расчетам, в которые в качестве основных параметров входят натяги и зазоры, например к расчетам соединений с натягом и подшипников. Натяги и зазоры получаются как разность близких величин и имеют, так же как и ресурсы, особенно большое относительное рассеяние.

Для вероятностных расчетов необходимо определение рассеяния функции по рассеянию случайных аргументов, т. е. рассеяние основного рассчитываемого параметра по рассеянию расчетных характеристик и других исходных параметров.

Представим выражение для расчетного параметра (напряжения, ресурса, температуры) в общем виде:

$$Y = \varphi(X_1, X_2, \dots, X_n),$$

где X_1, X_2, \dots, X_n — параметры, рассматриваемые как случайные независимые величины, имеющие математические ожидания m_1, m_2, \dots, m_n и средние квадратические отклонения S_1, S_2, \dots, S_n .

Предполагаем, что функция в пределах рассеяния параметров может быть линеаризована. Тогда, разложив функцию в ряд Тейлора и отбросив малые члены, получаем

$$Y \approx \varphi(m_1, m_2, \dots, m_n) + \sum \left(\frac{\partial \varphi}{\partial X_i} \right)_m (X_i - m_i),$$

где первый член представляет собой математическое ожидание, обозначаемое \bar{Y} (или M); $X_i - m_i$ — случайное отклонение параметра X_i от своего математического ожидания m_i ;

$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial X_i} \right)_m$ — частная производная функции φ по параметру X_i , в которую подставлены математические ожидания параметров. Она характеризует долю влияния отклонения случайной величины X_i , а члены под знаком \sum являются случайными отклонениями линеаризованной функции.

Соответственно среднее квадратическое отклонение функции по квадратическому правилу сложения

$$S = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\partial \varphi}{\partial X_i} \right)_m^2 S_i^2}.$$

Если $Y = \varphi(X_1)$, т. е. $X_2 = X_3 = \dots = X_n = 0$, то формула разложения в ряд Тейлора следует из геометрических соображений, так как производная представляет собой тангенс угла наклона касательной к кривой.

Значение расчетного параметра Y (напряжения, ресурса, температуры) находят из выражения при заданной P вероятности $Y = \bar{Y} + u_p S$, т. е. как среднее значение \bar{Y} плюс член, равный среднему квадратическому отклонению S , умноженному на квантиль u_p , которая в зависимости от условий может иметь положительное или чаще отрицательное значение.

В ряде расчетов, в частности точностных, случайные величины входят в виде суммы, т. е. $Y = X_1 + X_2 + \dots + X_n$; тогда

$\frac{\partial \varphi}{\partial X_i} = 1$, и для определения S получаем широко применяемую в расчетах точности и других расчетах формулу квадратического сложения

$$S = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + \dots + S_n^2},$$

т. е. известную зависимость сложения дисперсий $D = D_1 + D_2 + \dots + D_n$.

Случайную величину X_i можно принимать детерминированной при малости S_i по сравнению с S .

Во многие формулы расчета деталей машин случайные величины входят в виде произведения $Y = X_1 \cdot X_2 \cdot \dots \cdot X_n$, например в расчетах на прочность формулы включают в себя произведения нагрузки или момента, коэффициента динамичности, коэффициента концентрации нагрузки, момента сопротивления (в знаменателе) и т. д.

Тогда

$$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial X_1} \right)_m = \bar{X}_2 \cdot \bar{X}_3 \cdot \dots \cdot \bar{X}_n,$$

$$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial X_2} \right)_m = \bar{X}_1 \cdot \bar{X}_3 \cdot \dots \cdot \bar{X}_n \text{ и т. д.}$$

В этом случае для получения простых формул удобно оперировать непосредственно с коэффициентами вариации $v = S_i / \bar{X}_i$. После подстановки получаем

$$v = \frac{S}{\bar{Y}} = \sqrt{\left(\frac{S_1}{\bar{X}_1} \right)^2 + \left(\frac{S_2}{\bar{X}_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{S_n}{\bar{X}_n} \right)^2} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2}.$$

Если $Y = X_1^{\alpha_1} \cdot X_2^{\alpha_2} \cdot \dots \cdot X_n^{\alpha_n}$, то

$$v = \sqrt{(\alpha_1 v_1)^2 + (\alpha_2 v_2)^2 + \dots + (\alpha_n v_n)^2}.$$

В этих случаях $Y = \bar{Y}(1 + u_p v)$.

Случайную величину X_i можно принимать детерминированной при малости v_i по сравнению с v .

До накопления данных по значениям математических ожиданий и средних квадратических отклонений их можно вычислять по предельным значениям параметров $X_{i \min}$ и $X_{i \max}$. Тогда $m_i = (X_{i \max} + X_{i \min})/2$. Приняв, как обычно, что поле допуска на параметр покрывается интервалом $6S$, что соответствует вероятности попадания в интервал $P \approx 0,997$, получают $S_i = (X_{i \max} - X_{i \min})/6$.

За расчетное условие обеспечения прочности в технике широко принимают условие, что величина воздействия F меньше способности сопротивления W . Это условие раньше характеризовалось коэффициентом безопасности $n = W/F > 1$. В настоящее время осуществляется переход на вероятностный аспект и соответственно удовлетворяется условие $F < W$ с заданной вероятностью.

При 50 %-ной вероятности неразрушения $\bar{W} - \bar{F} = 0$, где \bar{F} и \bar{W} — средние значения воздействия и способности сопротивления. При заданной вероятности неразрушения P способность сопротивления \bar{W} должна быть больше \bar{F} на величину, равную среднему квадратическому отклонению, помноженному на квантиль u_P :

$$\bar{W} - \bar{F} + u_P S = 0,$$

где $S = \sqrt{S_W^2 + S_F^2}$ (S_W, S_F — средние квадратические отклонения способности сопротивления и воздействия). При $P > 50\%$, $u_P < 0$.

Обычным порядком расчета при конструировании машин является предварительный приближенный расчет или использование подобия, а потом — основной уточненный расчет в форме проверочного.

Для этого расчета определяется квантиль распределения

$$u_P = - \frac{\bar{W} - \bar{F}}{S} = - \frac{\bar{W} - \bar{F}}{\sqrt{S_W^2 + S_F^2}}$$

и по ней с помощью таблиц нормального распределения — вероятность безотказной работы.

Таким образом, квантиль можно рассматривать как аналог коэффициента за-

паса. Только она характеризует не отношение способности сопротивления воздействию, а их разность; а эта разность должна задаваться в относительной форме. Поэтому ее берут в отношении к среднему квадратическому отклонению.

Интересна связь между квантилью u_P как вероятностной характеристикой расчета и коэффициентом безопасности \bar{n} , рассчитанным по средним значениям случайных величин F и W , т. е. $\bar{n} = \bar{W}/\bar{F}$. Разделив числитель и знаменатель дроби на \bar{W} и введя коэффициенты вариации $v_W = S_W/\bar{W}$ и $v_F = S_F/\bar{F}$, получаем

$$u_P = - \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{(\bar{n}v_W)^2 + v_F^2}}.$$

В расчетах на выносливость выражение для квантили можно записать через действующие напряжения σ_a и предельное по критерию прочности напряжение σ_D , превышение его вызывает отказ:

$$u_P = - \frac{\bar{\sigma}_D - \bar{\sigma}_a}{\sqrt{S_D^2 + S_a^2}} = - \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{(\bar{n}v_D)^2 + v_a^2}}.$$

При основных в машиностроении расчетах на циклическую прочность коэффициент вариации предельного напряжения — предела выносливости детали

$$v_D = \sqrt{v_1^2 + v_2^2 + v_3^2},$$

где $v_1 = 0,03 \dots 0,08$ — коэффициент вариации для точно изготовленной детали из материала одной плавки (см. § 15.4); $v_2 = 0,06 \dots 0,1$ — коэффициент вариации для материала разных плавок; $v_3 = (0,3 \dots 0,45)v_P$ — коэффициент вариации, учитывающий рассеяние v_P радиуса переходных поверхностей, рассеяние шероховатости поверхности или других факторов.

Коэффициент вариации внешней нагрузки или действующего напряжения задается на основе наблюдений и опыта. Часто $v_a = 0,1 \dots 0,2$.

Особенностью вероятности расчетов деталей отдельных групп по сравнению с обычными расчетами является определение коэффициентов вариации для деталей.

§ 2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Выбор материалов и термообработки деталей машин определяется: а) необходимостью обеспечения требуемой надежности деталей в течение заданного срока службы при заданных требованиях к габаритам; б) экономическими факторами и условиями изготовления.

Следует иметь в виду, что стоимость материалов составляет значительную часть стоимости машин, например в среднем в автомобилях 65...70 %, а в грузоподъемных машинах 70...75 %.

Детали, размеры которых определяются условиями прочности, выполняют из материалов с высокими прочностными характеристиками, преимущественно из улучшаемой или закаливаемой стали и чугуна повышенной прочности (зубчатые колеса, валы и т. п.). Детали, размеры которых определяются жесткостью, выполняют из материалов с высоким модулем упругости, допускающих изготовление деталей совершенных форм, т. е. из термически необработанной стали и чугуна.

Для деталей с большими упругими перемещениями (пружин) применяют закаливаемые до высокой твердости стали, резину и пластмассы с большим отношением предела упругости σ_b к модулю упругости E .

Детали, подверженные контактными напряжениями и износу в условиях качения или качения со скольжением, преимущественно изготавливают из закаливаемых до высокой твердости сталей (подшипники качения, напряженные зубчатые колеса).

В условиях скольжения из двух сопряженных деталей, для которых основным критерием является износостойкость, одну выполняют с возможно более твердой рабочей поверхностью. Сопряженную деталь в антифрикционных узлах (подшипниках, направляющих) делают из антифрикционного материала, а во фрикционных узлах (тормозах, муфтах, фрикционных передачах) — из фрикционного материала.

Под антифрикционными понимают материалы (бронзы, баббиты и другие цветные сплавы, антифрикционные пластмассы и т. д.), характеризующиеся низким коэффициентом трения, высокой износостойкостью, хорошим сопротивлением схватыванию, хорошей прирабатываемостью и малым изнашиванием сопряженной детали.

Для антифрикционных сплавов считают благоприятной, но не обязательной структуру с составляющими различной твердости, которые, изнашиваясь, по-разному создают условия для циркуляции масла, образования местных масляных клиньев и удаления продуктов износа.

В случаях, если можно обеспечить высокую точность изготовления деталей и самоустановку, исключающие необходимость какой-либо их приработки, а также при совершенной смазке можно выполнять обе трущиеся поверхности из твердых материалов, например из закаленной стали.

Под фрикционными понимают материалы (металлокерамика, пластмассы на основе асбеста и др.), характеризующиеся большим и постоянным коэффициентом трения, высокими износ- и теплостойкостью, хорошей прирабатываемостью и

малым износом сопряженной детали в условиях работы без смазочных или со смазочным материалом. Эти материалы используют для деталей тормозов, фрикционных муфт и фрикционных передач.

Детали, работающие при высоких температурах, выполняют из жаростойких или жаропрочных сплавов.

Большинство деталей машин испытывает напряжения, возрастающие от нейтральной оси или слоя к поверхности (изгиб, кручение). На поверхности деталей действуют концентраторы, резко увеличивающие напряжения. Известно, что повышение прочности материалов свыше некоторого предела, в частности прочности сталей свыше 1200 МПа, мало повышает предел выносливости деталей из-за роста влияния концентрации напряжений. Большинство деталей машин выходит из строя вследствие поверхностных разрушений. Поэтому одной из современных тенденций повышения прочности деталей является применение поверхностных упрочнений и покрытий.

Эффект поверхностных упрочнений складывается из собственно упрочнения поверхностного слоя и из создания в нем остаточных напряжений сжатия, которые вычитаются из опасных напряжений растяжения от полезной нагрузки.

Выбор материала в значительной степени определяется требованиями, предъявляемыми к габаритам и массе деталей и машин в целом. Масса большинства деталей, подчиненных критерию прочности, обратно пропорциональна допускаемому напряжению в первой степени (реже в степени $2/3$), а масса деталей, рассчитываемых на контактную прочность, а также деталей, рассчитываемых на действие силы тяжести или силы инерции, и, наконец, пружин (как деталей с заданной жесткостью) обратно пропорциональна квадрату допускаемого напряжения. Поэтому детали этих групп (пружины, подшипники качения и др.) всегда делают из прочных закаленных материалов.

Для деталей, подверженных действию массовых сил (тяжести, инерции), —

деталей транспортных машин, быстроходных деталей — нужны материалы с высокой удельной прочностью (отнесенной к единице массы). Наибольшей удельной прочностью обладают композиционные металлические материалы, пластмассы с основой из закаленной стекляной ткани, титановые сплавы, высококачественные закаленные стали, высокопрочные легкие сплавы.

Если размеры деталей выбраны заранее, то материал назначают по расчету.

Условия изготовления и экономическая целесообразность. Сложные по форме детали, например корпусные, с большим количеством стенок и приливов, изготовляют из литейных материалов (чугунов, бронз и др.). Детали сложной конфигурации с тонкими стенками требуют применения материалов с особо высокими литейными свойствами.

Детали в форме листов, тонкостенных труб, профильных балок изготовляют из материалов, допускающих обработку давлением — прокатку и т. д. Детали ферм, рам, подвергаемые резке, гибке, пробивке отверстий в холодном состоянии, изготовляют из низкоуглеродистых сталей.

Экономический критерий в выборе материала так же, как и в выборе конструкций, является наиболее общим. Если бы стоимость материалов была мала, то во всех случаях стремились бы применять высококачественные материалы. Во вновь проектируемых машинах для каждой детали (кроме особо напряженных) можно по техническим причинам применять различные материалы, и выбор конкретного материала определяется именно экономическими соображениями.

На каждом предприятии ограничивают номенклатуру применяемых материалов, что существенно облегчает снабжение и хранение материалов, а также изготовление деталей.

§ 2.2. ЧУГУНЫ

Чугуны — железоуглеродистые сплавы с повышенным по сравнению со сталью

содержанием углерода, с улучшенными литейными свойствами и пониженной пластичностью.

Серый чугун. Он является основным литейным материалом. В нем большая часть или даже весь углерод находится в свободном состоянии в виде пластинчатого графита.

Для серого чугуна характерна средняя прочность, меньшая, чем у стали, из-за графитовых включений, создающих концентрацию напряжений. Он обладает удовлетворительной износостойкостью вследствие смазывающего действия графита и повышенным внутренним трением.

Серые чугуны используют преимущественно для деталей относительно сложной конфигурации, требующих литой заготовки при отсутствии жестких требований к габаритам и массе деталей, а также при невысоких скоростях скольжения на поверхностях трения. По массе чугунные детали занимают в стационарных машинах первое место; например, в станках масса чугунных деталей составляет 60...80 %.

Серый чугун обозначают начальными буквами СЧ и значениями временного сопротивления при растяжении (кгс/мм^2), например СЧ15 означает серый чугун с временным сопротивлением при растяжении 15 кгс/мм^2 (150 МПа). Механические свойства отливок из серого чугуна приведены в табл. 2.1.

2.1. Механические свойства отливок из серого чугуна (по ГОСТ 1412—85)

Марка чугуна	Временное сопротивление, МПа, при толщине стенки 15 мм, не менее	НВ, не более, при толщине стенки, мм		
		4	15	150
СЧ10	100	205	190	120
СЧ15	150	241	210	130
СЧ20	200	255	230	143
СЧ25	250	260	245	156
СЧ30	300	—	260	163
СЧ35	350	—	275	179

Примечание. Допускаются также марки СЧ21 и СЧ24.

Предел прочности на изгиб в 1,5 (для прочных чугунов) и 2,2 (для чугунов малой прочности) раза больше временного сопротивления на растяжение.

Модуль упругости чугуна растет с ростом временного сопротивления при растяжении: $E = (4,5...5) 100 \sigma_b$ при $\sigma_b = 100...300 \text{ МПа}$.

В чугунных отливках толщины стенок часто определяются не условиями прочности или жесткости, а технологическими соображениями. У менее прочных чугунов литейные свойства лучше, а остаточные напряжения и коробление меньше, чем у более прочных.

Отливки малой прочности из чугуна СЧ10 применяют для малонагруженных и не работающих на износ деталей (кожухи, крышки и т. д.).

Основное распространение имеют отливки из чугунов средней прочности, в частности корпусных и поддерживающих деталей.

Выбор состава серого чугуна усложняется:

обратной зависимостью между механическими и литейно-технологическими свойствами;

необходимостью разной толщины стенок, например повышенной толщины направляющих и фланцев;

разными критериями работоспособности (прочность, износостойкость) отливок и их частей.

В станкостроении — важнейшей отрасли применения чугунных отливок широкого диапазона размеров и свойств — рекомендуют:

снижение содержания углерода с эквивалентным увеличением кремния и марганца;

в условиях существенной разностенности применение чугуна, легированного медью и микролегированного оловом;

применение для обеспечения оптимальной длины включений графита и, соответственно, высокой износостойкости станин с массивными направляющими из чугуна, микролегированного титаном;

применение чугунов, полученных из переплавленных доменных чугунов с повышенным количеством стального лома и ферросплавов;

обеспечение равномерного остывания отливок с массивными направляющими при-

2.2. Механические свойства чугуна с шаровидным графитом (ГОСТ 7293—85)

Марка чугуна	Временное сопротивление, МПа	Условный предел текучести, МПа	Относительное удлинение, %, не менее	Твердость НВ
ВЧ35	350	220	22	140...170
ВЧ40	400	250	15	140...202
ВЧ45	450	310	10	140...225
ВЧ50	500	320	7	153...245
ВЧ60	600	370	3	192...277
ВЧ70	700	420	2	228...302
ВЧ80	800	480	2	248...351
ВЧ100	1000	700	2	270...360

менением так называемых мягких холодильников, обеспечивающих требуемую интенсивность теплоотвода.

При повышенных требованиях к прочности применяют чугуны с шаровидным графитом (табл. 2.2); их обрабатывают в расплавленном состоянии присадками магния или церия, что придает графиту шаровидную форму и тем самым сильно уменьшает внутреннюю концентрацию напряжений. Предел выносливости высокопрочных чугунов с шаровидным графитом при средних размерах сечений приближается к пределу выносливости стали 45 и до двух раз выше, чем у обычного чугуна СЧ20 с пластинчатым графитом; модуль упругости $(1,6...1,9) 10^5$ МПа.

Чугун с шаровидным графитом может успешно заменять стальные отливки и поковки, а также ковкий чугун.

Повышение механических свойств чугунов позволяет применять их вместо сталей для деталей, работающих в условиях значительных переменных напряжений. Характерным примером таких деталей являются коленчатые валы двигателей многих современных тракторов и автомобилей. В коленчатых валах пониженные механические свойства чугунов по сравнению с таковыми для термически обработанных сталей компенсируются более совершенной формой литых валов, существенно меньшей чувствительностью к концентрации напряжений, большим демп-

фированием колебаний в чугуне и меньшим модулем упругости, что уменьшает дополнительные напряжения от смещения опор.

Для трущихся деталей в условиях ненапряженного режима работы и при непрерывном смазывании допустимо применение антифрикционного чугуна по ГОСТ 1585—85.

Белые и отбеленные чугуны. Белый чугун, закаливаемый при отливке и имеющий весь углерод в связанном состоянии, характеризуется высокой твердостью (трудно обрабатывается резанием), высокой износостойкостью и жаростойкостью, высоким сопротивлением коррозии.

Основные изделия из белого чугуна:

1) детали, работающие на износ, — тормозные колодки, рабочие органы размольных машин, дробилок, насосов для откачки жидкости с абразивом и т. д.;

2) детали, подверженные действию пламени и нагреву до высокой температуры, — колосники и т. д.;

3) детали, подверженные химическим воздействиям.

Белые чугуны по химическому составу разделяют на нелегированные и легированные — никелевые и бористые (износостойкие), высокохромистые (износостойкие и теплостойкие), высококремнистые (кислотоупорные).

Отливки из отбеленного чугуна имеют в отбелении слое структуру и свойства белого чугуна, а в основной массе — структуру и свойства серого чугуна.

Отбеленный чугун применяют для изготовления прокатных валков, гидравлических цилиндров и других деталей.

Ковкий чугун, получаемый отжигом белого чугуна, применяют для деталей, требующих по своей форме литой заготовки, но допускающих хотя бы случайную ударную нагрузку. Название «ковкий чугун» условное. Заготовки из ковкого чугуна так же, как и из серого, получают только отливкой; давлением ковкий чугун не обрабатывают. Ковкий чугун обладает хорошими литейными свойствами, высокой прочностью, высоким модулем упругости. Ковкий чугун обозначают начальными буквами КЧ и значениями временного сопротивления при растяжении (в кгс/мм²) и относительного удлинения при разрыве. В СССР стандартизованы следующие марки ковкого чугуна КЧ30-6; КЧ33-8; КЧ35-10; КЧ37-12; КЧ45-7; КЧ50-5; КЧ55-4; КЧ60-3; КЧ65-3. Так, КЧ30-6 означает ковкий чугун с временным сопротивлением 300 МПа и относительным удлинением 6 %.

§ 2.3. КОНСТРУКЦИОННЫЕ СТАЛИ

Конструкционные стали по сравнению с другими машиностроительными материалами характеризуются высокой прочностью, пластичностью, способностью хорошо воспринимать термическую или химико-термическую обработку.

Стали разделяют на: 1) стали углеродистые с нормальным или повышенным содержанием марганца; 2) стали легированные: низколегированные с суммарным содержанием легирующих компонентов менее 2,5 %, среднелегированные стали с содержанием легирующих компонентов от 2,5 до 10 % и высоколегированные с содержанием легирующих компонентов более 10 %.

Углеродистые стали разделяют на сталь общего назначения (ГОСТ 380—71*) и сталь качественную конструкционную (ГОСТ 1050—74**). Углеродистые стали общего назначения разделяются на три группы: группа А — поставляется по механическим свойствам; группа Б — поставляется по химическому составу; группа В — поставляется по химическому составу и механическим свойствам.

Легированные конструкционные стали разделяют на качественные, высококачественные и особо высококачественные (ГОСТ 4543—71*).

В машиностроении из углеродистых сталей общего назначения для неупрочняемых деталей преимущественно применяют стали группы А, поставляемые по механическим свойствам (табл. 2.3). Они обозначаются буквами Ст и номерами в порядке возрастания прочности; причем начиная со Ст4 номер соответствует минимальному значению временного сопротивления (МПа), деленному на 100. Индекс «кп» обозначает кипящую сталь (не подвергнутую раскислению в ковше). Она дешевле спокойной стали примерно на 12 %, более засорена газами и менее однородна. Индекс «сп» означает спокойную сталь, индекс «пс» — полуспокойную.

Углеродистые качественные конструкционные стали (табл. 2.3) обозначают

двузначными числами, указывающими среднее содержание углерода в сотых долях процента. Легированные стали дополнительно обозначают буквами, указывающими основные легирующие элементы: В — вольфрам, Г — марганец, Д — медь, М — молибден, Н — никель, Р — бор, С — кремний, Т — титан, Х — хром, Ф — ванадий, Ю — алюминий. Цифры после букв означают процентное содержание соответствующего компонента; если оно менее или около одного процента, то цифру не ставят. Высококачественные легированные стали дополнительно отмечают буквой А в конце обозначения. Например, марка 12ХНЗА означает высококачественную сталь со средним содержанием углерода 0,12 %, хрома около 1 % и никеля 3 %.

Конструкционные стали углеродистые и легированные по содержанию углерода и способности воспринимать термическую обработку разделяют на низкоуглеродистые — цементируемые с содержанием углерода до 0,25 %, среднеуглеродистые — улучшаемые и закаливаемые с содержанием углерода от 0,25 до 0,6 %, а также высокоуглеродистые — закаливаемые с содержанием углерода выше 0,6 %.

Для стальных отливок применяют сталь, свойства которой приведены в табл. 2.4.

Стандартом предусмотрено три группы отливок:

- I — обыкновенного качества;
- II — повышенного качества;
- III — особого качества.

Стальные отливки имеют несколько худшую структуру и соответственно более низкие механические свойства, чем стальные детали, прошедшие обработку давлением, а также труднее обрабатываются резанием.

Конструкционная сортовая сталь поставляется следующих основных видов:

- 1) круглая диаметром 5...250 мм;
- 2) квадратная со стороной квадрата 5...200 мм;

2.3. Механические свойства сталей

Марка стали	ГОСТ	Состояние или термообработка	Толщина или диаметр*, мм	Твердость		Временное сопротивление σ_b , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
				HRC ₂ (HB) поверхности	HB (NRC ₂) сердцевины		
Ст3	380—71 *	Горячекатаная	—	—	—	370...470	200...240
Ст5	380—71 *	Горячекатаная	—	—	—	500...640	260...290
A12	1414—75 *	Горячекатаная	—	(160)	—	420	—
20	1050—74 **	Ц.З.О. 160...200 °С	До 20	≥ 50	—	450	300
		Нормализация	До 100	(123...167)	—	440	≥ 220
35	1050—74 **	Ц.З.О. 160...200 °С	До 50	56...60	143...170	—	—
		Нормализация	До 100	(156...197)	156...197	≥ 540	≥ 280
45	1050—74 **	З.О. 475 °С	До 16	21...33	—	≥ 1000	≥ 900
		Нормализация	До 100	(167...229)	—	580	320
58 (54ПП)	ТУ 14-1-1324—75	З.О. 500 °С	До 20	—	229...256	820...920	640...730
65Г	14959—79 *	Нормализация	До 80	58...61	(20...30)	610	350
		Пов.З.О. 170 °С	15...30	—	—	—	—
20Х	4543—71 *	Нормализация	До 80	—	(26...33)	750	440
		З.О. 550...580 °С	До 60	—	—	900	700
18ХГТ	4543—71 *	Нормализация	До 100	(179)	—	480	220
		Ц.З.О. 180...200 °С	До 60	56...60	—	650	400
25ХГТ	4543—71 *	Ц.З.О. 200 °С	Образцы	—	—	1000	900
		Ц.З.О. 180 °С	До 60	58...62	≥ 241	1000	800
12ХН3А	4543—71 *	Ц.З.О. 200 °С	Образцы	—	—	1300	1000
		Ц.З.О. 190 °С	До 40	58...62	(30...45)	—	—
20ХН3А	4543—71 *	З.З.О. 180 °С	15	58...62	300	950	700
		Ц.О.З.О. 170...200 °С	До 100	56...62	255	850	—
20ХН2М	4543—71 *	З.О. 500 °С	15	—	—	950	750
		Ц.З.О. 200 °С	50	58...62	(28)	1050	800
25ХГМ	4543—71 *	Ц.З.О. 200 °С	До 15	—	—	900	700
		Ц.З.О. 210 °С	30...50	58...62	250...320	1100	850
40Х	4543—71 *	Н.З.О. 200 °С	Образцы	—	—	1200	1100
		Ц.З.О. 190 °С	40...75	58...61	(≥ 25)	—	—
40ХФА	4543—71 *	Нормализация	До 100	174...217	—	600	350
		З.О. 500 °С	25	—	—	1000	800
		З.О. 180...200 °С	До 20	—	(≥ 46)	1600	1300
		З.О. 560...620 °С	До 100	—	241	800	550
		З.О. 200...230 °С	До 40	40...50	(≥ 40)	1600	1300

Продолжение табл. 2.3

Марка стали	ГОСТ	Состояние или термообработка	Толщина или диаметр *, мм	Твердость		Временное сопротивление σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
				HRC ₃ (HB) поверхности	HB (HRC ₃) сердцевины		
35ХГСА	4543—71 *	З.О. 600...650 °С З.О. 200...240 °С З.ТВЧ О. 210 °С	До 100 До 30 До 100	— 44...52 ≥48	248...293 (≥44)	800 1700	650 1500
40ХН	4543—71 *	Нормализация З.О. 600...650 °С З.О. 160...170 °С З.О. 180...220 °С	До 700 25 До 40 До 500	— — ≥46 48...54	— — — —	630 1000 1600	330 800 1400
40ХГТР	4543—71 *	З.О. 550 °С З.О. 180...220 °С З.О. 620 °С	25 До 60 25	46...52	(≥40)	1000 1800	800 1500
40ХН2МА	4543—71 *	З.О. 180...210 °С З.ТВЧ О. 180...220 °С З.О. 640 °С	До 40 До 800 30	48...54 52...58	(≥46)	1000 1850	850 1600
38Х2МЮА	4543—71 *	Азотирование	Не огран.	НВ 850...1000	—	1000	85
ШХ15	801—78 **	Отжиг изотермический З.О. 160...200 °С	Не огран. До 15	— 58...62	179...207 (58...62)	600...750	380...420
ШХ15СГ		Отжиг изотермический Закалка изотермическая	До 40 До 60	— 58...62	179...217 (56...60)	600...750	380...420

* Которым соответствуют механические характеристики.

** Не менее (или пределы).

Примечания: 1. Обозначение термообработки: Ц — цементация; Н — нормализация; З — закалка; О — отпуск с указанием температуры, °С.

2. Предел выносливости сталей (медианное значение, полученное на образцах) при симметричном знакопеременном цикле изгиба $\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001\sigma_B)\sigma_B$ и кручении $\tau_{-1} = 0,6\sigma_{-1}$.

2.4. Механические свойства отливок из углеродистой стали в нормализованном или отожженном состоянии (ГОСТ 977—75*)

Марка стали	Временное сопротивле- ние σ_b , МПа	Предел теку- чести σ_t , МПа	Относитель- ное удлине- ние δ_5 , %	Марка стали	Временное сопротивле- ние σ_b , МПа	Предел теку- чести σ_t , МПа	Относитель- ное удлине- ние δ_5 , %
	не менее				не более		
15Л	400	200	24	40Л	530	300	14
20Л	420	220	23	45Л	550	320	12
25Л	450	240	19	50Л	580	340	11
30Л	480	260	17	55Л	600	350	10
35Л	500	280	15				

Примечание. Пример условного обозначения отливок из стали марки 15Л группы I: Сталь 15Л-1 — ГОСТ 977—75*.

- 3) шестигранная размером 8...100 мм;
- 4) угловая равнобокая со стороной 20...250 мм;
- 5) угловая неравнобокая с размерами сторон от 25/16 до 250/160 мм;
- 6) двутавровая балка с высотой сечения от 100 до 700 мм;
- 7) швеллерная (корытная) сталь с высотой сечения 50...400 мм;
- 8) тонколистовая;
- 9) полосовая и широкополосовая;
- 10) лента холоднокатаная и горячекатаная;
- 11) фасонный прокат;
- 12) трубы, в том числе электросварные, бесшовные, волоченные и др.;
- 13) гнутые и штампованные профили.

Низкоуглеродистые стали общего назначения применяют для деталей, требующих в процессе изготовления гибки, резки, пробивки отверстий без последующего отжига или холодной высадки с большим деформированием материала (элементы металлических конструкций, котлов и других резервуаров, крепежные изделия — заклепки, винты, шайбы). Основными материалами металлических крановых и строительных конструкций являются стали Ст3 и СтЗкп.

Среднеуглеродистые стали общего назначения применяют для относительно слабонагруженных деталей без последующей термической обработки.

В случаях взаимного скольжения незакаленных сталей их необходимо выполнять из материалов разной твердости из-за повышенной склонности к схватыванию деталей из одинакового материала.

Стали углеродистые качественные конструкционные преимущественно применяют для деталей, подвергаемых термической обработке, при средней напряженности¹.

Углеродистые стали с повышенным содержанием марганца ввиду хорошей их прокаливаемости применяют для изготовления крупных деталей и деталей повышенной прочности и износостойкости.

Для деталей, изготавливаемых на автоматических металлорежущих станках и требующих гладкой поверхности и хорошей обрабатываемости резанием, применяют углеродистые стали с повышенным содержанием серы, обозначаемые так же, как и углеродистые качественные стали, но с добавлением в начале обозначения буквы А, например сталь А12 — углеродистая сернистая конструкционная сталь со средним содержанием углерода 0,12 %. Обрабатываемость сталей эффективно повышается также небольшими добавками кальция и свинца.

Низкоуглеродистые качественные стали преимущественно применяют с цементацией (науглероживанием поверхностных слоев) и закалкой для деталей, требующих высокой поверхностной твердости, работающих на износ, при невысоких требованиях к прочности сердцевины.

¹ Они дороже сталей обыкновенного качества примерно на 25 %.

Углеродистые качественные стали со средним содержанием углерода применяют для деталей относительно небольших сечений, подвергаемых термической обработке до средней твердости. Для них целесообразны поверхностные термические и химико-термические обработки, обеспечивающие малое коробление. Детали больших сечений из углеродистых сталей не прокаливаются. Объемная закалка до высокой твердости мелких деталей из углеродистых сталей возможна, но она вызывает значительные их деформации, а иногда и появление трещин, поэтому ее применяют только для деталей простой конфигурации.

Легирование стали (см. табл. 2.3) применяют, если к деталям предъявляют требования повышенной прочности, износостойкости или специфических свойств: жаропрочности, коррозионной стойкости и т. д.

Как правило, эти стали подвергают термической обработке.

Низкоуглеродистые легированные стали применяются с цементацией и закалкой для деталей, работающих на износ, особенно в условиях начального касания по линии или в точке (зубья колес, кольца подшипников) и при необходимости высокой прочности сердцевины.

Среднеуглеродистые легированные стали применяют для деталей, подвергаемых улучшению и поверхностной или объемной закалке до средней или высокой твердости. Легирующие элементы в конструктивных легированных сталях, как правило, повышают механические свойства, закаливаемость и прокаливаемость сталей.

Хромистые стали имеют по сравнению с углеродистыми повышенные прочность, износостойкость, а при значительном содержании хрома — повышенное сопротивление коррозии. Благодаря этим свойствам, а также относительно невысокой стоимости их широко применяют в машиностроении для деталей сравнительно небольших сечений. Ввиду недостаточной хорошей прокаливаемости применение этих сталей для деталей больших сечений неэффективно.

Хромомолибденовые стали применяют для деталей, требующих малых деформаций при термической обработке или работающих в условиях высоких температур. Благодаря хорошей обрабатываемости эти стали применяют для зубчатых колес, у которых зубья нарезают после улучшения.

Хромоникелевые стали обладают высокой прокаливаемостью, сочетают в себе высокую прочность и износостойкость с повышенной вязкостью; поэтому их применяют для ответственных и напряженных деталей больших сечений.

Сочетание высоких механических и технологических свойств достигается введением в хромоникелевую сталь молибдена или вольфрама (20ХН2М и др.). Хромоникельмолибденовые и хромоникельвольфрамовые стали применяют для наиболее ответственных деталей сильнонапряженных машин.

Из сталей, не содержащих дорогих компонентов, наилучшими механическими свойствами и относительной простотой обработки обладают хромокремнемарганцевые стали (30ХГСА, 35ХГСА и др.).

Введение в хромомарганцевые стали титана, ванадия или молибдена позволит получать стали с высокими механическими и технологическими свойствами. Титан, вводимый в малых количествах (0,06...0,15 %), приводит к измельчению зерна стали, повышает прокаливаемость, понижает склонность к перегреву. Получили распространение хромомарганцевотитановые стали 18ХГТ, 25ХГТ, а также стали с молибденом 25ХГМ и др.

В настоящее время применяют высококачественные конструкционные стали с добавкой (0,001...0,003 %) бора. Бор увеличивает прокаливаемость и прочность сталей при некотором повышении вязкости (стали 20ХГР, 27ХГР, 20ХГНР). Завышение добавки бора приводит к хрупкости.

Для деталей, упрочняемых путем азотирования, применяют хромоалюминиевые стали с молибденом (например, 38Х2МЮА), стали с дополнительным содержанием ванадия (например, 38Х2ФЮА), а также стали, не содержащие алюминия (40Х, 40ХФА, 20Х3МВФ). Применяют также высокоуглеродистые низколегированные стали с содержанием углерода 0,85...0,9 %, близкие по механическим свойствам цементуемым легированным сталям.

Стали повышенной чистоты электрошлакового переплава обладают повышенной изгибной и контактной усталостной прочностью (на 30...40 %).

В ответственных металлических крановых и строительных конструкциях применяют низколегированные (преимущественно природнолегированные) стали с содержанием углерода до 0,18 % и с включениями марганца, кремния, хрома, никеля, меди (стали 15ГС, 14ХГС,

15ХСНД, 10ХСНД).

Значительную группу составляют стали специального назначения:

1) шарикоподшипниковые высокоуглеродистые хромистые стали — ШХ15 (около 1 % С и 0,5...1,5 % Cr), ШХ15СГ и др.;

2) рессорно-пружинные стали — с повышенным содержанием кремния и марганца, а также с присадкой хрома и ванадия.

В машиностроении широко применяют стали с особыми свойствами: коррозионно-стойкие (нержавеющие) и кислотоупорные; жаростойкие, жаропрочные стали и сплавы (при температурах до 700...800 °С и выше); сплавы с заданным коэффициентом линейного расширения.

Новые способы формирования металлов позволяют получить сплавы с $\sigma_B = 3500...4500$ МПа.

Упрочнения. Механические характеристики неупрочненных металлических материалов настолько далеки от требований современного машиностроения, а эффективность упрочнений настолько велика, что все детали, подчиненные критериям прочности и износостойкости, должны упрочняться.

Большинство деталей машин подвержено изгибу и кручению, при которых напряжения растут в направлении к поверхности. На поверхности действуют основные источники концентрации напряжений, вызванных формой и шероховатостью поверхности, контактные напряжения; происходит изнашивание и зарождаются трещины.

Поэтому широко применяют поверхностные упрочнения. Их эффект складывается из упрочнения поверхностного слоя и из создания в нем остаточных сжимающих напряжений, которые вычитаются из опасных растягивающих напряжений от внешней нагрузки. Поверхностные упрочнения цементацией и закалкой повышают, по сравнению с объемной закалкой до той же твердости, сопротивление усталости на 30...40 % и более.

Применяют поверхностные упрочнения следующих основных видов:

механические — обкатка роликами, обдувка дробью и др.;

термические — закалка с нагревом то-

ками высокой частоты и кислородно-ацетиленовым пламенем;

химико-термические — цементация и иитроцементация с закалкой, азотирование;

термомеханические;

концентрированными потоками энергии.

Механические упрочнения применимы для подавляющего большинства металлических материалов и характеризуются малой трудоемкостью, возможностью обработки в механическом цеху, отсутствием окалины.

Достижаемое повышение сопротивления усталости деталей на гладких участках — на 20...40 %; деталей, типичных для машиностроения форм с концентрацией напряжений, — на 80...100 %, при особо резкой концентрации напряжений — до трех раз.

Обкатка роликами особенно удобна для тел вращения и обычно осуществляется на токарных станках. Она предусматривается ГОСТами как обязательная для осей и валов машин железнодорожного транспорта, применяется практически для всех гребных валов, эффективна для валов, включая валы самых больших диаметров. Достигается упрочнение даже деталей с острыми до обкатки внутренними углами.

Дробеструйный наклеп, осуществляемый потоком дроби на дробеметных машинах роторного или пневматического типа, позволяет упрочнять детали сложных форм любой твердости без опасности продавливания ранее упрочненного поверхностного слоя. В связи с необходимостью специального оборудования имеет основное применение в массовом и серийном производствах.

Применяют также механические упрочнения: чеканкой, ротационно-ударное шариками, гидродробеструйное, ультразвуковое через сферический инструмент или шарик, взрывом бризантных веществ.

Термические и химико-термические упрочнения рассматриваются в разделе зубчатых передач (§ 10.5), для которых из числа рассматриваемых в книге они имеют наибольшее

применение. В этой главе дополнительно рассматриваются упрочнения концентрированными потоками энергии.

Упрочнения лазерными, электронными и ионными лучами и струей плазмы обеспечивают высокую интенсивность процессов (в связи с высокой плотностью энергии) и геометрическую точность зоны нагрева, а следовательно, минимальное коробление деталей.

При лазерном упрочнении излучение электромагнитных волн оптического диапазона расплавляет очень тонкий слой, который сверхбыстро затвердевает и получает новые свойства. Процесс возможен в атмосфере и в жидкости.

Упрочнение лазерным и электронным лучами распространимо на низкоуглеродистые стали; оно вызывает перекристаллизацию и эффект, аналогичный термомеханической обработке; его применяют также для цветных сплавов и титана.

Нагрев электронным лучом и струей плазмы применим для сварки и плавки.

Ионная имплантация — это внедрение ионов химических элементов бомбардировкой поверхности пучками соответствующих ускоренных ионов в вакууме. Она обеспечивает повышение микротвердости и выносливости в несколько раз.

Покр^тия — это слои из требуемого материала, наносимые на покрываемую поверхность наплавкой или напылением (металлизацией). Покр^тия преимущественно применяют для повышения износостойкости и жаростойкости. Наплавляемые материалы — твердые сплавы, антифрикционные и другие материалы. Покр^тия наносят на ремонтируемые и на новые детали.

§ 2.4. СПЛАВЫ ЦВЕТНЫХ МЕТАЛЛОВ

Медные сплавы разделяют на: 1) бронзы — все медные сплавы, за исключением

латуни; 2) латуни — медные сплавы, в которых преобладающим легирующим компонентом является цинк (до 50 %).

Бронзы по основному, кроме меди, компоненту разделяют на оловянные, свинцовые, алюминиевые, бериллиевые, кремнистые и др. Бронзы, как правило, обладают высокими антифрикционными свойствами, хорошим сопротивлением коррозии, универсальными технологическими свойствами (имеются литейные бронзы и бронзы, обрабатываемые давлением, — алюминиевые, часть оловянных, бериллиевые, кремнистые). Все бронзы хорошо обрабатываются резанием. Указанные свойства бронзы позволяют широко применять их: 1) в узлах трения — подшипниках скольжения, направляющих, червячных и винтовых колесах, гайках ходовых и грузовых винтов; 2) в водяной, паровой и масляной арматуре.

Бронзы являются важнейшими антифрикционными материалами.

Бронзовые заготовки выполняют в виде отливок, проката (прутков, лент, труб) и проволоки. Данные по наиболее употребительным бронзам приведены в табл. 2.5.

Бронзы обозначают буквами Бр и условными обозначениями основных компонентов, кроме меди (А — алюминий, Б — бериллий, Ж — железо, К — кремний, Мц — марганец, Н — никель, О — олово, С — свинец, Ц — цинк, Ф — фосфор), и цифрами, выражающими среднее содержание соответствующих компонентов в процентах. Например, БрО10Ф1 обозначает бронзу с содержанием в среднем 10 % олова и 1 % фосфора.

Оловянные бронзы являются универсальными, хорошо работающими в различных условиях. Содержание олова обычно 4...12 %. Применяют также оловянные бронзы с другими компонентами: свинцом, цинком, фосфором. Свинец повышает сопротивление коррозии и позволяет уменьшить содержание олова. Оловянно-свинцовые бронзы лучше других работают с незакаленными поверхностями сопряженных деталей. Цинк и фосфор в основном улучшают технологические свой-

2.5. Основные физико-механические свойства бронз

Марка	ГОСТ	Условие отливки	Временное сопротивле- ние σ_b , МПа	Относитель- ное удлине- ние δ , %	Твердость по Бриеллю НВ
			не менее		
BrO10Ф1	613—79	В песчаную форму	240	6	100
		В кокиль	260	3	100
BrO4Ц4С17		В песчаную форму	150	5	60
BrO4Ц7С5		В песчаную форму	150	6	60
BrС30	493—79	В кокиль	60	4	25
BrA9ЖЗЛ		В песчаную форму	400	10	100

ства бронз. Ввиду высокой стоимости олова применение высокооловянных бронз (10...12 % Sn) ограничено.

Свинцовые бронзы (27...33 % Pb, остальное Cu) являются хорошими подшипниковыми материалами. Недостатком этих бронз является склонность к ликвации (химической неоднородности при кристаллизации). Эти бронзы из-за низкой твердости применяют только в виде покрытий на более твердую основу. Необходимо, чтобы сопряженная поверхность с бронзой была закалена до значительной твердости, гладко и точно обработана.

Алюминиевые бронзы с добавкой железа, а также иногда марганца и никеля применяют преимущественно как антифрикционный материал при высоких давлениях, но малых и средних скоростях скольжения. Необходима закалка, достаточная точность и высокое качество рабочей поверхности сопряженной детали.

Латуни разделяют на двойные (сплавы Cu—Zn) и сложные, дополнительно содержащие следующие компоненты: свинец, кремний, марганец, алюминий, железо, никель, олово.

Латуни характеризуются хорошим сопротивлением коррозии, электропроводностью, достаточной прочностью и особо хорошими техникологическими свойствами. Применяют литейные латуни, обладающие высокими литейными качествами, и латуни, обрабатываемые давлением, допускающие обработку в холодном состоянии и

прокатку в тонкие листы. Латуни, за исключением вязких, допускают высокие скорости резания и позволяют получать поверхности высокого качества.

В связи с этим латуни применяют: для труб, гильз, проволоки; для арматуры; в приборах; в электрической аппаратуре, электромашиностроении и т. д.

Латуни обозначают буквой Л и условным обозначением других основных компонентов (см. обозначения бронз), а также числами, выражающими среднее содержание в процентах меди и других компонентов.

В марках двойных латуней указывают только одну цифру, соответствующую содержанию меди, например Л59.

Двойные латуни применяют преимущественно для изделий, обрабатываемых давлением: труб, гильз, проволоки. Повышение содержания цинка у двойных и сложных латуней увеличивает прочность и уменьшает пластичность. Латуни с высоким содержанием цинка не допускают обработки давлением в холодном состоянии.

В машиностроении преимущественно применяют сложные латуни.

Баббиты — сплавы на основе мягких металлов (олова, свинца, кальция), представляющие собой высококачественные, хорошо прирабатывающиеся антифрикционные подшипниковые материалы из-за высокой твердости, допускающие работу со значительными скоростями и давлениями (табл. 2.6).

2.6. Химический состав и физико-механические свойства основных баббитов и сплавов на цинковой и алюминиевой основе

Марка	ГОСТ	Химический состав (содержание элементов), %	Времен- ное со- противле- ние σ_b , МПа	Относи- тельное удлине- ние δ , %	Предел прочности при сжа- тии $\sigma_{сж}$, МПа	Твердость по Бри- неллю НВ	Кэффи- циент ли- нейного расши- рения $\alpha \cdot 10^6$
Б83		Sb11; Cu6; Sn83	90	6	115	30	22
Б16		Sb16; Cu1,75; Sn16; Pb	80	0,2	120	30	24
БН	1320—74 *	остальное Sb14; Cu1,75; Ni0,1 Sn10; Pb остальное	70	1	125	29	—
ЦАМ 10—5	21437—75 *	Al10; Cu5; Zn остальное	300	1	700	100	27
АСМ	14113—78	Sb4; Mg0,5; Al осталь- ное	90...105	22...30	280...300	30...33	—

Баббиты обозначают буквой Б и цифрой, показывающей содержание олова в процентах, или вместо цифры буквой, характеризующей дополнительный компонент (Н — никель, Т — теллур, К — кальций, С — сурьма).

Баббиты разделяют на следующие группы:

1) высокооловянные — сплав олова с сурьмой и медью при содержании олова более 70 % (баббиты Б83, Б89 и др.);

2) оловянно-свинцовые, содержащие 5...20 % олова, около 15 % сурьмы и 65...75 % свинца (Б16, БН, БТ, Б6);

3) свинцовые, содержащие более 80 % свинца (БКА, БК2).

Легкие сплавы — это сплавы с плотностью не более 3,5 на алюминиевой или магниевой основе. Легкие сплавы делятся на литейные и деформируемые.

Применение легких сплавов в основном определяется их малой плотностью и значительной несущей способностью на единицу массы.

Легкие сплавы применяют:

1) для быстроходных возвратно-поступательно или качательно-перемещающихся деталей (поршней быстроходных двигателей, ползунов быстроходных машин и т. д.) с целью снижения возникающих при этом динамических нагрузок;

2) для быстровращающихся деталей (шквов, сепараторов подшипников и др.) с целью снижения возникающих при этом сил от неуравновешенности и дости-

жения бо́льших предельно допустимых по прочности частот вращения;

3) для корпусных и других деталей транспортных двигателей и машин, особенно самолетов, с целью снижения массы;

4) для крышек и кожухов с целью облегчения обслуживания машин.

Применение точных отливок из легких сплавов позволяет исключить механическую обработку отдельных поверхностей и значительно уменьшить трудоемкость обработки деталей.

Основными литейными алюминиевыми сплавами являются силумины — сплавы с кремнием (до 20 %) и другими компонентами, а также улучшающими добавками. Кроме силуминов, применяют сплавы, имеющие основным компонентом медь, магний или цинк.

Деформируемые алюминиевые сплавы в сравнении с литейными содержат меньшее количество легирующих компонентов и обладают лучшими пластическими свойствами. Основное применение имеет дюралюминий: сплав Al—Cu—Mg—Mn.

Магнелиевые сплавы содержат алюминия до 11 %, цинка до 4 %, марганца до 2,5 % и другие компоненты.

Механические свойства легких сплавов приведены ниже:

	σ_b , МПа	σ_T , МПа	δ_5 , %
Алюминиевые сплавы после закалки и старения АЛ4 (силумин)	260	200	4

Алюминиевый сплав Д16 (дюралюминий)	540	400	14
Магнийевый сплав (литейный) МЛ5 после закалки и старения	250	120	4
Магнийевый сплав деформируемый МА5 после отжига	320	220	14
Титановый сплав ВТ3	1100	950	12

На каждый килограмм легких сплавов, введенных в машину вместо черных металлов, масса машины уменьшается на 1 кг.

Биметаллы. Биметаллами называют металлические материалы, состоящие из двух или более слоев, например из стали и цветного сплава. Биметаллы удовлетворяют различным требованиям к сердцевине изделий (например, прочности и жесткости) и к поверхностным слоям (например, коррозионной стойкости и антифрикционным свойствам). Применение биметаллов приводит к большой экономии дорогих сплавов. Биметаллические изделия изготавливают отливкой, плакированием (совместной прокаткой), сваркой, пайкой и другими способами нанесения покрытий.

Композиционные металлические материалы. Эти материалы представляют собой композиции из высокопрочных волокон и основы (матрицы) — из мягких металлов, в частности алюминия.

Эффективность композиционных материалов обуславливают:

высокая прочность материалов в малых сечениях, например предел прочности металлической проволоки может достигать 4500 МПа;

возможность использования нитевидных кристаллов (усов) с прочностью, приближающейся к теоретической;

малая чувствительность к концентрации напряжений в связи со структурой, затрудняющей распространение трещин.

Композиционные материалы применяют на металлической, полимерной и керамической основе.

В металлических композиционных материалах применяют тонкие волокна угле-

рода, бора, сапфира Al_2O_3 , карбида кремния SiC, а также тонкую стальную проволоку.

Прочность монокристаллов может достигать $1/30$ и $1/6$ от модуля упругости, т. е. до 30...40 тыс. МПа. Стекланные нити диаметром 1 мкм рвутся при напряжении 10 000, а диаметром 3...5 мм — всего при 30—50 МПа.

Матрицу в металлических композитах изготавливают из легких сплавов, в частности алюминия.

Принцип строения композиционных материалов используется в природе: в стволах деревьев и стеблях растений включены прочные трубки целлюлозы; в костях животных и человека — прочные нити из фосфатных солей. Древние египтяне добавляли в кирпичи рубленую солому.

Композиционные материалы изготавливают:

- 1) с непрерывными однонаправленными волокнами;
- 2) с дискретными короткими однонаправленными волокнами;
- 3) армированные тонкой проволокой;
- 4) армированные сеткой.

Недостатки — понижение эффективности при сложном напряженном состоянии.

§ 2.5. ПЛАСТИЧЕСКИЕ МАССЫ И ДРУГИЕ МАТЕРИАЛЫ

Пластические массы представляют собой материалы на основе высокомолекулярных органических соединений, обладающие в определенной фазе своего производства пластичностью, позволяющей формовать изделия. Кроме основы, служащей связующим, многие пластмассы имеют так называемый наполнитель для повышения механических свойств, обычно 40...70 %, и небольшие добавки — пластификаторы, смазочные материалы, красители. Наполнители позволяют сильно изменять свойства пластмасс, например стеклопластики и углепластики имеют даже прочность стали, а газонаполненные (азотом, воздухом) пластики обладают малой плотностью, низкой теплопровод-

ностью, хорошими звукоизоляционными свойствами.

Пластмассы получили несвойственный другим материалам темп развития. Это связано с исключительными технико-экономическими свойствами пластмасс, а также с многообразием их физико-механических свойств. К технологическим достоинствам пластмасс относятся: практически неограниченные ресурсы сырья; намного меньшие капиталовложения, чем для производства металла; возможность изготовления деталей в серийном и массовом производстве высокопроизводительными методами без снятия стружки с трудоемкостью, в 5...10 раз меньшей, чем при изготовлении металлических деталей; меньшие (до 5 раз) отходы и т. д.

По природе смол пластмассы разделяют на: а) термореактивные, которые в процессе изготовления под влиянием высокой температуры приобретают новые свойства — становятся неплавкими, а поэтому не допускают повторного формования, б) термопластичные, размягчающиеся при высоких температурах и допускающие повторное формование.

В зависимости от наполнителя и степени его измельчения все материалы делят на три типа: с порошкообразным наполнителем (пресс-порошки); с волокнистым наполнителем (волокииты, асбомассы и др.) и с листовым наполнителем (слоистые пластики).

Большинство слоистых и композиционных пластиков изготавливают на основе термореактивных, преимущественно феноло- или крезолоформальдегидных смол¹. Смолы без наполнителя применяют как термореактивные, так и термопластичные.

Изделия из пластмасс изготавливают горячим или холодным прессованием (большинство изделий), отливкой под давлением (пресс-литье), простым литьем (малопрочные изделия), обработкой со снятием стружки.

Типичными физико-механическими и химическими свойствами пластмасс являются: малая плотность, высокая тепло- и электроизоляционная способность, химическая стойкость, значительная демпфирующая способность, а также красивый внешний вид.

Отдельные группы пластмасс обладают: высокой удельной прочностью, высокими антифрикционными или фрикционными свойствами, оптическими свойствами (прозрачностью и бесцветностью).

К недостаткам пластмасс относят низкую теплостойкость, старение и холодную ползучесть.

В зависимости от назначения пластмассы разделяют на:

1) конструкционные — высокопрочные ($\sigma_b \geq 200$ МПа), средней прочности ($\sigma_b = 80...200$) и низкой ($\sigma_b < 80$ МПа) прочности, теплостойкие до температур 120...150 °С, 150...200 и свыше 200 °С, декоративно отделочные;

2) электро- и радиотехнические — электроизоляционные, электропроводные, радиопрозрачные;

3) звуко- и теплоизоляционные;

4) фрикционные и антифрикционные;

5) антикоррозионные и стойкие к агрессивным средам.

Из существующего многообразия пластмасс наибольшее применение в машиностроении имеют пластмассы, приведенные в табл. 2.7.

Термореактивные слоистые пластмассы. Текстолит — слоистый материал с наполнителем из хлопчатобумажной ткани (бязи, миткаля, бельтинга и др.), выпускается в виде листов, плит, прутков, труб и т. д. Текстолит обладает повышенной прочностью и износостойкостью, а также электроизоляционными свойствами, но себестоимость его высока в связи с расходом ткани.

Гетинакс — слоистый материал с наполнителем в виде листов бумаги, выпускается в виде листов, плит, труб, прессованных изделий. По своим механическим свойствам уступает текстолиту, но в производстве дешевле последнего.

¹ Фенол C_6H_5OH , крезол $C_6H_4(CH_3)OH$, формальдегид $HCHO$.

Продолжение табл. 2.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Временное сопротивление при растяжении, МПа	60—65	40—50	80—100	45—55	25—40	10—17	45	50—60	59	56
Относительное удлинение при разрыве, %	150—200	100	20—30	200—250	200—800	500—600	450	—	50	—
Модуль упругости, МПа	—	$1,2 \cdot 10^3$	$2 \cdot 10^3$	(12—15) 10^3	—	120—280	550	—	2200	—
Водопоглощение за 24 ч, %	5,5 *	1,5 *	1,5—2 *	0,19	0,01—0,03	0,04	—	0,2	0,2	—
Теплостойкость по Мартенсу, °С	60	60	75	170—175	160	108—115	130	60	150	—
Удельная ударная вязкость, Дж/м ²	150—170	100—120	160	90—100	80	—	—	49	112	—

* За месяц.

Широкое распространение получил как электроизоляционный материал.

Асботекстолит — слоистый материал с наполнителем из асбестовой ткани, выпускается в виде листов и дисков для тормозов и фрикционных муфт, обладает повышенной теплостойкостью.

Древеснослоистые пластики ДСП (лигнофоль, балинит, дельта-древесина) изготовляют из пропитанного смолой и спрессованного березового шпоа (тонких листов, полученных строганием или лущением), выпускают в виде листов, плит, а также прутков. Эти пластики обладают высокой прочностью и износостойкостью.

Стеклопласты — пластмассы, получаемые пропиткой стеклянных волокон или тканей искусственной смолой с последующим прессованием. Стеклопласты отличаются высокой прочностью, упругостью, малой чувствительностью к надрезам, теплостойкостью, электроизоляционными свойствами. Они относятся к числу материалов с наиболее высокой прочностью на единицу массы.

Термореактивные композитные пластмассы. Фенопласты — материалы, получаемые на основе фенолоформальдегидной смолы с наполнителем в виде древесной или кварцевой муки; выпускают в виде прессовочных порошков; отличаются постоянством свойств; не размягчаются при нагреве, стойки к воздействию горячих масел, не горят. Основное применение — рукоятки электро- и радиодеталей, детали бытового назначения.

Текстолитовая крошка — прессовочный материал с наполнителем в виде обрезков ткани. Обладает теми же свойствами, что и текстолит, но меньшей прочностью при растяжении и изгибе, так как наполнитель плохо передает напряжения растяжения.

Волокнит — прессовочный материал с наполнителем в виде растительных волокон (очесы хлопка и т. д.). По своим свойствам аналогичен текстолиту из крошки.

Композитные пластмассы применяют преимущественно в качестве прессовочных материалов.

Термопластичные материалы. Органическое стекло (небьющееся) — плексиглас — прозрачная пластмасса, выпускаемая обычно в виде листов.

Полиэтилен, получаемый в результате полимеризации газа ацетилена, — твердый роговидный материал, напоминающий парафин. Полиэтилены выпускаются: высокого давления (низкой плотности) и среднего, низкого давления и высокомолекулярный (все высокой плотности).

Основное применение — трубы, изоляция кабелей, листовые и пленочные покрытия в химической промышленности, тонкие пленки. Высокомолекулярный полиэтилен применяют как конструкционный, антифрикционный материал.

Полипропилен. Отличается значительной прочностью, твердостью, жесткостью, ударной вязкостью. Применяют для сосудов, труб, пленки, волокон для технических тканей, пенопластов. Исходное сырье — пропилен — ненасыщенный углеводород.

Винипласт (поливинилхлорид) — полихлорвиниловая смола, выпускаемая в виде листов, плит, труб, стержней и прессовочной массы. Обладает высокой химической стойкостью; его применяют в качестве электроизоляционного и конструкционного материала при невысоких температурах.

Фторопласты — полимеры этилена, в молекуле которого атомы водорода полностью или частично заменены атомами фтора. Основное применение в машиностроении имеет фторопласт-4 (или тефлон), напоминающий по виду парафин. Фторопласт-4 отличается исключительной химической стойкостью, высокими диэлектрическими свойствами, повышенной тепло- и хладостойкостью. Как антифрикционный материал, он характеризуется малым коэффициентом трения по кося и возможностью работы без смазочного материала.

Твердость фторопласта-4 низкая, он обладает холодной текучестью, поэтому может работать только при низких давлениях. Введение наполнителей улучшает его физико-механические свойства.

Полиамиды обладают высокой прочностью и износостойкостью, химической стойкостью, способностью свариваться, значительной теплостойкостью, приближающей их к термореактивным пластмассам. Они допускают формовку деталей сложной конфигурации; применяются в виде волокна, покрытий и клея¹. Полиамиды выпускают во многих странах под общим названием «Найлон». В СССР наибольшее распространение имеют поликапроамид — полиамид-6 (капрон), полиамид П-610, фенилон.

Успешно применяют капролон, получаемый методом анионной полимеризации и имеющий в 1,5 раза более высокие прочностные показатели, чем капрон.

Полиформальдегид отличается высокой усталостной прочностью, жесткостью, сопротивлением ползучести, стабильностью свойств при значительных колебаниях температур и влажности, является заменителем цветных металлов и сплавов. Применяют для зубчатых колес, направляющих.

Полиуретаны — высокомолекулярные соединения, в зависимости от исходных компонентов могут быть термопластичными или термореактивными, эластичными или жесткими, обладают высокой износостойкостью, масло- и бензостойкостью. Полиуретановые эластомеры применяют для шин, упругих элементов, конвейерных лент.

Эпоксидные полимеры — высокопрочные конструкционные материалы. На их основе изготовляют компаунды со свойствами, изменяющимися в широких пределах в зависимости от степени наполнения. Эффективно их применение в качестве изоляционных и антифрикционных

¹ Антифрикционные свойства полиамидов можно повысить добавкой графита, дисульфида молибдена или сульфата бария.

покрытий, связующего в производстве наполненных пластиков, для приготовления клеев, лаков.

Поликарбонаты обладают комплексом ценных свойств: прозрачностью, высокими механическими показателями, повышенным сопротивлением ударным нагрузкам, высокой теплостойкостью, незначительным водопоглощением, стабильностью свойств и размеров в интервале температур от -100 до $+135^{\circ}\text{C}$. Поликарбонаты широко используют в машиностроении; они заменяют цветные металлы, сплавы и силикатное стекло.

Из пластмасс изготавливают многие детали машин.

1. Корпусные детали — кабины грузовых автомобилей, строительных, дорожных и других машин; несущие корпусные детали — кузова автомобилей, корпуса лодок, шахтных вагонеток, ракет, корпуса машин, соприкасающиеся с агрессивными средами; кожухи, крышки, корпуса переносных машин и приборов — из стеклопластов и других материалов, обладающих малой плотностью при достаточной прочности, антикоррозионностью, хорошей теплоизоляцией, легкостью формования.

2. Зубчатые колеса — из текстолита, древеснослоистых пластиков, капрона, капролона, полиформальдегида, фенилона.

3. Быстровращающиеся детали (диски и лопатки компрессоров, сепараторы быстротходных подшипников качения) — из стеклопластов, полиамидов, текстолита, волокнита, обладающих малой плотностью и достаточной прочностью.

4. Детали, работающие на износ при большой площади номинального контакта в условиях смешанного трения (вкладыши тяжело нагруженных подшипников, накладные направляющие), — из текстолита, древесно-слоистых пластиков, капрона, фторопласта-4 и других материалов, обладающих высокой износостойкостью, пониженными требованиями к смазочному материалу.

5. Тормозные детали и трущиеся детали фрикционных муфт — из асбофрикционных пластмасс, обладающих повы-

шенной износостойкостью и значительными коэффициентами трения при работе всухую.

6. Тела качения фрикционных передач, ременные шкивы — из волокнита, текстолита и специальных фрикционных пластмасс, обладающих повышенным коэффициентом трения при малой плотности.

7. Ремни, канаты, тросы — из полиамидов, полипропилена, полиуретанов, лавсана, обладающих высокой прочностью и гибкостью.

8. Электроизолирующие детали (панели, траверсы, коллекторы электромашин, корпуса электромашин, изоляция кабелей и проводов) — из гетинакса, текстолита, полиэтилена, винипласта, стеклопластиков.

9. Детали химических аппаратов, работающие в агрессивных средах, — из винипласта, фторопласта-4.

10. Уплотняющие устройства — из поливинилхлорида, фторопласта, полиамидов.

11. Трубы — из полиэтилена, винипласта, полихлорвинила.

12. Органы ручного управления — из фенопластов, волокнита и других материалов, обладающих малой теплопроводностью и красивым внешним видом.

Наряду с деталями из пластмасс применяют тонкослойные покрытия пластмассами для защиты от коррозии, обеспечения антифрикционных свойств, электроизоляции и повышения демпфирования.

Резина. Резина — материал на основе натурального или синтетического каучука, обладает особыми свойствами: а) допускает большие обратимые деформации (для мягкой резины до сотен процентов); б) рассеивает при деформациях значительное количество энергии и, следовательно, хорошо гасит колебания; в) хорошо сопротивляется истиранию и действию многих агрессивных сред; г) обладает высокими диэлектрическими свойствами.

Резину в зависимости от назначения выпускают в большом диапазоне твердости. Твердую резину, содержащую 40—

60 % серы, называют эбонитом. Резина допускает армирование текстильными или стальными элементами (тканью, шнурами, тросами), что позволяет обеспечить высокую несущую способность детали в одном направлении при сохранении гибкости в другом. Резину применяют для изготовления шин, амортизаторов, упругих элементов муфт, ремней, рукавов, уплотнений, электроизоляционных изделий, для защитных покрытий, предупреждающих абразивный износ, например, лотков для абразивных материалов, лопаток дробе-метных аппаратов. Эбонит применяют главным образом в электротехнической промышленности.

Графит обладает хорошей электро- и теплопроводностью, высокой теплостойкостью (температура плавления около 3850°C), малым коэффициентом трения. Поэтому графит применяют для электродов, скользящих контактов в электрических машинах, огнеупорных изделий, антифрикционных изделий, в частности для подшипниковых втулок и вкладышей, и, наконец, для смазывания трущихся поверхностей.

Порошковые материалы

Керамика — поликристаллические материалы на основе соединений неметаллов друг с другом и (или) с металлами (металлокерамика), получаемые спеканием из порошков (реже гранул или волокон).

Порошковая металлургия имеет два направления:

1) создание композиционных материалов с новыми свойствами — жаропрочных, износ-, коррозионно- и химически стойких;

2) обеспечение высокопроизводительной, безотказной технологии (прессование).

Металлургический процесс — спекание обычно объединяется с процессом формообразования. При холодном прессовании прочность деталей 45...50 % прочности исходного материала. При прессовании

при высокой температуре и мелкозернистой структуре прочность достигает 100 % и выше.

Пористость благоприятна для трущихся поверхностей. Металлокерамику применяли еще в древнем Египте, когда не могли достигнуть температуры плавления железа.

Синтегран — перспективный материал, относящийся в разряду полимерных бетонов и состоящий из щебня (нескольких размеров частиц) и порошка высокопрочных гранитов и синтетического эпоксидного связующего не более 10 %. Основные свойства: сохранение высокой точности, высокое демпфирование, технологичность (изготавливается виброуплотнением в форме) прочность на изгиб 25...35, модуль упругости 2,5...4 МПа. (Авторские свидетельства № 1240772 и № 1315426).

§ 2.6. ПУТИ ЭКОНОМИИ МАТЕРИАЛОВ

Рассмотрим основные пути экономии материалов.

1. Выбор оптимальной схемы машины или узла. Например, при применении волновых редукторов вместо многоступенчатых зубчатых масса узла уменьшается в несколько раз.

2. Уточнение расчетов и снижение коэффициентов безопасности. При этом снижение размеров детали вызывает также уменьшение материалоемкости сопряженных деталей.

3. Выбор оптимальных типов деталей и конструктивных исполнений. Например, в результате перехода от клепаных конструкций к сварным достигается экономия металла в среднем 15...20 %. Масса балки равного сопротивления, работающей на изгиб, по условиям прочности до 30...40 % меньше массы балки постоянного сечения.

4. Выбор оптимальных параметров деталей и агрегатов (расчетных скоростей, основных конструктивных соотношений

и т. д.). Как известно, размеры машин и агрегатов определяются передаваемыми моментами, а не мощностями. Поэтому, повышая частоту вращения какого-либо агрегата при сохранении той же мощности, можно достигнуть резкого уменьшения его массы.

5. Выбор оптимальных материалов и термической обработки, применение поверхностных упрочнений, биметаллических и неметаллических деталей. Применение закалки, например, практически приводит к повышению допустимых напряжений для деталей типа зубчатых колес почти в 2 раза. Если размеры колес определяются прочностью на изгиб, то их масса может быть уменьшена в 2 раза. В зарубежной печати был приведен пример уменьшения массы редуктора в 8 раз при повышении твердости зубчатых колес с 200 НВ до 600 НВ.

Применяя биметаллические вкладыши с тонким антифрикционным слоем вместо

сплошных, можно во много раз уменьшить расход антифрикционных материалов.

6. Снижение массы заготовок, приближение форм деталей к формам наиболее простых и дешевых заготовок, использование заготовок в виде труб, профильного проката, чистотянутого материала и т. д. Применение литья или штамповки вместо свободнойковки сложных деталей, применение поперечной и винтовой прокатки, почти безотходной порошковой металлургии приводит к весьма существенному снижению массы заготовок. Снижение массы заготовок имеет не меньшее значение, чем снижение массы деталей. Известно, что коэффициент использования металла в машиностроении весьма невысок (в среднем он составляет 0,7), причем он тем ниже, чем меньше серийность выпуска машин.

Выбором рациональной заготовки для отдельных деталей удастся уменьшить отход металла в стружку в несколько раз.

ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ. КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭЛЕМЕНТЫ САПР

§ 3.1. ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ

Детали машин должны быть технологичными, т. е. обеспечивающими возможность наиболее эффективного их изготовления. Формы деталей машин в значительной степени определяются технологией их изготовления.

Детали преимущественно ограничиваются поверхностями:

а) цилиндрическими и коническими, удобно обрабатываемыми на токарных, сверлильных, расточных, кругло- и внутришлифовальных и других станках;

б) плоскостями, удобно обрабатываемыми на строгальных, фрезерных, плоскошлифовальных и других станках;

в) винтовыми поверхностями, обрабатываемыми на винторезных, резьбофрезерных, резьбошлифовальных и других станках;

г) эвольвентными, удобно обрабатываемыми на зубообрабатывающих станках.

Формы необрабатываемых резанием поверхностей деталей определяются технологией заготовительных операций и условиями изготовления на станках моделей, стержней, штампов.

Литые детали по своей форме должны:

а) позволять удобную формовку (требовать минимальное количество опок и стержней, иметь литейные уклоны и технологические отверстия для надежного крепления стержней, по возможности допускать формовку без отъемных частей на модели и т. д.);

б) обеспечивать получение доброкачественной отливки (иметь равномерные

толщины стенок, не допускать местных скоплений металла, обеспечивать возможность хорошего заполнения формы и возможность свободной усадки);

в) обеспечивать удобную последующую механическую обработку — иметь удобно расположенные базы для установки на станке, не приводить к закалке или отбелу обрабатываемых поверхностей, если это не требуется условиями работы деталей.

Штампованные детали должны иметь формы, обеспечивающие хорошее растекание металла при штамповании, уклоны, обеспечивающие свободное удаление деталей из штампов и т. д.

Формы заготовок в целях уменьшения отхода материала в стружку должны максимально приближаться к формам готовых деталей.

Если бы не технологические требования, формы деталей выбирались бы более совершенными по критерию прочности: они приближались бы к форме тел равного сопротивления, применялись бы более тонкостенные и совершенные формы и т. д.

Конструкции деталей машин зависят от серийности и способа изготовления. Например, корпусные детали в единичном производстве целесообразно изготавливать сварными из листов простейшей формы, в серийном — литыми или сварными из гнутых профилей, в массовом — литыми по металлическим моделям или сварными из штампованных элементов или профильного проката. Соосные расточки под подшипники в единичном производстве целесообразно делать одного диаметра. Наоборот, в серийном производстве при обработке на агрегатных расточных стан-

ках расточки целесообразно делать с диаметрами, убывающими в одном направлении, что позволяет завести оправку и производить одновременную обработку соосных отверстий. Детали, которые в единичном и мелкосерийном производствах целесообразно изготавливать на металлорежущих станках, в крупносерийном и массовом производстве оказывается выгоднее изготавливать холодной штамповкой, высадкой и т. д.

Таким образом, детали машин нужно всегда конструировать в соответствии с последующей технологией изготовления.

Практика показывает, что часто незначительными изменениями конструкций машин в целях повышения их технологичности удавалось снизить трудоемкость изготовления в несколько раз.

§ 3.2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

Точность — один из важнейших показателей качества деталей машин, существенно влияющий на все критерии работоспособности и надежности механизмов, а следовательно, и на выходные показатели машин.

Детали машин не могут быть изготовлены абсолютно точно и всегда имеют некоторые отклонения от номинальных размеров. Вместе с тем для эксплуатации, изготовления и конструирования машин огромное значение имеет взаимозаменяемость деталей.

Взаимозаменяемость — это способность независимо изготовленных деталей и узлов без дополнительной обработки занимать свои места в машине и обеспечивать доброкачественную работу. Взаимозаменяемость позволяет производить: независимую обработку деталей высокопроизводительными методами (так как исключается необходимость пригонки одной сопрягаемой детали к другой); эффективное применение поточной и конвейерной сборки; обработку стандартным инструментом; высокопроизводительный простой и надежный контроль изделий

с помощью калибров; быструю замену вышедших из строя деталей машин заранее изготовленными запасными; ускорение проектирования и т. д.

Взаимозаменяемость (полная или частичная) обеспечивается стандартной системой допусков и посадок.

Допуск размера есть разность между наибольшим и наименьшим допустимыми предельными размерами. Допуск (Toleranz) обозначается буквой Т и всегда положителен. Допуски установлены в соответствии с девятнадцатью качествами (степенями точности), обозначаемыми в порядке понижения точности 0,1; 0; 1; 2; ... 17. Детали общемашиностроительного применения преимущественно выполняются по качествам 4...11.

Квалитеты 4 и 5 применяют:

а) для деталей, определяющих точность работы особо точных машин, прецизионных станков, делительных машин;

б) для особо напряженных деталей быстроходных машин в случаях, когда точность в значительной степени определяет нагрузку или распределение напряжений;

в) для деталей быстроходных механизмов при необходимости бесшумной работы.

Квалитеты 6...8 считаются основными в современном производстве.

Квалитет 9 характерен для деталей в низкоскоростных машинах и механизмах и других машинах с пониженными требованиями к точности.

Квалитеты 10, 11 применяют для деталей, узлов и машин низкой точности, тихоходных; они предусматривают возможность частичного применения деталей, изготовленных без снятия стружки из чистотянутой круглой стали и труб, холодноштампованных деталей и т. д.

Квалитеты 12 и 13 применяют при самых минимальных требованиях к качеству обработки, как правило, для вспомогательных устройств, они ориентированы на изготовление деталей без снятия стружки.

Квалитеты 14...17 предназначаются для свободных размеров деталей, т. е. размеров несопрягаемых поверхностей, а также для размеров заготовок после предварительной обработки. Эти квалитеты точности получаются в результате штампования, волочения, отливки в пресс-формы, грубой обточки и т. д.

Числовые значения допусков в основном диапазоне размеров 1...500 мм приняты пропорциональными корню кубического из размера детали с небольшой поправкой, пропорциональной размеру.

Характер соединения сопряженных деталей определяется посадкой, ограничивающей величины натягов N или зазоров S в соединении.

Посадки разделяют на три группы: с натягом, с зазором и переходные.

Посадки с натягом применяют в основном для неподвижного соединения деталей без дополнительного крепления.

Переходные посадки, т. е. посадки, в которых может быть как натяг, так и зазор (в зависимости от сочетания действительных размеров сопрягаемых деталей), применяют для неподвижного соединения деталей с дополнительным креплением шпонками, штифтами и винтами.

Посадки с зазором (подвижные) применяют в подвижных сопряжениях (кинематических парах); посадки с малыми зазорами также применяют в неподвижных при работе машин соединениях, но подверженных частой сборке и разборке.

Характер посадки определяется полями допусков сопрягаемых деталей, т. е. допусками и их расположением относительно номинального размера, определяемым основными отклонениями. Последние представляют собою минимальные по абсолютной величине отклонения, зависящие от размера.

Предусматриваются следующие основные отклонения (в диапазоне размеров 1...500 мм) в порядке уменьшения зазора и увеличения натяга в соответствующих посадках (строчные буквы латинского

алфавита — для валов, прописные — для отверстий):

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>j_s</i>	<i>k</i>	
<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>G</i>	<i>H</i>	<i>J_s</i>	<i>K</i>	
<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>
<i>M</i>	<i>N</i>	<i>P</i>	<i>R</i>	<i>S</i>	<i>T</i>	<i>U</i>	<i>V</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>

Посадки выбирают по расчету или на основе опыта.

Для посадок с натягом его рассчитывают по условию передачи требуемой нагрузки, а для подвижных рассчитывают оптимальный зазор для создания жидкостной смазки с учетом температурных и упругих деформаций. Часто зазор ограничивается требованиями точности.

Различные посадки осуществляют варьированием предельных отклонений только одной из сопрягаемых деталей, а предельные отклонения второй детали для данного номинального размера и квалитета остаются постоянными. Это уменьшает требуемое количество инструмента (разверток, протяжек и калибров).

Если предельные отклонения сохраняются (для данного диаметра и квалитета) постоянными у охватывающей детали — отверстия, то система допусков и посадок называется системой отверстия, а если у охватываемой детали — вала, то эта система называется системой вала.

В системе отверстия номинальный размер совпадает с наименьшим предельным размером отверстия, а поле допуска втулки располагается в тело втулки (основное отклонение H). В системе вала номинальный размер совпадает с наибольшим предельным размером вала, а поле допуска вала располагается в тело вала (основное отклонение h). Поля допусков отверстий обозначаются прописными латинскими буквами, валов — строчными с числами, обозначающими квалитеты.

Основное применение в машиностроении имеет система отверстия, обеспечивающая сокращение ассортимента дорогих инструментов обработки отверстий.

Применение системы вала обусловлено:

1) использованием для валов чистотянутого калиброванного материала без последующей обработки (в сельскохозяйственном и текстильном машиностроении и некоторых областях приборостроения);

2) выполнением посадочных поверхностей наружных колец подшипников качения по системе вала (во избежание выпуска подшипников с различными допускаемыми отклонениями по наружному диаметру)¹;

3) возможностью поставить гладкий вал с постоянным отклонением вместо ступенчатого.

Обозначение на чертеже размера детали с полем допуска состоит из числа, обозначающего номинальный размер, буквы, обозначающей основное отклонение, и числа, обозначающего квалитет, например 50g6, 50H7.

В обозначение посадки входит номинальный размер, общий для сопрягаемых деталей, и обозначения полей допусков сопрягаемых деталей, начиная с отверстия, например 50H7/g6 (или 50H7—g6, или $50 \frac{H7}{g6}$).

Допускается при необходимости вместо символов указывать предельные отклонения.

Наиболее распространенные в машиностроении посадки квалитетов 6—8 располагаются в порядке убывания зазора и увеличения натяга: с зазором H7/c8, H7/d8, H7/e8, H7/f7, H7/g6, H7/h6; переходные H7/js6, H7/k6, H7/m6, H7/n6; с натягом H7/p6, H7/r6, H7/s6, H7/u7.

В подшипниках качения поле допуска внутреннего кольца располагается не в тело, как у основной детали в системе отверстия, а из тела. Поэтому соединения внутреннее кольцо — вал получают более плотными, чем обычные соединения по системе отверстия. На-

ружное кольцо подшипников выполняют как основной вал.

Качество поверхности существенно влияет на работу деталей вследствие неровностей и изменения физико-механических свойств поверхностных слоев.

Неровности поверхности разделяют на:

1) макроотклонения — единичные отклонения (выпуклость, вогнутость, конусность и др.);

2) волнистость — совокупность периодических, регулярно повторяющихся, близких по размерам выпуклостей и впадин с большими отношениями шагов S к высоте H , т. е. $S/H > 40$;

3) шероховатость — совокупность неровностей с относительно малыми шагами $S/H < 40$ ($S = 2 \dots 800$ мкм, $H = 0,03 \dots 400$ мкм).

Состояние поверхности сказывается на прочности вследствие концентрации напряжений и остаточных напряжений во впадинах и проникновения в микротрещины поверхностно-активных веществ (эффект Ребиндера).

На износостойкости сказывается резкое уменьшение фактической площади контакта, возникновение пиков местных напряжений и опасность задиров. При несовершенном трении существует оптимум шероховатости, связанный с возможностью удержания масла на поверхностях трения.

Основные параметры оценки шероховатости:

1) среднее арифметическое отклонение Ra абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины

$$Ra = \frac{1}{n} \sum |y_i|;$$

2) высота Rz неровностей по десяти точкам — среднее значение суммы абсолютных высот пяти наивысших выступов и пяти наиболее глубоких впадин на некоторой базовой длине:

$$Rz = \frac{1}{5} \left\{ \sum_1^5 |H_{i \max}| + \sum_1^5 |H_{i \min}| \right\};$$

¹ Для основной наиболее распространенной посадки подшипников в корпусе отверстие выполняют с полем допуска H7.

3.1. Шероховатость поверхности (по ГОСТ 2789—73)

Класс шероховатости	Разряд	Среднее арифметическое отклонение профиля Ra , мкм	Высота неровностей (по 10 точкам) Rz , мкм	Базовая длина, мм	Класс шероховатости	Разряд	Среднее арифметическое отклонение профиля Ra , мкм	Высота неровностей (по 10 точкам) Rz , мкм	Базовая длина, мм
1	—	—	320—160	—	10	а	0,160—0,125	—	—
2	—	—	160—80	8	10	б	0,125—0,100	—	0,25
3	—	—	80—40	—	10	в	0,100—0,080	—	—
4	—	—	40—20	—	11	а	0,080—0,063	—	—
5	—	—	20—10	2,5	11	б	0,063—0,050	—	0,25
	—	—	—	—	11	в	0,050—0,040	—	—
6	а	2,5—2,0	—	0,8	12	а	0,040—0,032	—	—
	б	2,0—1,6	—	—	12	б	0,032—0,025	—	0,25
	в	1,6—1,25	—	—	12	в	0,025—0,020	—	—
7	а	1,25—1,0	—	0,8	13	а	—	0,100—0,080	—
	б	1,0—0,80	—	—	13	б	—	0,080—0,063	0,08
	в	0,80—0,63	—	—	13	в	—	0,065—0,050	—
8	а	0,63—0,50	—	0,8	14	а	—	0,050—0,040	—
	б	0,50—0,40	—	—	14	б	—	0,040—0,032	0,08
	в	0,40—0,32	—	—	14	в	—	0,032—0,025	—
9	а	0,32—0,25	—	0,25	Для класса шероховатости 6 $Rz \approx 4Ra$, для классов шероховатости 7—14 $Rz \approx 5Ra$.				
	б	0,25—0,20	—	—					
	в	0,20—0,16	—	—					

3) наибольшая высота неровностей профиля R_{max} , определяемая как расстояние между линиями выступов и впадин на базовой длине.

Преимущественное применение имеет параметр Ra , а для грубых поверхностей и очень чистых Rz .

В настоящее время шероховатость рекомендуют задавать числовыми значениями параметров из ряда $R10$. Точно выдержать заданную шероховатость невозможно. Поэтому ее обычно задают некоторыми пределами (табл. 3.1). В таблице указаны также классы шероховатости, которые в настоящее время исключены из стандартов, но могут представить интерес для использования накопленного опыта.

Применением основных технологических процессов преимущественно получают такие значения среднего арифметического отклонения профиля Ra , мкм:

фрезерование и чистовое строгание 2,5...0,63;

шабрение относительно грубое 2,5...0,63; тонкое 0,63...0,04;

точение и растачивание чистовое 2,5...0,4; алмазное 0,63...0,10;

шлифование чистовое 1,25...0,32; тонкое 0,32...0,04;

хонингование, суперфиниширование 0,32...0,02.

Стандартизация. Огромное значение в машиностроении, как и вообще в народном хозяйстве, имеет стандартизация. Стандартизация — это обеспечение единообразия и качества продукции введением специальных, обязательных для применения нормативных документов — стандартов.

Стандартизация деталей и узлов машин охватывает:

нормы проектирования — общие нормы, классификацию и терминологию, методы

расчета, правила оформления чертежей; конструкции — основные параметры, присоединительные и габаритные размеры; параметры производственного процесса — технологический процесс и инструмент;

уровень качества и условия эксплуатации — материалы, показатели качества, технические требования, методы испытаний.

Стандартизация деталей машин обеспечивает:

а) возможность массового или серийного производства стандартных деталей; как известно, трудоемкость деталей в массовом и серийном производствах во много раз меньше, чем в мелкосерийном и индивидуальном, при значительно меньшем отходе металла в стружку;

б) возможность использования стандартного инструмента режущего, деформирующего и измерительного;

в) легкость замены вышедших из строя деталей при ремонте;

г) большую экономию труда при конструировании;

д) повышение качества конструкций.

Трудно представить себе то огромное количество труда, которое нужно было бы потратить, чтобы при проектировании каждой машины разрабатывать в индивидуальном порядке все винты, подшипники качения, смазочные устройства и другие стандартизованные детали и узлы.

Система народного хозяйства СССР дает неограниченные возможности для стандартизации. В машиностроении СССР предусматриваются стандарты СЭВ, распространяющиеся на страны — члены Совета экономической взаимопомощи, государственные общесоюзные стандарты — ГОСТы, отраслевые стандарты — ОСТы, республиканские — РСТ и стандарты предприятий — СТП¹.

В пределах каждой отрасли машиностроения есть много общих деталей и

устройств, применяемых в разных машинах, но не имеющих применения в машинах других отраслей машиностроения. Эти детали регламентируют в отраслевых стандартах. Стандарты предприятий охватывают специфические для данного завода объекты и ограничивают для них номенклатуру материалов, деталей, размеров и других параметров.

Все стандарты СССР в максимальной степени основываются на стандартах Международной организации по стандартизации ИСО.

Машины необходимо проектировать с учетом унификации, т. е. уменьшения разнообразия деталей и узлов в пределах одной или группы машин, близких по размерам и конструктивно подобных. Поэтому весьма эффективно комплексное проектирование целых семейств или размерных рядов машин.

Опыт машиностроения показал очень большую эффективность агрегатирования машин, т. е. изготовления машин посредством их компоновки из отдельных стандартизованных узлов — агрегатов или блоков. Агрегатирование применяют преимущественно для машин единичного и мелкосерийного производства, что делает возможным серийное изготовление агрегатов, а тем самым значительно удешевляет и ускоряет выпуск машин.

Огромная экономичность массового и крупносерийного производства по сравнению с мелкосерийным и единичным заставляет конструкторов во всех случаях стремиться применять в проектируемых машинах агрегаты или даже детали машин, уже изготавливаемые в массовом производстве.

Одной из основ стандартизации являются ряды предпочтительных чисел, получившие широчайшее применение во всех отраслях народного хозяйства, в частности в машиностроении для размеров машин и их деталей, нагрузок, мощностей, частот вращения и др.

Наиболее экономически выгодными являются геометрические ряды, в которых каждый член получается из предыдущего

¹ Стандарты имеют номер, две последние цифры которого обозначают год выпуска.

меньшего члена умножением на постоянную величину — знаменатель ряда ϕ .

В соответствии с действующей десятичной системой исчисления ГОСТ 6636—69 установлены ряды со знаменателем ряда $\phi = \sqrt[3]{10}$, т. е. корнями из 10. Показатели корней n приняты равными 5, 10, 20 и 40; соответствующие ряды получили обозначение R5, R10, R20 и R40. Ниже приведены предпочтительные числа наиболее употребительных рядов R10 и R20:

R10...1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10
R20...1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24;
2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3;
7,1; 8; 9; 10

Предпочтительные числа в других диапазонах можно получить умножением каждого члена ряда на 10^{-2} , 10^{-1} , 10, 10^2 и т. д.

Иногда применяют арифметический ряд обычно ступенчатый, например, для диаметров подшипников.

§ 3.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН И ЭЛЕМЕНТЫ САПР

Конструирование — это творческий процесс создания машин в документах (главным образом чертежах) на основе теоретических расчетов, конструкторского, технологического и эксплуатационного опыта и экспериментов.

Конструирование — многовариантно. Оптимальным в общем случае следует считать вариант, который обеспечивает нужные показатели работы при минимальных затратах общественного труда.

Конструирование машин производят по этапам. Это позволяет контролировать и утверждать проекты на различных стадиях разработки.

На основных этапах конструирования машин разрабатывают следующую техническую документацию:

1) техническое задание на проект или техническое предложение; техническое за-

дание составляют на проект машин, входящих в основную номенклатуру машин серийного и массового выпуска, техническое предложение обычно составляют для завода-заказчика на специальные машины; эти документы устанавливают основные паспортные параметры машины и содержат решение общих принципиальных вопросов схемы машины;

2) эскизный проект, включающий в себя эскизную разработку общих видов основных узлов;

3) технический проект, содержащий отработанные общие виды машины и ее узлов, готовых к детализовке;

4) рабочий проект, представляющий собой комплекс общих видов, рабочих чертежей деталей, спецификаций и других документов, достаточных для изготовления машины.

При конструировании необходимо заботиться о технической эстетике. Между понятиями красота в инженерии смысле и рациональность конструкции имеется связь.

Рациональные конструкции кажутся красивыми, и красивые конструкции оказываются рациональными.

Расчеты деталей машин при конструировании. Для предварительного определения размеров деталей применяют упрощенные условные расчеты, например, по номинальным напряжениям, позволяющие в удобной форме обобщать опыт конструирования. Эти же расчеты применяют в качестве основных для малоответственных деталей.

В качестве окончательных применяют расчеты по критериям работоспособности и надежности, достаточно точно отражающим физические явления, возникающие при работе машины.

Применение ЭВМ переводит расчеты деталей машин на новый уровень, обеспечивая возможность расчетной оптимизации конструкций, многократного уменьшения трудоемкости, выполнения расчетов, которые раньше были невозможны. На ЭВМ проводят расчеты деталей общемашиностроительного применения по еди-

ным программам, сложные расчеты, составление расчетных таблиц и т. д.

Система автоматизации проектирования (САПР) предусматривает оптимизацию конструкций и выдачу результатов на графопостроитель или дисплей.

САПР — это организационно-техническая система, предназначенная для автоматизированного проектирования и состоящая из комплекса средств автоматизированного проектирования и соответствующих подразделений проектной организации.

Появление САПР было вызвано возросшей сложностью проектирования промышленных объектов, так как ограниченные физиологические возможности не позволяют человеку охватить и увязать при проектировании все системы и выбрать оптимальный вариант. Необходима комплексная автоматизация проектирования с оптимизацией на всех уровнях (начиная с предпроектного анализа и кончая испытаниями с обработкой результатов на ЭВМ).

Цели САПР заключаются в повышении качества продукции, уменьшении трудоемкости и сокращении сроков проектирования, изменении технологии проектирования в связи с повышением сложности объектов.

Эти цели достигаются применением математических методов и вычислительной техники, разработкой эффективных математических моделей, методов многовариантного проектирования и оптимизации, автоматизации рутинных работ, а также заменой натурных испытаний моделированием.

Системы автоматизированного проектирования имеют блочную структуру, т. е. состоят из подсистем, в которых выполняются законченные решения.

Подсистемы по характеру объектов разделяются на объектно-ориентированные (объектные), связанные с проектированием конкретных объектов, узлов деталей, и на объектно-независимые (инвариантные), предназначенные для унифицированных процедур и операций.

В состав компонентов подсистем, обеспечивающих работу САПР, входят: математическое обеспечение (теория, методики расчетов, математические модели); программное обеспечение (трансляторы, операционные системы, пакеты прикладных программ); техническое обеспечение (средства вычислительной техники, в том числе дисплеи, графопостроители и т. д.); информационное обеспечение (банки данных, типовые проектные решения); организационное обеспечение (штатное расписание, инструкции, приказы).

В развитии САПР можно отметить три этапа: первый этап — применение ЭВМ для решения отдельных (в основном расчетных) задач; второй этап связан с вводом-выводом графической информации в диалоговом режиме (в ограниченном объеме); третий этап — комплексная автоматизация при высокой степени интеграции, универсальности, адаптивности; результаты могут выдаваться в виде полей изменения параметров, рабочих чертежей, пространственных изображений, программ для технологических машин с программным управлением.

В основе автоматизированного проектирования лежит стандартизация деталей и сборочных единиц, унификация функциональных элементов, методов расчета и технологических процессов.

При конструировании должны быть выбраны оптимальные параметры изделия, наилучшим образом удовлетворяющие многочисленным экономическим и социальным требованиям (критериям), часто противоречивым: наименьшие масса, габариты и стоимость; наибольшие КПД и надежность. Так, масса и удельные величины, представляющие массу, отнесенную, в частности, к мощности, моменту, производительности, являются простыми и эффективными критериями. Так как стоимость материала составляет значительную часть стоимости машин, масса достаточно хорошо коррелирует с трудоемкостью. Критерий массы имеет особое значение для транспортных машин, летательных аппаратов. Габариты также тесно свя-

заны с критерием массы и существенно влияют на сопряженные объекты — другие детали и сборочные единицы. В частности, размеры механизмов определяют размеры базовых деталей, а последние влияют на площадь и высоту цехов.

Коэффициент полезного действия важен в связи с тем, что большая часть энергии бесполезно тратится на внешнее трение, а оно, кроме того, вызывает износ, в основном определяющий долговечность машины.

Жесткость, отнесенная к массе, — критерий, эффективный для многих деталей машин и элементов несущих систем.

Вышеперечисленные критерии являются весьма важными. Варьируемые параметры, например, в зубчатых приводах, — это распределение передаточного отношения между ступенями редуктора, относительная ширина колес, материал колес, геометрия зацепления, передаточные отношения редуктора (частота вращения вала электродвигателя при заданной постоянной частоте вращения выходного вала) и др. Основное распространение получила параметрическая оптимизация, обеспечивающая оптимальные параметры элементов заданной структуры. Кроме того, можно варьировать типы объектов, например, типы редукторов (цилиндрические, червячные, планетарные и др.) — структурно-параметрическая оптимизация. Она предусматривает и совершенствование структуры изделия.

Инженерная оптимизация конкретного изделия начинается с постановки задачи, которая включает:

определение критериев, характеризующих качество изделия;

выявление независимых переменных параметров, влияющих на критерий качества;

разработку математической модели, отражающей взаимосвязь между параметрами и критериями качества.

Оптимизация может быть однокритериальной, т. е. проводимой по одному доминирующему критерию, и многокритериальной, проводимой по ряду критериев.

В простейшем случае качество системы может определяться одним критерием, зависящим от одного параметра:

$$\Phi(A) = F_1(\alpha).$$

Чаше встречаются задачи, когда даже один критерий зависит от многих параметров. Такая задача более сложная.

В общем случае проектируемая система зависит от r варьируемых параметров $\alpha_1, \dots, \alpha_r$, которые являются координатами точки $\alpha = (\alpha_1, \dots, \alpha_r)$ в r -мерном пространстве параметров. Параметрам задаются пределы, в которых они могут изменяться (ограничения).

Система характеризуется количеством k частных критериев $F_1(\alpha), F_2(\alpha), \dots, F_k(\alpha)$. Для выделения с учетом ограничений области независимых параметров условие оптимальности можно записать в виде экстремума некоторой целевой вектор-функции.

$$\Phi(A) = \{F_1(\alpha), F_2(\alpha), \dots, F_k(\alpha)\} = \text{extremum},$$

компонентами которой являются частные критерии.

Обычно рассматривают ограничения: параметрические (по габаритам, массе, быстроходности и другим параметрам); функциональные (по универсальности, возможности выполнения трудных операций) и критериальные (по критериям работоспособности и надежности — прочности, устойчивости, износостойкости, жесткости, нагреву, шуму и т. д.). Часто пользуются широким понятием конструктивных ограничений.

В зависимости от вида целевой функции, а также от вида ограничений существуют различные методы оптимизации (методы дифференциального исчисления, методы множителей Лагранжа, методы линейного и нелинейного программирования, методы динамического программирования и т. д.). Пример использования метода множителей Лагранжа для некоторых задач оптимизации конструкций дан в книге [23].

Для большинства инженерных задач используется численный метод многокритериальной оптимизации, основанный на так называемом ЛП-поиске. Этот метод позволяет наиболее равномерно назначить необходимый минимум N пробных точек при исследовании выделенной области независимых параметров. При этом оптимизация ведется по всем критериям с одновременным изменением всех варьируемых параметров [56].

Текущие значения варьируемых параметров определяются по формуле

$$\alpha_j = \alpha_j^* + q_j(\alpha_j^{**} - \alpha_j^*), \quad j = 1, 2, \dots, n,$$

где α_j^* , α_j^{**} — нижнее и верхнее граничные значения каждого параметра; q_j — точки Соболя (являются аналогом случайных чисел).

Для каждого «набора» текущих значений варьируемых параметров рассчитывают значения частных критериев. Каждый расчет условно назван испытанием, каждому из критериев строят упорядоченную таблицу испытаний, в которой значения критериев располагают в порядке возрастания (с указанием номера испытания).

Таким образом получают допустимое множество оптимальных решений, отвечающих всем критериальным, параметрическим и функциональным ограничениям.

Для более детального исследования множества допустимых решений (выделение глобального экстремума) метод ЛП-поиска может быть дополнен, например, исследованием специально сконструированной функции, представляющей собой свертку частных критериев в один глобальный.

С помощью этой функции осуществляется переход от многокритериальной постановки задачи к однокритериальной. Конкретный вид функции свертки критериев определяется характером задачи. Наиболее часто в качестве такой функции используется функция

$$\psi(\underline{\alpha}, \Lambda) = \sum_{l=1}^k \lambda_l \varphi_l[F_l(\underline{\alpha})], \quad l = \overline{1, k},$$

где φ_l — функция преобразования исходных критериев к виду, удобному для построения обобщенного критерия; λ_l — весовые коэффициенты, определяющие важность критериев.

В теории принятия решений такая функция носит название аддитивной функции полезности.

Решение многокритериальной задачи в этом случае сводится к нахождению экстремальных (минимальных или максимальных, в зависимости от постановки задачи) значений обобщенного критерия

$$A^0 = \text{extr } \psi(\underline{\alpha}, \lambda); \quad \underline{\alpha} \in A; \quad \lambda \in \Lambda.$$

Для решения многокритериальной задачи оптимизации параметров системы выбор функции φ_l осуществляется исходя из следующих соображений.

1. Критерии, входящие в аддитивную функцию полезности, должны быть «нормированы», поскольку реальные критерии неоднородны, т. е. размерности критериев не совпадают.

2. Для поиска компромиссных решений точек Парето может быть использован метод «идеальной точки». Он состоит в определении минимального расстояния между текущим значением частного и значением общего критерия при поиске оптимальных значений по данному критерию без учета остальных критериев: $\min \rho[\Phi(\underline{\alpha}) - \Phi^0]$.

Для определения расстояния может быть использована евклидова метрика

$$\rho[\Phi(\underline{\alpha}) - \Phi^0] = \|\Phi(\underline{\alpha}) - \Phi^0\| =$$

$$= \sum_{l=1}^k [F_l(\underline{\alpha}) - F^0]^2.$$

3. Для учета относительного изменения критерия в процессе оптимизации в качестве нормирующего множителя удобно использовать величину, обратную квадрату диапазона изменения критериев:

$$N_l = 1 / (F_l^{**} - F_l^*)^2.$$

Таким образом, сконструированная аддитивная функция полезности имеет вид

$$\psi(\alpha, \Lambda) = \sum_{x=1}^k \lambda_x N_x \times [F_x(\alpha) - F^0]^2, \quad \overline{x} = \overline{1, k}.$$

Задача поиска оптимальных решений сводится в этом случае к нахождению минимума функционала

$$A_0 = \min \psi(\alpha, \lambda); \quad \alpha \in A; \quad \lambda \in \Lambda.$$

Другим, весьма важным моментом при решении оптимизационных многокритериальных задач является выбор весовых коэффициентов $\lambda \in \Lambda$. Они определяют структуру предпочтений на множестве критериев $\Phi(A)$. Определение важности критериев — не формализуемый процесс. Он требует априорной информации и лица, принимающего решение. Используется методика, по которой коэффициенты важности определяются на основе априорных оценок важности каждого из критериев λ_i следующим образом:

$$\lambda_x = \kappa_x \left(\sum_{l=1}^k \kappa_l \right)^{-1},$$

где $k \in M(\Phi)$ — полное множество индексов критериев; κ_i — целые положительные числа.

Таким образом, сформированная аддитивная функция полезности и соответствующий выбор коэффициентов важности λ_i являются необходимыми для решения задачи многокритериальной оптимизации системы.

Обобщенным критерием многокритериальной оптимизации машиностроительных конструкций, к которому следует стремиться, является принцип минимума затрат труда при изготовлении и эксплуатации с учетом распределения трудовых затрат по времени. Реализация этого критерия затрудняется сложностью и трудоемкостью его поиска, отсутствием и нестабильностью значений экономических показателей. Этот критерий применяют в упрощенной фор-

ме: для технологических машин — в виде минимизации себестоимости единицы продукции, для энергетических машин — в виде себестоимости единицы электроэнергии; для транспортных машин — в виде минимизации себестоимости перевозки единицы массы на единицу расстояния.

Простейшими примерами объектов оптимизации в области деталей машин могут служить: стержни, т. е. балки, колонны, шатуны (профиль и размеры сечения вдоль длины, расположение опор); резьбовые детали (профиль, форма стержня и гайки); зубчатые передачи (типы, параметры зацепления, передаточные числа, конструктивные соотношения); подшипники качения (типы, профиль дорожек качения, конструктивные соотношения, натяги, зазоры); подшипники скольжения (геометрические соотношения, формы расточек, зазоры, вязкость масел) и др. Основные критерии: масса, сопротивление усталости, технологичность, а для передач — также КПД, бесшумность, теплостойкость, долговечность.

Элементы САПР, применяемые при изучении курса деталей машин, это прежде всего — автоматизация расчетов при выполнении курсовых проектов и домашних заданий. Такая автоматизация предусматривает алгоритмизацию курса: замену табличных данных аналитическими зависимостями, введение современных методов расчета, которые были невозможны при ручном счете. При использовании ЭВМ на семинарских занятиях студент закрепляет

знания алгоритмических языков, получает навыки применения этих знаний при решении небольших конкретных инженерных задач.

Использование САПР предполагает активное участие человека в анализе вариантов, оптимизации, принятии решения. Такой творческий подход к проектированию может широко реализоваться в курсовом проекте по деталям машин, особенно учитывая, что все задачи в проекте многокритериальны со множеством управляемых параметров.

Следующим составным элементом САПР является умение работать с банками данных (параметрами стандартных узлов — электродвигателей, подшипников, муфт и т. д.; графическими данными — чертежами стандартных деталей, например валов, зубчатых колес, сборочных единиц из них; готовыми графическими решениями; пакетами прикладных программ для расчета). Практический навык работы с банками данных можно получить с помощью диалоговых или автоматизированных обучающих систем.

Самым перспективным элементом САПР в изучении курса деталей машин является автоматизация конструкторских и графических работ.

Наконец, САПР позволяет обработку результатов испытаний на ЭВМ; с помощью датчиков и специальной аппаратуры сигналы с экспериментальных установок вводятся в ЭВМ, в которой они обрабатываются и выдаются на дисплей или графопостроитель в виде графиков.

§ 4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СОЕДИНЕНИЯХ

Под соединениями в машиностроении понимают узлы, образованные соединительными деталями (заклепками, винтами и др.) и прилегающими частями соединяемых деталей (например, фланцами), форма которых обычно подчинена задаче соединения. В отдельных соединениях специальные соединительные детали могут отсутствовать.

Соединения позволяют составить — собрать из отдельных деталей машину или агрегат.

Соединения по признаку возможности разборки делят на неразъемные, которые нельзя разобрать без разрушения или повреждения (заклепочные, сварные), и разъемные, позволяющие повторные сборку и разборку (резьбовые, клиновые, шлицевые и др.).

Неразъемные соединения осуществляются силами молекулярно-механического сцепления (сварные, паяные, клеевые) или механическими средствами (клепанные, соединения с натягом, вальцованные).

Общей тенденцией развития соединений является приближение их к целым деталям и удовлетворение условию равнопрочности с соединенными элементами. Иначе материал соединяемых элементов не будет полностью использован.

Соединения элементов сосудов и трубопроводов, содержащих жидкости или газы, должны удовлетворять условиям плотности (герметичности). Для этого контактирующие поверхности механических соединений должны быть сжаты давлением, существенно превышающим давление среды.

В связи с необходимостью сохранения точности под нагрузкой соединения должны удовлетворять условию жесткости

§ 4.2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Сварные соединения — это неразъемные соединения, основанные на использовании сил молекулярного сцепления и получаемые путем местного нагрева деталей до расплавленного состояния (сварка плавлением электродуговая, электрошлаковая и др.) или до тестообразного состояния, но с применением механической силы (контактная сварка).

Сварные соединения являются наиболее совершенными неразъемными соединениями, так как лучше других приближают составные детали к целым и позволяют изготавливать детали неограниченных размеров. Прочность сварных соединений при статических и ударных нагрузках доведена до прочности деталей из целого металла. Освоена сварка всех конструкционных сталей, включая высоколегированные, цветных сплавов и пластмасс.

Дуговая сварка металлическим электродом осуществляется электрической дугой между электродом и изделием. Выделяемое тепло оплавляет соединяемые детали и расплавляет электрод (или присадочный материал), который дает дополнительный металл для формирования шва. Дуговая электрическая сварка является крупным русским изобретением (Н. И. Бенардос, 1882 г., и Н. Г. Славянов, 1888 г.).

Основным способом механизированной дуговой сварки, обеспечивающим высокое качество шва, производительность и экономичность процесса, является автоматическая сварка под слоем флюса. Она применяется в широком диапазоне толщин свариваемых элементов и допускает соединение деталей как из обычных конст-

рукционных, так и из высокопрочных, коррозионно-стойких, жаропрочных сталей, а также из алюминиевых и титановых сплавов. Особенно эффективно применение автоматической сварки в серийном производстве и для конструкций с длинными швами. Для конструкций с короткими разбросанными швами применяют полуавтоматическую шланговую сварку, а при малом объеме сварочных работ — ручную дуговую сварку.

Для сварки металлических деталей малой толщины, деталей из высоколегированных сталей, цветных металлов и сплавов получили распространение дуговая сварка в среде защитных газов, сварка в углекислом газе и аргонодуговая сварка.

Электрошлаковая сварка так же, как и дуговая, представляет собой сварку плавлением; при прохождении тока через шлаковую ванну от электрода к изделию выделяется теплота, расплавляющая основной и присадочный материалы. Электрошлаковая сварка предназначена для соединения деталей толщиной от 30 мм до 1...2 м. Электрошлаковая сварка позволяет заменять сложные тяжелые цельнолитые и цельнокованные конструкции сварными из поковок, отливок или листов, позволяет формировать переходные поверхности (галтели), что значительно облегчает и удешевляет производство. Электрошлаковую сварку применяют, в частности, для чугуновых отливок.

Контактная сварка основана на разогреве стыка теплотой, выделяющейся при пропускании через него электрического тока, и сдавливании деталей. Контактную сварку применяют преимущественно в серийном и массовом производствах.

При сварке трением используется теплота, выделяемая в процессе относительного движения свариваемых деталей, преимущественно тел вращения.

Применяют также специальные виды сварки:

диффузионную, позволяющую соединять разнородные материалы и обеспечивающую минимальное изменение свойств соединения по сравнению со свойствами основных материалов;

электронно-лучевую (весьма экономически выгодную) и лазерную, обеспечивающие узкую зону проплавления, малые деформации и позволяющие сварку закаленных деталей;

радиочастотную, преимущественно применяемую для тонких труб и весьма производительную;

ультразвуковую в приборостроении для деталей малой толщины из однородных и разнородных металлов;

сварку взрывом, преимущественно для покрытий.

Существенные перспективы, в частности для повышения производительности сварки и резки, дает применение плазменного процесса.

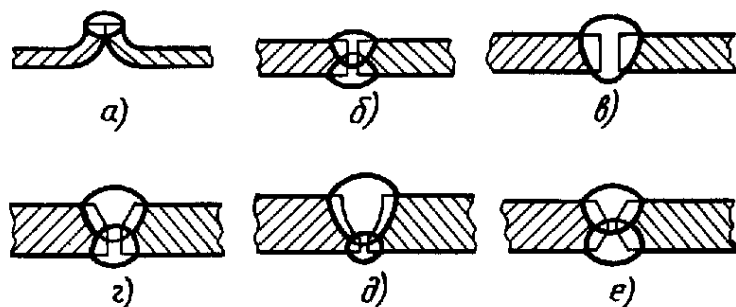


Рис. 4.1. Стыковые соединения

Весьма эффективны наплавки, повышающие износостойкость в 3...10 раз. Возможна наплавка слоя практически любого металла или сплава на заготовку из обычной конструкционной стали.

Широко применяют восстановительные наплавки, но еще недостаточно применяют наплавки, выполняемые в процессе изготовления, хотя они наиболее выгодны. Успешно наплавляют клапаны автомобильных двигателей и дизелей, лемехи, бандажные железнодорожных колес, прокатные валки.

Разработана сварка пластмасс газовыми теплоносителями, нагревательными элементами ТВЧ, ультразвуком, трением, с помощью химических реакций.

По объему сварочных работ СССР занимает первое место в мире, причем более 50 % работ механизированы или автоматизированы.

Сварные соединения по взаимному расположению соединяемых элементов можно разделить на следующие группы:

1. Соединения стыковые. Соединяемые элементы являются продолжением один другого, сварку производят по торцам (рис. 4.1).

2. Соединения нахлесточные. Боковые поверхности соединяемых элементов частично перекрывают одна другую (рис. 4.2).

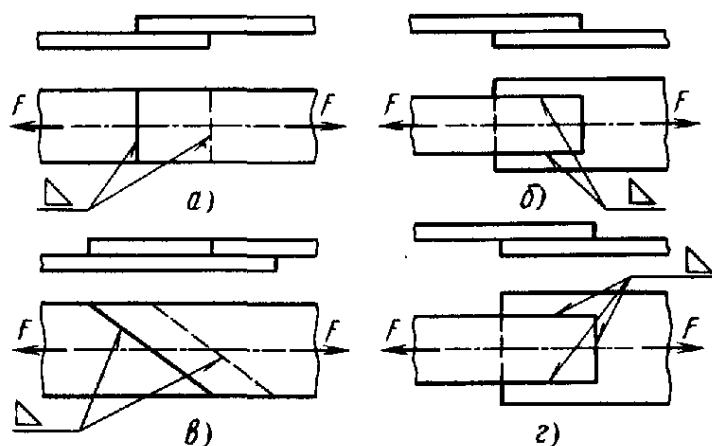


Рис. 4.2. Нахлесточные соединения

3. Соединения тавровые. Соединяемые элементы перпендикулярны или реже наклонны один к другому. Один элемент торцом приваривается к боковой поверхности другого (рис. 4.8, а, б, в).

4. Соединения угловые. Соединяемые элементы перпендикулярны или наклонны один к другому и привариваются по кромкам (рис. 4.8, г, д, е).

Применение стыковых соединений, как наиболее близких к целым деталям, расширяется, а применение нахлесточных — сокращается.

Применение сварных конструкций обеспечивает существенную экономию металла по сравнению с клепаными и литыми. Экономия металла по сравнению с клепаными конструкциями получается в основном ввиду:

а) полного использования рабочих сечений соединяемых элементов без ослабления их отверстиями для заклепок;

б) возможности непосредственного соединения элементов без вспомогательных деталей (накладок).

Общая экономия металла составляет в среднем 15...20 %.

Экономия металла по сравнению с литыми конструкциями достигается благодаря:

а) более высоким механическим свойствам материалов и меньшим остаточным напряжениям;

б) более тонким стенкам;

в) меньшим припускам на механическую обработку.

Сварные стальные конструкции легче чугуновых литых на величины до 50 %, а стальных литых — до 30 %.

Для сварки характерны высокие экономические показатели: малая трудоемкость процесса, относительно низкая стоимость оборудования, возможность автоматизации и т. д. Относительно низкая стоимость сварочного оборудования определяется тем, что оно не связано с использованием больших сил (как кузнечно-прессовое оборудование) и с необходимостью плавления большого количества металла (как литейное производство).

Недостатком сварки является нестабильность качества шва, зависящая от квалификации сварщика. Этот недостаток в значительной степени устраняется применением автоматической сварки.

В настоящее время сварные конструкции вытеснили клепаные из машиностроения (в том числе из судостроения) за исключением отдельных случаев.

Сварка является основным видом получения соединений металлических строительных конструкций. Наиболее прогрессивно изготовление металлических конструкций на заводах сваркой, а их соединение на строительных объектах высокопрочными болтами.

Сварка позволяет удешевлять и совершенствовать конструкции деталей, полученных разными заготовительными операциями, поковок, проката, отливок и деталей из разных материалов.

Широкое применение находят сварные конструкции из гнутых или штампованных элементов. Эти конструкции допускают рациональные формы при малой трудоемкости.

Общим исходным условием проектирования сварных соединений является условие равнопрочности шва и соединяемых элементов.

§ 4.3. СОЕДИНЕНИЯ ДУГОВОЙ СВАРКОЙ

Стыковые соединения дуговой сваркой. Соединения являются наиболее совершенными по сравнению с другими сварными соединениями. Основные виды стыковых соединений показаны на рис. 4.1.

Сваривают встык с двух сторон или с одной стороны и подваривают (т. е. накладывают неглубокий шов) с другой стороны. Швы с подваркой целесообразны тогда, когда сварка с обеих сторон неодинаково удобна. Если сварочные работы можно производить только с одной стороны, то с противоположной стороны во избежание стекания металла предусматривают под-

кладки. Элементы малой толщины всегда сваривают с одной стороны с применением подкладок. Если свариваемые листы работают на изгиб в плоскости малой жесткости, то предпочтительнее, чтобы швы накладывались со стороны волокон, работающих на растяжение.

Для элементов малой толщины применяют сварку с отбортовкой (рис. 4.1, а), для элементов средней толщины — сварку без скоса кромок двусторонним швом (рис. 4.1, б), односторонним швом на флюсовой подкладке (рис. 4.1, в) или со скосами (рис. 4.1, г), для элементов большой толщины — с криволинейными скосами (рис. 4.1, д) и с четырьмя скосами (рис. 4.1, е):

Форма сечения шва (см. рис. 4.1) а
Толщина соединяемых элементов, мм 1,5...3

Для большинства сварных конструкций преобладающими являются нагрузки с малым общим числом циклов. Поэтому основным для сварных соединений является расчет по номинальным напряжениям. Характер нагрузки (отношение переменной составляющей к постоянной) учитывают при выборе допускаемых напряжений.

Стыковые швы на прочность рассчитывают по номинальному сечению соединяемых элементов без учета утолщения швов. Для расчета швов используют те же зависимости, что и для целых элементов.

Стыковые соединения могут воспринимать произвольно направленные нагрузки и моменты так же, как и соединяемые элементы.

б 2...20 в 4...10 г 14...24 д 24...160 е 20...60

Автоматическая сварка под слоем флюса обеспечивает более глубокое проплавление швов, чем ручная.

Новые прогрессивные методы сварки позволяют увеличивать толщину металла деталей, свариваемых без разделки кромок. Для горизонтальных швов, выполняемых на вертикальных стенках, скосы делают несимметричными во избежание стекания металла.

Стыковые швы имеют небольшое утолщение, которое не должно превышать 1...1,5 мм во избежание увеличения концентрации напряжений.

Ниже приведены условия прочности по допускаемым напряжениям для наиболее употребительных видов нагружения (допускаемые напряжения в сварных швах для отличия от их напряжений в целых сечениях отмечают штрихом $[\sigma']$ и $[\tau']$). Значения допускаемых напряжений выбирают по табл. 4.1.

Напряжения растяжения (сжатия)

$$\sigma = \frac{F}{l_s} \leq [\sigma']_{p(cж)},$$

где l — длина шва; s — толщина соединяемых элементов.

4.1. Допускаемые напряжения для сварных швов соединений из низкоуглеродистых и низколегированных сталей

Напряженное состояние	Тип шва	Способ сварки	Допускаемое напряжение
Растяжение, сжатие $[\sigma']_p$	Стыковой	Дуговая автоматическая и полуавтоматическая под флюсом, в CO_2	$[\sigma]_p$
		Дуговая ручная электродами Э42А, Э46А, Э50А	
Срез $[\tau']_{cp}$	Угловой	Контактная, электронно-лучевая, диффузионная	$0,8[\sigma]_p$ $0,65[\sigma]_p$
		Дуговая автоматическая и полуавтоматическая под флюсом, в CO_2	
	Угловой	Дуговая ручная	$0,6[\sigma]_p$

Допустимая растягивающая (или сжимающая) сила

$$F = [\sigma']_{p(cж)} l s.$$

Если материал в околошовной зоне существенно ослаблен при сварке (высокопрочные стали), то расчет швов заменяется расчетом соединения по сечению в этой зоне.

Напряжения от изгибающего момента M в плоскости соединяемых элементов

$$\sigma = \frac{M}{W_c} \leq [\sigma']_p,$$

где W_c — момент сопротивления расчетного сечения шва.

Напряжения от изгибающего момента в плоскости соединяемых элементов и растягивающей (или сжимающей) силы F

$$\sigma = \frac{M}{W_c} \pm \frac{F}{l s} \leq [\sigma']_p.$$

При снятых механической обработкой усилениях шва и его хорошем выполнении концентрации напряжений в стыковых швах практически не бывает. В швах с усилением наибольшая концентрация возникает на краях усиления. Коэффициент концентрации в швах с большим усилением достигает 1,6.

На хлесточные соединения, как правило, выполняют угловыми швами.

Угловые швы по расположению относительно нагрузки разделяют на: поперечные или лобовые, расположенные перпендикулярно направлению силы (рис. 4.2, а); продольные или фланговые, расположенные параллельно направлению силы (рис. 4.2, б); косые, расположенные под углом к направлению силы (рис. 4.2, в); комбинированные, представляющие собой сочетание двух или всех трех перечисленных швов (рис. 4.2, г).

Лобовые швы во избежание возникновения повышенных напряжений изгиба следует накладывать с двух сторон, а перекрытие соединяемых элементов должно быть не меньше $4s$ (рис. 4.3, а).

Максимальную длину лобовых и косых швов не ограничивают. Длину фланговых швов рекомендуют выбирать не более $(50 \dots 60) k$, где k — катет треугольника поперечного сечения шва. Из-за неизбежных по концам швов дефектов, влияющих на их прочность, длину угловых швов выбирают не менее 30 мм.

Применяют угловые швы:

а) нормальные с сечением в виде равнобедренного прямоугольного треугольника (см. рис. 4.3, а);

б) с соотношением катетов 1:1,5 или 1:2 (рис. 4.3, б);

в) вогнутые с соотношением катетов 1:1 и более (рис. 4.1, в).

В швах б и в существенно меньше концентрация напряжений, их необходимо применять при циклических напряжениях. Иногда механически обрабатывают концы швов для обеспечения плавного перехода.

Швы с выпуклым профилем применять не рекомендуется. Размер катета шва k , как правило, равен толщине листов s (в соответствии с расчетом он может быть меньше, но при $s \geq 3$ мм $k_{\min} = 3$ мм).

Разрушение угловых швов происходит по наименьшему сечению плоскостью, проходящей через биссектрису прямого угла (рис. 4.4, а) или близко к ней. Площадь расчетного сечения принимают равной $\beta k l$, где l — длина шва, β — коэффициент, характеризующий глубину проплавления.

При многопроходной автоматической и полуавтоматической и при ручной сварке $\beta = 0,7$, для двух- и трехпроходной полуавтоматической сварки $\beta = 0,8$, для такой же, но автоматической сварки $\beta = 0,9$ и

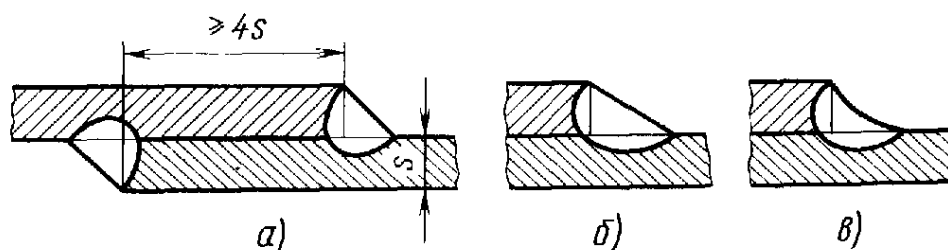


Рис. 4.3. Формы сечений угловых швов

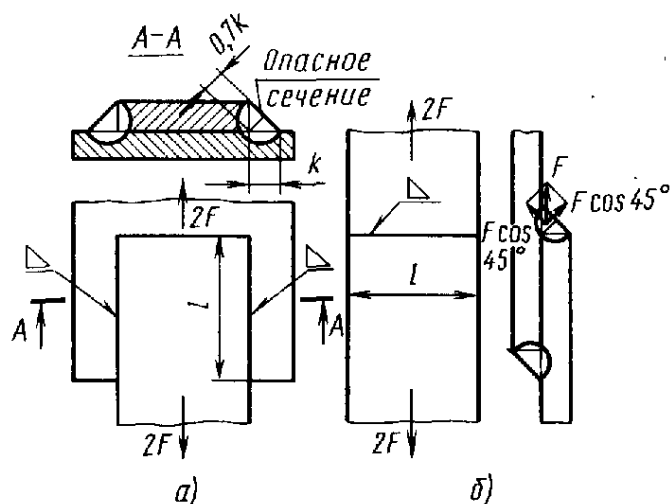


Рис. 4.4. Расчетные схемы угловых швов:

а — флангового; б — лобового

для однопроводной автоматической сварки $\beta = 1,1$.

Расчет угловых швов всех типов унифицирован и производится по единым формулам

$$\tau = \frac{F}{\beta k l} \leq [\tau']_{\text{ср}} \quad \text{или}$$

$$F \leq \beta k l [\tau']_{\text{ср}}.$$

Эти формулы непосредственно относятся к фланговым швам, а для лобовых применяются условно.

В опасном сечении нормальных лобовых швов (рис. 4.4, б) сдвигающая сила равна $F \cos 45^\circ$, зато действует такая же растягивающая сила и только полное напряжение, т. е. равнодействующая σ и τ равна $\frac{F}{\beta k l}$.

Концентрация напряжений в угловых швах значительна.

Истинное распределение напряжений в лобовых швах очень сложное. Оно изучалось теоретически в применении к модели шва в виде клина, нагруженного равномерной нормальной нагрузкой по одной грани.

Теоретический коэффициент концентрации напряжений в нормальных швах, подсчитанный по отношению к номинальному напряжению в опасном сечении шва, равен примерно 3,3.

Концентрация напряжений резко снижается с увеличением угла клина. Для модели шва с углом при вершине 60° макси-

мальные местные напряжения почти в 2 раза меньше, чем при обычном угле 45° .

Во фланговых швах наблюдается концентрация напряжения по длине шва. Равномерная эпюра напряжений по длине имела бы место, если бы шов был существенно податливее, чем соединяемые элементы, чего нет в действительности. Природа концентрации напряжений по длине шва аналогична таковой по виткам резьбы (см. § 7.9).

При соединении двух стержней (полос) конечной жесткости по длине шва наблюдается эпюра напряжений с минимумом в средней части и пиками по концам шва (рис. 4.5).

Швы следует располагать так, чтобы они были нагружены возможно равномернее и не вызывали бы изгиба соединяемых элементов. Поэтому приварку симметричных элементов нужно производить симметрично расположенными швами.

При проектировании приварки элементов несимметричных профилей, например уголков, предполагается, что сила проходит через центр массы сечения уголка. Тогда нагрузка на фланговые швы (рис. 4.6) распределяется по правилу рычага:

$$F_1 = \frac{e_2}{e_1 + e_2} F \quad \text{и} \quad F_2 = \frac{e_1}{e_1 + e_2} F,$$

где F_1 и F_2 — нагрузки на швы; e_1 и e_2 — расстояния от центра тяжести сечения элемента до центров тяжести сечений швов.

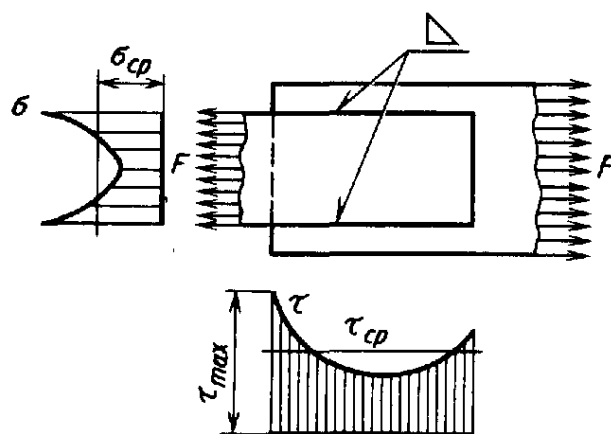


Рис. 4.5. Схема распределения напряжений во фланговых угловых швах и в поперечном сечении полосы

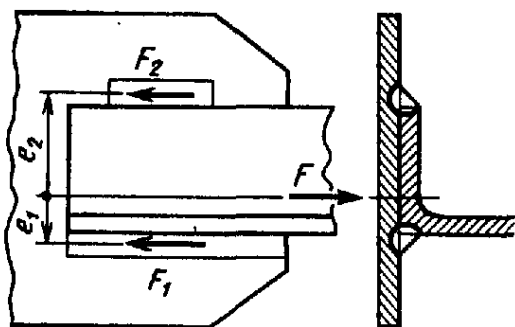


Рис. 4.6. Фланговые швы в соединениях несимметричных элементов, нагруженных осевой силой

Швы рассчитывают по соответствующим нагрузкам, а следовательно, длины швов берут пропорциональными этим нагрузкам.

Для равнобоких уголков приближенно $F_1 = 0,7F$ и $F_2 = 0,3F$; соответственно $l_1 = 0,7l_\phi$ и $l_2 = 0,3l_\phi$, где l_ϕ — общая длина фланговых швов.

При нагружении простого (прямого) углового шва моментом M в плоскости приварки условие прочности на срез записывают по аналогии с условием прочности на изгиб (рис. 4.7, а):

$$\tau = \frac{M}{W_c} \leq [\tau']_{\text{ср}},$$

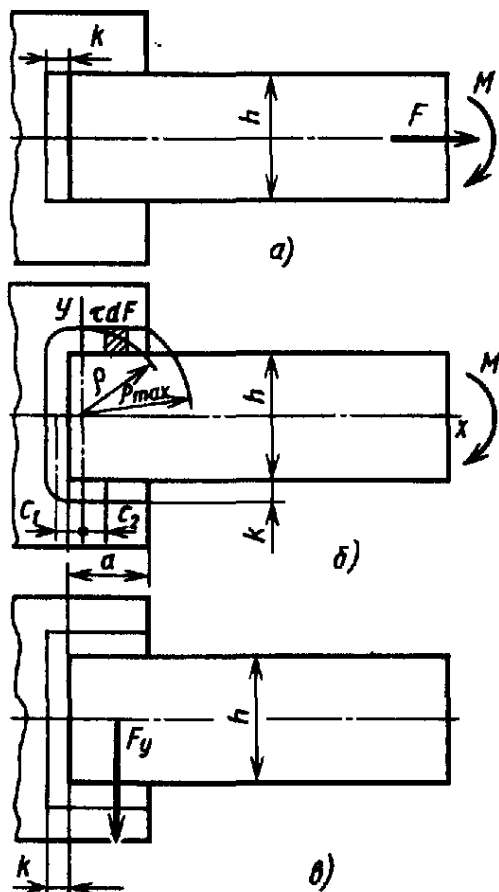


Рис. 4.7. Расчетные схемы угловых швов, нагруженных в плоскости сварки

где $W_c = \frac{\beta k h^2}{6}$ — момент сопротивления опасного сечения шва.

При нагружении простого углового шва моментом и продольной силой F условия прочности имеет вид

$$\tau = \frac{M}{W_c} + \frac{F}{A_c} \leq [\tau']_{\text{ср}},$$

где $A_c = \beta k h$ — площадь опасного сечения шва.

Рассмотрим расчет комбинированных угловых швов под действием момента в плоскости стыка (рис 4.7, б).

Приближенный расчет основан на следующих допущениях: 1) швы работают независимо; 2) фланговые швы короткие и передают только силы, направленные вдоль своей оси; 3) катет k шва мал по сравнению с размером h . Этот расчет иногда называют расчетом по принципу независимости работы элементов швов.

В соответствии со сделанными допущениями момент уравнивается парой сил во фланговых швах и моментом лобового шва:

$$M = A_c h \tau + W_c \tau,$$

где

$$A_c = \beta k a; \quad W_c = \frac{\beta k h^2}{6}.$$

Отсюда

$$\tau = \frac{M}{A_c h + W_c} \leq [\tau']_{\text{ср}}.$$

Этот расчет ввиду своей простоты может применяться не только как проверочный но и как проектный. При этом основные размеры швов должны быть выбраны заранее, кроме одного, который определяется из расчета. За этот искомый размер удобнее всего принять длину фланговых швов.

Расчет, учитывающий совместную работу простых швов (уточненный). Принимают, что привариваемый элемент стремится повернуться вокруг центра тяжести площади опасных сечений шва. Тогда

напряжения сдвига в отдельных точках шва пропорциональны радиусам-векторам, проведенным из центра тяжести, и направлены перпендикулярно к этим радиусам.

Напряжение среза на радиусе ρ (рис. 4.7, б)

$$\tau = \tau_{\max} \frac{\rho}{\rho_{\max}},$$

где τ_{\max} — максимальное напряжение наиболее удаленной точки с радиусом ρ_{\max} .

По аналогии с кручением круглых стержней, при котором напряжения меняются по такому же закону, момент

$$\begin{aligned} M &= \int_0^A \rho \tau dA = \\ &= \frac{\tau_{\max}}{\rho_{\max}} \int_0^A \rho^2 dA = \frac{\tau_{\max}}{\rho_{\max}} I_p, \end{aligned}$$

где I_p — полярный момент инерции площади опасных сечений шва относительно центра тяжести этой площади.

Отсюда максимальное напряжение среза

$$\tau_{\max} = \frac{M \rho_{\max}}{I_p}.$$

Полярный момент инерции сечения шва определяется как сумма осевых моментов инерции $I_p = I_x + I_y$.

Последние для наиболее распространенной формы комбинированного шва (из двух фланговых и лобового — рис. 4.7, б) могут быть определены по следующим очевидным зависимостям, в которых отброшены малые члены:

$$I_x \approx \frac{\beta k a (h + \beta k)^2}{2} + \frac{\beta k h^3}{12};$$

$$I_y \approx \frac{\beta k a^3}{6} + 2\beta k a c_2^2 + \beta k h c_1^2,$$

где $c_1 = \frac{a(a + \beta k)}{2a + h}$ и $c_2 = \frac{h(a + \beta k)}{2(2a + h)}$.

При действии на комбинированный шов поперечной сдвигающей силы напряжения сдвига в нем распределяются аналогично касательным напряжениям от поперечной нагрузки в балках, т. е. максимальны у нейтральной оси и уменьшаются до нуля

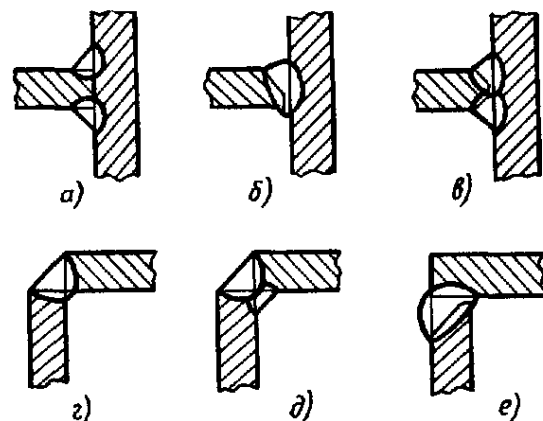


Рис. 4.8. Соединения тавровые и угловые

у свободной поверхности. Поэтому напряжениями в горизонтальных швах (рис. 4.7, в) пренебрегают, но зато считают, что вертикальный шов нагружен по длине равномерно, тогда

$$\tau = \frac{F_y}{\beta k h}.$$

Напряжения среза от разных нагрузок складывают геометрически.

Соединения тавровые и угловые. Тавровые соединения выполняют:

а) без подготовки кромок (рис. 4.8, а) при малых толщинах свариваемых элементов, а также при ручной сварке;

б) с односторонней подготовкой кромок при $s = 4 \dots 26$ мм (рис. 4.8, б);

в) с двусторонней подготовкой кромок при $s = 12 \dots 60$ мм (рис. 4.8, в).

Угловые соединения выполняют:

а) при малых толщинах ($s = 2 \dots 8$ мм) ручной сваркой (рис. 4.8, г);

б) при средних толщинах ($s = 6 \dots 14$ мм) автоматической и полуавтоматической сваркой (рис. 4.8, д);

в) при значительных толщинах ($s = 10 \dots 40$ мм) автоматической и полуавтоматической сваркой (рис. 4.8, е).

Допустимая растягивающая нагрузка на соединение (рис. 4.8, а)

$$F = 2\beta k l [\tau']_{\text{ср}},$$

а при сквозном проплавлении (рис. 4.8, б и в)

$$F = sl [\sigma']_p,$$

где l — длина шва.

Допустимая сжимающая нагрузка для всех тавровых соединений

$$F = sl [\sigma']_{\text{сж}},$$

При работе на изгиб в тавровых соединениях проверяют напряжения среза в опасном сечении шва

$$\tau = \frac{M}{W_c},$$

где W_c — момент сопротивления шва по опасному сечению.

Угловые соединения применяют преимущественно для передачи малых нагрузок и поэтому обычно не рассчитывают.

Соединения пробочные и проплавные (рис. 4.9). Эти соединения образуют местным проплавлением одного более тонкого элемента, наложенного на другой, с образованием круглого опасного сечения.

Проплавные соединения преимущественно применяют при толщине более тонкого элемента до 5 мм, но в настоящее время уже сваривают элементы с толщиной более 12 мм. При значительных толщинах в одном элементе предварительно сверлят отверстия, которые при соединении заполняют расплавленным металлом. Соединения преимущественно применяют в качестве связующих, не передающих полезные нагрузки.

При сварке возможны следующие характерные дефекты швов всех типов:

а) не провар — местное отсутствие сцепления между наплавленным и основным металлом; б) подрез — местное утонение соединяемого элемента у границы шва вследствие оплавления; в) пористость шва; г) шлаковые включения; д) трещины.

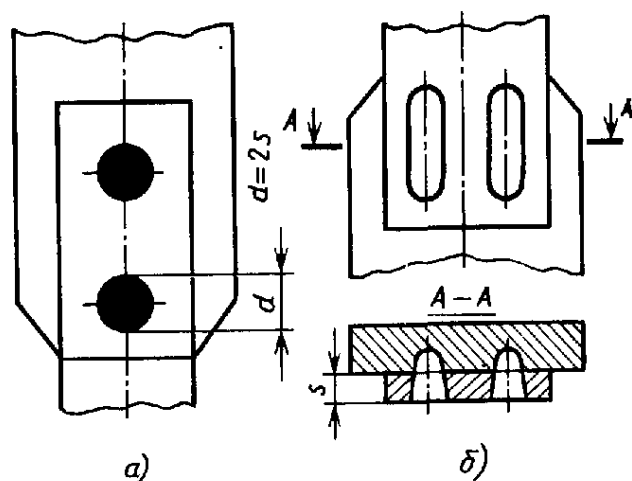


Рис. 4.9. Соединения пробочные и проплавные

Причины возникновения и методы борьбы с этими дефектами изучены [38].

§ 4.4. СОЕДИНЕНИЯ КОНТАКТНОЙ СВАРКОЙ

Контактной сваркой, получившей широкое распространение, выполняют: а) соединения стыковые; б) соединения боковой поверхности — точечные и линейные.

Контактная сварка позволяет соединять различные материалы и сплавы в разнообразных сочетаниях.

Соединения стыковые. Контактной стыковой сваркой, выполняемой на контактных машинах, соединяют заготовки различных форм и сечений: круглые (рис 4.10, а), квадратные, трубчатые (рис 4.10, б, в, г), профильные, а также штампованные из тонкого листового металла и др. при этом предпочтительнее сварка элементов одинаковой площади поперечного сечения. Обычно допускают различие линейных размеров сечений соединяемых элементов: круглых на 15 %, прямоугольных на 10 %. Однако применяют также сварку деталей с резко различными площадями поперечных сечений, например шпилек к плитам, а также труб к сплошным стерж-

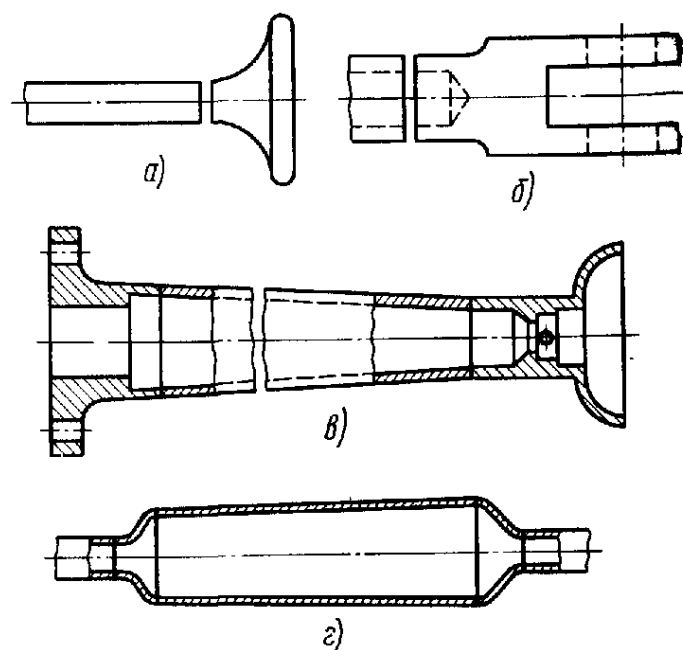


Рис. 4.10. Соединения стыковой контактной сваркой

ням. На мощных машинах сваривают элементы с площадью сечения до 500 см^2 и более.

Разработана стыковая контактная сварка коленчатых валов мощных дизелей с программным автоматическим регулированием скорости оплавления. Точность сварки может быть обеспечена достаточно высокой. В частности, эксцентриситет шлифованных деталей, сваренных на хорошо отлаженной машине, может быть выдержан в пределах $0,05 \text{ мм}$; при сварке грубо обработанных деталей на рядовом оборудовании эксцентриситеты гораздо больше.

В связи с оплавлением и осадкой концов заготовок необходимо давать припуск на длину заготовок.

Расчетное сечение стыка принимают равным сечению свариваемых элементов. При статической нагрузке прочность стыка принимают равной прочности сплошного металла.

Точечную сварку применяют преимущественно для тонкостенных конструкций при возможности расположения электродов с обеих сторон от соединяемых деталей (рис. 4.11). Толщина соединяемых элементов — от долей до нескольких миллиметров. Точечная сварка применяется также для соединения круглых стержней с пластинами и между собой, например, в арматуре железобетонных конструкций. Очень широко ее применяют в вагоностроении для сварки цельнометаллических вагонов, в автомобилестроении для сварки

кузовов и рам, в самолетостроении и сельскохозяйственном машиностроении.

Точечной сваркой соединяют две заготовки и более. Наилучшее качество сварки получают при соединении двух заготовок. Внешняя поверхность при точечной сварке получается достаточно гладкой, а статическая прочность достаточно высокой. Однако вокруг сварочных точек происходит значительная концентрация напряжений, влияющая на предел выносливости.

При точечной сварке отношение толщин свариваемых элементов должна быть не более трех. Диаметр d сварной точки выбирают на основе опытных данных. Для стальных деталей

$$d = 1,2s + 4 \text{ мм при } s \leq 3 \text{ мм};$$

$$d = 1,5s + 5 \text{ мм при } s > 3 \text{ мм}.$$

Минимальный шаг расположения сварных точек ограничивается явлением шунтирования тока: при излишне частом расположении сварных точек значительная часть тока проходит через соседнюю, ранее сваренную точку.

Шаг сварных точек рекомендуют принимать: при сварке двух элементов $t = 3d$, при сварке трех элементов $t = 4d$. Расстояние до кромки в направлении действия нагрузки рекомендуют брать $t_1 = 2d$; то же, в перпендикулярном направлении $t_2 = 1,5d$.

Соединения точечной сваркой работают преимущественно на срез. При нагружении соединения центральной сдвигающей силой F условно принимают, что все n сварных точек нагружены одинаково.

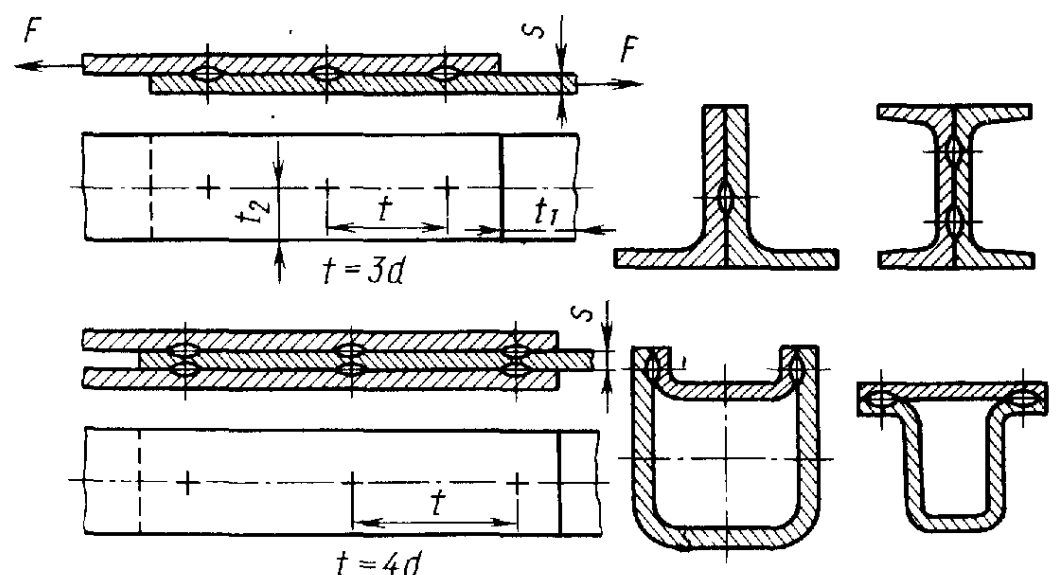


Рис. 4.11. Соединения контактной точечной сваркой

Расчетное условие для одиосрезного соединения имеет вид

$$\tau = \frac{F}{n \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau']_{\text{кр.}}$$

Значения $[\tau']_{\text{кр}} \approx 0,4[\sigma']$.

При нагружении точечных сварных соединений моментом в плоскости стыка расчетные силы определяют, как в групповых резьбовых соединениях.

Шовная сварка. Шовную сварку роликовыми электродами применяют для соединения тонких элементов общей толщиной 4...6 мм преимущественно при возможности расположения электродов с обеих сторон соединения. Перекрытие выбирают равным (5...6)s. Напряжение среза $\tau = F/la$, где F — сдвигающая сила; l, a — соответственно длина и ширина шва.

§ 4.5. ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ

Прочность сварных соединений при переменной нагрузке. Сварные соединения, равнопрочные при статических нагрузках соединяемым элементам, при переменных нагрузках оказываются относительно слабее.

Это объясняется: а) концентрацией напряжений (связанной с геометрией стыка, сварочными дефектами, а для фланговых и косых угловых швов — совместной работой с соединяемыми элементами); б) остаточными напряжениями; в) литейной структурой шва, изменением структуры металла около шва и выгоранием легирующих компонентов.

Прочность сварных соединений при переменных нагрузках удобно характеризовать эффективным коэффициентом концентрации напряжений, т. е. отношением предела выносливости целого образца к пределу выносливости сварного (табл. 4.2).

Наибольшим сопротивлением переменным нагрузкам обладают стыковые соединения, особенно при снятых механической обработкой утолщениях.

4.2. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K для сварных соединений

Типы швов	Коэффициент K для стали	
	углеродистой	низколегированной
Стыковые с полным проваром:		
при автоматической сварке	1,2	1,4
при ручной сварке	1,4	1,6
Стыковые с неполным проваром корня или при отсутствии обратной подварки	2,5...3,2	3,2...4,0
Угловые:		
поперечные (лобовые):		
при автоматической сварке	1,6	2,5
при ручной сварке	2,5	3,2
продольные (фланговые) при ручной сварке	3,0	4,0

Значительно хуже работают при переменных нагрузках соединения с нормальными угловыми швами. Однако прочность лобовых швов можно существенно увеличить. Выполнив шов с отношением катетов 1:3 и придав ему механической обработкой плавную форму, можно свести эффективный коэффициент концентрации напряжений до 1,5 и менее. Прочность фланговых швов из-за свойственной им большой концентрации напряжений не удастся существенно поднять, и поэтому такие швы при переменных нагрузках применять нецелесообразно.

Прочность сварных соединений при действии переменных нагрузок сильно зависит от качества швов. Например, при наличии в стыковых швах даже незначительного непровара прочность снижается на 50 %. Такое же снижение получается от сварки электродами с тонкими покрытиями.

Большое значение имеет конструкция швов. Например, прочность при переменных нагрузках тавровых соединений со скосами кромок в связи с меньшей концентрацией напряжений в 1,5 раза выше, чем без разделки кромок. От постановки

накладок для усиления стыковых соединений прочность при переменных нагрузках, как правило, не только не увеличивается, но, наоборот, уменьшается в связи с появлением источников резкой концентрации напряжений.

Следует избегать совмещения сварных швов с местами концентрации напряжений от формы. Следует обеспечивать равномерную толщину швов, в частности исключать большие скопления наплавленного металла в местах пересечения швов. Следует так располагать швы, чтобы было удобно их сваривать и контролировать.

Кардинальным средством повышения прочности сварных соединений при переменных нагрузках является наклеп дробью и чеканка.

В опытах на сварных лабораторных образцах дробеструйной обработкой удавалось повысить прочность более чем в 1,5 раза и даже довести прочность до прочности целых образцов; прочность соединений электрошлаковой сваркой удавалось повысить в 2 раза.

Выбор допускаемых напряжений. Допускаемые напряжения в сварных швах при статической нагрузке задаются в долях от допускаемого напряжения основного металла соединяемых элементов на растяжение в зависимости от способа сварки (см. табл. 4.1).

Допускаемые напряжения основного металла в металлических строительных и крановых конструкциях (в соответствии со «Строительными нормами и правилами») определяют по зависимости

$$[\sigma]_p = Rm/k_n,$$

где R — расчетное сопротивление разрушению ($R = 0,9\sigma_T$ для низкоуглеродистой и $R = 0,85\sigma_T$ для низколегированной стали); m — коэффициент условий работы, в большинстве случаев равный 0,9; при повышенной податливости элементов и в некоторых других случаях $m = 0,8$; k_n — коэффициент надежности, обычно $k_n = 1...1,2$, для подкрановых балок при тяжелом режиме $k_n = 1,3...1,5$.

Обычно $[\sigma]_p = \sigma_T / (1,35...1,6)$ для углеродистых и $[\sigma]_p = \sigma_T / (1,5...1,7)$ для легированных сталей.

В строительных конструкциях при переменных нагрузках расчетные сопротивления или допускаемое напряжение умножают на коэффициент $\gamma = c / (a - br)$, если наибольшее напряжение растягивающее, или на коэффициент $\gamma = c / (b - ar)$, если наибольшее напряжение сжимающее, где $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ характеристика цикла, a , b , c — коэффициенты, приведенные в табл. 4.3.

Расчет на сопротивление усталости машиностроительных сварных конструкций можно проводить по основному металлу вблизи шва, если обеспечена статическая равнопрочность со швами.

Специфику сварных конструкций учитывают коэффициентами остаточных напряжений и технологических отклонений, которые вводятся сомножителями к коэффициенту концентрации напряжений. Наибольший опыт расчетов и нормативы имеются в локомотиво- и краностроении.

Расчет на надежность сварных соединений при циклических нагрузках можно производить по формулам (§ 1.6). На основании отечественных и зарубежных исследований, содержащих диапазон рассеяния предела выносливости сварных соединений, можно оценить коэффициент вариации предела выносливости за счет разброса качества сварного шва следующими значениями: стыковое соединение, сварка автоматическая и полуавтоматическая 0,03; то же, сварка ручная 0,05; нахлесточное соединение 0,06; сварные двутавровые балки 0,05; сварные коробчатые балки 0,09.

Кроме того, окалина может служить самостоятельным источником вариации предела выносливости с коэффициентом 0,06. Эти коэффициенты должны квадратично суммироваться с коэффициентом вариации для деталей одной плавки без сварного шва и коэффициентом по плавкам.

Особенности расчета сварных котлов и других сосудов высо-

4.3. Коэффициенты a , b , c к расчетам сварных соединений при переменных нагрузках

Вид соединения	$\sigma_{\text{в}}$	$\sigma_{\text{т}}$	a	b	c при числе циклов				
					$5 \cdot 10^5$	10^6	$2 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^6$
Стыковое листов одинаковой толщины и ширины; шов с механической обработкой	380	230	1,30	0,70	1,2	1,1	1,0	0,95	0,9
	440	290							
	460	330	1,45	0,85	1,2	1,1	1,0	0,95	0,9
Стыковое листов одинаковой толщины и ширины; шов с усилением, имеющим плавные переходы. Нахлесточное соединение; угловой лобовой шов с отношением катетов 1:1,5 и механической обработкой	380	230	1,85	1,25	1,3	1,1	1,0	0,95	0,9
	440	290							
	460	330	2,40	1,80	1,4	1,2	1,0	0,95	0,9
Нахлесточное; угловой шов с отношением катетов 1:1,5 без механической обработки	380	230	3,50	2,90	1,4	1,2	1,0	0,95	0,85
	440	290							
	460	330	4,80	4,20	1,6	1,3	1,0	0,95	0,85

кого давления. При расчете обычно определяют толщину стенки δ , причем для обеспечения прочности сварных швов в расчет вводят коэффициент φ прочности швов — отношение пределов прочности шва и стенки.

Для цилиндрической части сосудов опасным является осевое сечение и продольный сварной шов, выполняемый, как правило, стыковым.

Рассмотрим равновесие полукольца шириной 1 мм, вырезанного из барабана диаметром D . Равнодействующая сил внутреннего давления p равна pD . Нагрузка на единицу длины продольного шва $\frac{pD}{2}$. Потребная толщина стенки

$$\delta = \frac{pD}{2\varphi[\sigma]_p},$$

где $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение растяжения.

Для сосудов, работающих при давлении, меньшем или равном 1,5 МПа, и температуре, меньшей или равной 200 °С, допускаемое напряжение

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_{\text{в}}}{4}.$$

Для сосудов, работающих при больших давлениях или температурах, допускаемое напряжение выбирают меньшим из двух значений:

$$\frac{\sigma_{\text{в}}}{4,35} \quad \text{и} \quad \frac{\sigma_{\text{т}}^{(t)}}{2},$$

где $\sigma_{\text{в}}$ — временное сопротивление при растяжении при нормальной температуре $\sigma_{\text{т}}^{(t)}$ — предел текучести при рабочей температуре t .

Расчетные значения коэффициентов прочности φ стыковых швов приведены ниже:

двусторонний, выполненный автоматической сваркой под слоем флюса	1
двусторонний, выполненный вручную с полным проваром	0,95
односторонний на подкладке	0,9
односторонний без подварки и подкладок	0,7—0,8
нахлесточный	0,8

Деформации конструкций при сварке. Вследствие соединения свариваемых элементов в условиях резко неравномерного нагрева в них возникают остаточные напряжения, местные пластические деформации и коробление.

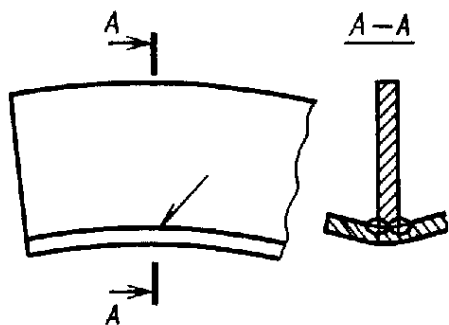


Рис. 4.12. Деформированная сварная балка

На рис. 4.12 утрированно показано коробление тавровой сварной балки. Сварной шов, сокращаясь при остывании, по длине выгибает балку выпуклостью вверх и, сокращаясь в поперечном направлении, выгибает полку в поперечном сечении выпуклостью вниз.

Существуют конструктивные и технологические способы уменьшения или предотвращения деформаций при сварке, в том числе:

- 1) применение конструкций с симметричным расположением швов;
- 2) уменьшение количества наплавленного металла применением прерывистых швов, вогнутых швов и т. д.;
- 3) нанесение сварных швов в определенной последовательности;
- 4) предварительное деформирование соединяемых элементов в противоположную сторону.

Сварные конструкции в машиностроении. Отдельные детали машин и аппаратов

в настоящее время применяют почти исключительно в сварном исполнении, к ним относятся: а) резервуары, котлы и сосуды высокого давления; б) металлические конструкции (фермы, балки, колонны) подъемно-транспортных машин; в) рамы, тележки, а также части кузовов транспортных машин (вагонов, автомобилей и др.).

Сварные детали в машиностроении высокой точности требуют отпуска после сварки во избежание последующего коробления от остаточных напряжений.

К валам и осям приваривают фланцы или вилки, участки труб (рис. 4.13, а). Коленчатые валы сваривают из простых элементов (рис. 4.13, б).

Тяжелые валы гидротурбин (рис. 4.13, в) сваривают из толстостенной цилиндрической обечайки и двух фланцев. Обечайку штампуют из двух полуцилиндров, как показано на рис. 4.13, в, или изготавливают ковкой из полого слитка.

Зубчатые колеса больших размеров, шкивы, маховики, барабаны сваривают из следующих составных элементов: а) ступиц, получаемых ковкой, или литьем, или вытачиванием из прутка; б) ободов, вальцуемых из листов или полос или же получаемых ковкой или литьем; в) соединительных элементов — дисков с ребрами или без ребер или спиц в виде труб, двутавровых или других элементов.

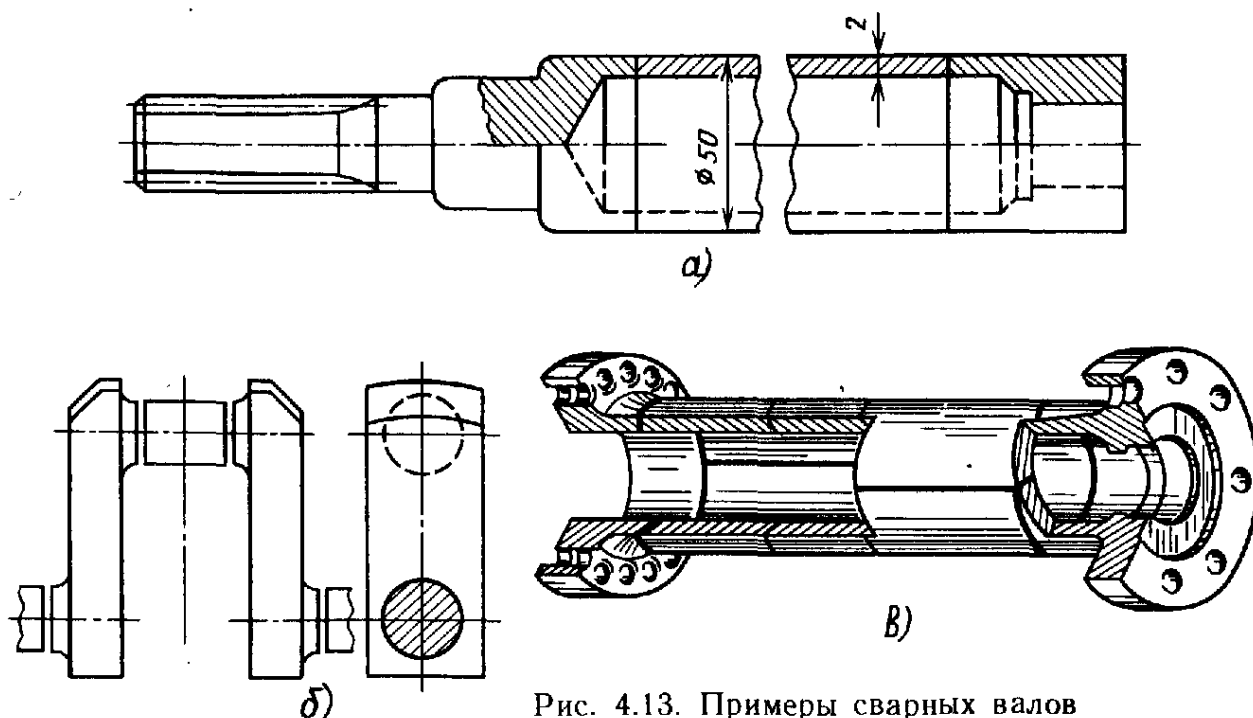


Рис. 4.13. Примеры сварных валов

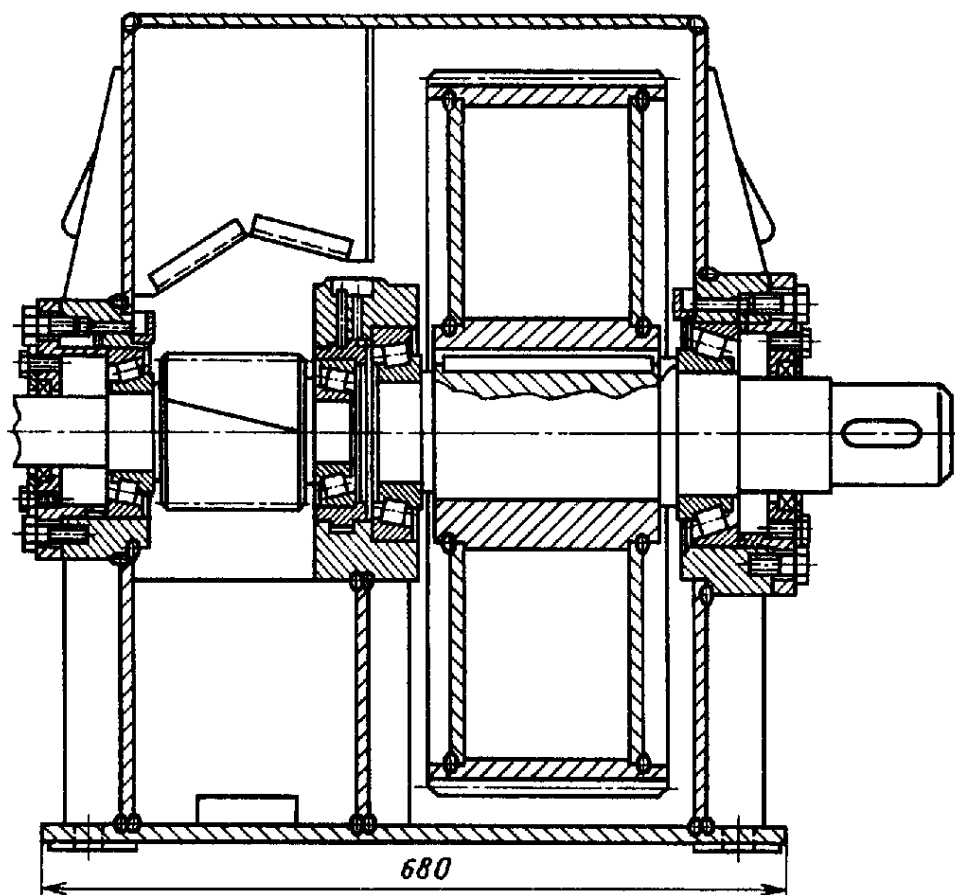


Рис. 4.14. Редуктор со сварным корпусом и сварным колесом

Корпуса редукторов (рис. 4.14) выполняют из листов, кроме бобышек для установки подшипников, которые изготовляют ковкой, литьем или вытачивают из прутка.

Рамы и основания выполняют обычно из листов или в виде системы жестко соединенных балок и листов.

Станины сваривают из листов (стенки), полос (направляющие) и поковок или отливок (бобышки под подшипники, цилиндры и т. д.) В тяжелом машиностроении станины изготовляют с помощью электрошлаковой сварки из толстолистовой стали и крупных стальных отливок (рис. 4.14-4.16).

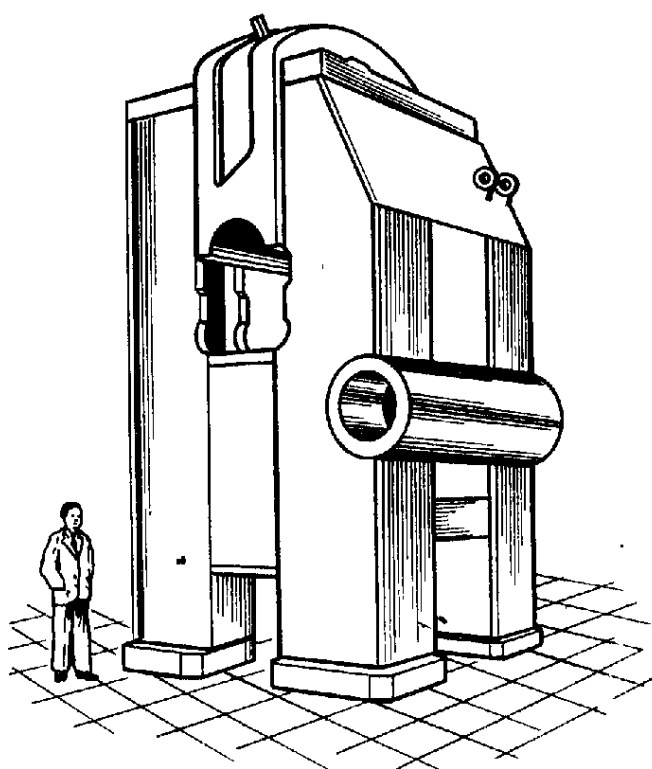


Рис. 4.15. Сварная станина пресса

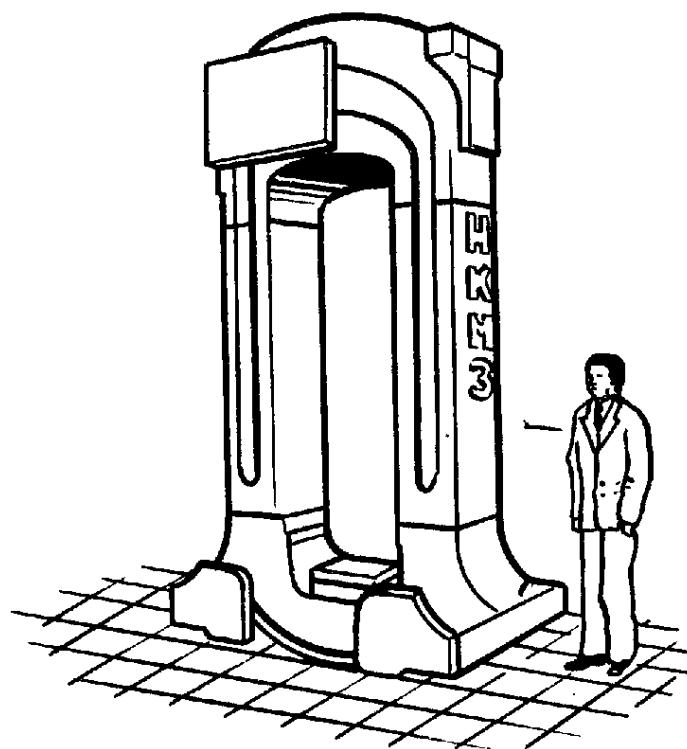


Рис. 4.16. Сварно-литая станина прокатного стана

Применение ЭВМ. Для систематически повторяющихся расчетов, например расчетов масс, моментов инерции сечений, имеются пакеты подпрограмм. Для удобства использования при чередовании расчетов они объединяются в общую программу со своими кодами и могут использоваться в процессе проектирования деталей машин.

Массово-повторяющиеся расчеты, необходимые для составления справочных таблиц и номограмм, производят по обобщенным программам, удобным для расчета большого числа вариантов сварных конструкций, соединений в требуемой последовательности.

ЭВМ эффективно используются в ИЭС им. Е. О. Патона в информационно-поисковой форме для накопления экспериментальных данных по механическим свойствам материалов и соединений.

Для уточненных расчетов сварных соединений необходимо применение метода конечных элементов, которое невозможно без использования ЭВМ.

С помощью ЭВМ практически осуществляют параметрическую оптимизацию — оптимизацию размеров сечений, распределения масс между элементами статически неопределимых систем и др. Возможна также структурно-параметрическая оптимизация.

§ 5.1. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Заклепка (рис. 5.1, а) представляет собой стержень круглого сечения с головками на концах, одну из которых, называемую закладной, выполняют на заготовке заранее, а вторую, называемую замыкающей, формируют при клепке. Заклепочные соединения образуют постановкой заклепок в совмещенные отверстия соединяемых элементов и расклепкой с осаживанием стержня (рис. 5.1, б). Заклепки стягивают соединяемые детали, в результате чего часть или вся внешняя продольная нагрузка на соединения передается силами трения на поверхности стыка.

Заклепочные соединения разделяют на:

а) силовые (иначе называемые прочными соединениями), используемые преимущественно в металлических конструкциях машин, в строительных сооружениях;

б) силовые плотные (иначе называемые плотнопрочными соединениями), используемые в котлах и трубах, работающих под давлением¹.

Плотность также можно обеспечить с помощью клея.

¹ В связи с тем, что в СССР котлы на все давления выполняют сварными, ограничиваемся рассмотрением силовых соединений.

Преимуществами заклепочных соединений являются стабильность и контролируемость качества. Недостатки — повышенный расход металла и высокая стоимость, неудобные конструктивные формы в связи с необходимостью наложения одного листа на другой или применения специальных накладок. В настоящее время заклепочные соединения в большинстве областей вытеснены сварными и этот процесс продолжается.

Область практического применения заклепочных соединений ограничивается следующими случаями:

1) соединения, в которых нагрев при сварке недопустим из-за опасности отпуска термообработанных деталей или коробления окончательно обработанных точных деталей;

2) соединения несвариваемых материалов;

3) соединения в самолетах, например только в одном современном пассажирском самолете применяют до 2,5 миллионов заклепок;

4) соединения в автомобилестроении для рам грузовых машин.

Преимущественно заклепками соединяют листовые конструкции.

Заклепки изготовляют из прутков на высадочных автоматах.

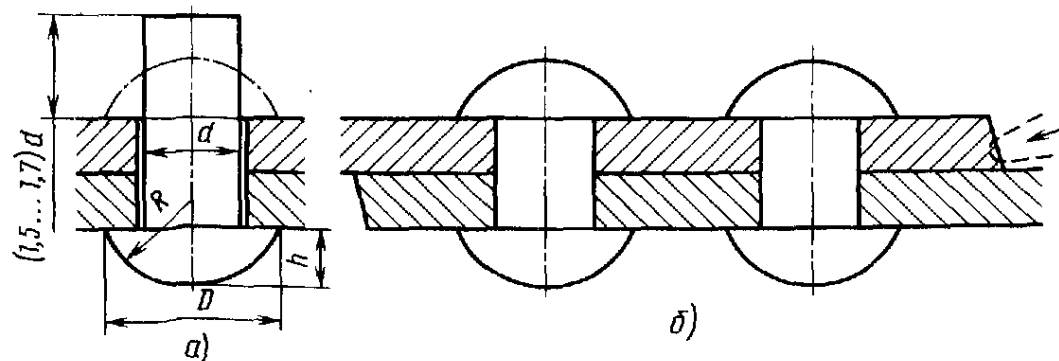


Рис. 5.1. Заклепка с полукруглыми головками и простейшее заклепочное соединение

Клепку стальными заклепками диаметром до 8...10 мм, а также заклепками из латуни, меди и легких сплавов всех диаметров производят холодным способом, а остальных заклепок — горячим способом.

Материал заклепок должен быть достаточно пластичным для обеспечения возможности формирования головок и однородным с материалом соединяемых деталей во избежание электрохимической коррозии. Стальные заклепки обычно изготавливают из сталей Ст2, Ст3, 09Г2 и др. Для соединения элементов из сталей повышенного качества целесообразно применять заклепки из тех же сталей, если возможно по условиям их пластического деформирования. Из легких сплавов для заклепок применяют В65, Д15 и др.

Государственными стандартами предусмотрены следующие виды заклепок.

Заклепки со сплошным стержнем: с полукруглой головкой (ГОСТ 10299—80* и ГОСТ 14797—85, рис. 5.2, а), имеющие основное применение в силовых и плотных швах; с плоской головкой (ГОСТ 14801—85, рис. 5.2, б), предназначенные для работы в коррозионных средах; с потайной головкой (ГОСТ 10300—80*, ГОСТ 14798—85, рис. 5.2, в), применяемые при недопустимости выступающих частей, в частности в самолетах; с полупотайной головкой для соединения тонких листов.

Заклепки полупустотелые (ГОСТ 12641—80*, ГОСТ 12643—80,

рис. 5.2, г, д, е) и пустотелые (ГОСТ 12638—80* — ГОСТ 12640—80*, рис. 5.2, ж, з, и) применяют для соединения тонких листов и неметаллических деталей, не допускающих больших нагрузок.

Заклепки со сплошным стержнем изготавливаются нормальной точности и повышенного качества.

Для увеличения ресурса заклепочных соединений создают радиальный натяг, ресурс при этом увеличивается в 2...4 раза.

Для крепления лопаток некоторых паровых и газовых турбин применяют заклепки, устанавливаемые под развертку и работающие в основном на сдвиг.

Наиболее отработаны конструкции, типаж и технология заклепочных соединений в авиационной промышленности.

Кроме традиционных заклепок применяют:

заклепки из стержней с одновременным расклепыванием обеих головок и образованием гарантированного натяга по цилиндрической поверхности;

заклепки с потайной головкой и компенсатором — местной выпуклостью на головке, деформируемой при клепке и уплотняющей контакт головки;

заклепки для швов с односторонним подходом и с сердечником (рис. 5.3), который при осевом перемещении распирает заклепку, образуя замыкающую головку, а потом обрывается и фрезеруется для обеспечения гладкой поверхности;

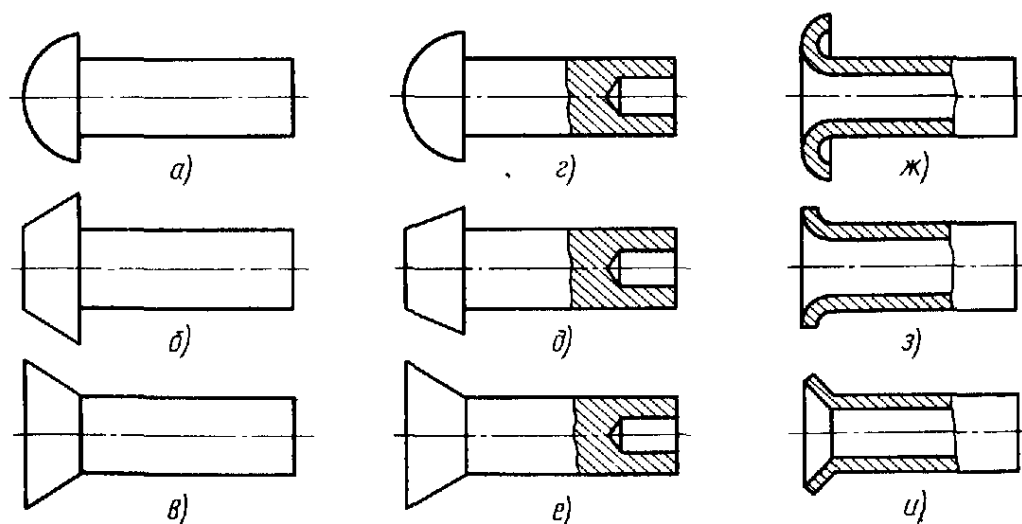


Рис. 5.2. Стандартные стальные заклепки

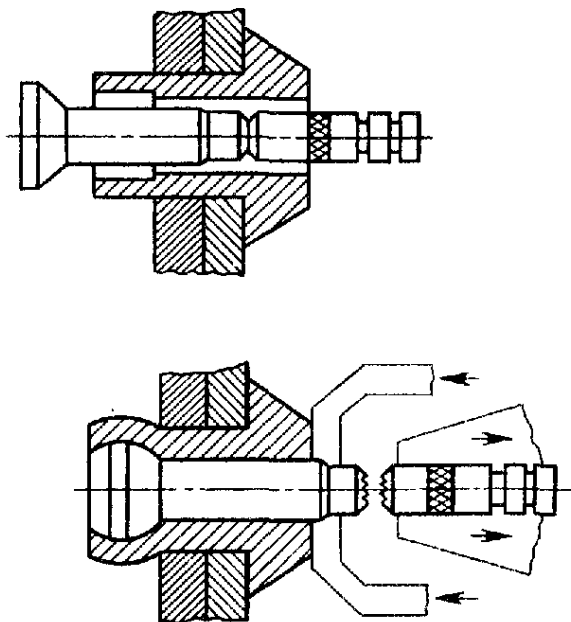


Рис. 5.3. Стержневые заклепки для односторонней клепки

взрывная заклепка того же назначения, у которой замыкающая головка образуется в результате взрыва вещества, заложенного в отверстие заклепки; взрыв вызывается нагревом закладной головки и стержня;

болт-заклепка в виде стержня, устанавливаемого с натягом, и высокой шайбы (рис. 5.4); при установке болта гайку обжимают на стержне, имеющем в этом месте кольцевые канавки; потом хвостовую часть стержня обрывают;

заклепка с большим сопротивлением сдвигу в виде твердой пустотелой заклепки с потайной головкой, притягиваемой винтом.

Заклепочные соединения по конструкции разделяют на соединения внахлестку (рис. 5.5, а), соединения с одной накладкой

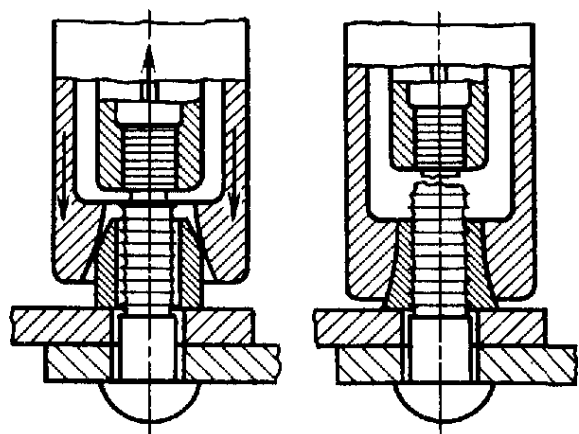


Рис. 5.4. Болт-заклепка

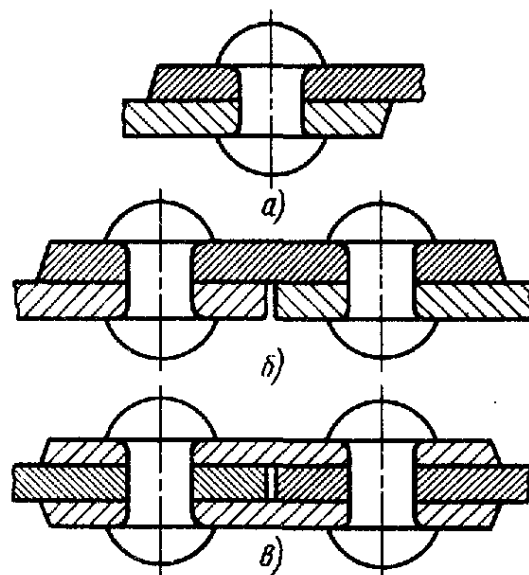


Рис. 5.5. Основные типы заклепочных соединений:

а - внахлестку; б - с одной накладкой; в - с двумя накладками

(рис. 5.5, б) и соединения с двумя накладками (рис. 5.5, в).

Типовыми примерами силовых заклепочных соединений могут служить балки, фермы, колонны в существующих строительных сооружениях (рис. 5.6).

Заклепочные соединения применяют также для деталей машин общего назначения, например для крепления венцов зубчатых колес к ступицам, лопаток в турбинах, противовесов коленчатых валов, тормозных лент и обкладок, для соединения деталей рам и колес автомобилей и т. д.

При конструировании рекомендуется придерживаться следующих правил:

а) в элементах, работающих на растяжение или сжатие для уменьшения их изгиба, заклепки следует располагать возможно ближе к оси, проходящей через

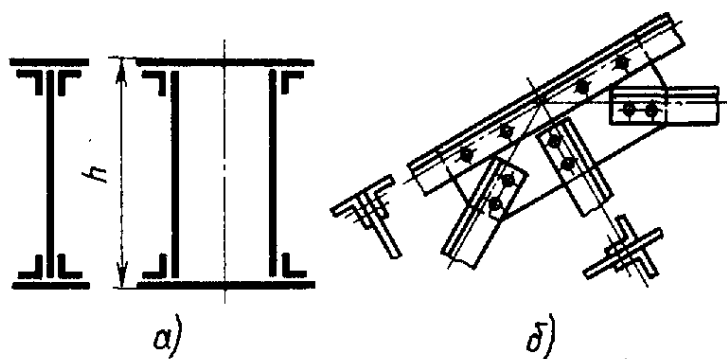


Рис. 5.6. Клепанные балки (а) и узел фермы (б)

центр массы сечений, или симметрично относительно этой оси;

б) в каждом соединении для устранения возможности относительного поворота соединяемых деталей желательно использовать не менее двух заклепок;

в) заклепки по возможности следует размещать таким образом, чтобы соединяемые элементы ослаблялись меньше и их материал использовался более полно, т. е. следует предпочитать шахматное расположение рядному.

При проектировании металлических конструкций следует предусматривать пересечение осей элементов или осей размещения заклепок в одной точке, а также не применять в силовых конструкциях полосовых элементов.

Стержневые системы рассчитывают как фермы, если длины стержней превышают поперечные их размеры в плоскости фермы не менее чем в 8...10 раз.

Диаметр заклепок в односрезных силовых соединениях выбирают равным $(1,8...2)s$, в двухсрезной $(1,2...1,8)s$, где s — толщины соединяемых элементов; большие значения — при малых s . В авиастроении принимают $d = 2\sqrt{s}$.

Минимальный шаг размещения заклепок определяется удобством клепки, максимальный — условиями плотного соприкосновения листов и зависит от жесткости соединяемых элементов.

Обычно шаг в одиорядном односрезном соединении равен $3d$, в двухсрезном $3,5d$, в двухрядных соединениях в 1,5 раза больше (d — диаметр стержня заклепки).

Расчет заклепочных соединений. В соответствии с обычными условиями работы заклепочных соединений основными нагрузками для них являются продольные силы, стремящиеся сдвинуть соединяемые детали одну относительно другой. При нагружении заклепочного соединения продольными силами (в пределах сил трения на поверхностях контакта) нагрузка передается силами трения, которые в соединениях горячей клепкой без чеканки соответствуют условию напряжению заклепки на срез 80...90 МПа. Затем в работе начи-

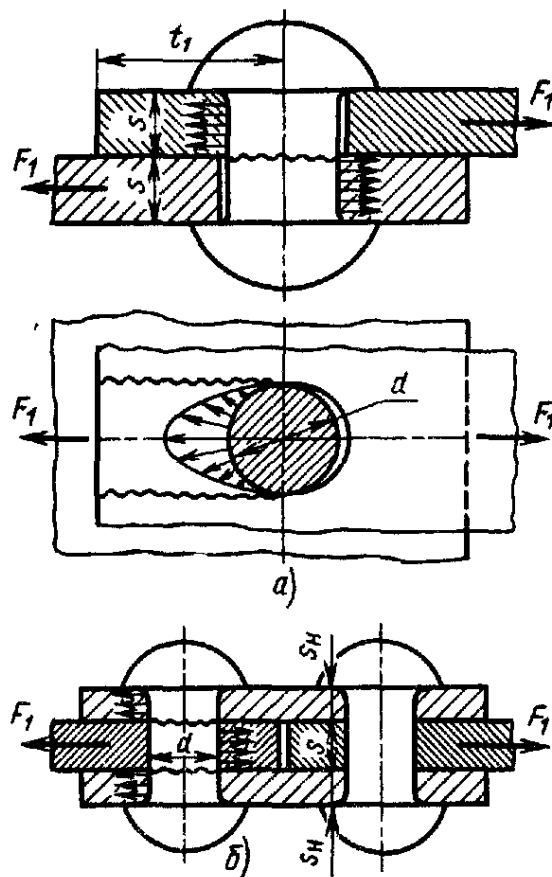


Рис. 5.7. Расчетные схемы односрезного и двухсрезного заклепочного соединения

нает принимать участие тело заклепки, подвергаясь изгибу, смятию и сдвигу.

В плотном и точном соединениях необходимо, чтобы вся внешняя нагрузка во избежание местных сдвигов воспринималась силами трения.

Расчет заклепок в соединении, находящемся под действием продольной нагрузки, сводится по форме к расчету их на срез. Трение в стыке учитывают при выборе допускаемых напряжений среза. При центральном действии нагрузки предполагается равномерное распределение сил между заклепками.

В заклепочном соединении (рис. 5.7, а, б) допустимая нагрузка, отнесенная к одной заклепке,

$$F_1 = \frac{\pi d^2}{4} i [\tau]_{\text{ср}},$$

где d — диаметр стержня заклепки; $[\tau]_{\text{ср}}$ — условное допускаемое напряжение заклепки на срез; i — число срезов.

При центрально действующей нагрузке F необходимое число заклепок $z = F/F_1$.

Заклепки на смятие в односрезном или двухсрезном силовом соединении (см. рис. 5.7) проверяют по формуле

$$F_1 \leq [\sigma]_{\text{см}} s d,$$

где s — толщина стенки соединяемых деталей.

Проверка на смятие плотных соединений не нужна, так как в них вся продольная нагрузка воспринимается силами трения в стыке.

Соединяемые элементы проверяют на прочность в сечениях, ослабленных заклепками:

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{нетто}}} \leq [\sigma]_p.$$

Допускаемое напряжение для соединений стальных деталей заклепками из сталей Ст2 и Ст3 при расчете по основным нагрузкам: на срез заклепок $[\tau]_{\text{ср}} = 140$ МПа и на смятие $[\sigma]_{\text{см}} = 280 \dots 320$ МПа, на растяжение соединяемых элементов из стали Ст3 $[\sigma]_p = 160$ МПа.

При холодной клепке допускаемые напряжения в заклепках снижают на 30 %.

Для элементов соединений с пробитыми и нерассверленными отверстиями допускаемые напряжения снижают на 30 %.

Если соединение работает при редких знакопеременных нагрузках, допускаемые напряжения понижают умножением на коэффициент

$$\gamma = \frac{1}{a - b \frac{F_{\min}}{F_{\max}}} \leq 1,$$

где F_{\min} и F_{\max} — наименьшая и наибольшая по абсолютной величине силы, взятые со своими знаками. Для соединения элементов из низкоуглеродистых сталей $a=1$, $b=0,3$, а для соединений из среднеуглеродистых сталей $a=1,2$, $b=0,8$.

Потребная площадь элементов, работающих на растяжение под действием силы F ,

$$A_{\text{брутто}} = \frac{A_{\text{нетто}}}{\varphi} = \frac{F}{[\sigma]_{\text{рф}}},$$

где $\varphi = \frac{P-d}{P}$ — коэффициент прочности шва, величина которого обычно колеблется в пределах от 0,6 до 0,85; P — шаг расположения заклепок.

При проектном расчете значением φ задаются, а потом производят проверочный расчет.

В групповых заклепочных соединениях, подверженных сложному напряженному состоянию, силы на одну заклепку определяются, как в резьбовых соединениях (см. § 7.10 и 7.11).

§ 5.2. ПАЯНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Паяные соединения — это неразъемные соединения, обеспечиваемые силами молекулярного взаимодействия между соединяемыми деталями и припоем. Припой — это сплав или металл, вводимый в расплавленном состоянии в зазор между соединяемыми деталями и имеющий более низкую температуру плавления, чем соединяемые детали. Отличие пайки от сварки — отсутствие расплавления или высокотемпературного нагрева соединяемых деталей.

Связь в паяном шве основана на:

растворении металла деталей в расплавленном припое;

взаимной диффузии элементов припоя и металла соединяемых деталей;

бездиффузионной атомной связи.




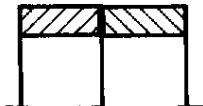

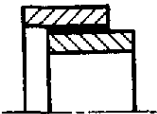






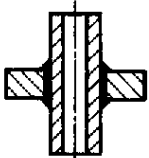



Прочность паяного шва существенно выше, чем припоя, в связи с растворением в слое материала деталей и в связи с тем, что слой находится в стесненном напряженном состоянии между соединяемыми деталями.

Процесс пайки состоит из операций: прогрева соединяемых поверхностей, расплавления припоя, растекания припоя и заполнения шва, охлаждения и кристаллизации.

Пайкой соединяют однородные и разнородные материалы: черные и цветные металлы, сплавы, керамику, стекло и т. д.

Тип паяного соединения определяется формой и расположением деталей и нагрузкой (табл. 5.1).

5.1. Основные типы паяных соединений

Тип соединения	Форма поперечного сечения	Условное обозначение	Тип соединения	Форма поперечного сечения	Условное обозначение
Внахлестку		ПН-1	Встык		ПВ-1
		ПН-2			ПВ-2
		ПН-3			
Телескопический		ПН-4	Вскос		ПВ-3
		ПН-5			ПВ-4
		ПН-6	Втавр		ПТ-1
					ПТ-2
Втавр		ПТ-3	Соприкасающийся		ПС-1
		ПТ-4			ПС-2

Основные паяные соединения: внахлестку (ПН-1...ПН-6, включая телескопические ПН-4...ПН-6), встык (ПВ-1, ПВ-2), вскос (ПВ-3, ПВ-4), втавр (ПТ-1...ПТ-4), соприкасающиеся (ПС-1, ПС-2). Преимущественное применение имеют соединения внахлестку, как обеспечивающие достаточно высокую прочность вплоть до достижения равнопрочности с целыми деталями.

Стыковые соединения имеют применение, ограниченное малыми нагрузками, что связано с малыми поверхностями спая.

Соединения ступенчатые и вскос (ПВ-3, ПВ-4 с углом не более 30°) способны обес-

печивать необходимую прочность, но их применение ограничивается сложностью изготовления.

Пайкой соединяют листы, стержни, трубы между собой и с плоскими деталями и др. Важную область составляют сотовые паяные конструкции (рис. 5.8).

Припой должны быть легкоплавкими, хорошо смачивать соединяемые поверхности, обладать достаточно высокой прочностью, пластичностью, непроницаемостью. Коэффициенты линейного расширения материалов соединяемых деталей и припоев не должны сильно различаться.

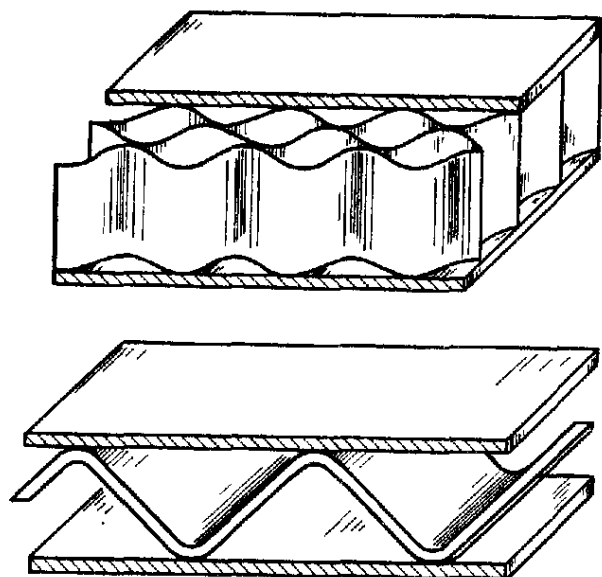


Рис. 5.8. Сотовые конструкции

В технике применяют широкую номенклатуру припоев, разделяемую на группы по температуре плавления и по химическому составу.

В машиностроении употребительны следующие припои (в скобках указаны области применения);

оловянно-свинцовые по ГОСТ 21930—76* — ПОС 61, ПОС 40, ПОС 30, ПОС 10 и др. (широкое применение);

оловянно-свинцовые сурьмянистые и мало-сурьмянистые по ГОСТ 21930—76* (автомобилестроение, соединения цинковых и оцинкованных деталей и др.);

серебряные, оловянные, оловянно-свинцовые с содержанием серебра до 10 % по ГОСТ 19738—74* (ответственные соединения, требующие высокой прочности, коррозионной стойкости, относительно невысокой температуры плавления, повышенной электропроводности);

медно-цинковые сплавы — латуни (для большинства металлических деталей, кроме деталей, подвергаемых ударным и вибрационным нагрузкам).

Для припоя между соединяемыми поверхностями должен быть предусмотрен оптимальный зазор от нескольких сотых до немногих десятых долей миллиметра в зависимости от припоя и размеров соединения.

В процессе пайки для защиты поверхностей от загрязнения и окисления и соответственно для улучшения растекания жидкого припоя применяют флюсы.

При низкотемпературной пайке применяют в виде флюса канифоль и ее растворы, вазелин, а также более активные флюсы, содержащие органические кислоты (олеиновую, молочную, лимонную) и др.

При высокотемпературной пайке серебряными, медными и жаростойкими электродами применяют прокаленную буру $\text{Na}_2\text{B}_4\text{O}_7$ и ее смесь с борной кислотой. Для повышения активности

флюса добавляют фтористые и хлористые соли металлов.

Применяют многообразные способы пайки: паяльником с периодическим подогревом или с непрерывным подогревом газом, жидким топливом или электрическим подогревом; газопламенными горелками; электронагревом (преимущественно электросопротивлением); в жидких средах; в печах; специальные.

Наиболее проста пайка паяльником, наиболее производительны пайки в жидких средах и в печах.

Расчет паяных соединений проводят по номинальному напряжению в зависимости от предела прочности. Значения предела прочности на срез при пайки наиболее распространенными оловянно-свинцовыми припоями:

Материал детали	Сталь 20
$\tau_{ср}$, МПа	28

Сталь Х18Н9Т	Медь М3	Латунь Л62
32	27	22

Предел прочности спая на растяжение (по опытам с серебряными припоями ПСр40 и ПСр45) для большинства сталей на 30—40 % выше $\tau_{ср}$, а для особо высоколегированных сталей выше до 2 и более раз.

§ 5.3. КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Клеевые соединения — это соединения неметаллическим веществом посредством поверхностного схватывания (адгезии) и внутренней межмолекулярной связи (когезии) в клеящем слое. Эти соединения в последние годы получили широкое применение.

Достоинствами этих соединений являются: возможность соединения деталей из разнородных материалов, соединения тонких листов, пониженная концентрация напряжений и хорошее сопротивление усталости, возможность обеспечения герметичности, уменьшенная масса, возможность получения гладкой поверхности изделия.

Применяемые в машиностроении клеи подразделяют на термореактивные — эпоксидные, полиэфирные, фенолоформальдегидные, полиуретановые; термопласт-

тичные на основе полиэтилена, поливинилхлорида; эластомеры на основе каучуков. При нормальной температуре 18...20 °С предел прочности на сдвиг большинства клеев 10...20 МПа (предельные достигаемые значения 30...50 МПа); при 200...250 °С снижается на 30...50 %.

Клеи на основе кремнийорганических соединений и неорганических полимеров (в частности, ВК2) обладают теплостойкостью до 700...1000 °С, но меньшей прочностью и повышенной хрупкостью.

Предел выносливости клеевого соединения при пульсационном цикле оценивают около 0,7 временного сопротивления, при повторном ударном 0,2.

Наряду с жидкими клеями применяют клеи в виде пленок, которые вкладывают между соединяемыми деталями, а потом нагревают и сжимают.

Если раньше инертные материалы, например фторопласты, полиэтилен, не допускали склеивания, то теперь после специальной поверхностной химической обработки их склеивают обычными клеями.

Основным недостатком клеевых соединений является их слабая работа на неравномерный отрыв, что накладывает требования на конструкцию соединений. Наиболее широко применяют соединения внахлестку, работающие на сдвиг. Стыковые соединения для обеспечения прочности выполняют по косому срезу (на «ус») или предусматривают накладки. При увеличении толщины клеевого слоя прочность падает. Оптимальная толщина слоя 0,05...0,15 мм.

Клеевые соединения могут упрочнять или полностью заменять соединения с натягом.

Успешно применяют клей для повышения прочности сопряжения зубчатых колес

с валами и зубчатых венцов со ступицами. Последнее позволяет организацию централизованного изготовления венцов, причем число типоразмеров сокращается в 20 раз по сравнению с типоразмерами цельных зубчатых колес. Клей начинают использовать при установке наружных колец подшипников качения в корпус, для уплотнения и стопорения резьбовых соединений, для присоединения пластинок режущего инструмента.

Для особопрочных соединений, испытывающих произвольную нагрузку, включая неравномерный отрыв, и вибрационную нагрузку, применяют комбинированные соединения, клеесварные и клеезаклепочные, клеерезьбовые.

Комбинированные соединения обеспечивают равнопрочность с целыми листами и широко применяются в ответственных машинах (в частности, в тяжелых самолетах соединяемые поверхности по несколько сот квадратных метров).

Клеесварные соединения выполняют обычно в виде сочетания клеевых и точечных сварных швов. Толстые листы соединяют двухрядными швами с шахматным расположением точек. Точечную сварку преимущественно производят по жидкому (эпоксидному) клею.

Клеезаклепочные соединения еще прочнее клеесварных. Их обычно выполняют по незатвержденному (фенольному БФ-1, БФ-2 и др.) клею, что исключает необходимость сдавливания соединяемых листов при склеивании.

Успешно применяют клееболтовые соединения.

Рассеяние энергии в клеевых соединениях на 20—30 % больше, чем в обычных фрикционных.

§ 6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Соединения деталей с натягом — это напряженные соединения, в которых натяг создается необходимой разностью посадочных размеров насаживаемых одна на другую деталей. Для скрепления деталей используются силы упругости предварительно деформированных деталей.

Соединения можно разделить на две группы:

1) соединения деталей по цилиндрическим или коническим поверхностям, причем одна деталь охватывает другую (рис. 6.1); специальные соединительные детали отсутствуют;

2) соединения деталей по плоскости с помощью стяжных колец или планок (рис. 6.2).

Основное применение имеют соединения первой группы.

Смещение деталей предотвращается их взаимным направлением и силами трения на поверхности контакта. Соединения с натягом могут воспринимать произвольно направленные силы и моменты.

Общим достоинством соединений с натягом является возможность выполнения их для очень больших нагрузок и хорошее восприятие ими ударных нагрузок.

Цилиндрические и конические соединения просты в изготовлении, обеспечивают хорошее центрирование, не требуют специальных крепежных деталей.

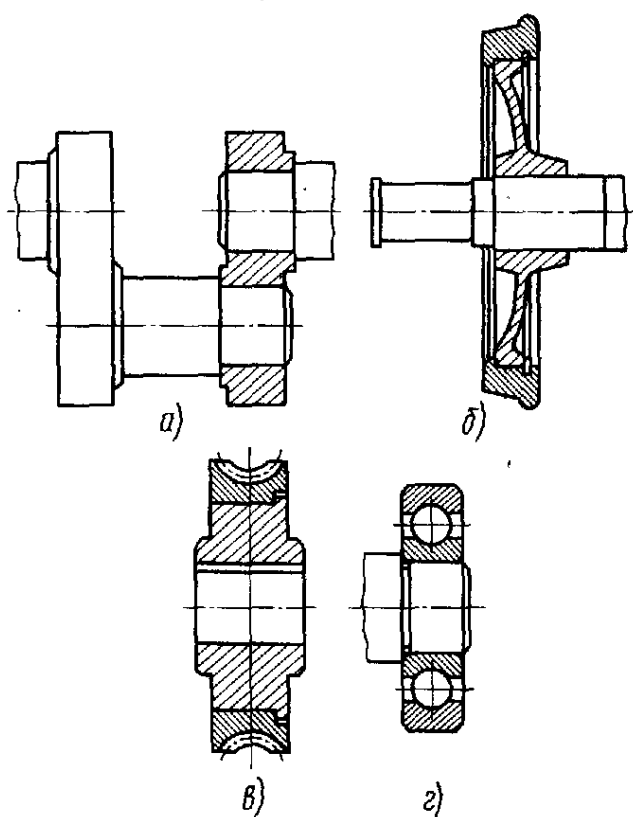


Рис. 6.1. Соединения с натягом по цилиндрическим поверхностям

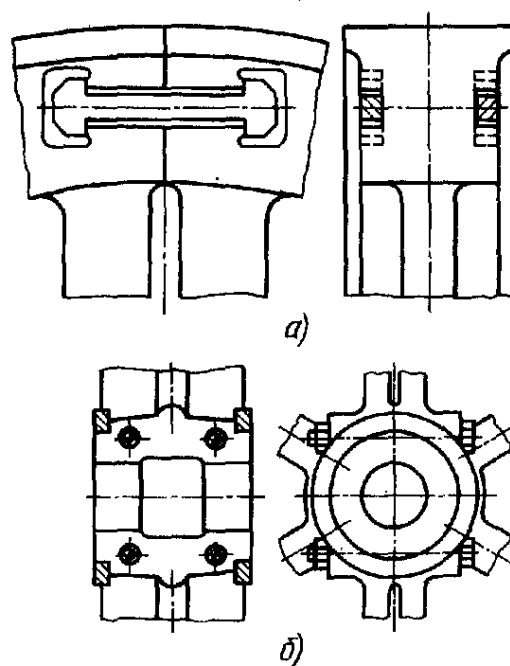


Рис. 6.2. Соединения половин маховиков по плоскости:

а — с помощью анкеров; б — с помощью колец

Недостатки: 1) относительная сложность сборки и разборки (особенно внутри неразъемного корпуса), возможность ослабления посадки и повреждения посадочных поверхностей при разборке; 2) большое рассеяние сил сцепления в связи с рассеянием действительных посадочных размеров в пределах допусков и коэффициентов трения; 3) трудность неразрушающего контроля.

§ 6.2. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

Соединения имеют широкое применение при больших, особенно динамических нагрузках и отсутствии необходимости в частой сборке и разборке. Как известно, при динамических нагрузках шпоночные соединения быстро обминаются.

Характерными примерами деталей, соединяемых с натягом, могут служить: кривошипные пальцы кривошипов, детали составных коленчатых валов (рис. 6.1, а), колесные центры и бандажи железнодорожного подвижного состава (рис. 6.1, б), венцы зубчатых и червячных колес (рис. 6.1, в), диски турбин, роторы электродвигателей, подшипники качения (рис. 6.1, г) и т. д.

Характер соединения определяется натягом, который выбирают в соответствии с посадками, установленными стандартной системой предельных допусков и посадок. Наиболее распространены следующие посадки¹ с натягом квалитетов 6; 7 в порядке убывания натяга: $H7/u7$; $H7/s6$; $H7/r6$; $H7/p6$. Соппротивления сдвигу при больших натягах достигают 12 МПа.

Для соединения тонкостенных деталей большие натяги неприменимы.

Способы соединения с натягом: запрессовкой — простейший и высокопроизводительный способ, обеспечи-

вающий возможность удобного контроля измерением силы запрессовки, но связанный с опасностью повреждения поверхностей и затрудняющий применение покрытий;

нагревом охватываемой детали до температуры ниже температуры отпуска — способ, обеспечивающий повышение прочности сцепления более чем в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой и особенно эффективный при больших длинах соединений;

охлаждением охватываемой детали — способ, преимущественно применяемый для установки небольших деталей, например втулок в массивные корпусные детали, и обеспечивающий наиболее высокую прочность сцепления;

гидрозапрессовкой, т. е. нагнетанием масла под давлением в зону контакта, что резко снижает силу запрессовки; наибольшая эффективность гидрозапрессовки и распрессовки — в подшипниковых узлах и конических соединениях.

Расчет соединения включает определение необходимого натяга для обеспечения прочности сцепления и проверку прочности соединяемых деталей.

Необходимая величина натяга определяется потребным давлением на посадочной поверхности.

Давление p должно быть таким, чтобы силы трения оказались больше внешних сдвигающих сил. При нагружении соединения осевой силой F_a (рис. 6.3, а) условие прочности

$$F_a \leq \pi d l p f / S, \quad \text{откуда } p \geq \frac{S F_a}{\pi f d l},$$

где f — коэффициент трения; d и l — соответственно диаметр и длина посадочной поверхности; S — коэффициент запаса сцепления.

При нагружении соединения вращающим моментом T (рис. 6.3, б) условие прочности

$$T \leq \pi d l p \frac{f}{S} \frac{d}{2}, \quad \text{откуда } p \geq \frac{2 S T}{\pi f d^2 l}.$$

¹ Эти посадки соответствуют старым посадкам по ОСТ: первая — горячей, вторая — прессовой, третья — промежуточной между прессовой и легкопрессовой и четвертая — легкопрессовой, — с названиями, характеризующими их основную технологию.

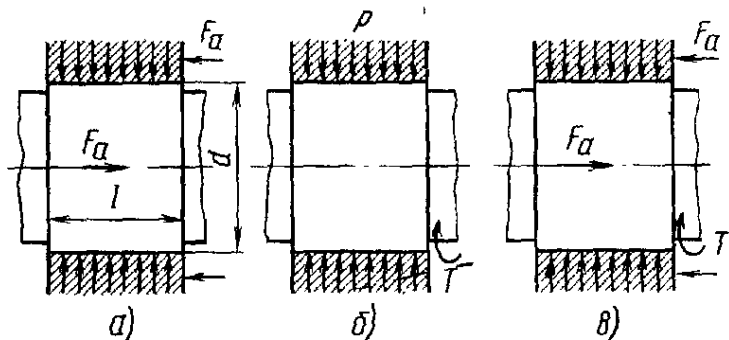


Рис. 6.3. Расчетные схемы соединений с натягом

При одновременном нагружении вращающим моментом T и сдвигающей силой F_a (рис. 6.3, в) расчет ведут по равнодействующей окружной и осевой силе:

$$F = \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2} \leq \pi d l p f / S,$$

$$\text{откуда } p \geq \frac{SF}{\pi f d l}.$$

Эти формулы без коэффициента концентрации распростираемы на обычные соединения, у которых $\frac{l}{d} \leq 0,8$.

В быстровращающихся деталях давление на посадочной поверхности может быть ослаблено центробежными силами. Поэтому для этих деталей расчетное посадочное давление увеличивают на величину напряжений растяжения от центробежных сил на том же радиусе в целой детали.

Коэффициент трения в соединениях, собранных нагревом, по данным [12]: детали стальные шлифованные, чисто точеные — 0,18; вал оксидирован — 0,4; вал оцинкован или азотирован — 0,32; покрытие абразивным микропорошком — 0,48. Коэффициенты трения при сборке запрессовкой в 1,8...2 раза ниже, при сборке с охлаждением на 10 % выше, при гидрозапрессовке на 10 % ниже.

Все эти значения несколько ближе к средневероятным и выше, чем условные данные, которые приводились в технической литературе: 0,14 при тепловой сборке и 0,08 при сборке без нагрева. Поэтому нужно вводить увеличенные коэф-

фициенты запасов сцепления $S=2...3$ и учитывать излагаемые ниже факторы, снижающие прочность сцепления.

Экспериментами установлено, что прочность сцепления понижается, если вал или ось испытывает переменные напряжения изгиба σ_n , а следовательно, дополнительные напряжения сдвига в стыке. При этом предельный коэффициент трения (сцепления) сдвига на поверхности контакта от полной нагрузки уменьшается на величину, пропорциональную σ_n и отношению d/l :

$$f_1 = f - \beta \frac{\sigma_n}{p} \frac{d}{l}.$$

Коэффициент пропорциональности β в расчете на осевой сдвиг при нагружении на консольной части вала или оси равен 0,08, а при нагружении между опорами через ступицу 0,05. В расчетах на проворот значения β примерно на 20 % меньше. Множитель d/l показывает, что при коротких ступицах (больших d/l) прочность сцепления должна понижаться больше, чем при длинных.

Наблюдаемые иногда в соединениях с натягом явления сползания при осевой нагрузке, существенно меньше расчетной статической, но действующей в сочетании с циркуляционной радиальной или изгибающей, связывается с касательной контактной податливостью деталей и дискретностью пятен контакта. При вращении часть пятен в периодически разгружаемой стороне стыка выходит из контакта и вновь начинает передавать нагрузку только после накопления соответствующих касательных контактных упругих перемещений. При этом возможны микросмещения.

В соединениях с натягом нагрузка распределяется по длине неравномерно, и у торца ступицы со стороны передачи вращающего момента возникают острые пики напряжений. Это легко представить, если считать соединяемые детали одним целым. В частности, пики напряжений сдвига у торца ступицы целого тела неизбежны вследствие большого перепада диаметров и отсутствия закруглений у внутреннего угла. Некоторое сглаживание пиков происходит из-за касательной податливости поверхностных слоев.

Деформирование может быть упругим по всей длине соединения, может образоваться участок пластического деформирования, а также участок проскальзы-

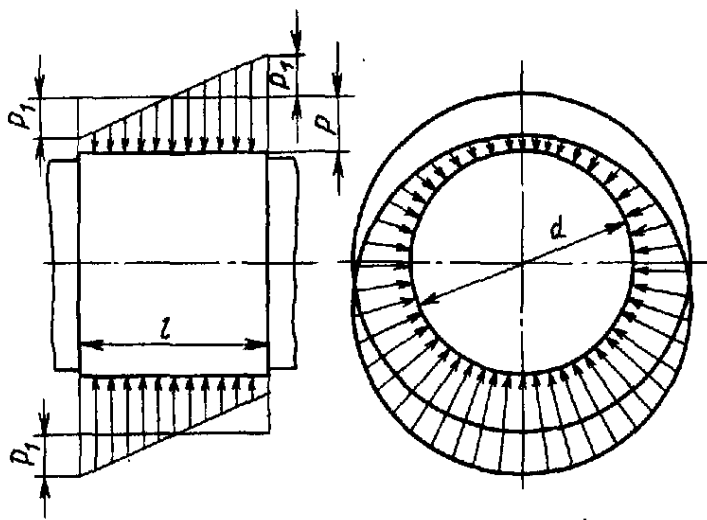


Рис. 6.4. Эпюры давлений в соединении при нагружении изгибающим моментом

вания. При наличии проскальзывания от переменных моментов возникает фреттинг-коррозия, которая существенно понижает сопротивление усталости валов, затрудняет разборку и т. д. Поэтому в расчеты ответственных соединений, находящихся под действием переменных моментов (особенно при больших l/d) следует вводить коэффициент концентрации нагрузки по длине. Фреттинг-коррозию снижают гальваническими покрытиями медью, оловом, свинцово-оловянистыми сплавами.

При нагружении соединения изгибающим моментом M на эпюру давлений от посадки накладывается эпюра давлений, характерная для изгиба (рис. 6.4), при этом половина момента воспринимается верхней, а другая половина — нижней половиной соединения.

Наибольшие давления (рис. 6.4) в соединении от изгибающего момента (по аналогии с изгибом)

$$p_1 = \frac{4}{\pi} \frac{M}{2W} = \frac{12M}{\pi d l^2} \leq p,$$

где $\frac{4}{\pi}$ — множитель, учитывающий серпообразный характер эпюры давлений по окружности цапфы; $W = \frac{d l^2}{6}$ — момент сопротивления изгибу диаметрального сечения цапфы.

Согласно условию предотвращения раскрытия стыка допустимый изгибающий момент

$$M = 0,2 p d l^2.$$

Допустимый момент пропорционален квадрату длины, поэтому соединения, подверженные

значительным изгибающим моментам, нельзя делать малой длины.

(расчетный)

Номинальный натяг N_p (мкм) связан с посадочным давлением p зависимостью Ляме, выводимой в курсе «Сопротивление материалов» (рис. 6.5, а):

$$N_p = 10^3 \cdot p d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right),$$

$$\text{где } c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1$$

$$\text{и } c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_2;$$

где d — посадочный диаметр; d_1 — диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошного вала $d_1 = 0$); d_2 — наружный диаметр охватывающей детали (ступицы); E_1 и E_2 — модули упругости материала соответственно охватываемой и охватывающей деталей; μ_1 и μ_2 — коэффициенты Пуассона материалов соответственно охватываемой и охватывающей деталей; для стали принимают $\mu = 0,3$, для чугуна $\mu = 0,25$.

Натяг посадки, измеряемый по вершинам микронеровностей, N должен быть больше номинального натяга на величину обмятия микронеровностей (рис. 6.5) $U = 1,2 (Rz_1 + Rz_2) \approx 5,5 (Ra_1 + Ra_2)$:

$$N = N_p + U,$$

где Ra_1 , Ra_2 — средние арифметические отклонения профилей; Rz_1 , Rz_2 — высота микронеровностей (мкм) (см. с. 49).

При проверочном расчете, когда посадка назначена, $N_p = N - U$.

Если соединение работает при температуре, значительно отличающейся от температуры сборки ($t_0 = 20^\circ \text{C}$), при разных коэффициентах линейного расширения ма-

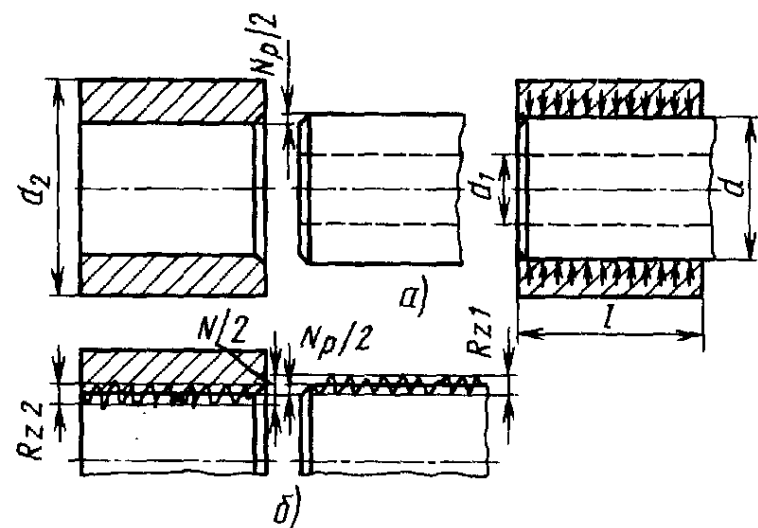


Рис. 6.5. Расчетная схема

териалов деталей, то учитывают изменение натяга δ_l (мкм)

$$\delta_l = d \cdot 10^3 (\Delta t_2 \alpha_2 - \Delta t_1 \alpha_1);$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_0; \Delta t_1 = t_1 - t_0,$$

где α_1, α_2 — коэффициенты линейного расширения; t_1, t_2 — рабочая температура деталей.

Тогда посадку выбирают по натягу $N = N_p + U + \delta_l$.

Выбор посадок — см. в § 6.3.

Прочность деталей соединения проверяют по наибольшему вероятностному натягу выбранной посадки. Этот натяг может быть значительно больше номинального. Эпюры распределения нормальных напряжений: окружных σ_t и радиальных σ_r — показаны на рис. 6.6. Опасным элементом, как правило, является охватываемая деталь.

Наибольшие напряжения возникают у внутренней поверхности охватываемой детали

$$\sigma_r = -p; \quad \sigma_t = p \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}.$$

Наибольшие эквивалентные напряжения

$$\sigma_E = \sigma_t - \sigma_r = \frac{2p}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}.$$

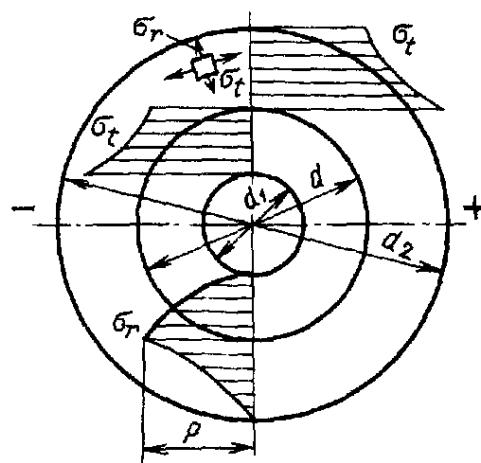


Рис. 6.6. Эпюры распределения напряжений в соединениях с натягом

Напряжения σ_E и σ_t не должны по возможности превышать пределы текучести материала соответствующих деталей.

Если при наибольшем вероятностном натяге возникают недопустимо большие пластические деформации, то применяют подбор (комплектовку) деталей.

Увеличение натяга после появления пластических деформаций увеличивает прочность сцепления, но менее интенсивно, чем в пределах упругих деформаций. Это делает соединение менее чувствительным по прочности к точности соблюдения натяга, чем по расчету в упругой зоне.

Приведенные расчетные формулы для определения натяга, напряжений и упругих перемещений получены при рассмотрении задачи как плоской, т. е. в предположении, что сопрягаемые детали имеют одинаковую длину. Валы же всегда длиннее ступиц. Однако и в этом случае можно обеспечивать равномерное посадочное давление, придав соответствующую форму контактирующим поверхностям.

В связи с большим рассеянием натягов и коэффициентов трения в соединениях с натягом для них актуален расчет на надежность.

Определим вероятность передачи цилиндрическим соединением детерминированного (неслучайного) внешнего момента $T_{вн}$.

Условие прочности сцепления

$$\bar{T} - T_{вн} + u_p S_T = 0,$$

где \bar{T} — момент, который может передать соединение, рассчитанный по среднему натягу \bar{N} и среднему коэффициенту трения \bar{f} с коэффициентом запаса около 1,5, учитывающим уменьшение сил сцепления во времени; u_p — квантиль нормированного нормального распределения; S_T — среднее квадратическое отклонение T , т. к. $T_{\text{вн}}$ принято детерминированной величиной. T — случайная величина, пропорциональная N и f , которые принимаем случайными с распределениями, близкими к нормальным.

Отсюда

$$u_p = \frac{\bar{T} - T_{\text{вн}}}{S_T}$$

или, разделив числитель и знаменатель на $T_{\text{вн}}$, получаем

$$u_p = -\frac{\bar{n} - 1}{nv},$$

где $v = S_T/\bar{T}$ — коэффициент вариации момента T ; $\bar{n} = \bar{T}/T_{\text{вн}}$ — средний коэффициент запаса сцепления, обозначенный буквой \bar{n} , чтобы не спутать со средним квадратическим отклонением.

По правилу квадратического сложения коэффициентов вариации аргументов, входящих в виде произведения в выражение функции,

$$v = \sqrt{v_N^2 + v_f^2},$$

где v_N — коэффициент вариации натяга, а v_f — коэффициент вариации коэффициента трения.

Принимаем, что поля рассеяния натяга и коэффициента трения покрываются интервалами $6S_N$ и $6S_f$, тогда

$$v = \sqrt{v_N^2 + v_f^2} = \frac{1}{6} \sqrt{\left(\frac{t_N}{\bar{N}}\right)^2 + \left(\frac{f_{\text{max}} - f_{\text{min}}}{\bar{f}}\right)^2}.$$

Рассеяние натяга соединения t_N , как алгебраическая сумма допусков вала t_d и отверстия t_D , определяется квадратическим сложением:

$$t_N = \sqrt{t_d^2 + t_D^2}.$$

Пользуясь таблицами для нормального распределения, по численному значению u_p определяем вероятность безотказной работы.

Для практических расчетов нужно по таблицам предельных отклонений или предварительно для вала и отверстия определить среднее значение отклонений и допусков, средний натяг и рассеяние натяга соединения.

Средние значения отклонений вала e и отверстия E равны:

$$e = 0,5(es + ei); E = 0,5(ES + EI),$$

где es и ei — предельные верхнее и нижнее отклонения вала; ES и EI — то же, отверстия (в системе отверстия $EI = 0$).

Допуски вала t_d и отверстия t_D соответственно равны:

$$t_d = es - ei; t_D = ES - EI.$$

Средний натяг $\bar{N} = \bar{e} - \bar{E}$ и рассеяние натяга $\sqrt{t_d^2 + t_D^2}$.

В дальнейшем справочные таблицы по допускам и посадкам должны быть представлены в удобной для вероятностных расчетов форме.

Коэффициент вариации коэффициента трения v_f в применении к соединениям с натягом в результате обработки испытаний, проведенных разными исследователями, обычно колеблется в пределах 0,08...0,125, в среднем он равен 0,1. Его меньшие значения соответствуют сборке с охлаждением; самые малые значения — гидрозакрепке (по данным отдельных испытаний). В исследованиях каждого из авторов коэффициенты вариации существенно меньше приведенных выше.

Соединения с натягом по цилиндрической посадочной поверхности применяют не только для тел вращения, но и для фасонных деталей. К настоящему времени рассмотрены задачи, в которых охватываемая деталь представляет собой пластину с наружным контуром в виде квадрата или эллипса, эксцентрик, щеку колесчатого вала, венец зубчатого колеса с зубьями, звено цепи. При расчете давления между венцом и телом зубчатых колес влиянием зубьев можно пренебрегать и вести расчет по диаметру впадин венца.

Для некоторых деталей, например для колец подшипников качения, посадочный натяг ограничивают изменением диаметров свободной (непосадочной) поверхности. Например, излишний натяг может существенно уменьшить радиальный зазор в подшипниках качения и даже привести к защемлению тел качения.

В области упругих деформаций уменьшение внутреннего диаметра d_i охватываемой детали после запрессовки (см. рис. 6.5)

$$\Delta d_1 = \frac{2pd_1}{E_1 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right]};$$

а увеличение наружного диаметра d_2 охватывающей детали после запрессовки

$$\Delta d_2 = \frac{2pd_2}{E_2 \left[\left(\frac{d_2}{d} \right)^2 - 1 \right]},$$

где p — давление.

Задавая допустимые величины Δd_1 и Δd_2 , можно подсчитать максимально допустимое посадочное давление и по нему максимально допустимый посадочный натяг. Если условие ограничения деформаций нельзя совместить с условием прочности сцепления, то окончательную обработку соответствующих поверхностей производят после запрессовки или вводят поправку на размер.

Соединения с натягом снижают сопротивление усталости валов, что связано с концентрацией напряжений и контактной коррозией на посадочных поверхностях. Однако это снижение компенсируется легче, чем снижение, вызываемое шпоночными или шлицевыми соединениями. Сопротивление усталости валов под ступицами может быть повышено увеличением диаметра части вала под ступицей примерно на 5 % с плавными переходными поверхностями, обкаткой роликами, азотированием, цементацией или закалкой с нагревом ТВЧ, а также разгрузочными канавками, выполняемыми на торцах ступиц и снижающими концентрацию напряжений (§ 16.4).

Повышение жесткости валов от напрессовки ступиц, по экспериментам на Ленинградском металлическом заводе (ЛМЗ):

при $\frac{d_2}{d} > 1,7$ и $\frac{l}{d} = 0,6 \dots 1$

приведенный момент инерции вала со ступицей

$$J_{\text{пр}} = J_{\text{в}} \left[1 + (0,5 \dots 0,9) \frac{l}{d} \right],$$

где коэффициент 0,5 соответствует относительному натягу 0,0003, а 0,9 — относительному натягу 0,001.

Соединения с большими натягами и неупрочненными посадочными поверхностями следует относить к неразъемным, остальные — к разъемным с ограниченным числом сборок и разборок.

Запрессовку крупных деталей производят на гидравлических прессах, мелких деталей — на ручных винтовых и рычажных прессах. Рекомендуют применять смазку (растительное или машинное масло, графит). Для облегчения установки под прессом и во избежание образования заусенцев соединяемые детали должны быть снабжены приемными фасками. Иногда на валу при наличии места выполняют центрирующий пояс по одной из посадок с зазором.

Сила запрессовки увеличивается пропорционально взаимному перемещению деталей в связи с ростом площади контакта. Сила выпрессовки в момент трогания существенно больше, чем при движении, в связи с тем, что коэффициент трения покоя больше коэффициента трения движения. По мере схода ступицы с подступичной части вала сила выпрессовки уменьшается.

Широкое применение находит технологический прием разборки и сборки конических соединений, заключающийся в подводе к поверхности контакта через специальные сверления и кольцевую канавку масла под давлением — гидрозапрессовка и распрессовка (рис. 6.7).

Для сборки с помощью нагрева охватывающей или охлаждения охватываемой детали необходимую разность Δt температур деталей определяют по следующей формуле:

$$\Delta t = \frac{N_n + \Delta_3}{\alpha d} \cdot 10^{-3},$$

где N_n — наибольший натяг посадки, мкм; Δ_3 — необходимый зазор для удобства сборки, принимаемый обычно равным основному отклонению g , мкм; α — коэффициент линейного расширения, в сред-

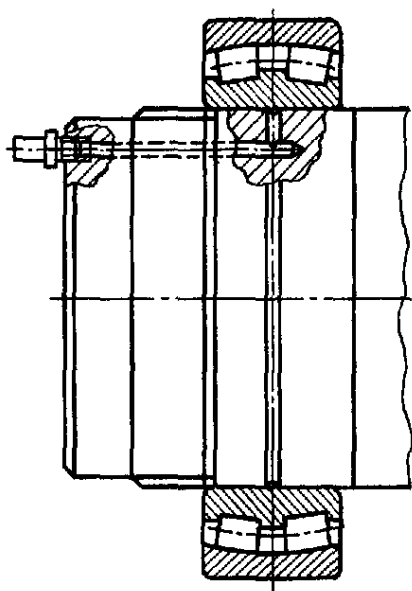


Рис. 6.7. Схема подвода масла под давлением на поверхность контакта

нем равный для стали $12 \cdot 10^{-6}$, для чугуна $10,5 \cdot 10^{-6}$, для оловянных бронз $17 \cdot 10^{-6}$, для латуни $18 \cdot 10^{-6}$, для алюминиевых сплавов $23 \cdot 10^{-6}$; d — номинальный посадочный диаметр, мм.

Охватывающую деталь нагревают в зависимости от требуемой температуры в масле (до 150°C) индукционным (весьма рациональным) методом в камерных электропечах или в ваннах с горячей жидкостью.

Охватываемую деталь охлаждают сухим льдом (углекислота, температура испарения — 79°C) или жидким воздухом (температура испарения — 190°C). Пользование жидким воздухом требует необходимых мер предосторожности. Смазка посадочных поверхностей при этом недопустима, и детали должны быть тщательно обезжирены. При гидрозапрессовке и распрессовке давление масла должно быть равно $(1,4 \dots 2)p$ (p — давление при наибольшем вероятностном натяге для выбранной посадки).

Конические соединения. Достоинства по сравнению с цилиндрическими соединениями: возможность более точного установления и контроля натяга (по осевому натягу), возможность практически неограниченного числа сборок и разборок. Эти соединения считают перспективными, и их применение расширяется. Конусность

постоянных соединений без шпонок назначают обычно $1/50$ (реже $1/100$). Соединения со шпонками, удобные для сборки и разборки, выполняют с конусностью $1/10$ и затяжкой с помощью резьбы (концы валов электродвигателей и редукторов).

Расчеты конических соединений аналогичны расчетам цилиндрических соединений, только в расчетах осевой силы запрессовки вместо коэффициента трения f следует брать коэффициент $f \pm \operatorname{tg} \alpha$, где α — угол наклона конуса. При конусности $1/50$ $\operatorname{tg} \alpha = 0,01$ и уточнение пренебрежимо мало.

§ 6.3. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ НА ЭВМ

Использование ЭВМ позволяет рассчитать несколько посадок с учетом вероятностного распределения размеров деталей по полю допуска, проанализировать влияние шероховатости контактирующих поверхностей, коэффициентов жесткости деталей в зависимости от их конструкции и размеров. По результатам расчета можно выбрать оптимальную посадку по заданному коэффициенту сцепления и прочности деталей.

Для деталей сложной формы можно использовать метод конечных элементов (МКЭ) при определении давления на поверхности контакта, проанализировать его распределение в зависимости от конструкции детали.

Алгоритм расчета приведен на рис. 6.8. Исходные данные (символ 2): F_a ; T ; S ; d ; d_1 ; d_2 ; l ; Ra_1 ; Ra_2 ; f_{\min} ; f_{\max} ; t_1 ; t_2 (температуры); E_1 ; E_2 ; μ_1 ; μ_2 ; σ_{T1} ; σ_{T2} ; α_1 ; α_2 .

При определении минимального натяга N_{\min} , обеспечивающего передачу внешней нагрузки и максимального допустимого натяга по условию прочности деталей находят (символ 3): 1) результирующую силу F по F_a , T ; 2) потребное контактное давление p ; 3) коэффициенты жесткости деталей c_1 , c_2 ; 4) номинальный натяг N ; 5) поправку, учитывающую обмятие микронеровностей U ; 6) поправку температурных деформаций деталей δ ; 7) мини-

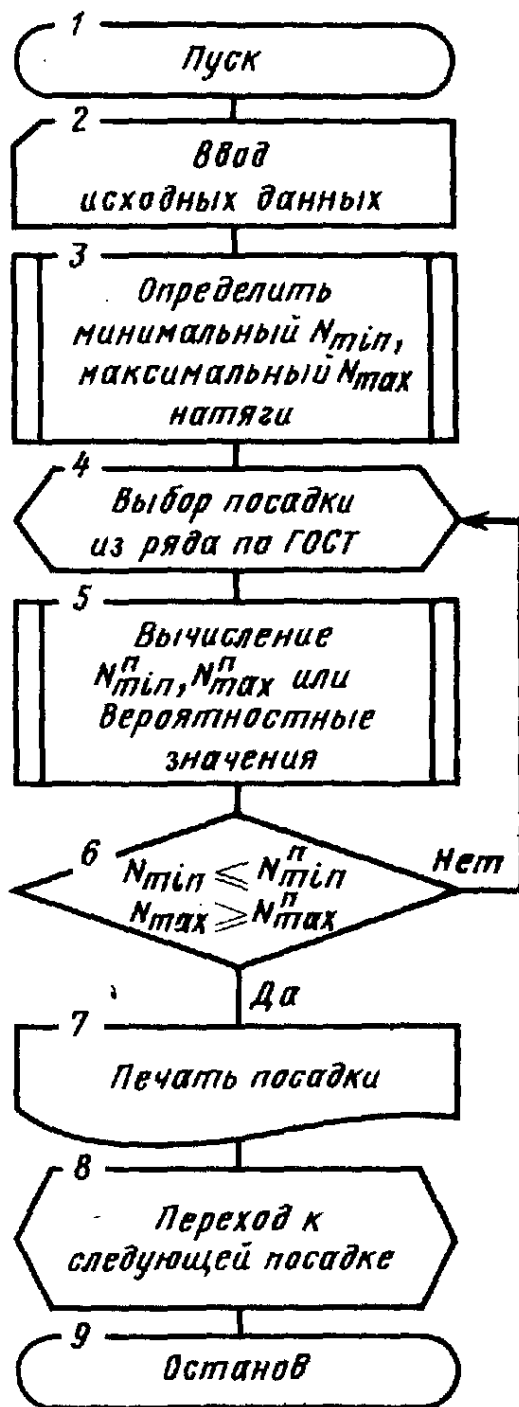


Рис. 6.8. Схема алгоритма расчета

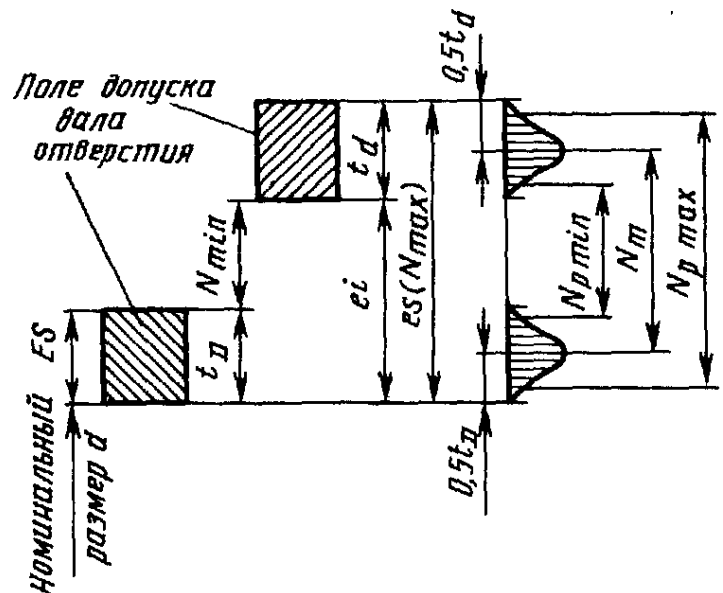
мальный натяг посадки $N_{\min} = N + U + \delta_i$; 8) допустимые давления p_{\max} по прочности деталей ($\sigma_E \leq \sigma_T$); 9) максимальный допустимый натяг $N_{\max} = N p_{\max} / p + U$.

При выборе посадки определяют (символ 4, 5):

1) вероятностное рассеяние (рис. 6.9)

$$t_N = \sqrt{t_d^2 + t_D^2};$$

2) средний, минимальный, максимальный расчетные вероятностные натяги: $N_m = ei + (t_d + t_D) / 2$; $N_{p\min} = N_m - 0,5t_{Np}$; $N_{p\max} = N_m + 0,5t_{Np}$;

Рис. 6.9. Поля допусков (величины $N_{p\max}$ и $N_{p\min}$ показаны условно)

3) сравнение потребного и допустимого натягов с таковыми у посадки (символ 6):

$$N_{\min} \leq N_{p\min}; \quad N_{\max} \geq N_{p\max}.$$

Если условия не соблюдаются, то проверяют следующую посадку в порядке возрастания натяга:

$$\frac{H7}{r6}; \quad \frac{H7}{r6}; \quad \frac{H7}{s6}; \quad \frac{H7}{t6}; \quad \frac{H7}{u7}; \quad \frac{H8}{s7};$$

$$\frac{H7}{v7}; \quad \frac{H7}{x7}; \quad \frac{H7}{y7}; \quad \frac{H8}{u8}; \quad \frac{H8}{x8}; \quad \frac{H8}{z8}.$$

§ 6.4. СОЕДИНЕНИЯ СТЯЖНЫМИ КОЛЬЦАМИ И ПЛАНКАМИ

Соединения этого типа применяют преимущественно в тяжелом машиностроении для разъемных маховиков, станин, поперечин портальных станков и т. д. В среднем машиностроении соединения стяжными кольцами иногда применяют при отсутствии места для расположения винтов, например, для составных колец подшипников качения и др.

В связи с недостаточной технологичностью и трудностью обеспечения однородного натяга область применения соединений стяжными планками и кольцами сужается.

Стяжные элементы обычно выполняют следующих типов:

- 1) круглые кольца — наиболее технологичная конструкция (см. рис. 6.2, б);
- 2) планки двутавровой формы — анкеры (см. рис. 6.2, а).

Соединения стяжными кольцами и планками под действием отрывающей нагрузки рассчитывают согласно условию нераскрытия стыка; остаточная сила, сжимающая стык после приложения максимальной внешней нагрузки, не должна быть меньше 0,2...0,4 внешней нагрузки.

При этом стяжные элементы рассчитывают на силу, превышающую внешнюю нагрузку в 1,2...1,4 раза.

Соединения, находящиеся под действием изгибающих моментов, рассчитывают также согласно условию нераскрытия стыка. Во всех точках стыка должны сохраняться напряжения, обеспечивающие достаточную контактную жесткость.

Соединения, находящиеся под действием сдвигающих сил, рассчитывают на затяжку согласно условию образования на стыке сил трения, достаточных для того, чтобы предотвратить сдвиг.

§. 7.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Резьбовыми соединениями называют разъемные соединения деталей с помощью резьбы или резьбовыми крепежными деталями — винтами, болтами, шпильками, гайками.

Резьба образуется путем нанесения на поверхность деталей винтовых канавок с сечением согласно профилю резьбы. Образованные таким образом выступы носят название витков. Термин *винт* применяют как общий (объединяющий также болты и шпильки) и как частный (винт, вращаемый при завинчивании и отвинчивании, т. е. ввинчивающийся в деталь). Термин *винт* послужил основой для целого ряда других терминов: винтовое движение, винтовая линия, винтовая поверхность. Термин *резьба* произошел от технологического процесса ее изготовления — нарезания.

При сборке и разборке резьбового соединения крепежные винты поворачивают или удерживают от поворота соответ-

ствующим инструментом (ключом, отверткой) или непосредственно рукой за головку винта. Встречаются также винты с закладными головками, располагаемыми в пазу одной из соединяемых деталей.

Термин *болт* предполагает взаимодействие его с гайкой и наличие головки (рис. 7.1).

Гайка — это деталь с резьбовым отверстием, навинчиваемая на винт и имеющая форму, приспособленную для захвата ключом или рукой.

Резьбовые соединения получили большое распространение в машиностроении. В современных машинах детали, имеющие резьбу, составляют свыше 60 % от общего количества деталей. К ним относятся крепежные детали (болты, винты, гайки), большинство корпусных деталей, так как они свинчиваются винтами и к ним привинчиваются другие детали; валы в связи с креплением и регулированием подшипников и других деталей; шкивы, зубчатые колеса в связи с необходимостью стопорения и т. д.

Широко применяют резьбовые соединения (с сильной затяжкой) в крановых и строительных металлических конструкциях, так как они облегчают изготовление и сборку.

Крепежные винты относятся к числу весьма напряженных деталей; случаются аварии машин, связанные с разрушением ответственных резьбовых деталей. В условиях контроля начальной затяжки и хорошего стопорения резьбовые соединения обеспечивают надлежащую надежность.

Широкое применение резьбовых соединений определяется: 1) возможностью создания больших осевых сил (ввиду клино-

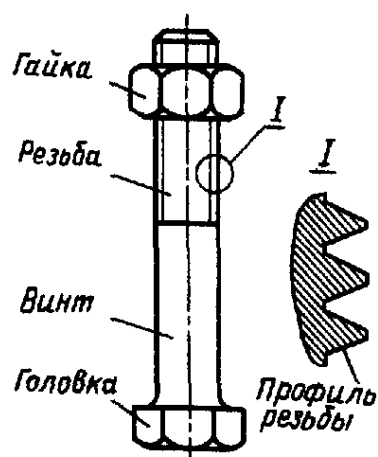


Рис. 7.1. Винт с гайкой (болт)

вого действия резьбы, а также большого отношения длины ключа к радиусу резьбы); 2) возможностью фиксирования зажима в любом положении благодаря самоторможению; 3) удобными формами и малыми габаритами; 4) простотой и возможностью точного изготовления.

Помимо крепежных целей винтовые пары в машинах применяют для осуществления поступательного движения и, в частности, для подъема грузов и точных перемещений.

§ 7.2. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ РЕЗЬБЫ

Рассмотрим основные размерные параметры резьбы (рис. 7.2).

Диаметры резьбы (винта и гайки): наружный d , D ; средний d_2 , D_2 ; внутренний d_1 , D_1 . Диаметры винта, как охватываемой детали, обозначаются малыми буквами, диаметры гайки, как охватывающей детали, — большими. Номинальные значения одноименных диаметров равны; отличие — в допустимых отклонениях. На поверхности воображаемого цилиндра диаметром d_2 ширины витков и впадин резьбы одинаковы.

Профиль резьбы¹ — это профиль выступа и канавки резьбы в плоскости ее осевого сечения.

¹ Все определения даны в соответствии с ГОСТ 11708—82.

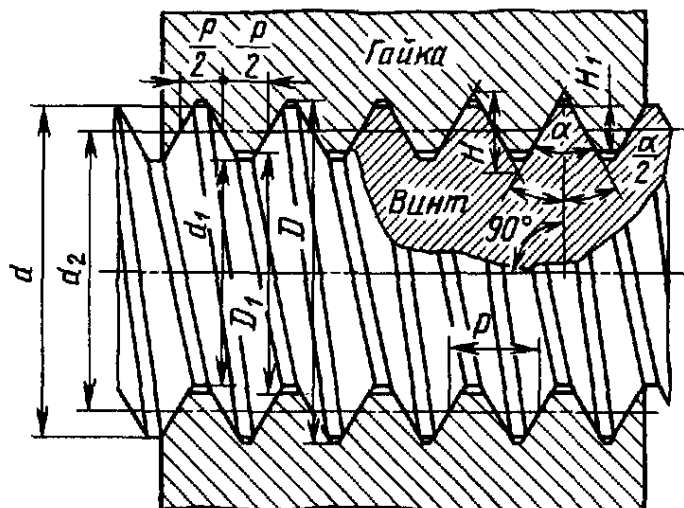


Рис. 7.2. Резьба, обозначения основных параметров

Угол профиля α — угол между смежными боковыми сторонами резьбы осевого сечения.

Профиль резьбы характеризуется также:

а) высотой исходного треугольника резьбы H , т. е. треугольника, вершины которого образуются точками пересечения продолженных боковых сторон профиля резьбы;

б) рабочей высотой профиля резьбы H_1 , равной длине проекции участка взаимного перекрытия профилей сопрягаемых наружной и внутренней резьб на перпендикуляр к оси резьбы.

Важнейшей характеристикой резьбы является шаг.

Шаг резьбы P — расстояние по линии, параллельной оси резьбы между средними точками ближайших одноименных боковых сторон профиля резьбы, лежащими в одной осевой плоскости по одну сторону от оси резьбы.

Для многозаходных резьб вводят дополнительный термин — ход винта P_h , равный произведению шага на число заходов. Таким образом, ход равен шагу винтовой поверхности резьбы — расстоянию, на которое переместится винт вдоль своей оси при повороте на один оборот в неподвижной гайке. Для однозаходной резьбы понятия шаг и ход совпадают.

Угол подъема резьбы ψ — угол, образованный касательной к винтовой линии, описываемой средней точкой боковой стороны резьбы и плоскостью, перпендикулярной к оси резьбы:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi d_2}.$$

Перечисленные параметры можно рассматривать в общем виде, так как все профили имеют общие элементы и могут быть получены варьированием угла профиля, высоты профиля и радиусов закруглений. Например, уменьшая угол профиля, можно перейти от треугольной резьбы к трапецидальной, а потом к прямоугольной.

Резьбы по назначению разделяют на следующие группы.

1. Крепежные резьбы, предназначенные для скрепления деталей. Их выполняют,

7.1. Основные стандартные резьбы

Тип резьбы	Диаметр d , мм	Шаг P , мм (или число витков на длине 25,4 мм)
Метрическая (ГОСТ 8724—81)	1...600	0,2...6
Трапецеидальная (ГОСТ 9484—81) одноходовая (ГОСТ 24737—81 **)	8...640	1,5...48
Упорная (ГОСТ 10177—82)	5,6...640	2...48
Упорная усиленная 45° (ГОСТ 13535—68)	80...2000	5...40
Метрическая коническая (ГОСТ 25229—82)	6...56	1...2
Трубная коническая (ГОСТ 6357—81)	7,72...163,83	28...11 на длине 25,4 мм
Круглая (СТ СЭВ 3293—81)	8...185	2,54...6,35

как правило, треугольного профиля. Применение этого профиля вызывается: а) повышенным трением, обеспечивающим меньшую опасность ослабления затянутой резьбы; б) повышенной прочностью резьбы; в) удобством изготовления.

2. Крепежно-уплотняющие резьбы, служащие как для скрепления деталей, так и для предохранения от вытекания жидкости (в соединениях трубопроводов и в арматуре). Эти резьбы по указанным причинам также выполняют треугольного профиля, но без радиальных зазоров во избежание вытекания жидкости и с плавными закруглениями.

3. Резьбы для передачи движения (в ходовых и грузовых винтах). Для уменьшения трения эти резьбы выполняют трапецеидальными с симметричным профилем и с несимметричным профилем (упорные), а иногда с прямоугольным профилем. Упорные резьбы предназначены для восприятия больших осевых сил, действующих в одном направлении.

Приведенное деление резьб по назначению не является строгим. Так, например, резьбы треугольного профиля иногда используют для особо точных ходовых винтов с малым шагом, а упорные резьбы — в качестве крепежных.

Резьбы в СССР и за границей стандартизованы (табл. 7.1). В свое время они послужили первым объектом стандартизации общемашиностроительных деталей.

Резьбы из-за зазоров, как правило, не могут быть использованы в качестве центрирующих элементов.

Метрическая резьба (рис. 7.3, а) является основной треугольной резьбой, принятой в СССР. Она характеризуется углом профиля $\alpha = 60^\circ$, срезом по прямой вершин профиля резьбы винта на расстоянии $\frac{H}{8}$ и вершин профиля резьбы гайки на расстоянии $\frac{H}{4}$ от вершин исходного треугольника резьбы. Профиль впадин у винта и гайки не регламентируется, но у винта предпочтительно закругление радиусом $r = \frac{H}{6} \approx 0,144 P$. В международном стандарте ИСО резьб для авиакосмических конструкций предусматривается радиус впадин (0,15...0,18) P .

Высота исходного треугольника резьбы

$$H = \frac{P}{2} \operatorname{ctg} 30^\circ \approx 0,866 P.$$

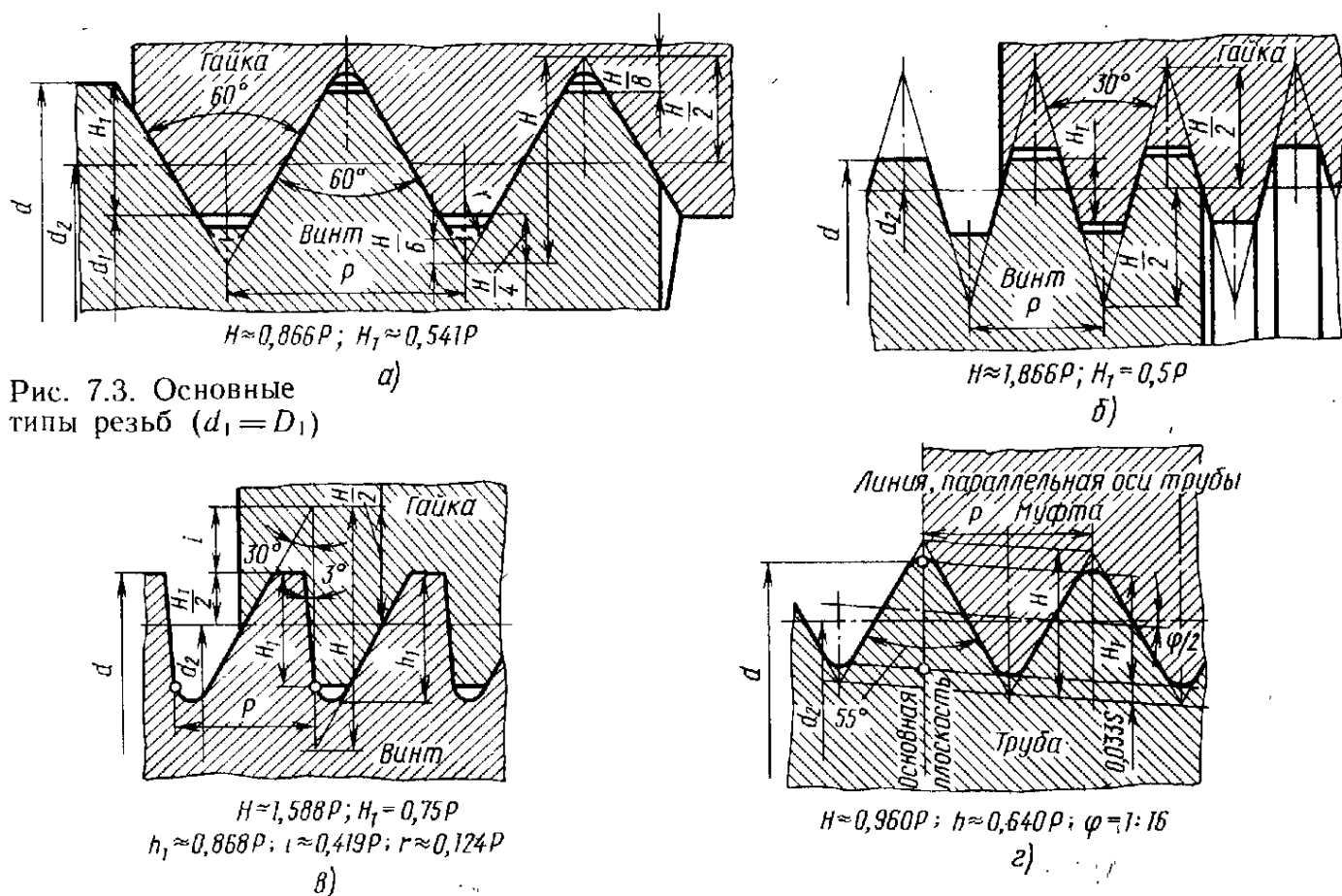
Рабочая высота профиля

$$H_1 = H - \frac{H}{8} - \frac{H}{4} = 0,625 H \approx 0,541 P.$$

Метрические резьбы разделяют на резьбы с крупными и мелкими шагами (табл. 7.2). Профили их геометрически подобны.

За основную принята резьба с крупным шагом. Статическая несущая способность этой резьбы выше, чем резьбы с мелким шагом, влияние на прочность погрешностей изготовления и износа меньше.

Области применения резьбы с мелкими шагами: а) динамически нагруженные детали и детали, диаметры которых в основном определяются напряжениями изгиба и кручения (валы); б) полые тонкостен-

Рис. 7.3. Основные типы резьб ($d_1 = D_1$)7.2. Диаметры и шаги метрической резьбы (выборка из ГОСТ 9150—81, ГОСТ 8724—81, ГОСТ 24705—81 в диапазоне $d = 1 \dots 60$ мм)

Диаметр d , мм	Шаг P , мм		Диаметр d , мм	Шаг P , мм	
	крупный	мелкий		крупный	мелкий
1; 1,1*; 1,2	0,25	0,2	18*; 20; 22*	2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5
1,4*	0,3	0,2	24	3	2; 1,5; 1; 0,75
1,6; 1,8*	0,35	0,2	25**	—	2; 1,5; (1)
2	0,4	0,25	(26)**	—	1,5
2,2*	0,45	0,25	27*	3	2; 1,5; 1; 0,75
2,5	0,45	0,35	(28)**	—	2; 1,5; 1
3	0,5	0,35	30	3,5	(3); 2; 1,5; 1; 0,75;
3,5*	(0,6)	0,35	(32)**	—	2; 1,5
4	0,7	0,5	33*	3,5	(3); 2; 1,5; 1; 0,75
4,5*	(0,75)	0,5	35**	—	1,5
5	0,8	0,5	36	4	3; 2; 1,5; 1
(5,5)**	—	0,5	(38)**	—	1,5
6; 7**	1	0,75; 0,5	39*	4	3; 2; 1,5; 1
8	1,25	1; 0,75; 0,5	40**	—	(3); (2); 1,5
9**	(1,25)	1; 0,75; 0,5	42; 45*	4,5	(4); 3; 2; 1,5; 1
10	1,5	1,25; 1; 0,75; 0,5	48	5	(4); 3; 2; 1,5; 1
11**	(1,5)	1; 0,75; 0,5	50**	—	(3); (2); 1,5
12	1,75	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5	52*	5	(4); 3; 2; 1,5; 1
14*	2	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5	55**	—	(4); (3); 2; 1,5
15**	—	1,5; (1)	56	5,5	4; 3; 2; 1,5; 1
16	2	1,5; 1; 0,75; 0,5	58**	—	(4); (3); 2; 1,5
17**	—	1,5; (1)	60*	(5,5)	4; 3; 2; 1,5; 1

Примечания: 1. Резьбы, диаметры которых не отмечены звездочками, составляют 1-й ряд; отмеченные одной звездочкой — 2-й ряд; двумя звездочками — 3-й ряд. Предпочтительнее применять резьбы 1-го ряда перед резьбами 2-го и 3-го рядов, а резьбы 2-го ряда перед резьбами 3-го ряда. 2. Диаметры и шаги резьб, заключенные в скобки, по возможности не применять.

ные детали; в) детали, у которых резьба применяется для регулировки. Применение мелких резьб облегчает стопорение; позволяет уменьшить перепады диаметров валов и пр.

Шаги всех метрических резьб составляют ступенчатый арифметический ряд.

Метрическую резьбу с крупными шагами обозначают буквой М и числом, выражающим диаметр резьбы в миллиметрах, например М20, а для метрической резьбы с мелкими шагами дополнительно указывают шаг в миллиметрах, например М20×1,5.

К метрическим резьбам относят также резьбу, применяемую в приборостроении.

В старых машинах, выпущенных в странах, где долго действовала дюймовая система мер,

встречаются дюймовые резьбы, в которых вместо шага задается число ниток на дюйм, а угол профиля равен 55°.

Трапецеидальная резьба по ГОСТ 9484—81, ГОСТ 24737—81, ГОСТ 24739—81 (рис. 7.3, б) является основной резьбой для передач винт—гайка. Она имеет меньшие потери на трение, чем треугольная резьба, удобна в изготовлении и более прочна, чем прямоугольная резьба. При необходимости она допускает выборку зазоров радиальным сближением (если гайка выполнена разъемной по диаметральной плоскости). Трапецеидальная резьба имеет угол профиля 30°, рабочую высоту профиля $H_1 = 0,5P$, средний диаметр $d_2 = d - 0,5P$, зазор от 0,15 до 1 мм в зависимости от диаметра резьбы.

Трапецеидальная резьба стандартизована в диапазоне диаметров 8 до 640 мм; предусмотрена возможность применения резьб с мелкими, средними и крупными шагами.

Упорную резьбу по ГОСТ 10177—82 (рис. 7.3, в) используют для винтов с большой односторонней осевой нагрузкой в прессах, нажимных устройствах прокатных станков, в грузовых крюках и т. д. Профиль витков — несимметричный трапецеидальный. Угол наклона рабочей стороны профиля для повыше-

ния КПД, выбран равным 3° (резьба с углом наклона профиля 0° неудобна в изготовлении), угол наклона нерабочей стороны профиля 30°, предусмотрен значительный радиус закругления впадины для снижения концентрации напряжения. Рабочая высота профиля $H_1 = 0,75P$.

Усиленные упорные резьбы имеют угол нерабочей стороны профиля 45°, что обеспечивает существенное снижение концентрации напряжений за счет повышения напряжений смятия; сопротивление усталости у них повышено в 1,5 раза.

Конические резьбы обеспечивают непроницаемость без специальных уплотнений; их применяют для соединения труб, установки пробок, масленок и т. п. Непроницаемость достигается плотным прилеганием профилей по вершинам. Затяжкой конической резьбы можно компенсировать износ и создать требуемый натяг; кроме того, эти резьбы обеспечивают быстрое завинчивание и отвинчивание.

В СССР стандартизованы три резьбы с конусностью 1:16 — метрическая с углом профиля 60°; трубная с углом профиля 55° и дюймовая с углом профиля 60°. Все эти резьбы допускают свинчивание с внутренними цилиндрическими резьбами, и поэтому их нарезают с биссектрисой угла профиля, перпендикулярной оси винта.

Трубная резьба, ГОСТ 6357—81 (рис. 7.3, г), применяется для соединения труб и арматуры трубопроводов в диапазоне условных размеров от 1/16" до 6". Трубная резьба представляет собой мелкую дюймовую резьбу, которая выполняется с закруглениями профиля и без зазоров по выступам и впадинам для лучшего уплотнения. За основной (номинальный) размер, характеризующий резьбы и указываемый в обозначении резьбы, принят условный внутренний диаметр трубы (проход в свету).

Ввиду большого распространения взаимозаменяемых деталей с трубной дюймовой резьбой она сохраняет основное применение.

Кроме рассмотренных резьб применяется коническая резьба вентиля и баллонов для газов с конусностью 3:25.

Круглые резьбы (СТ СЭВ 3293—81) в основном применяют для винтов, подверженных большим динамическим напряжениям, а также часто заворачиваемых и отворачиваемых в загрязненной среде (пожарная арматура, вагонные стяжки).

Профиль круглой силовой резьбы состоит из дуг, связанных короткими участками прямой; угол профиля равен 30° . Большие радиусы закруглений исключают значительную концентрацию напряжений. Попадающие в резьбу загрязняющие частицы выжимаются в зазоры.

Для круглых резьб, накатываемых на тонкостенных изделиях, характерны малая высота профиля, что важно для уменьшения деформации металла в процессе накатки.

Резьбы винтов, свинчиваемых с деталями из материалов низкой прочности, делают с треугольным профилем, толщина которого по среднему диаметру значительно меньше половины шага. Таким образом, обеспечивается равнопрочность на срез резьбы винта и детали, в которую он ввинчен.

ГОСТом 16093—81 установлены следующие степени точности диаметров резьбы с зазорами: винтов в пределах 3...9 и гаек 4...8 (в порядке убывания точности); соответственно ряды отклонений для винтов h, g, f, e, d и для гаек H, G, F, E (в порядке увеличения зазоров).

Рекомендуются следующие поля допусков:

Резьба	Точная	Средняя	Грубая
Допуски винтов	$4h$	$6h; 6g^x;$ $6e; 6d$	$8h; 8g^x$
Допуски гаек	$4H5H$	$5H6H;$ $6H^x; 6G$	$7H^x; 7G$

* Поля допусков предпочтительного применения.

В случае двойного обозначения поля допуска первое относится к среднему диаметру, а второе — к наружному для винтов или внутреннему для гаек.

Допуск среднего диаметра при больших длинах свинчивания следует увеличивать, а при малых длинах уменьшать на одну степень.

Резьбы точные применяют для точных перемещений и для сильно напряженных ответственных соединений.

Из погрешностей изготовления наибольшее влияние, распространяющееся на циклическую прочность винтов всех классов прочности и статическую прочность высокопрочных винтов, имеют перекосы в резьбе. Отклонение опорной поверхности гаек относительно оси резьбы допускается для точных винтов до $48'$, средней точности в 1,5 раза и грубых в 2 раза больше. В балансе погрешностей отклонения от параллельности опорных поверхностей соединяемых деталей составляет 35—50 %.

§ 7.3. КРЕПЕЖНЫЕ ВИНТЫ

Крепежные винты в зависимости от типа резьбового соединения применяют следующих исполнений (рис. 7.4): 1) винты с гайками, называемые болтами; 2) винты, ввинчиваемые в одну из скрепляемых деталей; 3) шпильки с гайками.

Болты (рис. 7.4, а) применяют: а) для скрепления деталей не очень большой толщины, пластин, фланцев, брусьев при

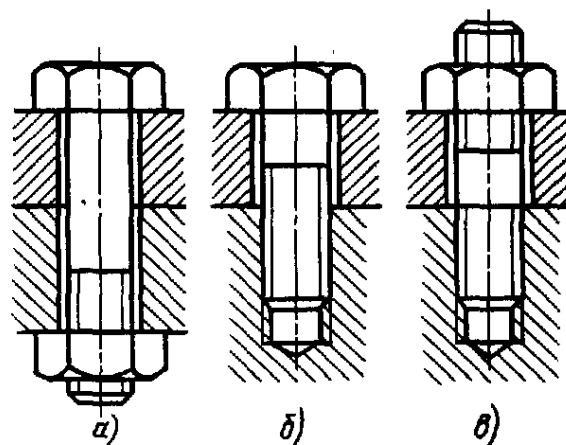


Рис. 7.4. Основные типы резьбовых соединений

наличии места для расположения головки болта и гайки; б) для скрепления деталей из материалов, не обеспечивающих достаточную прочность и долговечность резьбы; в) при необходимости частого завинчивания и отвинчивания. Болты не требуют нарезания резьбы в детали, но не всегда удобны при сборке и не способствуют приданию машине приятных для глаза форм.

Винты (рис. 7.4, б), ввинчиваемые в одну из скрепляемых деталей, применяют в случаях достаточной прочности материала детали и достаточной ее толщины, отсутствия места для расположения гайки, при жестких требованиях к массе соединения.

Шпильки (рис. 7.4, в) применяют в тех же случаях, что и винты, но когда материал соединяемых деталей не обеспечивает достаточной долговечности резьб при требуемых частых разборках и сборках соединений.

По форме головки (рис. 7.5) винты подразделяют на: а) захватываемые инструментом снаружи головки; б) захватываемые инструментом изнутри и с торца головки; в) препятствующие провороту.

Головки с наружным захватом допускают наибольшую силу затяжки, но тре-

буют много места для поворота ключа. Наибольшее распространение получили шестигранные головки (рис. 7.5, а), для затяжки которых нужен относительно небольшой поворот ключа (на $1/6$, а при соответствующей конструкции ключа на $1/12$ оборота) до перехвата на следующие грани; они имеют достаточную ширину граней для передачи необходимого момента.

В условиях частого завинчивания и отвинчивания, например, в приспособлениях для обработки на станках и при наличии свободного пространства для поворота ключа на значительный угол применяют квадратные головки (рис. 7.5, б).

При тех же поперечных размерах, как у шестигранных, четырехгранные головки имеют большую ширину граней, что допускает передачу больших моментов или обеспечивает большую долговечность головки.

Шестигранные и квадратные головки выполняют для обычных условий эксплуатации нормальной высоты $0,7d$, где d — наружный диаметр резьбы, для работы с частым завинчиванием и отвинчиванием — увеличенной высоты, а для редкого завинчивания и отвинчивания, особенно когда винт используется совместно с гайкой, — понижение высоты до $0,5d$.

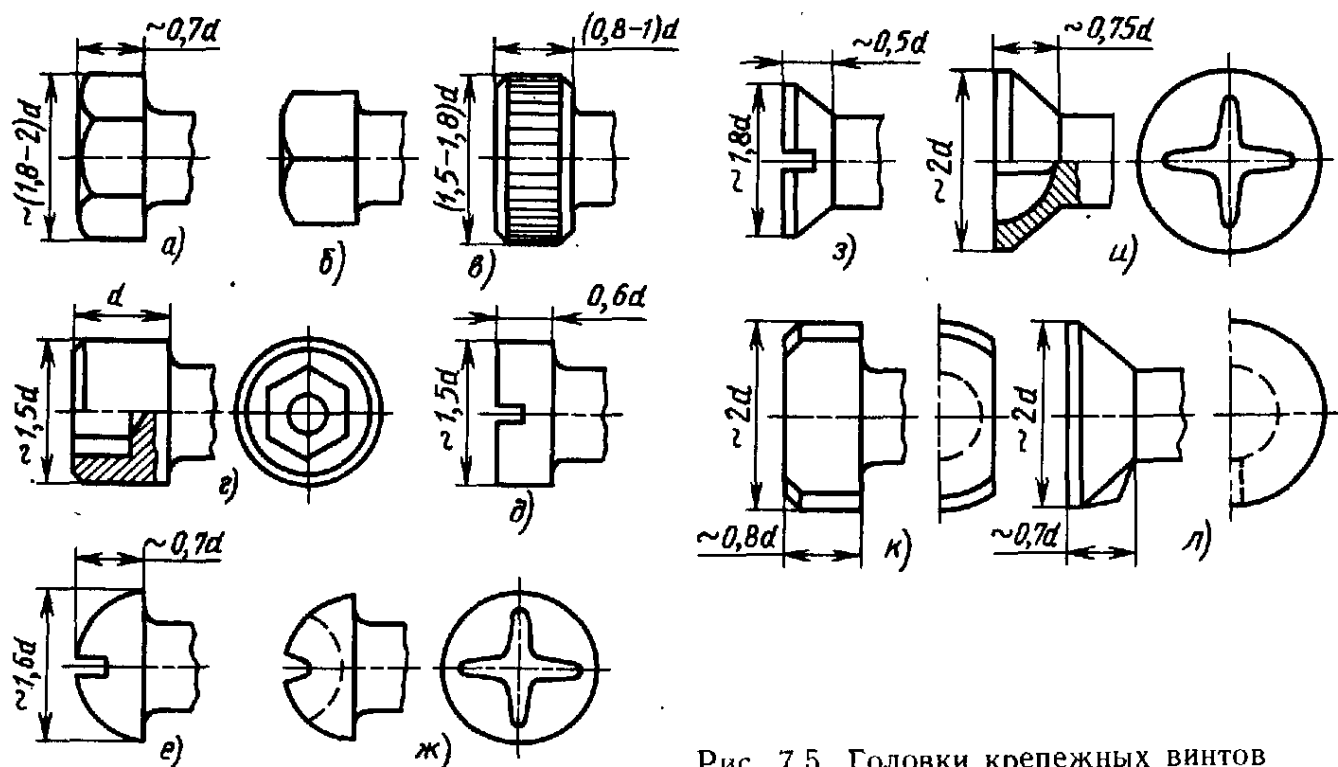


Рис. 7.5. Головки крепежных винтов

В условиях стесненных габаритов применяют винты с головками, имеющими на поверхности шлицы треугольного профиля (рис. 7.5, а). Шлицевые головки требуют специальных торцовых ключей и поэтому имеют ограниченное применение.

Головки с внутренним и торцовым захватом можно устанавливать в углублениях на детали, что имеет большие преимущества с точки зрения внешнего вида, габаритов и удобства обтирки машины. Такие головки в зависимости от типа применяемого инструмента выполняют: с внутренним шестигранником под ключ (рис. 7.5, г); со шлицами под обычную отвертку (рис. 7.5, д, е, з); с крестообразным шлицем (рис. 7.5, ж и и). Преимуществом винтов с внутренним шестигранником является также то, что максимальный момент затяжки, допускаемый ключом, соответствует прочности винтов и поэтому при заворачивании их нельзя оборвать. Эти винты затягивают с помощью простых ключей в виде изогнутого под прямым углом прутка шестигранного профиля. Головки с внутренним шестигранником выполняют высадкой.

Такие винты можно выпускать с пониженной высотой головки. При этом внутренний шестигранник дополняется отверстием, в которое входит ключ своей заточкой и предохраняется от перекоса. Для удобства предварительного завинчивания винтов от руки наружную цилиндрическую поверхность их головки иногда накапывают.

Головки под обычную отвертку применяют для винтов малых размеров и для малых сил затяжки.

Головки с крестообразным шлицем являются более совершенными, эти шлицы можно применять не только для цилиндрических, но и для потайных головок.

Головки с внутренним и торцовым захватом по внешней форме выполняют: цилиндрическими, полукруглыми, коническими. Основное применение для винтов, кроме мелких, имеют цилиндрические головки (рис. 7.5, г и д), которые преимущественно устанавливают утопленными.

При необходимости утапливания головки в случае малой толщины притягиваемой детали применяют конические головки (рис. 7.5, з, и, л).

Для придания соединению красивой плавной формы при невозможности утапливания головки применяют винты с полукруглыми головками (рис. 7.5, е, ж).

Головки, препятствующие провороту, можно разделить на следующие группы:

1) головки специальной формы с выступами, закладываемые в специальные гнезда, или головки с двумя параллельными рабочими гранями, закладываемые в пазы (рис. 7.5, к);

2) круглые головки с усиком, вызывающим обмятие детали (рис. 7.5, л), или некруглым подголовком.

По форме стержня винты разделяют на следующие группы:

а) с нормальным стержнем (рис. 7.6, а);

б) с подголовком (рис. 7.6, б);

в) с утолщенным, чисто обработанным стержнем при установке в развернутое отверстие без зазора для предотвращения сдвига соединяемых деталей (рис. 7.6, в);

г) со стержнем уменьшенного диаметра для снижения концентрации напряжений у резьбы и лучшего восприятия переменных и ударных нагрузок; иногда на стержнях для центрирования предусматривают пояски (рис. 7.6, г).

Конец винтов выполняют плоским с конической фаской, реже сферическим.

Крепежные винты обычно устанавливают в отверстие с зазором, который при диаметрах винтов 10...24 мм и достаточно точной сборке принимают равным 1 мм (см. также ГОСТ 11284—75). Глубину завинчивания шпилек и винтов в стальной корпус выбирают равной $(1...1,25)d$, в

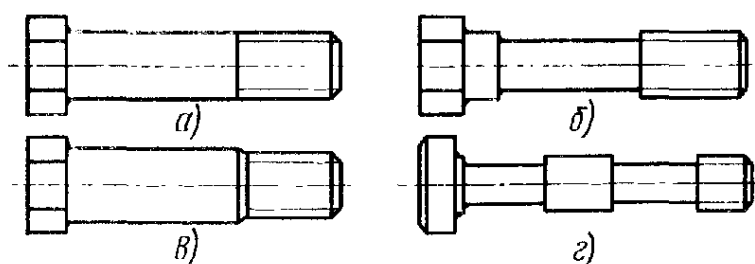


Рис. 7.6. Формы стержня винтов

чугунный $(1,25...1,5)d$, в корпус из алюминиевых и магниевых сплавов $(1,5...2)d$ (где d — диаметр резьбы).

Для удобства сборки и разборки минимальное расстояние между болтами должно быть не менее $(5...6)d$ при использовании накладными ключами и не менее $(3...5)d$ при использовании торцовыми.

§ 7.4. УСТАНОВОЧНЫЕ, ФУНДАМЕНТНЫЕ И СПЕЦИАЛЬНЫЕ ВИНТЫ (БОЛТЫ)

Установочные винты служат для предотвращения взаимного сдвига деталей и для восприятия сдвигающих сил. Установочные винты отличаются от винтов общего назначения тем, что работают не на растяжение, а на сжатие и передают силу на деталь, сопряженную с деталью, имеющей резьбу, не головкой, а концом. В связи с этим их обычно выполняют короткими, преимущественно с резьбой по всей длине стержня (рис. 7.7).

Установочные винты по форме их конца разделяют на следующие типы:

а) с плоским концом (рис. 7.7, а), применяемые при малых случайных боковых силах и обычно при малой толщине детали, в которую ввинчивают;

б) с цилиндрическим концом (рис. 7.7, б), применяемые для восприятия значительных боковых сил при условии цилиндрической засверловки в детали под конец винта;

в) с пологим коническим концом (рис. 7.7, в), применяемые при условии цилиндрической засверловки в детали и обеспечивающие хорошую фиксацию последней;

г) с коническим концом (рис. 7.7, г) и со ступенчатым концом, имеющие цилиндрический пояс и конус (рис. 7.7, д); применяют с конической засверловкой в детали для восприятия небольших боковых сил, первое исполнение используют при малой толщине детали, в которую ввинчивают винт, второе — при достаточной толщине детали;

д) с засверленным концом (рис. 7.7, е) применяемые для стопорения без засверловки в деталях из незакаленных сталей а также для воздействия на шарик или аналогичные детали.

Установочные винты, применяемые на вращающихся деталях, во избежание дисбаланса выполняют обычно со шлицем под отвертку без головки или с шестигранным углублением под ключ. Установочные винты, применяемые для неподвижных деталей при значительной затяжке, выполняют с квадратными, шестигранными или цилиндрическими головками по аналогии с винтами общего назначения (рис. 7.8).

Фундаментные болты служат для закрепления машин на фундаменте и выполняются в виде длинных стержней с резьбой на конце.

Болты для оборудования, не подлежащего перестановке, заливают цементным раствором или зачеканивают сырым цементным порошком.

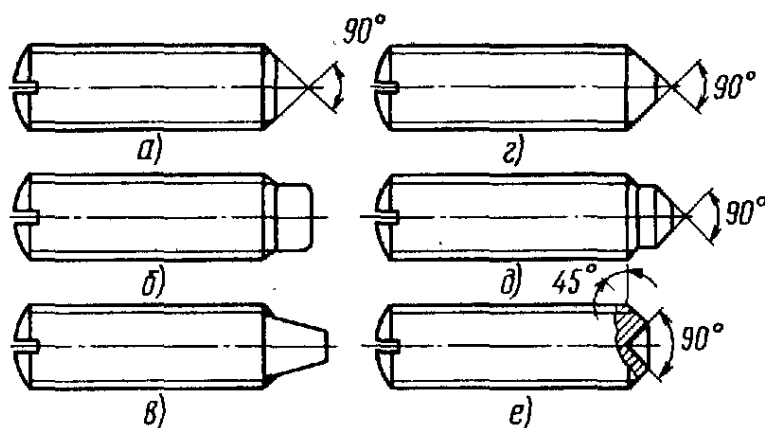


Рис. 7.7. Установочные винты с разными концами

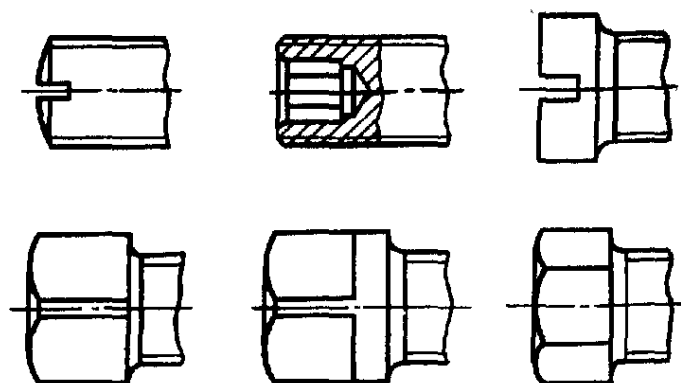


Рис. 7.8. Головки установочных винтов

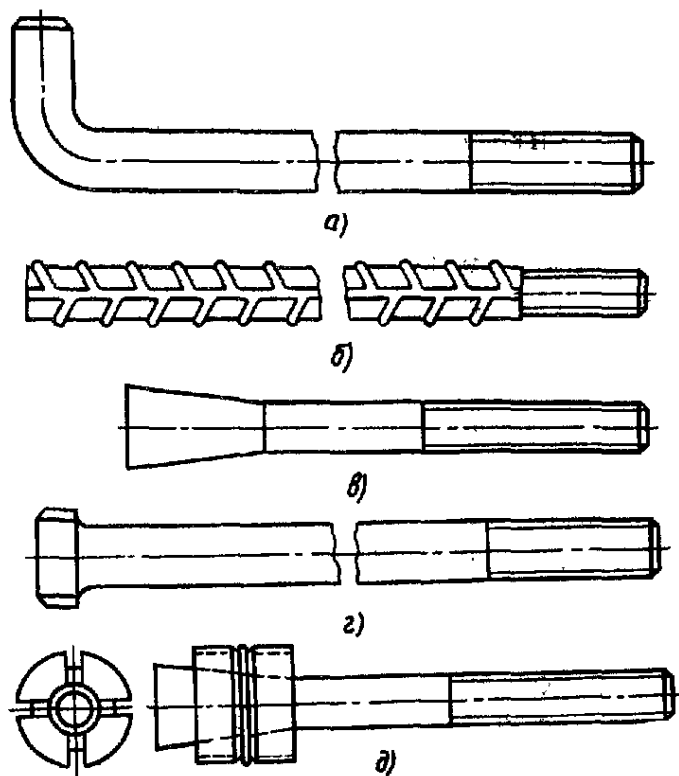


Рис. 7.9. Фундаментные болты

Ранее преимущественно применяли болты с отогнутым концом (рис. 7.9, а) для лучшего сцепления с фундаментом.

В настоящее время рекомендуют применять прямые болты из арматуры периодического профиля (рис. 7.9, б) и конические болты (рис. 7.9, в).

Для переставляемого оборудования при больших динамических нагрузках применяют анкерные болты (рис. 7.9, г), захватывающие своими головками анкерные плиты, которые заливают в фундамент. Эти болты допускают возможность их выемки без разрушения фундамента.

Для переставляемого оборудования рекомендуют также болты с цангами (рис. 7.9, д). Цанга состоит из нескольких конических секторов, соединенных между собой упругим кольцом или проволокой. При затягивании болтов цанга расклинивается.

У конических болтов с цангами и без цанг угол конусности выбирают равным 10° , длину конического участка $2d$, наибольший диаметр конуса $1,35d$, диаметр цанги $1,5d$ (d — диаметр болта).

Глубину заделки конических болтов рекомендуют равной $8d$ при статической и $10d$ при многократной повторной нагрузке.

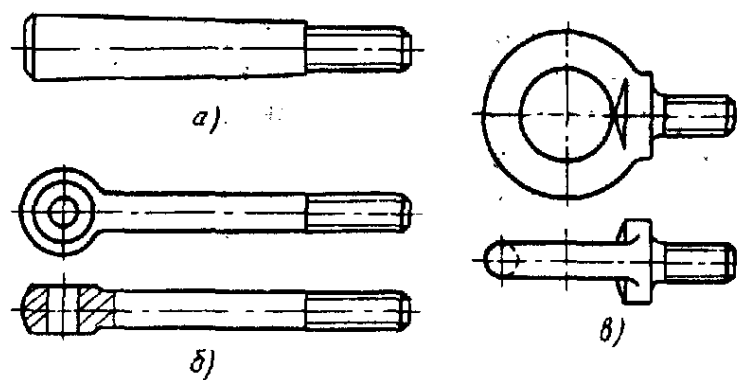


Рис. 7.10. Специальные болты

ке, глубину заделки болтов из арматуры периодического профиля в зависимости от марки бетона $(15...25)d$ при статической нагрузке и $(20...30)d$ при многократной повторной нагрузке.

К специальным болтам относят конические, откидные, грузовые (рым-болты) и др.

Конические (призонные) болты (рис. 7.10, а) представляют собой конические штифты, предназначенные для предотвращения взаимного бокового смещения соединяемых деталей и затягиваемые с помощью резьбы.

Откидные болты (рис. 7.10, б) представляют собой винты с головкой, допускающей поворот вокруг оси, перпендикулярной к оси винта. Они позволяют быстро зажимать и освобождать соединяемые детали, а поэтому их широко применяют в приспособлениях для закрепления деталей, обрабатываемых на станках. Соединяемые детали снабжают вместо отверстий прорезями. Это исключает необходимость снятия гаек; достаточно несколько отпустить гайки и откинуть винты.

Рым-болты (рис. 7.10, в) имеют вместо головки кольцо для захвата и служат для поднятия машин.

§ 7.5. ГАЙКИ, ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ ЗАВИНЧИВАНИЯ И ОТВИНЧИВАНИЯ

Основным типом гаек так же, как и головок винтов, являются шестигранные (рис. 7.11, а). Высота нормальных гаек

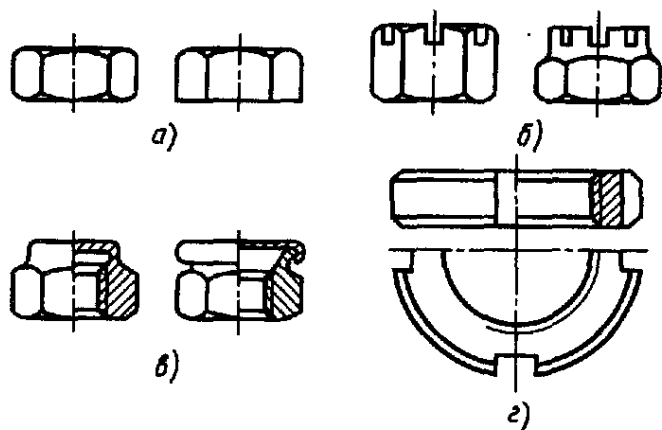


Рис. 7.11. Основные типы гаек

равна $0,8d$. При частом завинчивании и отвинчивании и больших силах применяют гайки высокие (высота $1,2d$) и особо высокие (высота $1,6d$), при недогрузке винта по растяжению — гайки уменьшенной высоты [высота $(0,5...0,6)d$].

Гайки, подлежащие стопорению с помощью шплинтов, выполняют корончатыми или прорезными, обычно с увеличенной общей высотой (рис. 7.11, б).

В условиях стесненных габаритов и необходимости передачи больших моментов применяют гайки с наружными шлицами треугольного профиля под торцовый ключ.

В случае опасности вытекания жидкости применяют герметизирующие гайки (рис. 7.11, в).

В условиях относительно малых (для данного номинального диаметра) нагрузок преимущественно для валов применяют

круглые установочные гайки со шлицами (рис. 7.11, г) или с отверстиями.

Гайки, часто завинчиваемые и отвинчиваемые при малой потребной силе затяжки, выполняют с накаткой или в виде барашка (с двумя ушками) для завинчивания вручную.

Для повышения стойкости резьбовых отверстий в мягких материалах (пластмассах, литых алюминиевых сплавах) применяют резьбовые вставки, особенно при необходимости частого завинчивания и отвинчивания, а также для ремонта. Резьбовые вставки выполняют в виде втулок с наружной и внутренней резьбой или винтовых пружин из высокопрочной стали ($\sigma_b = 1400...1500$ МПа) с ромбическим сечением витков. Пружину ввинчивают с натягом в резьбовое отверстие, и она своими внутренними поверхностями образует прочную и износостойкую резьбовую поверхность. Благодаря плотному контакту соединение обладает также необходимой коррозионной стойкостью.

Вследствие повышенной податливости витков резко снижается концентрация нагрузки по виткам. При этом сопротивление усталости и статическая прочность повышается до 1,5 раз.

Завинчивают и отвинчивают винты и гайки (кроме винтов со шлицем под отвертку) ключами (рис. 7.12).

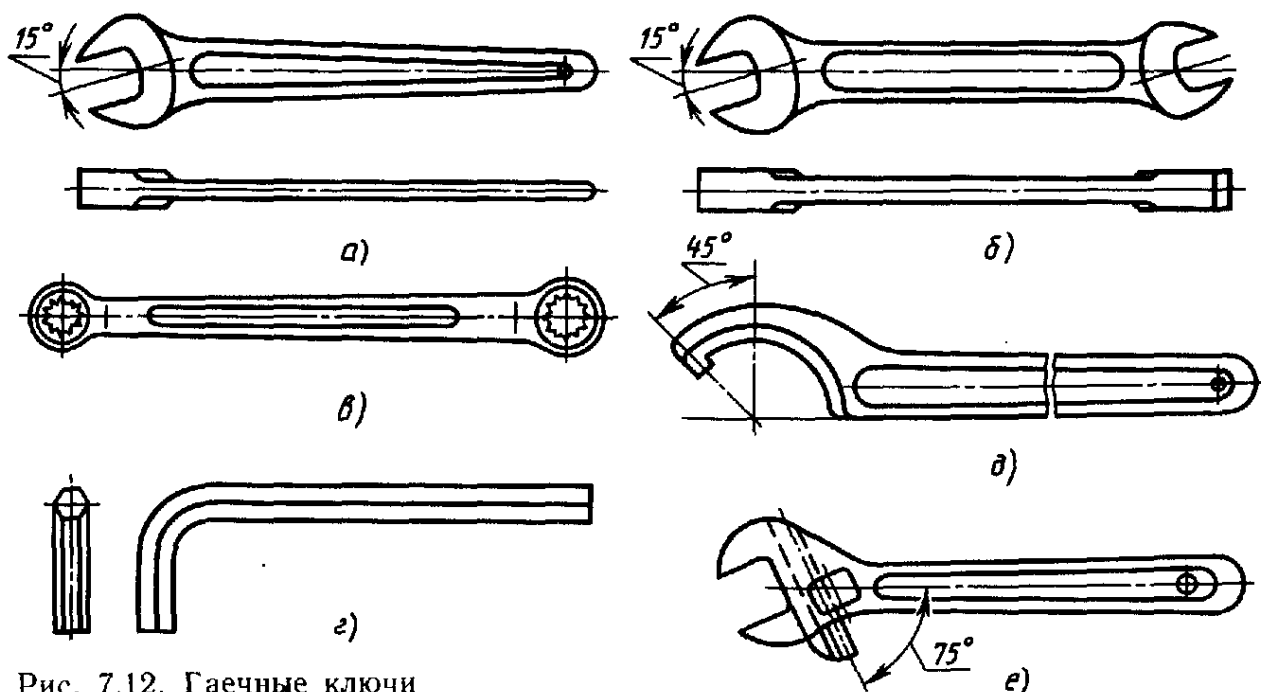


Рис. 7.12. Гаечные ключи

Для винтов с шестигранными и квадратными головками и таких же гаек при наличии свободного доступа обычно применяют ключи обыкновенные (рис. 7.12, а) или двусторонние (рис. 7.12, б). Последние изготовляют с двумя растворами. Замкнутый ключ с удвоенным числом граней (рис. 7.12, в) позволяет заворачивать гайки при повороте ключа на уменьшенный угол.

При отсутствии свободного доступа к головкам и гайкам с боковых сторон применяют торцовые ключи с прямым стержнем и захватом по всем граням.

Для винтов с внутренним шестигранником применяют ключи в виде шестигранного прутка, изогнутого под углом 90° (рис. 7.12, г).

Ключ для круглых шлицевых гаек показан на рис. 7.12, д.

При редком заворачивании и отворачивании винтов и гаек разных размеров измеряют раздвижные ключи с регулируемым раствором (е). Однако эти ключи не допускают таких больших моментов затяжки, как нераздвижные, и менее долговечны.

Винты со шлицами заворачивают и отворачивают отвертками. Последние допускают меньшие моменты затяжки, чем ключи.

В массовом производстве, а также при необходимости получения больших моментов заворачивания применяют механические гайковерты, в том числе с электродвигателями, ударного действия, пневматические и гидравлические.

Для облегчения затяжки крупных резьбовых соединений применяют их электроподогрев, при этом сила затяжки создается в результате укорочения винтов при остывании.

Очень важное значение для прочности винтов, особенно подверженных переменной нагрузке, имеет установление и контроль требуемой силы начальной затяжки. Применяют следующие способы затяжки с контролем силы:

1) ключами предельного момента; при превышении этого момента происходит проскальзывание;

2) динамометрическими ключами, выполняемыми обычно с упругой рукояткой, прогибы которой, пропорциональные моменту, замеряют. В связи с переменностью коэффициента трения и плотности резьбы точность установления начальной затяжки по моменту невелика;

3) поворотом гайки на рассчитанный заранее угол от положения соприкосновения;

4) с помощью тарированных упругих шайб; многие из этих шайб при достижении расчетной нагрузки распрямляются и становятся жесткими.

Наиболее точно можно установить силу начальной затяжки с помощью измерения удлинения болта.

§ 7.6. ПРЕДОХРАНЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ОТ САМООТВИНЧИВАНИЯ

Все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения даже без учета дополнительного трения на торце гайки или головки винта. Для основной метрической резьбы диаметром 6—68 мм угол подъема резьбы колеблется в пределах $3^\circ \dots 1^\circ 40'$, т. е. значительно меньше угла трения. Однако, как показывает опыт эксплуатации, при переменной и ударной нагрузке наблюдается ослабление резьбы¹. Поэтому необходимы специальные средства стопорения. Регулировочные гайки,

¹ Ослабление резьбы связано с колебаниями сдвига соединяемых деталей, при которых болт изгибается и витки болта скользят по виткам гайки. Так как для скольжения элемента витка в сторону затяжки требуется большая сила, чем для скольжения противоположного элемента витка в сторону ослабления, то создается вращающий момент развинчивания, в том числе, когда колебания соединяемых деталей происходит в пределах касательных контактных деформаций. Ослабление также связано с уменьшением или местным снятием полезных сил трения в резьбе в результате последовательных поперечных сжатий и расширений винтов от переменной осевой нагрузки и изменения температуры, от упругих колебаний вдоль оси винта, вызывающих местное ослабление резьбы.

которые не должны быть сильно затянуты, например гайки для регулирования подшипников, требуют стопорения даже при спокойной нагрузке. Вместе с тем необходимость стопорения резко уменьшается при повышении податливости болта. Если болт существенно податлив, то самоотвинчивания не происходит.

Используют следующие виды стопорения: 1) дополнительное трение; 2) специальными запирающими элементами — шплинтами, шайбами; 3) пластическое деформирование или приварку после затяжки.

Гайки болтов должны стопориться в резьбе или при их стопорении на деталь болт должен дополнительно предохраняться от проворота. Гайки шпилек должны стопориться на корпус во избежание вывинчивания шпилек.

Стопорение дополнительным трением (рис. 7.13) основано на создании допол-

нительных сил трения, сохраняющихся при снятии с винта внешней осевой нагрузки, и допускает стопорение в любом положении.

Наиболее старым средством стопорения резьбы является применение контргайки, т. е. второй гайки (рис. 7.13, а). После затягивания контргайка воспринимает основную осевую нагрузку, а сила затяжки и сила трения в резьбе основной гайки ослабляется. Сохранение сил трения при разгрузке винта от осевой силы обеспечивается взаимной затяжкой гаек

Получили распространение самоконтрящиеся гайки с радиальным натягом резьбы в результате пластического обжатия (после нарезания резьбы) верхней части гайки на эллипс (рис. 7.13, б) или при выполнении нескольких радиальных прорезей на круг (рис. 7.13, в). Самоконтрящиеся гайки выполняют также с завальцованными пластмассовыми, обычно

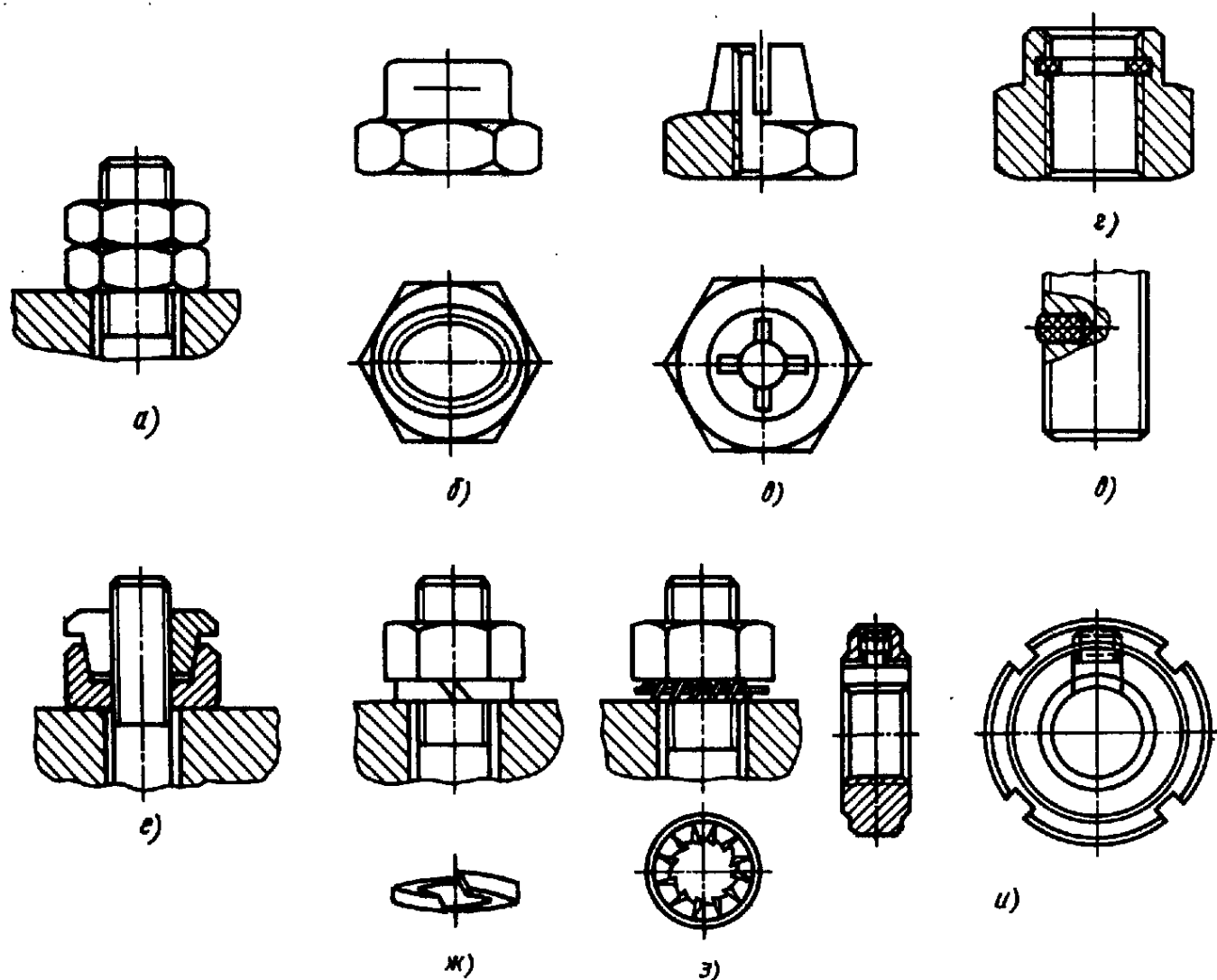


Рис. 7.13. Стопорные устройства, основанные на дополнительном трении

полиамидными стопорными кольцами (рис. 7.13, з), в которых резьбу не нарезают. Она образуется при навинчивании на винт, причем обеспечиваются большие нормальные силы и силы трения между винтом и кольцом. Вместо кольца можно применить пробку из полиамида, вставленную в отверстие в винте (рис. 7.13, д). Эта конструкция не требует гайки повышенной высоты, но приводит к некоторому ослаблению стержня. Способность стопорения сохраняется после значительного числа сборок и разборок и в широком диапазоне температур ($-60...+120^{\circ}\text{C}$).

Контргайка цангового типа (рис. 7.13, е) при навинчивании обжимается на конической поверхности.

Широкое применение получили пружинные шайбы (рис. 7.13, ж) (ГОСТ 6402—70), обеспечивающие вследствие упругости шайбы сохранение сил трения в резьбе при колебаниях осевой нагрузки; кроме того, эти шайбы повышают сцепление между гайкой, шайбой и деталью благодаря врезанию острых срезов шайбы в торец гайки и плоскость детали. Пружинные шайбы изготавливают различными для правой и левой резьбы. Недостатком этих шайб является некоторое смещение нагрузки. Этому недостатка лишены осесимметричные пружинные шайбы с несколь-

кими отогнутыми усиками (рис. 7.13, з). Стопорение пружинными шайбами не относится к высоконадежным.

В конструкциях, подверженных относительно спокойной нагрузке, применяют стопорение резьбы посредством специального винта через медную или свинцовую прокладку (рис. 7.13, и) или деформированием гайки, имеющей прорези, перпендикулярные оси.

Стопорение специальными элементами (рис. 7.14). К ним относятся шплинты и шайбы с усиками.

Шплинты по ГОСТ 397—79* представляют собой стержни, согнутые из проволоки полукруглого сечения и контактирующие плоскими сторонами (рис. 7.14, а). Выпаданию шплинта в одну сторону препятствует петля на сгибе, а в другую — разведенные концы. Для удобства разведения концы делают не совпадающими по длине.

Недостатком стопорения шплинтами и другими элементами этого типа является ступенчатое регулирование силы затяжки. Поэтому стопорение шплинтами не рекомендуют для коротких болтов при $\frac{l}{d} < 4$.

Стопорение гайки или головки винта по отношению к детали достигается стопорными шайбами (рис. 7.14, б) с лапками, одну из которых отгибают по грани

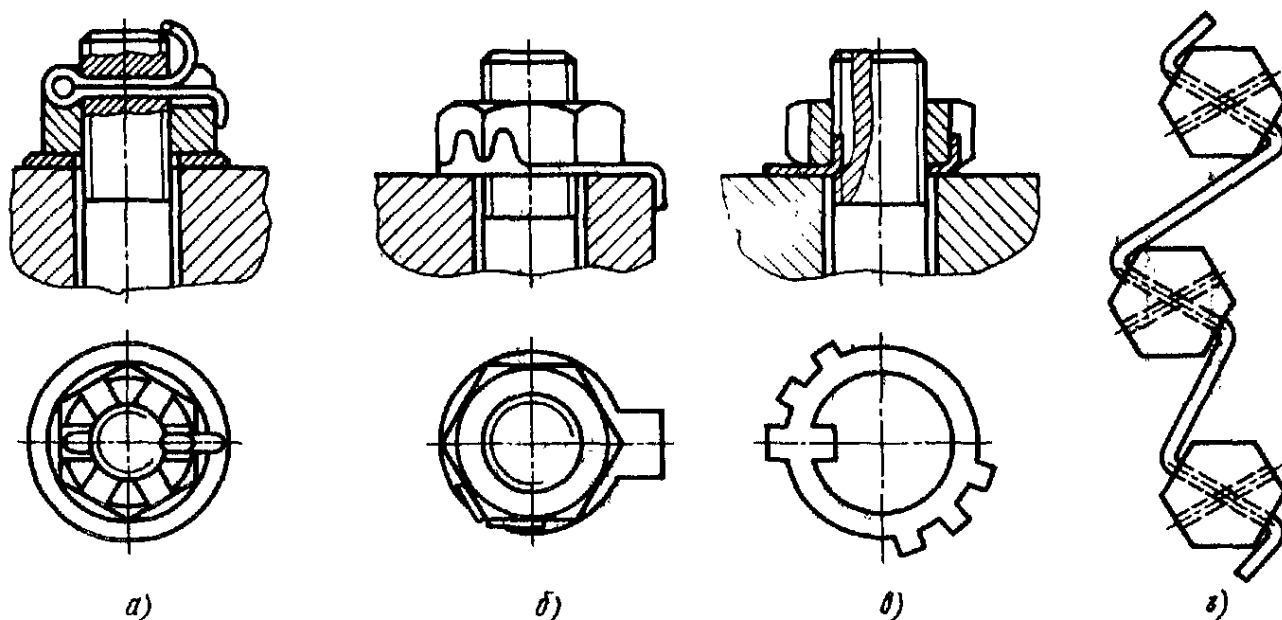


Рис. 7.14. Стопорные устройства со специальными запирающими элементами

детали, а две других — по граи гайки. Стопорение шплинтами и шайбами, благодаря своей надежности, имеет широкое распространение в ответственных конструкциях.

Стопорные шайбы с лапками по ГОСТ 11872—80* (рис. 7.14, в) применяют в основном для стопорения гаек со шлицами при регулировке и креплении подшипников качения на валу. Эти шайбы выполняют толщиной 0,8...2,5 мм, шайбы имеют внутренний носик, отгибаемый в канавку винта, и несколько наружных лапок, отгибаемых в один из шлицев гайки.

Гайки и головки болтов в групповых соединениях нередко стопорят обвязкой проволокой через отверстия с натяжением проволоки в сторону затягивания резьбы (рис. 7.14, г).

Для резьбы небольших диаметров применяют стопорение смолами, лаками и красками. Перспективно стопорение резьб с помощью герметиков, которые устойчивы к воздействию температуры, влаги, масла, динамических нагрузок.

Стопорение болтов возможно также усиками на болтах, вминающимися в материал соединяемых деталей, или специальными подголовками.

При очень редкой разборке возможно применять стопорение пайкой. Если соединение совсем не требует разборки в эксплуатации, применяют стопорение пластическим деформированием или приваркой, которая превращает соединение в неразъемное.

Сопротивление отвинчиванию можно также существенно повысить выравниванием нагрузки по виткам коррекцией шага. Шаг гайки делают больше шага винта на величину около 0,1 %.

§ 7.7. КЛАССЫ ПРОЧНОСТИ И МАТЕРИАЛЫ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Стальные болты, винты и шпильки в соответствии с ГОСТ 1759—70** изготавливают 12 классов прочности. Класс прочности обозначается двумя числами:

7.3. Механические характеристики материалов резьбовых деталей

Класс прочности болтов	σ_b	МПа	σ_t , МПа	Марки сталей	Гайка
	min	max		Болт	
3.6	300	490	200	Ст. 3; 10	Ст 3
4.6	400	550	240	20	Ст 3
5.6	500	700	300	30; 35	10
6.6	600	800	360	35; 45; 40Г	15
8.8	800	1000	640	35Х; 38ХА;	20; 35, 45
10.9	1000	1200	900	40Г2; 40Х; 30ХГСА	35Х; 38ХА

Первое число, умноженное на 100, указывает минимальное значение предела прочности (МПа), второе, деленное на 10, указывает отношение предела текучести к пределу прочности, а следовательно, их произведение, умноженное на 10, представляет собой предел текучести. Классы прочности и материалы резьбовых деталей приведены в табл. 7.3.

При стесненных габаритах выбирают резьбовые детали высоких классов прочности, что позволяет снизить массу узла. При опасности перекосов опорных поверхностей следует выбирать болты из стали повышенной пластичности.

Головки часто завинчиваемых и отвинчиваемых винтов, концы стопорных винтов цианируют для получения высокой твердости. Сильно напряженные винты из легированных сталей, а также среднеуглеродистой качественной стали подвергают улучшению или закалке. Термообработкой достигают повышения прочности винтов на 75 %.

Применяют механические способы упрочнения винтов — обкатку резьбы и переходного участка от головки к стержню.

В машинах, для которых решающее значение имеет уменьшение массы (самолеты), широко применяют винты из титановых сплавов (ВТ14, ВТ16). Масса винтов из титановых сплавов при одинаковых нагрузках вследствие меньшей плотности титана составляет 60 % от массы винтов из сталей.

Для работы при высоких температурах, в коррозионных и агрессивных средах резьбовые детали делают из коррозионно-стойких, жаропрочных и других сталей обычно с высоким содержанием хрома или хрома и никеля.

Резьбовые детали при необходимости изготавливают с покрытиями: цинковым хромированным (для $t < 300^\circ\text{C}$), кадмиевым хромированным (для $t < 200^\circ\text{C}$), никелевым многослойным — декоративным и др.

Начинают успешно применять шайбы из полиамидов или специальной резины, которые при затяжке сильно деформируются, заполняют зазоры и впадины резьбы и тем самым одновременно способствуют герметизации. Для восприятия основных осевых сил они имеют металлическую основу.

Резьбу на винтах нарезают или накатывают. Накатывание обеспечивает более высокую прочность вследствие упрочнения поверхностного слоя, создания остаточных напряжений сжатия и неперерезания волокон. При нарезании резьбы затупившимся инструментом на поверхности впадин могут образовываться мелкие надрывы, способствующие возникновению усталостных трещин. Резьбу крупного шага рекомендуется обкатывать после нарезки.

Распространение на болты высоких классов прочности, предназначенные для циклических нагрузок, обычной технологии массового метизного производства не позволяет достаточно полно использовать свойства соответствующих материалов.

§ 7.8. МОМЕНТ ЗАВИНЧИВАНИЯ, КПД И УСЛОВИЕ САМОТОРМОЖЕНИЯ

Вначале установим искомые зависимости для прямоугольной резьбы, а потом распространим их на другие типы резьб.

При рассмотрении сил в винтовой паре удобно резьбу развернуть по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, а гайку заменить ползуном (рис. 7.15, а).

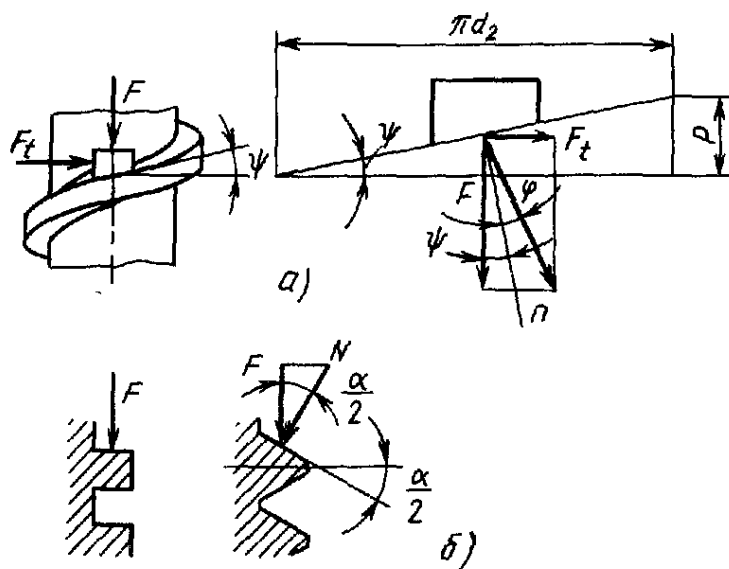


Рис. 7.15. Силы взаимодействия между винтом и гайкой

Сила взаимодействия наклонной плоскости с ползуном при относительном движении представляет собой равнодействующую нормальной силы и силы трения. Следовательно, эта сила наклонена к нормали n под углом трения φ .

В результате разложения силы получаем

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

где F_t — движущая окружная сила; F — осевая сила на винте; ψ — угол подъема резьбы.

Окружная сила трения в треугольной резьбе больше, чем в прямоугольной резьбе. Соотношение окружных сил трения в прямоугольной и треугольной резьбах удобно рассмотреть на моделях с кольцевыми витками, приняв угол подъема резьбы равным нулю (рис. 7.15, б).

Окружная сила трения для витка прямоугольного профиля

$$F_t = F f;$$

для витка треугольного профиля

$$F_t = N f = \frac{F f}{\cos \alpha/2} = F f_1,$$

где $N = \frac{F}{\cos \alpha/2}$; α — угол профиля,

откуда приведенный коэффициент трения

$$f_1 = \frac{f}{\cos \alpha/2}.$$

Таким образом, силу трения в треугольной резьбе можно определить так же, как в прямоугольной, только вместо действительного коэффициента трения надо пользоваться приведенным, равным действительному, деленному на $\cos \alpha/2$.

Аналогичное соотношение имеет место между углами трения:

$$\varphi_1 \approx \frac{\varphi}{\cos \alpha/2}.$$

Для нормальной метрической резьбы угол $\alpha/2 = 30^\circ$, а следовательно, $f_1 \approx 1,15f$ и $\varphi_1 \approx 1,15\varphi$.

Для определения движущей окружной силы в треугольной резьбе можно пользоваться выведенной формулой для прямоугольной резьбы, подставив вместо действительного приведенный угол трения.

Момент завинчивания гайки или винта с головкой

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_r,$$

где T_p — момент в резьбе; T_r — момент трения на торце гайки или головки винта.

Момент в резьбе

$$T_p = F_r \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} (\psi + \varphi_1).$$

Опорную поверхность гайки и головки принимают кольцевой с наружным диаметром, равным раствору ключа a , и внутренним диаметром, равным диаметру отверстия под винт d_0 .

Момент трения на торце гайки или головки

$$T_r = F f d_{\text{ср}}/2,$$

где $d_{\text{ср}} = (a + d_0)/2$.

Эта удобная для расчета зависимость основана на предположении, что давление на торце гайки увеличивается с уменьшением радиуса. Увеличение давления связано с упругим деформированием тела гайки и уменьшенными путями трения на малых радиусах при завинчивании и отвинчивании.

Момент на торце гайки или головки винта составляет около 50 % всего момента затяжки.

Подставив полученные выражения T_p и T_r в формулу для момента завинчивания, получим окончательно

$$T_{\text{зав}} = F \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg} (\psi + \varphi_1) + f \frac{d_{\text{ср}}}{d_2} \right].$$

Приближенное геометрическое подобие резьб позволяет для ориентировочных расчетов пользоваться простейшими соотношениями, выведенными для средних значений параметров.

В качестве средних значений для нормальной метрической резьбы можно принять: $\psi \approx 2^\circ 30'$; $d_2 \approx 0,9d$; $d_{\text{ср}} \approx 1,4d$.

Тогда при $f_1 = 0,15$, характерном для резьбы без покрытий,

$$T_{\text{зав}} \approx 0,2 F d.$$

Расчетная длина ручного гаечного ключа может быть принята равной в среднем $14d$.

Приравняв момент на ключе от силы F_p руки к моменту на винте, получаем соотношение между осевой силой на винте F и силой на рукоятке ключа F_p :

$$F \approx 70 F_p.$$

При коэффициенте трения $f_1 = 0,1$, характерном, в частности, для кадмированных смазанных винтов при сборке,

$$F \approx 100 F_p.$$

Таким образом, в крепежных резьбах можно получить выигрыш в силе в 70... 100 раз.

КПД резьбы определяется как отношение полезной работы на винте к затрачиваемой работе на ключе при повороте на произвольный угол. Для простоты и общности вывода удобно рассматривать поворот на малый угол $d\varphi$, при котором силы даже в условиях затяжки крепежных резьб можно считать постоянными.

КПД собственно резьбы без учета трения на торце

$$\eta = \frac{Fdh}{T_p d \gamma},$$

где dh — осевое перемещение, соответствующее повороту на угол $d\gamma$.

Подставив в последнюю формулу ранее выведенное выражение для момента в резьбе T_p и значение

$$dh = \frac{d_2}{2} d\gamma \operatorname{tg} \psi,$$

получаем

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} (\psi + \varphi_1)}.$$

При $\psi = 2^\circ 30'$ и $f = 0,1$ $\eta \approx 0,3$.

КПД винта с учетом трения на торце

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} (\psi + \varphi_1) + f \frac{d_{cp}}{d_2}}.$$

Момент, необходимый для отвинчивания гайки или винта с головкой, получают аналогично моменту завинчивания, только знак угла подъема меняют на обратный:

$$T_{отв} = F \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg} (\varphi_1 - \psi) + f \frac{d_{cp}}{d_2} \right].$$

При отсутствии трения на торце гайки второй член должен быть отброшен.

Условия самоторможения $T_{отв} \geq 0$; отсюда для резьбы без трения на торце гайки $\operatorname{tg} (\varphi_1 - \psi) > 0$ и, следовательно, $\psi < \varphi_1$.

Для нормальных метрических резьб с углом подъема около $2^\circ 30'$ самоторможение даже при отсутствии трения на торце гайки наступает при $\varphi_1 \geq 2^\circ 30'$, т. е. при $f_1 \geq 0,045$.

При наличии трения на торце гайки и $d_{cp} = 1,4d$ самоторможение наступает при $f_1 \geq 0,02$.

Таким образом, при статическом действии нагрузки имеются большие запасы надежности затяжки. Однако в условиях вибрационных нагрузок возможно ослабление затяжки резьбы, во избежание которого применяют специальные стопорные устройства (см. § 7.6).

§ 7.9. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ МЕЖДУ ВИНТОМ И ГАЙКОЙ. РАСЧЕТ ВИНТОВ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

Распределение осевой силы между витками резьбы было бы равномерным, если бы резьба была изготовлена абсолютно точно и податливость резьбы была бы значительно выше податливости винта и гайки.

В действительности ни то, ни другое условие не имеет места.

Влияние податливости винта на распределение сил между витками удобно показать для случая завинчивания винта в массивную деталь, считая ее недеформируемой. Сила между каждой парой контактирующих витков винта и гайки по закону Гука пропорциональна упругим перемещениям этих витков. Между тем упругие перемещения витков по высоте гайки не одинаковы. Перемещения витков по концам гайки разнятся на удлинение винта на высоте гайки (длине свинчивания).

Изобразим условно каждую пару витков в виде балочек, защемленных между стержнем винта и телом гайки. На рис. 7.16, а показано резьбовое соединение в ненагруженном состоянии: балочки, изображающие витки резьбы, не деформированы. На рис. 7.16, б показано соединение, у которого податливость резьбы значительно выше податливости стержня винта и тела гайки: все витки имеют почти одинаковые перемещения и, следовательно, одинаково нагружены. У соединения, показанного на рис. 7.16, в, податливость стержня винта соизмерима с податливостью резьбы, поэтому нижние витки резьбы получили большее упругое перемещение, чем верхние.

Неравномерность распределения сил по виткам усугубляется тем, что витки на наиболее растянутой части винта сопряжены с витками, расположенными в наиболее сжатой части гайки.

Задача о распределении сил между витками является статически неопределимой.

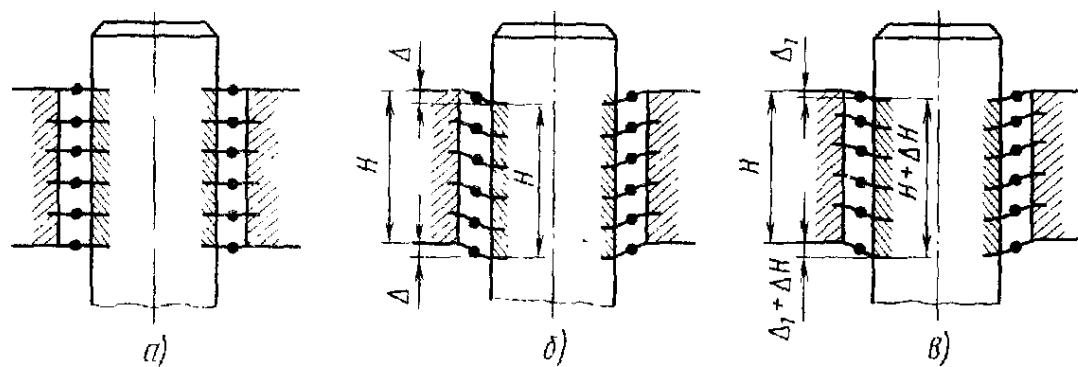


Рис. 7.16. Схема деформаций витков резьбы при абсолютно жесткой гайке

Распределение сил между витками резьбы по решению Н. Е. Жуковского для гайки с десятью витками показано на рис. 7.17. На первый, наиболее нагруженный виток приходится около $1/3$ общей силы на винт, а на последний, десятый виток — менее $1/100$ общей силы. Деформации в резьбе, связанные с погрешностями профиля, контактные деформации и местные пластические деформации несколько снижают нагрузку на первый виток резьбы.

При столь резкой неравномерности распределения сил по виткам большое увеличение высоты гайки оказывается бесполезным в связи с опасностью последовательного «цепного» разрушения витков.

В резьбовом соединении с гайкой, работающей на растяжение, и с нормальной податливостью винта и гайки эпюра распределения давления между витками получается с минимумом в средней части длины свинчивания.

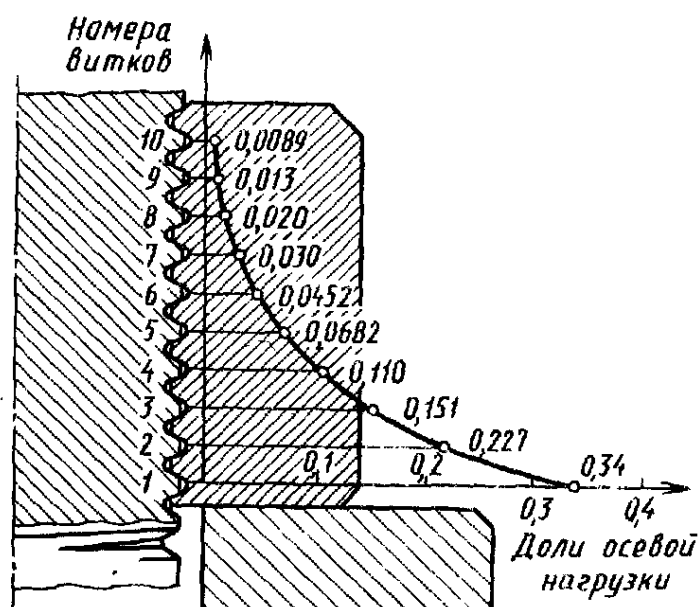


Рис. 7.17. Схема распределения нагрузки между витками резьбы по Н. Е. Жуковскому

В связи с тем, что винты, как правило, работают со значительной силой начальной затяжки, для большей части винтов в машиностроении применяют расчеты на статическую нагрузку.

Выход из строя винтов в указанных условиях нагрузки может происходить по одной из следующих причин (рис. 7.18):

- 1) разрыв стержня по резьбе или по переходному сечению;
- 2) повреждение или разрушение резьбы (смятие и износ, срез, изгиб);
- 3) разрушение у головки.

По критериям, соответствующим этим разрушениям, производят расчет винтов при стандартизации.

Так как стандартизацию резьб производят с использованием условия равнопрочности, то при применении стандартных винтов можно ограничиваться расчетами по одному главному критерию работоспособности — прочности винта на растяжение.

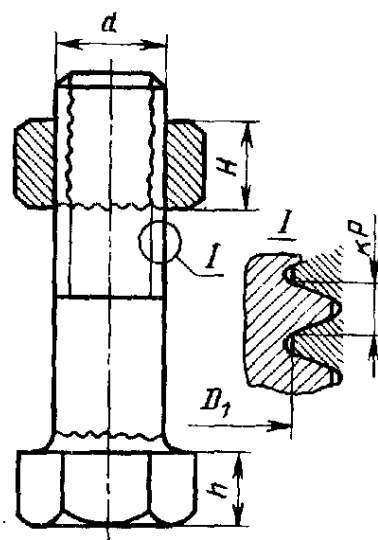


Рис. 7.18. Расчетная схема болта (волнистыми линиями показаны опасные сечения)

Расчет винтов, нагруженных осевой силой (без начальной затяжки). Винты без начальной затяжки имеют малое распространение в машиностроении, ограниченное действием только статических нагрузок. Примером этих винтов являются резьбовые концы грузовых крюков грузоподъемных машин.

Расчет проводят на растяжение, обычно принимая за опасное, сечение по внутреннему диаметру d_1 резьбы. При этом в витках, за исключением винтов из малопластичных сталей, обработанных до высокой твердости, вследствие фактически большего сечения и объемного напряженного состояния обеспечивается дополнительный запас прочности 20...30 %.

Номинальное напряжение растяжения в витке

$$\sigma = \frac{F}{A_p} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p.$$

Отсюда расчетный внутренний диаметр

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p}},$$

где F — осевая сила на винт; $A_p = \frac{\pi d_1^2}{4}$ — расчетная площадь сечения; $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение в винте при растяжении.

Расчет винтов, нагруженных осевой силой и крутящим моментом затяжки. Для большинства винтов момент, скручивающий стержень винта, равен моменту T_p в резьбе, так как момент трения на торце гайки или головки винта через стержень винта не передается. Только в установочных винтах к моменту в резьбе прибавляется момент трения на конце винта.

Эквивалентное номинальное напряжение в винте от растяжения и кручения

$$\begin{aligned} \sigma_E &= \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_\tau}{\tau_i}\right)^2 \tau^2} \approx \\ &\approx \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16T_p}{\pi d_1^3}\right)^2}. \end{aligned}$$

Приближенное геометрическое подобие резьб позволяет заменить расчет по приведенной формуле упрощенным расчетом на растяжение. Рассмотрим наиболее неблагоприятный случай, когда сила начальной затяжки равна расчетной осевой силе.

В приведенную формулу подставляем значение момента $T_p = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)$

и выносим множитель $\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2}$ из-под корня.

Тогда

$$\sigma_E \approx \sigma \sqrt{1 + 12 \left[\frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) \right]^2}.$$

Принимая $f_1 = 0,15$, получаем

$$\sigma_E \approx 1,3\sigma.$$

Таким образом, расчет винтов, работающих при значительной силе затяжки, можно вести на растяжение по эквивалентному напряжению, увеличенному в 1,3 раза.

Проверка элементов резьбы на прочность. Если материалы винта и охватывающей детали-гайки одинаковы, то опасен срез витков винта, происходящий по цилиндрической поверхности диаметра D_1 (рис. 7.18); если материал охватывающий детали-гайки менее прочен, чем материал винта, то обычно опасен срез витков гайки, происходящий по поверхности диаметра d .

Напряжение среза в резьбе винта

$$\tau_1 = \frac{F}{\pi D_1 k H_r k_m} \leq [\tau]_{cr};$$

в резьбе гайки

$$\tau_2 = \frac{F}{\pi d k H_r k_m} \leq [\tau]_{cr},$$

где H_r — высота гайки; k — коэффициент полноты резьбы; для треугольной резьбы $k \approx 0,87$, для трапецидальной резьбы $k \approx 0,65$; k_m — коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы, с учетом пластических деформаций $k_m = 0,55 \dots 0,75$ (большие значения для крупной метрической резьбы и при условии, что материал болта существенно прочнее материала гайки).

Напряжение смятия в резьбе

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F}{\pi(d^2 - D_1^2)k_m z},$$

где $z = \frac{H_r}{P}$ — число витков на длине свинчивания (высоте гайки).

Часто расчеты резьбы (особенно расчеты на смятие) выполняют в форме расчетов по средним номинальным напряжениям, полагая $k_m = 1$. Это связано с приближенным геометрическим подобием резьб разных размеров и с тем, что допускаемые напряжения выбирают на основе испытаний резьбовых соединений или данных эксплуатации, обработанных по тем же формулам.

Расчет витков резьбы на изгиб не приводится ввиду его условности.

Относительная высота гайки $\frac{H_r}{d}$, равнопрочной винту, растет с увеличением отношения $\frac{P}{d}$ к прочности материала винта.

Допускаемые напряжения в винтах и коэффициенты безопасности при постоянных нагрузках. Допускаемые напряжения $[\sigma]$ выбирают в зависимости от предела текучести σ_T материала:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{S}.$$

При достаточно точном расчете по наибольшей действующей нагрузке с учетом начальной затяжки коэффициент безопасности S обычно выбирают в пределах 1,5...2,5. Меньшие значения применяют при регламентировании силы начальной затяжки с помощью динамометрических ключей или контроля удлинения винтов, а также для винтов, которые трудно перетянуть (в частности, с внутренним шестигранником).

Для винтов из углеродистых сталей коэффициенты безопасности выбирают меньшими, чем для винтов из легированных сталей. Для винтов малых диаметров ($d \leq 10$ мм) при отсутствии контроля силы затяжки верхние пределы запасов прочности в машиностроении увеличивают ввиду возможности значительной пере-

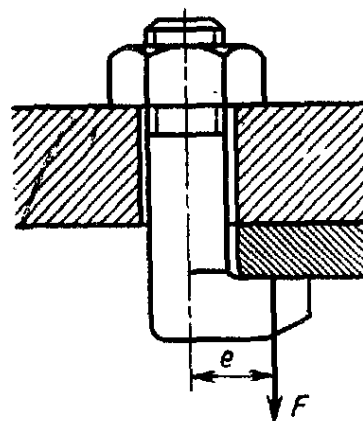


Рис. 7.19. Схема болта с эксцентричной головкой

тяжки, не учитываемой расчетом. Большие запасы прочности применяют в трубных соединениях.

Допускаемые напряжения при расчете стержней винтов и гаек на срез $[\tau]_{\text{ср}} = (0,2...0,3)\sigma_T$. Допускаемое напряжение на смятие в резьбе можно выбирать равным допускаемому напряжению на растяжение $[\sigma]_p$, а при частом завинчивании и отвинчивании $(0,5...0,6)[\sigma]_p$.

Эксцентрическая нагрузка возникает: а) в винтах с эксцентричной или так называемой костыльной головкой; б) в нормальных винтах при перекосе опорных поверхностей под гайку или головку винта.

В винтах с эксцентричной головкой (рис. 7.19) под действием силы F возникают напряжения растяжения σ_p и изгиба σ_u .

Суммарное напряжение

$$\begin{aligned} \sigma &= 1,3\sigma_p \pm \sigma_u = \frac{1,3 \cdot 4F}{\pi d_1^2} \pm \frac{32Fe}{\pi d_1^3} = \\ &= \sigma_p \left(1,3 \pm \frac{8e}{d_1} \right). \end{aligned}$$

Из формулы видно, что при эксцентричном приложении нагрузки суммарные напряжения в винте могут во много раз превышать напряжения растяжения, например при эксцентриситете $e = 0,5d_1$, $\sigma = 5,3\sigma_p$, т. е. суммарное напряжение более чем в 5 раз превышает напряжение растяжения. Поэтому следует избегать применения винтов с эксцентричными головками.

При перекосе опорных поверхностей под гайкой или головкой (рис. 7.20) винт (шпилька) изгибается в соответствии с углом поворота гайки или головки, если нет препятствий для такой деформации винта. За напряженное состояние винта в пер-

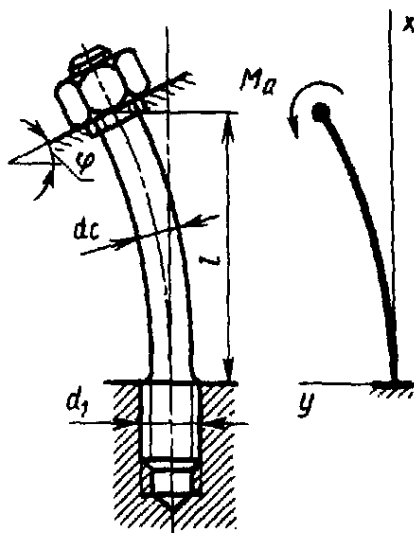


Рис. 7.20. Расчетная схема болта (шпильки) при непараллельности опорных поверхностей

вом приближении в этом случае, кроме растяжения, принимают чистый изгиб¹.

По заданному углу φ наклона упругой линии, пользуясь известными зависимостями теории изгиба из сопротивления материалов, определяем изгибающий момент на винте

$$M_n = \frac{EI\varphi}{l},$$

где l — деформируемая длина винта;

$$I = \frac{\pi d_c^4}{64} -$$

момент инерции сечения стержня винта; E — модуль упругости материала винта.

Напряжение изгиба в резьбе

$$\sigma_n = \frac{32M_n}{\pi d_1^3} = \frac{\varphi E}{2} \frac{d_c}{l} \left(\frac{d_c}{d_1} \right)^3,$$

d_1 — внутренний диаметр резьбы.

Например, при $\varphi = 0,5^\circ$; $\frac{l}{d_c} = 5$; $\frac{d_c}{d_1} \approx 1,15$;

$E = 2 \cdot 10^5$ МПа $\sigma_n = 260$ МПа.

Напряжения изгиба в винтах по такому расчету могут достигать весьма больших значений. Действительные напряжения намного меньше. Это связано с местными упругими и пластическими контактными деформациями и ограничением изгиба винтов в отверстии.

Перекосы опорных поверхностей, по опытным данным, в значительной степени влияют на сопротивление усталости винтов и статическую

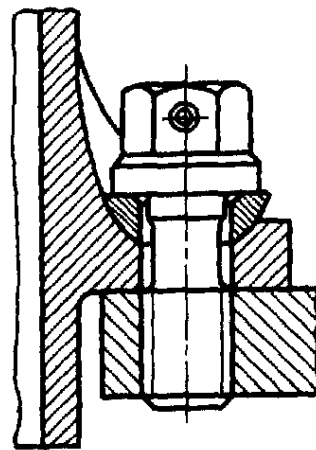


Рис. 7.21. Самоустанавливающийся винт со сферической шайбой

прочность винтов из высокопрочных сталей и слабо влияют на статическую прочность винтов из сталей малой и средней прочности.

Для уменьшения напряжений изгиба повышают точность изготовления узла (вводят допуски на перекосы опорных поверхностей, на биеение торца) или применяют специальные конструкции — сферические шайбы (рис. 7.21), центрирующие пояски (см. рис. 7.6, з).

§ 7.10. РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ НАГРУЖЕНИИ СИЛАМИ В ПЛОСКОСТИ СТЫКА

Применяют соединения двух видов: а) с винтами, устанавливаемыми в отверстиях с зазором; б) с винтами, устанавливаемыми под развертку без зазора. Первый вид соединений дешевле, но второй может воспринимать большие нагрузки и обеспечивает центрирование деталей.

В случае установки винтов с зазором они должны создавать силу трения на поверхности стыка, превышающую внешнюю сдвигающую нагрузку.

Потребная сила затяжки винта

$$F_{\text{зат}} = \frac{SQ}{if},$$

где Q — расчетная сдвигающая сила, приходящаяся на один наиболее нагруженный винт; i — число стыков, стягиваемых винтом; f — коэффициент трения, равный для сухих чугуновых и стальных поверхностей деталей машин 0,15...0,2, для необработанных поверхностей в металли-

¹ В связи с неравномерным распределением давления по опорным поверхностям гайки или головки винта при затягивании на этих плоскостях может возникнуть поперечно направленная сила трения, изгибающая винт.

ческих конструкциях 0,3; S — запас сцепления (во избежание сдвигов в пределах зазоров между болтами и отверстиями $S \geq 1,5 \dots 2$).

Затяжку назначают с напряжением $0,6\sigma_t$, а в металлических конструкциях при контроле затяжки до $0,8\sigma_t$. По этой силе затяжки может быть определен требуемый диаметр винта.

В случае установки винтов под развертку их рассчитывают на срез.

Условие прочности винта

$$Q \leq -\frac{\pi d_c^2}{4} i [\tau]_{\text{ср}},$$

где d_c — диаметр стержня винта в опасном сечении; i — число поверхностей среза.

При соединении тонкостенных деталей необходим дополнительный расчет на смятие.

В высоконапряженных соединениях при стесненных габаритах и постоянной нагрузке допустимо вести расчет с учетом того, что часть внешней нагрузки передается силами трения в стыках, а остальная стремится срезать винты. Тогда расчетное условие при $i=1$ и $S=1$

$$Q \leq -\frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]_p + -\frac{\pi d_c^2}{4} [\tau]_{\text{ср}}.$$

В случае восприятия внешней нагрузки специальными разгрузочными устройствами в виде шпонок, штифтов, втулок, зубьев винты выбирают в зависимости от конструкции, учитывая возможность отрывающих сил, монтажных сил — опасности перегрузки винта при затяжке (рис. 7.22, а), отжимающих сил, возникающих на поверхностях контакта деталей (рис. 7.22, б).

Рассмотрим расчет основных видов групповых соединений, работающих на сдвиг.

Соединение, нагруженное центральной сдвигающей силой (проходящей через центр тяжести площади стыка). Принимаем, что все z винтов нагружаются одинаково.

Нагрузка, приходящаяся на один винт,

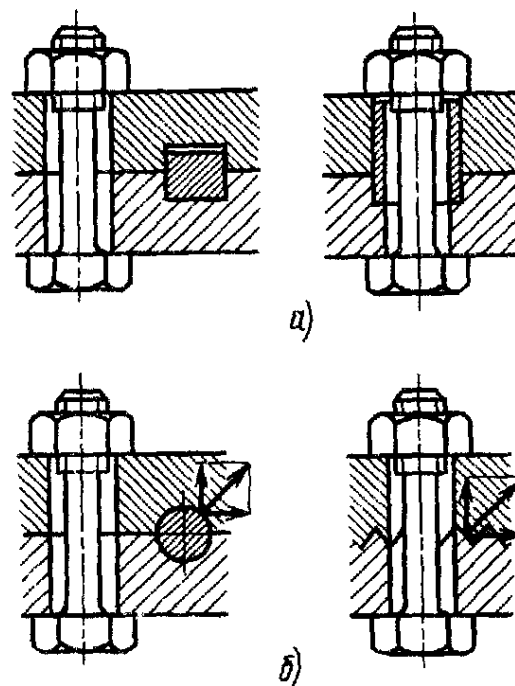


Рис. 7.22. Соединения с болтами, разгруженными от сдвига

$$Q = \frac{Q_{\text{общ}}}{z}.$$

Соединение, нагруженное моментом M_c от сил в плоскости стыка при установке винтов с зазором (рис. 7.23).

Предполагаем, что фланцы достаточно жестки и что давление p распределяется по стыку равномерно. Силы трения, учитывая касательную податливость стыков, следует считать пропорциональными относительным смещениям, т. е. пропорциональными расстоянию ρ от полюса поворота центра массы стыка (по аналогии с распределением напряжений при

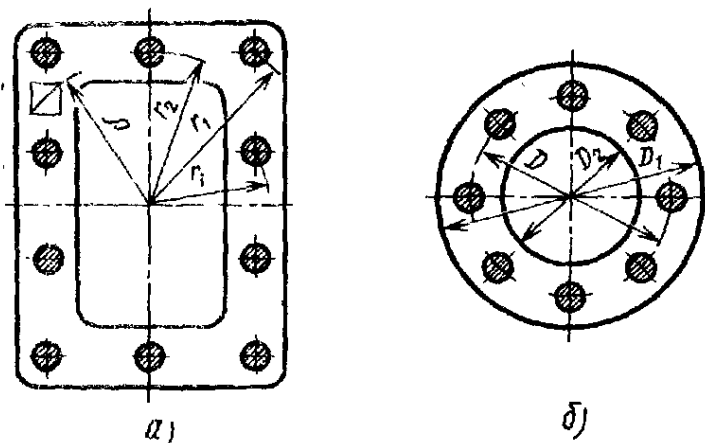


Рис. 7.23. Соединения под действием сдвигающих моментов

кручении круглых цилиндров). Тогда реализуемый коэффициент трения на расстоянии ρ от полюса $f \frac{\rho}{R}$, а условие прочности сцепления (момент сил трения в стыке больше внешнего момента) записывается так:

$$\int p dA f \frac{\rho^2}{R} = \frac{p I f}{R} \geq ST,$$

где p — давление в стыке, равное $\frac{F_{\text{зат}} z}{A}$; dA — элемент площади стыка; ρ — расстояние от этого элемента до центра тяжести площади стыка; R — расстояние от центра тяжести до наиболее удаленной точки стыка; I — полярный момент инерции площади стыка относительно центра массы стыка; S — запас сцепления.

Отсюда

$$F_{\text{зат}} \geq \frac{STRA}{f I z}.$$

Для кольцевого стыка с наружным диаметром D_1 , внутренним D_2 (рис. 7.23, б)

$$\text{при } R = D_1/2, A = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4}$$

$$\text{и } I = \frac{\pi(D_1^4 - D_2^4)}{32}, \text{ получаем}$$

$$F_{\text{зат}} \geq \frac{4STD_1}{zf(D_1^2 + D_2^2)}.$$

Обычно пользуются приближенным расчетом, относя силы трения в стыке к окружности осей винтов. Этот расчет особенно часто применяют при податливых фланцах.

Сдвигающая сила, отнесенная к одному винту для простого кольцевого стыка,

$$Q = \frac{2T}{zD}.$$

Для стыка произвольной формы (рис. 7.23, а) условие равновесия имеет вид

$$z_1 Q_1 r_1 + z_2 Q_2 r_2 + \dots = T,$$

где r_1, r_2, r_i — радиусы расположения винтов от центра массы стыка; z_1, z_2, z_i — числа винтов, расположенных на одинако-

вых радиусах; Q_1, Q_2, Q_3 — силы, отнесенные к отдельным винтам.

Согласно условию пропорциональности сил смещениям

$$Q_2 = Q_1 \frac{r_2}{r_1}; \quad Q_i = Q_1 \frac{r_i}{r_1}.$$

Подставляя эти выражения в условие равновесия, получаем силу, сдвигающую наиболее нагруженный винт:

$$Q_1 = \frac{Tr_1}{z_1 r_1^2 + z_2 r_2^2 + \dots} = \frac{Tr_1}{\sum z_i r_i^2}.$$

Потребная сила затяжки при установке винтов с зазором

$$F_{\text{зат}} \geq \frac{SQ_1}{f}.$$

При установке без зазора винты рассчитывают на срез по силе Q_1 .

Соединение, нагруженное моментом и силой в плоскости стыка. Точное решение требует определения полюса поворота, т. е. точки, относительно которой произойдет поворот соединения при возрастании нагрузки.

Обычно рассчитывают опасный винт по сдвигающей силе, равной геометрической сумме сил при нагружении соединения одной центральной силой и одним моментом.

§ 7.11. РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ, НАГРУЖЕННЫХ ОТРЫВАЮЩИМИ СИЛАМИ И МОМЕНТАМИ

Соединения, нагруженные отрывающими силами и моментами, так же как и нагруженные сдвигающими силами, выполняют с начальной затяжкой. Для этих соединений начальная затяжка необходима во избежание сдвигов от случайных сил и ударов при переменных нагрузках и для обеспечения жесткости и плотности стыка. Исходным расчетным условием является сохранение на поверхности кон-

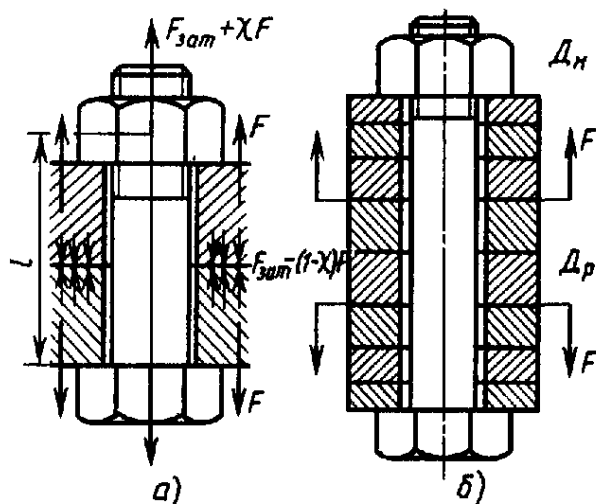


Рис. 7.24. Соединения под действием растягивающих осевых нагрузок

такта после приложения внешних сил заданного давления.

Расчет соединений при действии центральной отрывающей силы. При действии на затянутое соединение (рис. 7.24, а и б) центральной отрывающей внешней нагрузки F только часть ее χF дополнительно нагружает винты, а остальная часть $(1 - \chi)F$ идет на разгрузку стыка (χ — коэффициент основной нагрузки).

Задача о распределении нагрузки между винтом и стыком является статически неопределимой и решается с помощью условия совместности перемещений. Очевидно, что под действием внешней нагрузки в пределах до раскрытия стыка винт удлиняется настолько, насколько уменьшается сжатие деталей. Это условие можно записать так:

$$\delta = \chi F \lambda_v = (1 - \chi) F \lambda_d,$$

где λ_v — податливость винта, равная удлинению винта под действием силы в 1 Н; λ_d — податливость соединяемых деталей и стыка между ними. Отсюда

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_v + \lambda_d}.$$

Податливость винта

$$\lambda_v = \frac{l}{E_v A_v},$$

где l — расчетная длина, равная свободной длине винта между опорными поверх-

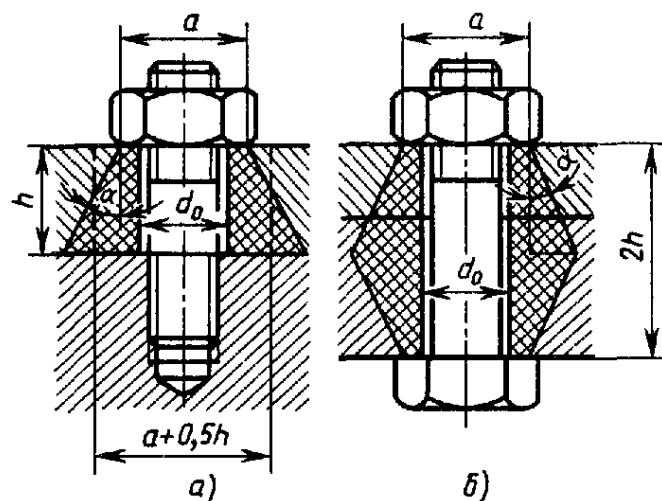


Рис. 7.25. Конусы давления

ностями, плюс половина длины свинчивания (высоты гайки) или глубины ввинчивания; E_v — модуль упругости материала винта; A_v — площадь сечения винта (для ступенчатых винтов — средняя площадь сечения). Точнее, суммарная по-

датливость ступеней $\lambda_v = \frac{1}{E_v} \sum \frac{l_i}{A_i}$.

Податливость соединяемых деталей обычно определяют в предположении, что деформация распространяется на так называемые конусы давления (рис. 7.25). На основе опытов принимают $\operatorname{tg} \alpha = 0,4 \dots 0,5$.

При небольших толщинах соединяемых деталей ($h \leq 1,5a$) конус заменяют для упрощения расчетов полым цилиндром. Податливость соединения, показанного на рис. 7.25, а, при $\operatorname{tg} \alpha = 0,5$

$$\lambda_d = \frac{h}{E_d A_d} = \frac{h}{\frac{\pi}{4} [(a + 0,5h)^2 - d_0^2] E_d},$$

а соединения на рис. 7.25, б — в 2 раза больше. Здесь a — диаметр опорной поверхности гайки, головки или пружинной шайбы и т. д.; E_d — модуль упругости материалов деталей.

Более общая зависимость также для схемы 7.25, а при $\operatorname{tg} \alpha = 0,5$, но без замены конуса давления цилиндром имеет вид

$$\lambda_d = \frac{4,6}{E_d \pi d_0} \lg \frac{(a + d_0)(a + h - d_0)}{(a - d_0)(a + h + d_0)}.$$

При большой податливости винта λ_v и малой податливости деталей стыка λ_d коэффициент χ мал и почти вся внешняя сила идет на разгрузку стыка. При большой податливости деталей и стыка λ_d , например, при наличии толстых упругих прокладок и малой податливости винтов большая часть внешней нагрузки передается на винты.

Средние, наиболее характерные значения коэффициента χ для соединений металлических деталей без прокладок, 0,2—0,3.

Встречаются сложные соединения, в которых отдельные соединяемые детали под действием внешней нагрузки не разгружаются, а дополнительно нагружаются, как и винты (см. рис. 7.24, б). Обозначим податливость этих деталей $\lambda_{дн}$ в отличие от податливости остальных разгружаемых соединяемых деталей $\lambda_{др}$. Тогда формула для коэффициента основной нагрузки (согласно условию совместности упругих перемещений) обобщается, т. е.

$$\chi = \frac{\lambda_{др}}{\lambda_v + \lambda_{дн} + \lambda_{др}}.$$

Для винтовых соединений с центральной отрывающей нагрузкой этот расчет позволяет непосредственно определить требуемую силу начальной затяжки.

Согласно условию сохранения плотности стыка силы затяжки одного винта в соединении с z винтами

$$F_{зат} = \frac{1}{z} [\sigma_{мин} A_{ст} + (1 - \chi) F],$$

где $\sigma_{мин}$ — минимально необходимое давление в стыке; $A_{ст}$ — площадь стыка.

Осевая сила, действующая на затянутый винт после приложения внешней нагрузки F ,

$$F_{зат} + \chi \frac{F}{z}.$$

Расчетная нагрузка с учетом крутящего момента затяжки

$$F_p = 1,3 F_{зат} + \chi \frac{F}{z}.$$

Расчет соединений при действии нагрузки в плоскости

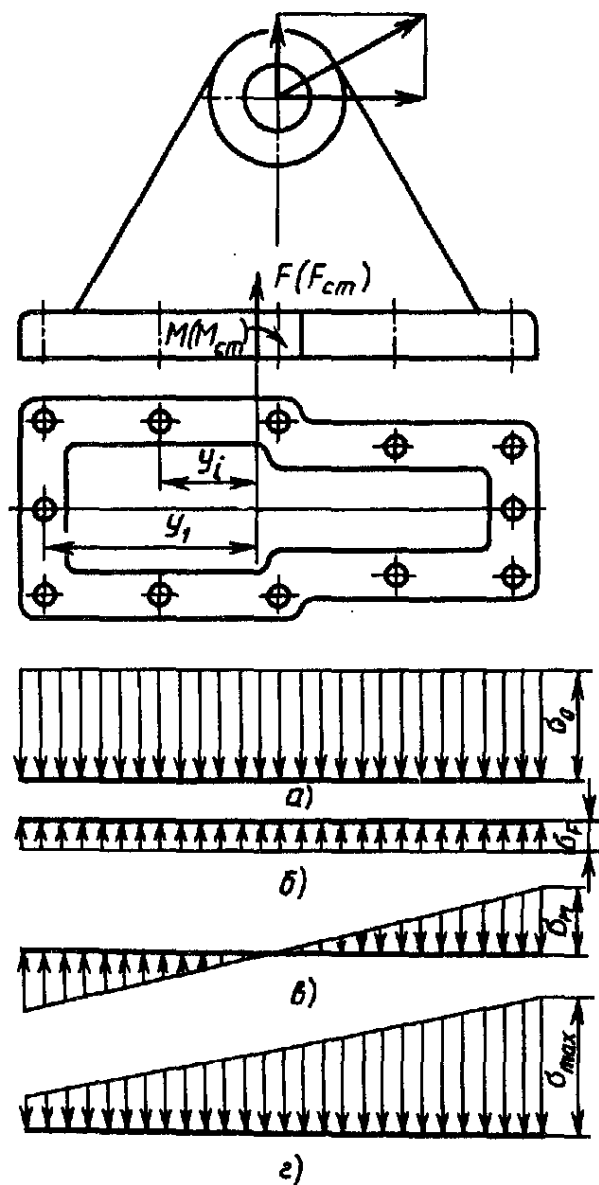


Рис. 7.26. Соединения под действием отрывающей силы и момента

симметрии. Предполагаем, что фланцы достаточно жесткие и винты распределены по стыку достаточно равномерно (рис. 7.26).

Внешнюю нагрузку приводим к отрывающей силе, приложенной в центре массы стыка, и к опрокидывающему моменту M . Сдвигающие силы, как обычно, воспринимаются штифтами или шпонками и поэтому не рассматриваются.

Принимаем, что F и M распределяются между стыком и винтами, как в статически неопределимых системах, обратно пропорционально их податливости (см. с. 114):

$$F_v = F \frac{\lambda_d}{\lambda_v + \lambda_d}; \quad F_{ст} = F \frac{\lambda_v}{\lambda_v + \lambda_d};$$

$$M_v = M \frac{\lambda_d}{\lambda_v + \lambda_d}; \quad M_{ст} = M \frac{\lambda_v}{\lambda_v + \lambda_d}.$$

В большинстве случаев поверхность стыка имеет две оси симметрии, и центр площади (массы) стыка помещается на их пересечении. В общем случае координату центра площади стыка определяют как статический момент относительно некоторой оси, деленный на площадь.

Исходным условием расчета является нераскрытие стыка во избежание контактной коррозии и понижения жесткости (контактная жесткость при малых давлениях очень мала).

Для обеспечения достаточной жесткости соединения ответственных металлических деталей $\sigma_{\min} \geq 1...2$ МПа; согласно условию нераскрытия стыка $\sigma_{\min} > 0$.

Деформации в стыке при жестких на изгиб фланцах распределяются по линейному закону. Поэтому если справедлив закон Гука, то напряжения также распределяются по линейному закону и могут быть подсчитаны по формулам для неравномерного сжатия.

Напряжения алгебраически складываются¹ из напряжений начальной затяжки σ_0 (рис. 7.26, а), напряжений σ_F от внешней отрывающей стык силы $F_{ст}$ (рис. 7.26, б) и напряжений σ_M от внешнего опрокидывающего стык момента $M_{ст}$ (рис. 7.26, в):

$$\sigma_{\max/\min} = \sigma_0 - \sigma_F \pm \sigma_M = \frac{zF_{зат}}{A_n} - \frac{F_{ст}}{A_n} \pm \frac{M_{ст}y_{\max}}{J_n},$$

где A_n и J_n — площадь и момент инерции площади стыка с отверстиями (нетто); y_{\max} — расстояние от центральной оси до крайних точек стыка; z — число винтов.

¹ В этом расчете, как обычно, принято, что ось поворота от внешнего момента проходит через центр массы стыка. В действительности фланцы ограниченной жесткости в сжимаемой части работают всей поверхностью, а в отрываемой части — только в зоне винтов (соответственно конусам давления). Таким образом, ось поворота в действительности проходит через центр тяжести новой фигуры — работающей части стыка, т. е. она несколько смещена к сжимаемой стороне.

Если сила F сжимает стык, то знак минус перед вторым членом меняется на плюс.

Суммарная эпюра давлений в стыке показана на рис. 7.26, г.

Обычно площадь стыка существенно больше площади сечения винтов. В этом случае расчет стыка можно вести по полной внешней силе F и моменту M , но по номинальной площади A и моменту инерции J площади стыка без вычета площади отверстий:

$$\sigma_{\max/\min} = \frac{zF_{зат}}{A} - \frac{F}{A} \pm \frac{My_{\max}}{J}.$$

Из этого или предыдущего уравнения находят силу затяжки $F_{зат}$, после чего определяют расчетное напряжение в винте σ_v .

При жестких фланцах нагрузка по винтам от силы F_v распределяется равномерно. Нагрузки и напряжения в винтах от момента распределяются пропорционально расстоянию от нейтральной оси, т. е. по тому же закону, что при изгибе. Поэтому при расчете напряжений в винтах от момента можно пользоваться формулами для расчета напряжений от изгиба.

Расчет ведут для винтов наиболее нагруженного ряда (расположенного на расстоянии y_1 от центральной оси).

Напряжение в этих винтах

$$\sigma_v = \frac{1,3F_{зат}}{A_v} + \frac{F_v}{zA_v} + \frac{M_v y_1}{J_v},$$

где J_v — момент инерции сечений всех винтов относительно оси, проходящей через центр массы стыка; $J_v \approx \sum A_v y_i^2$.

Расчет винтов крепления крышек цилиндров, находящихся под внутренним давлением (рис. 7.27).

Расчет производят по условию герметичности соединения. Уплотняющим элементом служит прокладка, которая должна сжиматься давлением, значительно превосходящим давление в цилиндре и большим предела текучести материала прокладки с учетом упрочнения. Деформи-

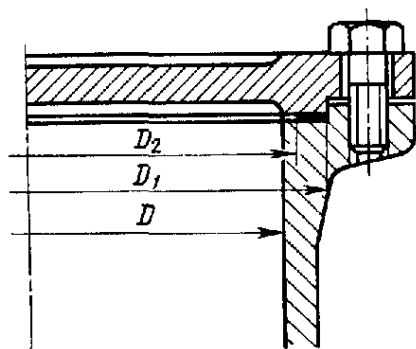


Рис. 7.27. Соединения цилиндр — крышка

руясь, прокладка заполняет неровности контактирующих поверхностей и препятствует вытеканию из цилиндра жидкости или газа. При значительных давлениях наиболее часто применяют прокладки из отожженной меди. Рассмотрим соединения с прокладками, подверженными одностороннему сжатию.

Полная сила, растягивающая винты при действии расчетного давления p , складывается из силы давления среды на крышку и остаточной силы, потребной для сжатия прокладки:

$$zF = (1 + \psi) \frac{\pi D_2^2}{4} p + \frac{\pi (D_1^2 - D_2^2)}{4} p_{\text{пр}},$$

где D_1 и D_2 — соответственно наружный и внутренний диаметры прокладки; ψ — коэффициент, учитывающий возможное повышение давления (обычно $\psi = 0,2$); $p_{\text{пр}}$ — давление на прокладке, принимаемое для мягких прокладок равным $(2 \dots 2,5)p$, а для металлических прокладок $3,5p$.

§ 7.12. ВИНТЫ, ПОДВЕРЖЕННЫЕ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКЕ. ВЕРОЯТНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ

Наиболее характерным случаем действия переменных внешних нагрузок на винтовые соединения является действие нагрузок, изменяющихся от 0 до F (по отнулевому циклу, например, в соединениях крышек шатунов). Этот случай рассматривается как расчетный.

Переменная нагрузка F распределяется между винтом и затянутым стыком, причем на винт приходится доля, равная χF , где

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_b + \lambda_d}.$$

Таким образом, амплитуда напряжений в винте

$$\sigma_a = \frac{\chi F}{2A_b},$$

где A_b — площадь опасного сечения винта. Среднее напряжение

$$\sigma_m = \sigma_{\text{зат}} + \sigma_a.$$

Максимальное напряжение

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{зат}} + 2\sigma_a.$$

Опыт эксплуатации резьбовых соединений, подверженных действию переменных нагрузок, а также испытания соединений на усталость показывают целесообразность значительной начальной затяжки соединений для винтов из углеродистых сталей (в частности, классов прочности 5,8 и 6,8), равной $(0,6 \dots 0,7)\sigma_t$, а из легированных сталей $(0,5 \dots 0,6)\sigma_t$.

Затяжка увеличивает сопротивление усталости винтов (так как, повышая жесткость стыка, уменьшает переменную составляющую напряжений в винтах).

Полезно предварительное обжатие соединения до предела текучести материала винтов. Следует учитывать, что напряжения затяжки при эксплуатации могут несколько снизиться вследствие обмятия микронеровностей на стыках и релаксации напряжений в винтах.

Условия напряжения винтов характеризуются большой асимметрией цикла напряжений (большой постоянной составляющей от силы затяжки) и высокой концентрацией напряжений в резьбе.

Для расчета винтов обычно используют диаграмму предельных напряжений в координатах: средние напряжения σ_m — предельные напряжения σ_{max} (рис. 7.28).

Предельная амплитуда напряжений в винтах $\sigma_{\text{ап}}$ мало зависит от среднего напряжения, поэтому на схематизированной диаграмме предельная прямая прочности проведена под углом 45° параллельно биссектрисе координатного угла.

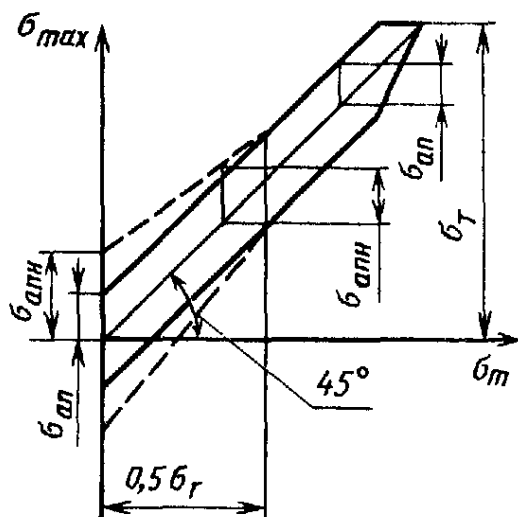


Рис. 7.28. График предельных напряжений винтов

В расчетах проверяют запас прочности по амплитудам и по максимальным напряжениям.

Запас прочности по амплитудам определяют как отношение предельной амплитуды (приблизительно принятой равной пределу выносливости винта при знакопеременном симметричном цикле)

$\sigma_{ан} = \frac{\sigma_{-1z\epsilon}}{K_\sigma}$ к действующей амплитуде напряжений σ_a :

$$S_a = \frac{\sigma_{ан}}{\sigma_a} \approx \frac{\sigma_{-1z\epsilon}}{K_\sigma \sigma_a}.$$

Если σ_{-1z} определено на образцах диаметром 6 мм, то масштабный фактор ϵ для винтов диаметром от 12 мм в соединениях следует брать $\epsilon = 0,65$.

В случаях, когда резьба накатана после термической обработки, остаточные напряжения во впадинах повышают сопротивление усталости винтов. При знакопеременном цикле изменения напряжений и среднем напряжении $\sigma_m = 0$ предельная амплитуда напряжений $\sigma_{ан}$ накатанной резьбы составляет $(1,5...2)\sigma_{-1z}$. С ростом σ_m до $0,5\sigma_T$ предельная амплитуда уменьшается примерно по линейному закону до значений, близких предельной амплитуде нарезанной резьбы (в пределах до 20 %). При дальнейшем повышении σ_m она не меняется (см. штриховую предельную линию прочности на рис. 7.28).

При $\sigma_m \leq 0,5\sigma_T$ запас прочности по амплитудам можно уточнить по формуле

$$S_a = \frac{\sigma_{ан}}{K_\sigma \sigma_a} = \frac{2\sigma_{-1z}}{K_\sigma \sigma_a} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_T} \right).$$

Запас прочности по максимальным напряжениям определяют приблизительно как отношение предельного напряжения $\sigma_{пр}$ к действующему максимальному напряжению в винте $S = \sigma_{пр}/\sigma_{max}$. Обычно этот расчет сводится к расчету на статическую прочность¹, тогда $\sigma_{пр} = \sigma_T$ и

$$S = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{зат} + 2\sigma_a}.$$

Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений для стальных винтов с метрической резьбой, нарезанной до упрочнения, приведены ниже:

σ_B , МПа	400	600	800	1000
K_σ	3,0	3,9	4,8	5,2

Для титановых сплавов $K_\sigma = 4...6$ в зависимости от прочности.

Коэффициент K_σ резко изменяется в зависимости от отношения радиуса впадины к шагу.

Для резьбового соединения типа винт — стяжка (или гайка, работающая на растяжение), в котором распределение нагрузки между витками более равномерное, чем в обычном соединении, K_σ уменьшают на 30—40 %.

Испытания на выносливость болтов М12 промышленного изготовления классов прочности 4,6...12,9 при среднем напряжении цикла $\sigma_m = 0,5\sigma_T$ показали, что предельные амплитуды номинальных напряжений мало зависят от класса прочности болта и марки стали и болты высоких классов прочности требуют особой технологии.

¹ В уточненных расчетах коэффициент S подсчитывают по подобному циклу $\sigma_a: \sigma_m = \text{const.}$, который на диаграмме изображается лучом, проведенным из начала координат. В общем случае предельное напряжение $\sigma_{пр}$ определяют как ординату точки пересечения этого луча с предельной кривой прочности. Как правило, луч пересекается с горизонтальным участком кривой, т. е. $\sigma_{пр} = \sigma_T$.

Расчет винтов, подверженных переменной нагрузке, выполняют в форме проверочного. Значение запаса прочности по амплитудам должно быть больше или равно 2,5, обычно $S_a=2,5\ldots 4$. Значение запаса прочности по максимальным напряжениям должно быть больше или равно 1,25.

Спецификой вероятностных расчетов резьбовых соединений в плане курса деталей машин является установление коэффициентов вариации основных параметров: напряжений начальной затяжки, напряжений от суммарной нагрузки, пределов выносливости и коэффициента концентрации напряжений. За средние значения этих параметров в первом приближении можно принимать приведенные выше в этой главе значения.

Коэффициент вариации напряжений начальной затяжки v_z зависит от способа контроля затяжки. При затяжке динамометрическим ключом разброс ее составляет $\pm (25\ldots 30) \%$, $v_z=0,08$; при затяжке по углу поворота гайки разброс $\pm 15 \%$, $v_z=0,05$; при контроле затяжки по деформации тарированной упругой шайбы разброс $\pm 10 \%$, $v_z=0,04$; при контроле по удлинению болта разброс $\pm (3\ldots 5) \%$, $v_z=0,02$.

Рассмотрим вероятностный расчет винтов на статическую прочность.

Среднее значение σ_c и коэффициент вариации v_c и напряжения винта от суммарной нагрузки соответственно равны:

$$\bar{\sigma}_c = \bar{\sigma}_{\text{зат}} + \chi \bar{\sigma}_{\text{вн}};$$

$$v_c = S/\bar{\sigma}_c = \sqrt{S_{\text{зат}}^2 + (\chi S_{\text{вн}})^2} / \bar{\sigma}_c,$$

где $\bar{\sigma}_{\text{зат}}$ и $\bar{\sigma}_{\text{вн}}$ — средние напряжения в винте соответственно от начальной затяжки и от внешней нагрузки; S , $S_{\text{зат}}$ и $S_{\text{вн}}$ — средние квадратические отклонения σ_c , $\sigma_{\text{зат}}$ и $\sigma_{\text{вн}}$; χ — коэффициент основной нагрузки: примем $\chi=0,25$.

Записав условие прочности, определяем из него квантиль u_p распределения разности σ_t и σ_c , т. е. коэффициент, характеризующий вероятность безотказной работы при расчете на статическую прочность

$$u_p = \frac{\bar{n}_c - 1}{\sqrt{(\bar{n}_c v_t)^2 + v_c^2}},$$

где $\bar{n}_c = \bar{\sigma}_t / \bar{\sigma}_c$ — коэффициент запаса статической прочности по средним значениям; σ_t и v_t — предел текучести и коэффициент его вариации.

Из условия прочности при расчете по критерию выносливости в принятом допущении, что предельная амплитуда напряжения винтов не зависит от среднего напряжения, определяем квантиль распределения u_{pa} разности σ_{pa} и σ_a , характеризующий вероятность безотказной работы по выносливости

$$u_{pa} = \frac{\bar{n}_a - 1}{\sqrt{(\bar{n}_a v_{pa})^2 + v_a^2}},$$

где $\bar{\sigma}_{pa} = \frac{\sigma_{-1ze}}{K_\sigma}$ и $\bar{\sigma}_a$ — средние значения предельной амплитуды напряжения винта и амплитуды напряжений;

$\bar{n}_a = \frac{\bar{\sigma}_{pa}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{-1ze}}{K_\sigma \sigma_a}$ — коэффициент запаса усталостной прочности по средним значениям;

$v_{pa} = \sqrt{v_d^2 + v_{пл}^2 + v_a^2}$ — коэффициент вариации предельной амплитуды напряжения; v_d и $v_{пл}$ — коэффициенты вариации деталей (винтов) одной плавки и средних пределов выносливости материала разных плавок; $v_d = 0,06\ldots 0,08$, $v_{пл} = 0,07\ldots 0,1$.

В качестве расчетного значения коэффициента вариации v_a концентрации напряжений за отсутствием экспериментальных данных принимаем теоретическое значение. При рассеянии радиусов закруглений в пределах $(0,1\ldots 0,144) R$ оцениваем $v_a \approx 0,025$, v_a — коэффициент вариации амплитуды внешней нагрузки.

По вычисленным значениям квантилей u_p и u_{pa} с помощью таблиц для нормального распределения можно определить вероятность безотказной работы по статической прочности и сопротивлению усталости.

Конструктивные и технологические мероприятия по повышению прочности винтов при переменной нагрузке. Прежде всего важно уменьшить долю переменной нагрузки, приходящуюся на винты. Для этого необходимо увеличивать жесткость соединяемых деталей и стыка (улучшением пригонки, увеличением опорных поверхностей, увеличением жесткости прокладок, если они имеются) и понижать жесткость винтов уменьшением диаметра стержня винтов в ненарезанной части до $(0,8\ldots 1,05)d_1$. Уменьшением диаметра стержня (против номинального диаметра резьбы) удастся повысить допустимую пульсирующую нагрузку на соединение более чем

в 1,5 раза. При этом допустимая статическая нагрузка понижается. Иногда в соединении под головки болтов вводят специальные упругие шайбы.

Прочность при переменных напряжениях ограничивается из-за зарождения трещин в очагах концентраций напряжений. Поэтому ее значительно легче повысить конструктивными и технологическими мероприятиями, чем статическую прочность.

Эффективна оптимизация профиля для повышения сопротивления усталости увеличением радиуса закругления впадин. Исследования шпилек из сталей 38ХА и 30ХГСА показали, что при переходе от резьбы с плоской впадиной к резьбе с радиусом $r = 0,1P$ предельная амплитуда нагрузки увеличилась на 23 %.

Во избежание разрушений в области сбега резьбы его следует делать плавным.

Эффективно выравнивать нагрузку между витками. Это достигается: а) применением гаек, работающих на растяжение (рис. 7.29, а, б и в); б) компенсацией удлинения винта коррекцией его шага (шаг винта выполняют меньшим, чем шаг гайки, а в особо ответственных случаях переменным по длине, в том числе нанесением резьбы на конической поверхности); в) изготовлением гаек из материалов с пониженным модулем упругости — из алюминиевых сплавов; г) понижением жесткости резьбы путем выполнения угла профиля винта несколько большим, чем у гайки, и, таким образом, резким увеличением деформаций витков гайки;

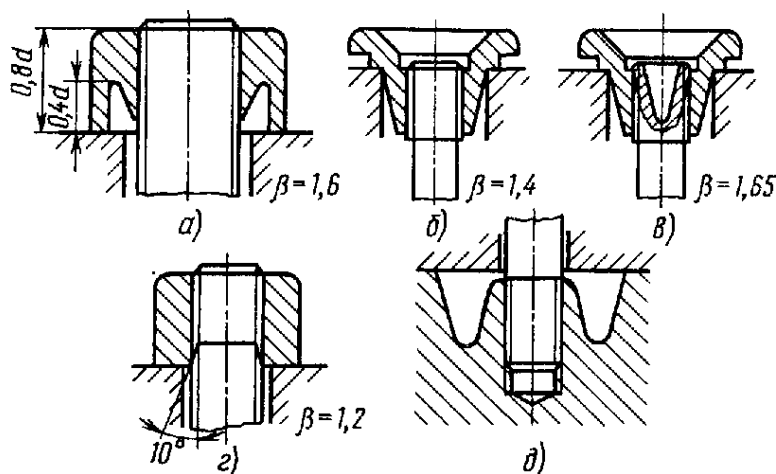


Рис. 7.29. Конструктивные способы повышения равномерности распределения нагрузки по виткам резьбы (β — коэффициент повышения предела выносливости)

д) понижением жесткости наиболее нагруженных витков резьбы (выполнение отверстия в гайке под резьбу коническим, рис. 7.29, з); е) выполнением кольцевых выточек у места ввинчивания шпилек и винтов (рис. 7.29, д). Оптимальная коррекция шага резьбы может быть достигнута на станках с числовым программным управлением.

Прочность стержня винтов повышают плавными переходами у головки (рис. 7.30) и у сбега резьбы. Радиус переходной поверхности у головки винта целесообразно выбирать равным или большим $0,2d$. В связи с тем, что опасным сечением в переходной поверхности является сечение малого диаметра у перехода этой поверхности в цилиндрическую часть стержня, в ответственных конструкциях применяют эллиптические переходные поверхности и поверхности, очерченные дугами двух радиусов (большой радиус применяют на участке, примыкающем к цилиндрической части стержня).

Из технологических мероприятий существенное повышение предела выносливости дает накатка резьбы (при правильном технологическом процессе), так как волокна материала не перерезываются, а также обкатка впадин после нарезания или после нарезания и термообработки, если она предусматривается. Обкаткой роликом впадин резьбы удается повысить предел выносливости резьбовых деталей, включая крупные, в 2...3 раза.

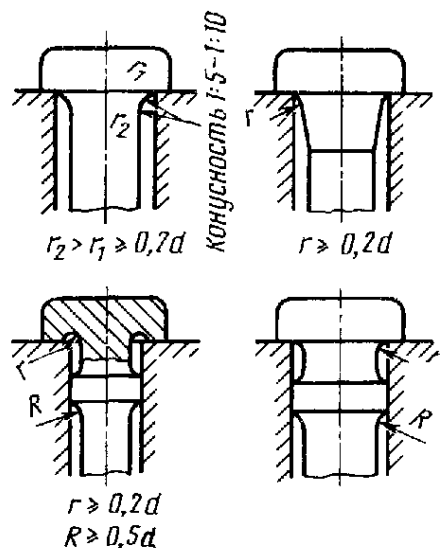


Рис. 7.30. Переходные участки у головок винтов

Существовавшее мнение о необходимости изготовления высоконапряженных резьб, подверженных циклической нагрузке, без зазоров было опровергнуто экспериментально.

Усталостные разрушения деталей (листов), соединяемых крепежными винтами, в значительной степени связаны с контактной коррозией.

Поэтому предел выносливости соединения повышается с увеличением силы затяжки в несколько раз. Эффективно выполнять неглубокие разгрузочные канавки у кромок соединяемых листов, разгружающие контактирующие слои от основных напряжений.

7.13. КЛЕММОВЫЕ, ИЛИ ФРИКЦИОННО-ВИНТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Клеммовые соединения (рис. 7.31) представляют собой фрикционные (т. е. основанные на действии сил трения) соединения, в которых необходимое нормальное давление создается затяжкой винтов.

Клеммовые соединения применяют для закрепления на валах и других круглых стержнях деталей типа кривошипов, шкивов, установочных колец, преимущественно при необходимости последующих перестановок.

Клеммовые соединения не требуют применения шпонок и поэтому допускают установку деталей под любым углом и в любом положении по длине гладкого участка вала. При этом

вал не ослабляется шпонкой. Но клеммовые соединения обычно имеют повышенный дисбаланс и при значительных нагрузках имеют большие габаритные размеры.

Соединения выполняют с разъемной ступицей (рис. 7.31, а) и со ступицей, имеющей прорезь для затягивания путем деформирования тела ступицы (рис. 7.31, б).

Соединения с разъемной ступицей сложнее, их применяют при необходимости монтажа без снятия других деталей, сидящих на валу.

Клеммовые соединения проектируют по условию передачи крутящего момента или осевой силы. Обязателен также расчет винтов. Закон распределения давления по окружности зависит от жесткости ступиц и начального зазора или натяга. Для технических расчетов ими приходится задаваться.

При очень высокой изгибной жесткости разъемной ступицы принимают, что эпюра давления на поверхности зажима повторяет эпюру вмятия вала в ступицу. Давление максимально в направлении, перпендикулярном к разьему, и сходит к нулю к плоскости разьема по косинусоидальному закону $p = p_0 \cos \alpha$.

Однако наиболее вероятным следует считать равномерный закон, так как момент от сил затяжки винтов увеличивает давление вблизи разъемов (рис. 7.32).

При равномерном распределении давления равнодействующая давления со стороны каждой полуступицы

$$Q = 2 \int_0^{\pi/2} p \cos \alpha \frac{d}{2} l d\alpha = p d l,$$

а суммарная, нормальная к поверхности вала сила N от каждой полуступицы, способная передавать сдвигающую силу fN (f — коэффициент трения)

$$N = \frac{\pi d l p}{2} = \frac{\pi Q}{2}.$$

Отсюда, согласно условию равновесия полуступицы, сила затяжки каждого из z винтов, установленных с каждой стороны,

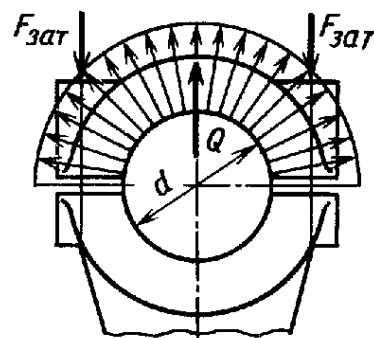


Рис. 7.32. Схема распределения давления в клеммовом соединении

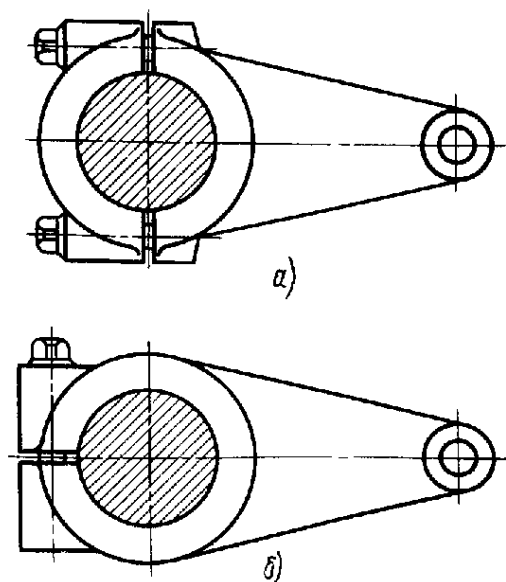


Рис. 7.31. Клеммовые соединения

$$F_{\text{зат}} = \frac{Q}{2z} = \frac{N}{\pi z}.$$

Условие передачи соединением момента T с коэффициентом запаса S имеет вид

$$2Nf \frac{d}{2} = ST \quad \text{или} \quad N = \frac{ST}{fd}.$$

Условие передачи соединением осевой силы F_a , равномерно распределенной между двумя полуступицами,

$$2Nf = SF_a \quad \text{или} \quad N = \frac{SF_a}{2f}.$$

Если внешняя осевая сила приложена к одной полуступице, то ввиду значительной податливости при изгибе винтов принимают, что вторая полуступица не участвует в передаче силы. Тогда расчетное условие записывается в виде

$$Nf = SF_a \quad \text{или} \quad N = \frac{SF_a}{f}.$$

Одновременное действие момента и осевой силы можно заменить действием некоторой равнодействующей F окружной силы от момента $2T/d$ и осевой силы F_a , распределенной на две полуступицы:

$$F = \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2}.$$

Условия прочности сцепления следующие:

$$2Nf = SF \quad \text{или} \quad N = \frac{SF}{2f}.$$

При расчете клеммовых винтов нужно также учитывать передачу ими полезного момента, воспринимаемого крышкой. Винты одной стороны крышки дополнительно нагружаются половиной этого момента; т. е. одной четвертью полного момента, передаваемого клеммой.

При расчете клеммовых соединений с прорезью дополнительной силой затяжки винтов для выборки зазоров в соединении пренебрегают или учитывают ее введением коэффициента 1,1. Распределение давления по окружности можно принять также равномерным. Тогда формулы, выведенные для соединений с разъемной ступицей, полностью применимы для соединения с прорезью. Естественно, что осевая сила передается всей поверхностью контакта. Под z в данном случае понимают полное число винтов.

При действии осевой силы на проушину болты дополнительно нагружаются силами от момента.

§ 7.14. ФРИКЦИОННЫЕ СОЕДИНЕНИЯ КОНИЧЕСКИМИ КОЛЬЦАМИ

Соединения передают моменты и осевые нагрузки силами трения на поверхностях контакта вала и ступицы с пружинными кольцами (рис. 7.33). При затягивании гайки пружинные кольца надвигаются одно на другое. При этом наружные кольца растягиваются и плотно прижимаются к ступице, а внутренние кольца сжимаются и плотно прижимаются к валу.

Кольца выполняют неразрезными, так как разрезные кольца не обеспечили бы высокой точности базирования. Соединения обладают следующими достоинствами: допускают зажим в любом угловом положении, обеспечивают хорошее центрирование, не ослабляют вала шпоночными канавками или шлицами, могут передавать значительные моменты и осевые силы, обеспечивают герметичность соединения. Однако рассматриваемые соединения довольно сложны, требуют точного изготовления, так как кольца мало деформируются, требуют места для расположения гайки.

Возможность зажима соединения в любом угловом положении важна во многих конструкциях, в частности в многопоточных редукторах и планетарных передачах, в которых рассматриваемое соединение может обеспечить более равномерное распределение передаваемых крутящих моментов между потоками.

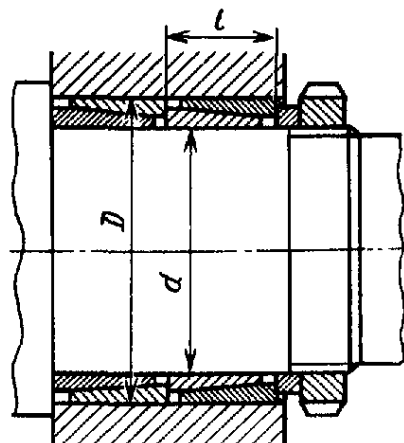


Рис. 7.33. Соединения пружинными коническими кольцами

7.4. Параметры соединений коническими кольцами

d , мм	D , мм	l , мм	$F'_{\text{зат}}$, кН	$F''_{\text{зат}}$, кН	T , Н·м	F_a , кН
16	20	6,3	10	14	25	32
20	25	6,3	12	18	40	40
25	30	6,3	9,9	22,5	62	50
30	35	6,3	8,5	27	90	60
40	45	8	14	45	199	100
50	57	10	24	73	405	160
60	68	12	27	106	705	240
80	91	17	48	203	1810	450
100	114	21	61	317	3520	700
140	158	28	89	600	9350	1340
180	201	33	111	916	18 300	2040
220	244	38	122	1300	31 700	2880

Угол наклона образующих колец выбирают с учетом требований демонтажа. Рекомендуется угол наклона $\beta = 16^\circ 42'$ ($\operatorname{tg} \beta = 0,3$).

Силы в соединении коническими кольцами в предположении точного изготовления и малых радиальных зазоров обычно определяют по тем же зависимостям, что и в клиновом соединении, с учетом того, что часть сил тратится на деформирование колец. Средние расчетные коэффициенты трения в соединении для стали по стали и по чугуну $f = 0,12$.

В табл. 7.4 приведены размеры колец; осевые силы для их деформирования на величину зазоров $F'_{\text{зат}}$ и для создания давления в контакте 100 МПа $F''_{\text{зат}}$; передаваемые моменты T и осевые нагрузки F_a (выборка из каталога Ringfeder GMBH Krefeld Uerdingen).

При $p = 200$ МПа значения F_a и T удваиваются, при $p = 50$ МПа — уменьшаются в 2 раза. Давления в указанных пределах выбирают в зависимости от прочности и сопротивления схватыванию контактирующих поверхностей.

При затягивании одной гайкой двух пар колец (см. рис. 7.33) до второй пары колец доходит примерно половина силы затяжки, и эта пара может передавать моменты T и осевые силы F_a , в 2 раза меньшие, чем указанные в таблице для первой пары колец.

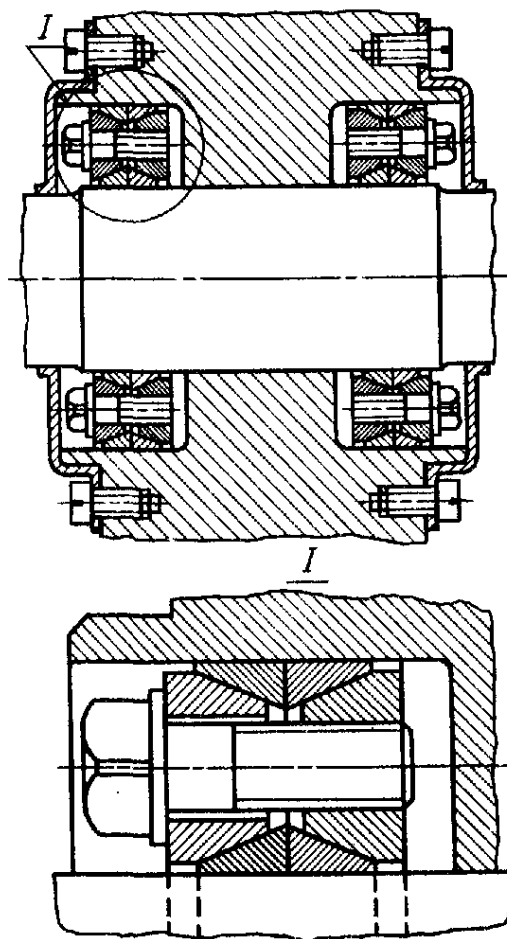


Рис. 7.34. Соединения коническими кольцами, затягиваемыми винтами

Посадочные поверхности допустимо выполнять с отклонениями размеров отверстия с полем допуска $H7$ и вала $h6$ для малых размеров и $H8$ и $h7$ соответственно для больших размеров.

Применяют также соединения разрезными коническими кольцами, стягиваемыми несколькими крепежными винтами (рис. 7.34).

Они позволяют передавать большие нагрузки. Зажимной элемент состоит из двух разрезных наружных зажимных конических колец, двух разрезных внутренних зажимных конических колец и двух средних распорных двусторонних конических колец. Средние кольца, стягиваемые крепежными винтами, прижимают зажимные кольца к валу и ступице. Зажимные элементы этого типа выполняют для валов диаметром 20...1000 мм. Их ставят по одному с каждой стороны вала.

При стесненных габаритах по оси применяют клеммовые соединения из тарельчатых пружин. Под действием осевой затяжки пружины распрямляются и зажи-

мают вал и ступицу. Для уменьшения потребной силы затяжки и напряжений в пружинах их снабжают радиальными прорезями.

§ 7.15. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КЛИНОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Клиновым называют разъемное соединение, затягиваемое или регулируемое с помощью клина. Типичным примером клинового соединения является соединение стержня со втулкой, показанное на рис. 7.35. Стержень имеет поперечный клиновидный паз с углом, равным углу клина. Втулка имеет паз постоянного сечения. Соединение обычно затягивают, забивая клин или перемещая его посредством винта.

Достоинства клинового соединения: а) быстрота сборки и разборки; б) возможность создания больших сил затяжки и возможность восприятия больших нагрузок; в) относительная простота конструкции.

По назначению клиновые соединения разделяют на: а) силовые, предназначенные для прочного скрепления деталей; б) установочные, предназначенные для установки и регулирования требуемого взаимного положения деталей.

Силовые соединения применяют для постоянного скрепления при редких разборках в машинах и при частой сборке и разборке в приспособлениях для обработки деталей на станках и в сборных литейных моделях. Типовыми примерами установочных клиновых устройств являются башмаки (рис. 7.36) для выверки и установки машин, устройства для установки и регулирования подшипников валков прокатных станов. В курсе «Детали машин» в основном рассматривают силовые клиновые соединения.

Большинство силовых клиновых соединений выполняют с предварительным натягом: клином создается внутренняя сила, действующая и при отсутствии внешней нагрузки. Установочные

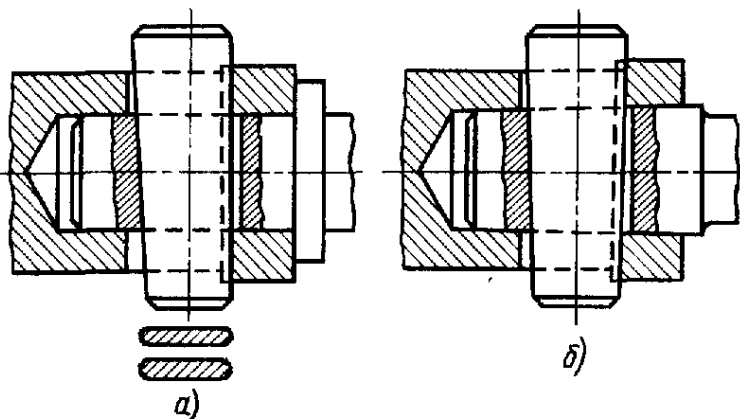


Рис. 7.35. Клиновые соединения стержня со втулкой:

а — сопряжение по цилиндрической поверхности и торцу; б — по конической поверхности

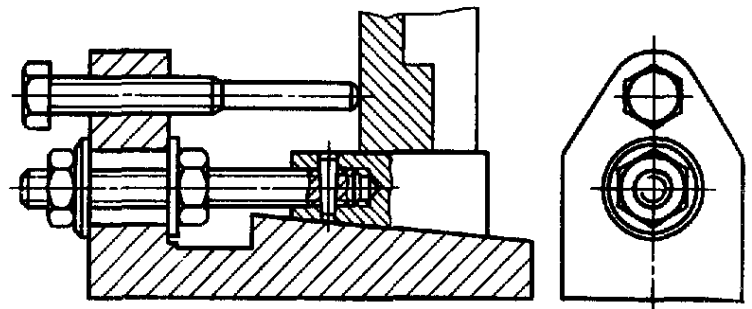


Рис. 7.36. Установочное клиновое устройство

клиновые соединения обычно выполняют без предварительного натяга с силовым замыканием, преимущественно нагрузкой от сил тяжести.

В клиновых соединениях применяют почти исключительно односкосные клинья. Рабочие поверхности клиньев выполняют цилиндрическими или плоскими с фасками. Первые предпочтительнее, так как вызывают меньшую концентрацию напряжений, но сложнее в изготовлении. В крепежных клиновых соединениях уклоны выбирают из условия самоторможения равными 1:100, 1:50, в часто затягиваемых и установочных клиньях — 1:20, 1:10, 1:4.

Примерные соотношения размеров клиньев (рис. 7.37) в соединении стержня диаметром d со втулкой:

толщина клина (из условия равнопрочности стержня на растяжение и на смятие клином) $b = (0,25 \dots 0,3) d$; высота сечения клина $h \geq 2,5b$.

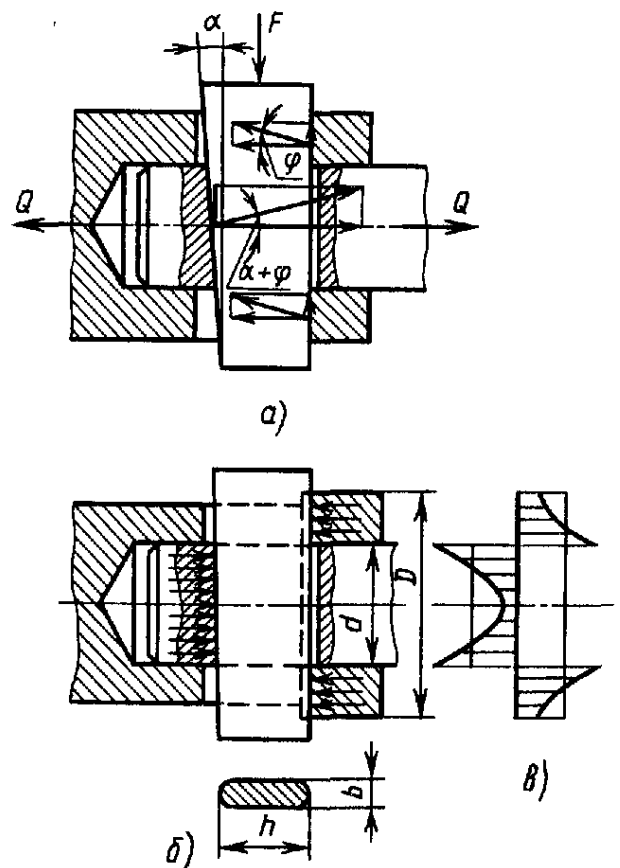


Рис. 7.37. Расчетные схемы клинового соединения

При забивании и выбивании клина (рис. 7.37, а) суммарные силы на рабочих гранях клина наклонены к нормальям на угол трения φ в сторону, обратную перемещению клина. Обозначим силу забивания клина через F , а силу, развиваемую на стержне, — через Q . В установочных клиновых соединениях она равна полезной внешней нагрузке $Q = Q_{\text{вн}}$. В соединениях с предварительным натягом по условию, что после приложения внешней нагрузки в соединении сохраняется натяг, расчетная сила в стержне $Q = (1,25 \dots 1,5) Q_{\text{вн}}$. Согласно условию равновесия клина в направлении его оси можно записать $F = Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi]$.

Сила выбивания клина

$$F_1 = Q [\operatorname{tg}(\varphi - \alpha) + \operatorname{tg} \varphi].$$

Самоторможение определяется условием, что сила F_1 больше или равна нулю. Полагая в предыдущем уравнении $F_1 \geq 0$, получаем

$$\operatorname{tg}(\varphi - \alpha) + \operatorname{tg} \varphi \geq 0, \text{ отсюда } \alpha \leq 2\varphi.$$

Таким образом, угол односкосного клина или сумма углов сторон (угол заострения) двускосного клина должны быть меньше двойного угла трения на рабочих гранях.

Расчетный коэффициент трения обычно принимают равным 0,1; тогда $\varphi \approx 5^\circ 45'$. Однако при пластичном смазочном материале и чистых поверхностях коэффициент трения может снижаться до 0,04. Наоборот, при сухих обезжиренных поверхностях коэффициент трения возрастает до 0,2...0,3 и более. В крепёжных клиновых соединениях обеспечивается значительный запас самоторможения. При уклонах, меньших 1:25, и постоянной нагрузке нет необходимости в специальных стопорных устройствах, предохраняющих соединения от самопроизвольного ослабления. В остальных случаях клинья специально закрепляют.

При расчете клина предполагают, что давление по поверхности контакта распределяется равномерно (рис. 7.37, б). В действительности распределение давления особенно при больших нагрузках более благоприятно для прочности клина на изгиб (рис. 7.37, в). Однако условный расчет дает достаточно правильный результат, так как в балках-стенках, к которым относятся клинья, напряжения по высоте распределяются менее благоприятно, чем по обычной теории изгиба. Номинальные напряжения изгиба клина обычно $\sigma_t / (1,5 \dots 2)$, напряжения смятия в крепёжных соединениях $\sigma_t / 1,5$, в часто разбираемых и подтягиваемых соединениях напряжения смятия в 2 раза меньше.

Дополнительно проверяют поверхность контакта клина и втулки на смятие, хвостовую часть стержня на срез, а также прочность втулки как толстостенной трубы, подверженной внутреннему давлению.

§ 7.16. СОЕДИНЕНИЯ ШТИФТАМИ

Штифты в основном предназначены для точного взаимного фиксирования деталей, а также для передачи относительно небольших нагрузок¹. По форме штифты можно разделить на: цилиндрические (рис. 7.38, а, б), конические (рис. 7.38, в, г, д), цилиндрические пружинные разрезные (рис. 7.38, е), просеченные цилиндрические, конические и др. (рис. 7.38, ж...к). Гладкие штифты изготавливают из стали 45 и А12, штифты с канавками и пружинные — из пружинной стали.

Цилиндрические штифты в отверстия ставят с натягом, они удерживаются от выпадания силами трения (рис. 7.39, а), а иногда концы штифтов расклепывают (см. рис. 7.38, б). Для постоянного прочного соединения обе детали сверлят и развертывают совместно под один размер. Для возможности разборки без выколачивания штифтов в соединениях на плоскости дополнительно развертываются отверстия в одной детали. Конические штифты выполняют с конусностью 1:50, обеспечивающей надежное самоторможение и центрирование деталей. Основные виды конических штифтов: а) простые, забиваемые

¹ Применяются также специальные срезающиеся штифты, служащие предохранительными элементами.

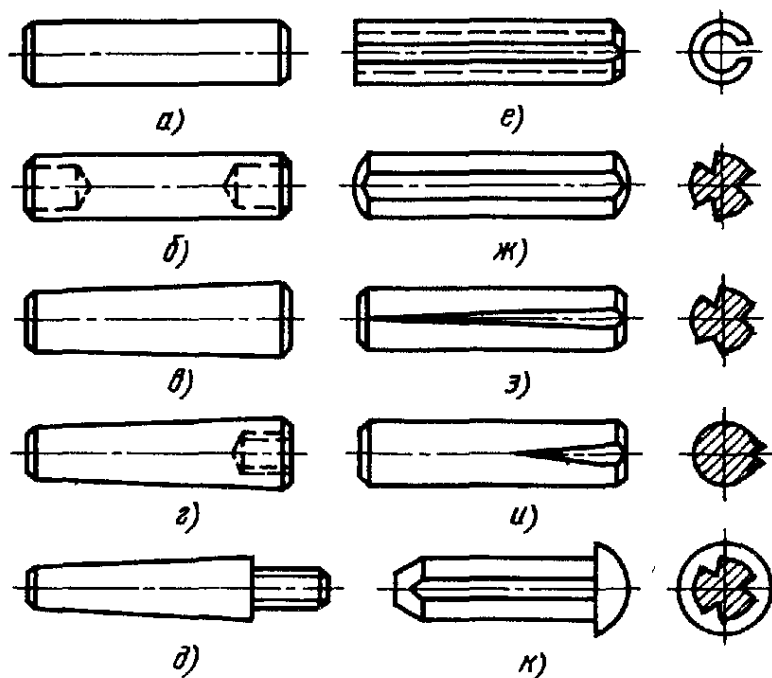


Рис. 7.38. Основные типы штифтов

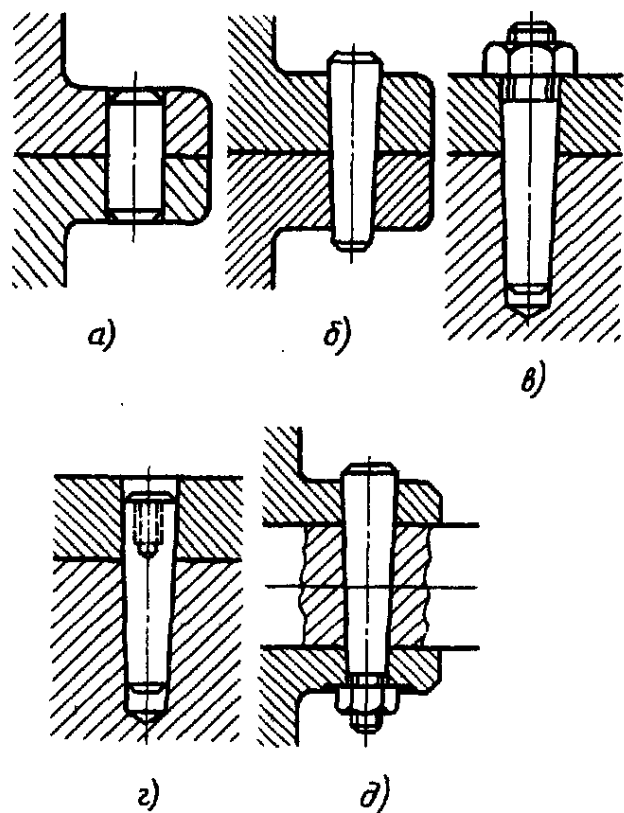


Рис. 7.39. Гладкие штифты

в отверстия (см. рис. 7.38, *в* и 7.39, *б*), применяемые в сквозных отверстиях при возможности выбивания другой стороны; *б*) с резьбой для извлечения при разборке (рис. 7.39, *в*, *г*), применяемые при установке в глухие отверстия. В соединениях, подверженных толчкам и ударам, и в соединениях быстровращающихся деталей конические штифты необходимо специально предохранять от ослабления натяга и выпадания. Для этого их выполняют с прорезью и разведением концов или в виде призонных болтов (рис. 7.39, *д*).

Конические штифты в основном применяют: *а*) в соединениях деталей по плоскостям, стягиваемым крепежными винтами; *б*) в соединениях по цилиндрическим и коническим поверхностям вал — ступица. В соединениях деталей по плоскости применяют обычно по два штифта и осуществляют фиксацию, тогда как основная нагрузка воспринимается силами трения в стыке, создаваемыми затяжкой винтов. В соединениях деталей по цилиндрическим и коническим поверхностям при небольших нагрузках штифты заменяют шпонки.

Пружинные штифты (см. рис. 7.38, *е*) вальцуют из ленты и закаливают. Ввиду

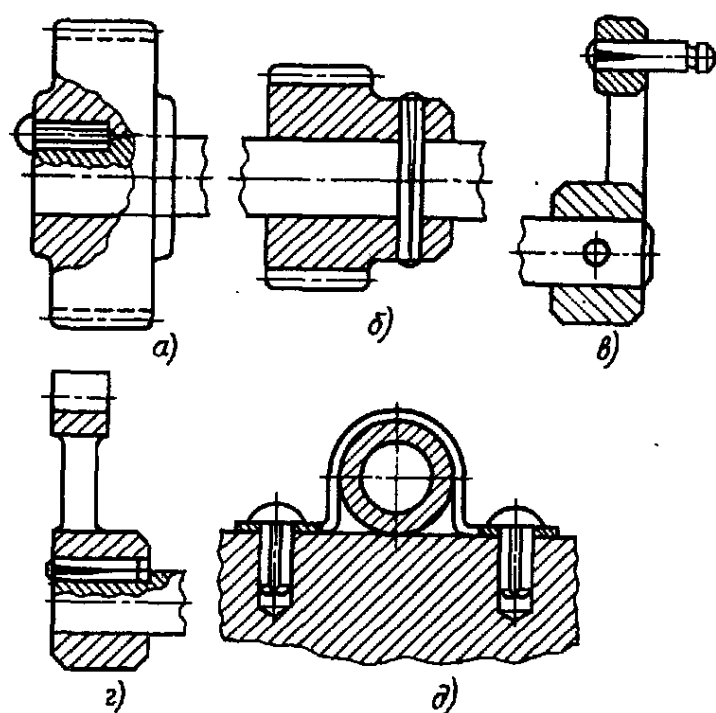


Рис. 7.40. Штифты с канавками

податливости их можно устанавливать в отверстия с большими допусками, обеспечивая надежное сцепление даже при ударной нагрузке и сохранение силы сцепления после многократной сборки и разборки.

Толщину ленты выбирают равной $(0,05...0,1)d$, натяг $(0,015...0,025)d$ (d — диаметр штифта).

Штифты с канавками (см. рис. 7.38, *ж...к*) не требуют развертывания отверстий; штифты надежно удерживаются в них без дополнительных средств закрепления. При забивании штифтов в отверстия выдавленный ранее из канавок материал упруго деформируется в обратном направлении. Таким образом, создаются повышенные местные давления, что повышает прочность сцепления. Высоту выступов h выбирают при $d=2,5...3$ мм $h=0,25$ мм; при $d=10...12$ мм $h \approx 0,4$ мм. Штифты с канавками применяют преимущественно для передачи нагрузки, а так же в качестве шпонок (рис. 7.40, *а*, *г*), обычных штифтов (рис. 7.40, *б*), мелких осей (рис. 7.40, *в*), гвоздей (рис. 7.40, *д*).

Штифты с канавками рассчитывают так же, как гладкие, но с коэффициентом ослабления, равным 1,3...1,5.

§ 8.1. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпонка — деталь, устанавливаемая в пазах двух соприкасающихся деталей и препятствующая относительно повороту или сдвигу этих деталей. Шпонки преимущественно применяют для передачи вращающего момента от вала к ступице или наоборот.

Шпоночные соединения могут быть разделены на две группы: 1) ненапряженные, осуществляемые призматическими или сегментными шпонками; 2) напряженные — клиновыми шпонками или штифтами.

Шпонки всех основных типов в СССР стандартизованы и их размеры выбирают по ГОСТам.

Основное применение имеют ненапряженные соединения, в которых для обеспечения надлежащего центрирования и исключения контактной коррозии следует ступицы устанавливать на валы с натягом.

Призматические шпонки (рис. 8.1) выполняют прямоугольного сечения с отношением высоты к ширине сечения от 1:1 для валов малых диаметров

до 1:2 для валов больших диаметров (ГОСТ 23360—78*). Концы шпонок выполняют плоскими или скругленными (рис. 8.1, б, в). Призматические шпонки преимущественно изготавливают из чистотянутой стали. Рабочими у призматических шпонок являются боковые, более узкие грани. Шпонку врезают в вал и ступицу на глубину около 0,5 ее высоты h , при чугунных ступицах несколько глубже в ступицу. В радиальном направлении предусматривают зазор. Отклонения ширин шпонки, пазов в ступице и в валу выбирают соответственно $h6$, $H7$ и $i6$.

Недостаток призматических шпонок — трудность обеспечения их взаимозаменяемости, что ограничивает их применение в крупносерийном и массовом производствах.

Простые шпонки закладывают в паз вала, соответствующий длине шпонки, без крепления (см. рис. 8.1). Ограниченное применение имеют подвижные соединения направляющими шпонками, которые прикрепляются к валу винтами.

В связи с тем, что выколачивание призматических шпонок из валов при разборке в условиях стесненных габаритов может представлять трудности, валы по возможности проектируют так, чтобы все детали могли быть демонтированы без удаления шпонок. Для этого валы делают с необходимым перепадом посадочных диаметров.

Для облегчения изготовления вала шпонки на валу целесообразно по возможности делать одного поперечного сечения.

Установленные вплотную зубчатые колеса, если они передают момент в разные стороны (ведущее и ведомое), лучше во избежание перекоса сажать на разные

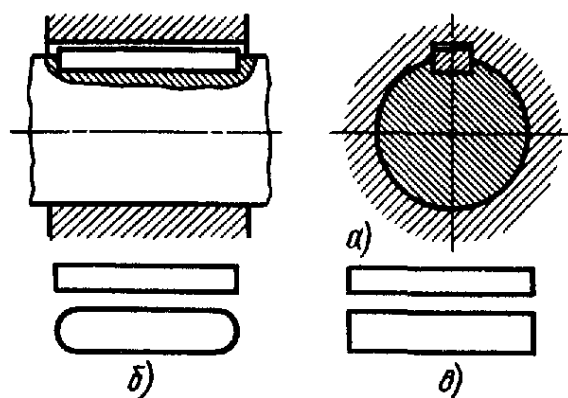


Рис. 8.1. Соединение призматической шпонкой (а) со скругленными (б) и плоскими концами (в)

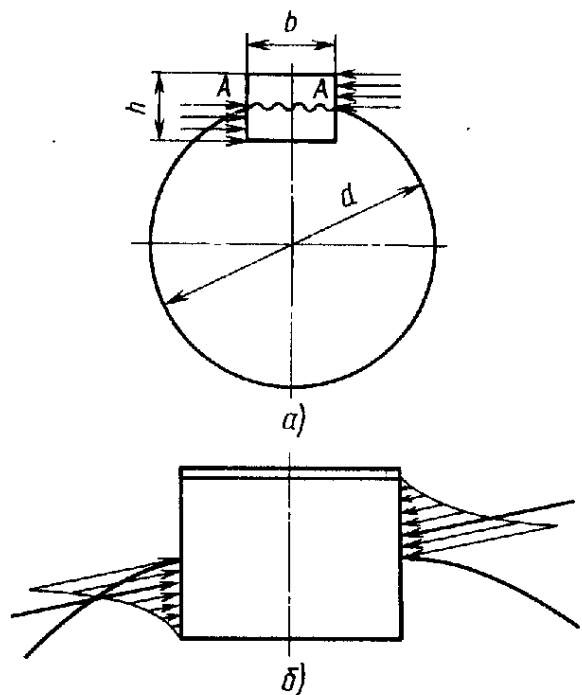


Рис. 8.2. Расчетная схема и характер действительных эпюр давления в соединении призматической шпонкой

шпонки, а если в одну сторону, то на общую шпонку.

Ширину шпонок выбирают равной $(0,25...0,30)d$, для самых крупных валов $0,2d$, где d — диаметр вала.

Размеры сечений стандартных призматических шпонок, в мм: 2×2 ; 3×3 ; 4×4 ; 5×5 , 6×6 , 8×7 ; 10×8 , 12×8 , 14×9 , 16×10 , 18×11 , 20×12 , 22×14 ; 25×14 , 28×16 , 32×18 , 36×20 , 40×22 , 45×25 , 50×28 , 56×32 , 63×32 , 70×36 , 80×40 , 90×45 , 100×50 .

Стандартизованы также высокие шпонки повышенной несущей способности с отношением $b/h \approx 0,9$.

Основным расчетом для призматических шпонок является условный расчет на смятие в предположении равномерного распределения давления по поверхности контакта боковых граней шпонки с валом и ступицей.

Для простоты расчета предполагают, что плечо сил, действующих на шпонку, может быть принято равным $0,5d$ (рис. 8.2, а). Тогда условие прочности шпонки на смятие

$$\sigma = 2T10^3 / (dlk) \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где T — вращающий момент, в Н·м; l — рабочая длина шпонки, мм; $k \approx 0,4h$ —

глубина врезания шпонки в ступицу, в мм (см. ГОСТ 23360—78*); $[\sigma]_{\text{см}}$ — в МПа.

В связи со стандартизацией сечений шпонок формулу чаще применяют для проверки давления или допустимого момента, причем длину шпонки l выбирают в соответствии с длиной ступицы. При необходимости по формуле определяют длину шпонки.

Принятая схема распределения давлений является условной. В связи с неизбежным перекосом шпонки давление распределяется по высоте рабочих граней резко неравномерно (рис. 8.2, б), в результате чего момент, опрокидывающий шпонку, невелик. Кроме того, на рабочих гранях шпонки возникают силы трения, препятствующие перекосу шпонки. Эпюры давления указывают на то, что прямоугольная форма сечения шпонки не является оптимальной и уступает, например, шестигранной, в которой возможно более равномерное распределение давления по ширине граней.

Условие прочности на срез по сечению АА стандартных шпонок обеспечено при стандартизации. При проектировании соответствующая проверка не требуется.

Сегментные шпонки (ГОСТ 24071—80*) применяют в связи с технологичностью соединения, не требующего ручной пригонки (рис. 8.3). Достоинством соединения является также устойчивое положение шпонки в валу, что уменьшает ее перекося и концентрацию давления. Шпонки при коротких ступицах устанавливают по одной, при длинных — по две на длине ступицы.

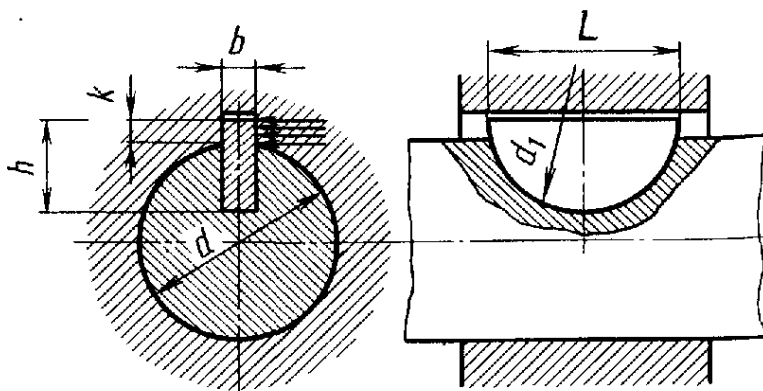


Рис. 8.3. Соединение сегментной шпонкой

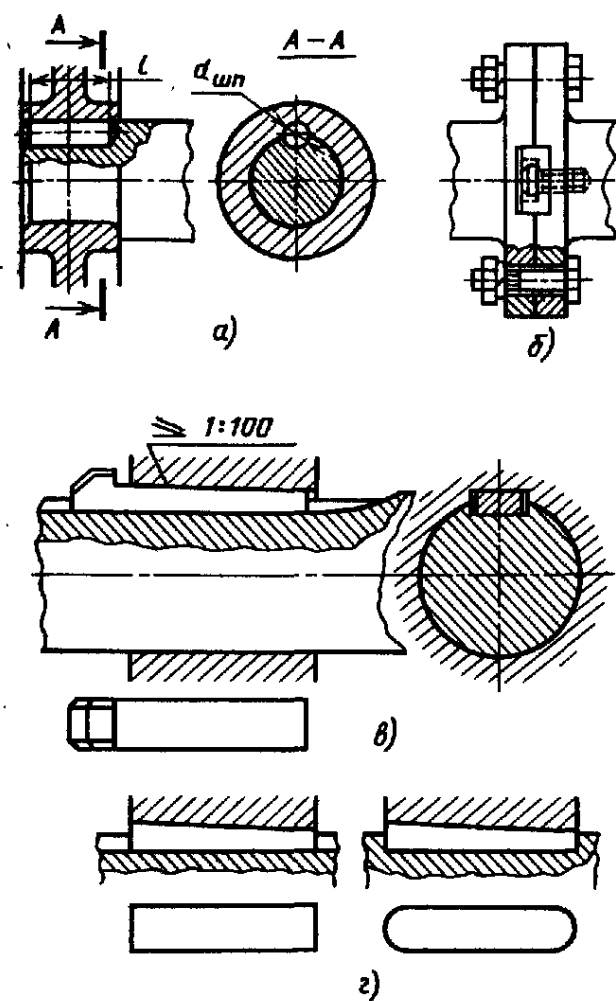


Рис. 8.4. Соединения клиновыми шпонками

Сегментные шпонки характеризуются двумя основными параметрами: шириной b и диаметром заготовки d_1 . Ширину и глубину врезания в ступицу выбирают примерно такими же, как и у призматических шпоночных соединений.

Высоту шпонки h выбирают около $0,4 d_1$. Длина шпонок l близка к d_1 .

Шпоночный паз для сегментных шпонок фрезеруют специальной фрезой, соответствующей размеру шпонки. Недостатком сегментных шпонок является необходимость глубокой канавки на валу.

Сегментные шпонки рассчитывают так же, как и призматические, принимая $k = h - t$.

Цилиндрические шпонки и штифты (рис. 8.4, а) (ГОСТ 3128—70*, ГОСТ 12207—79*) вставляют в отверстия, которые высверливают в собранном соединении параллельно оси вала (половина диаметра в валу, половина — в ступице). Цилиндрические шпонки применяют только при расположении ступицы на кон-

це вала, преимущественно на валах малой длины. Диаметр шпонки $d_{ш} = (0,13 \dots 0,16)d$, длина ее $l = (3 \dots 4)d_{ш}$. Посадка с натягом, в частности, H7/r6. Цилиндрические шпонки вызывают радиальную распорную силу.

Необходимое число шпонок z (или длины l) определяют из расчета на смятие с учетом серпообразной эпюры распределения давления:

$$z = 16T10^3 / (\pi d d_{ш} l [\sigma]_{см}).$$

Торцовые призматические шпонки служат для соединения двух тел вращения по торцовой поверхности (рис. 8.4, б). Торцовые шпонки применяют при передаче значительных моментов фланцевыми соединениями валов, шпинделей станков с инструментальными головками и т. д. Во избежание появления поперечной нагрузки в соединяемых деталях шпонки устанавливают под углом 180° .

Клиновые шпонки (ГОСТ 24068—80*) представляют собой клинья обычно с уклоном 1:100 (рис. 8.4, в и г). В отличие от призматических, у клиновых шпонок рабочими являются широкие грани, а на боковых гранях имеется зазор. Клиновые шпонки создают напряженное соединение, способное передавать вращающий момент, осевую силу и ударные нагрузки. Однако клиновые шпонки вызывают радиальные смещения оси ступицы по отношению к оси вала на величину радиального посадочного зазора и контактных деформаций, а следовательно, увеличивают биение насаженной детали. Поэтому область применения клиновых шпонок в настоящее время резко сократилась. В точном машиностроении и в ответственных соединениях их совершенно не используют. Шпонки с головками (рис. 8.4, в), удобные при необходимости частой разборки, требуют специальных ограждений.

Размеры сечений стандартных клиновых шпонок те же, что и у призматических.

Соединения врезными клиновыми шпонками выполняют с пазами для шпошки на валу и в ступице (см. рис. 8.4, в и г). Паз в ступице имеет уклон, соответствующий уклону клина, т. е. 1:100.

Допустимая сила между шпонкой и валом определяется из расчета на смятие при треугольной по ширине шпонки эпюре давления, образуемой в результате забивки шпонки и действия момента. Допустимый момент складывается из момента трения между валом и ступицей и валом и шпонкой плюс момент от треугольной эпюры давления на шпонке.

Существуют клиновые шпонки: на лыске, менее ослабляющие вал, и фрикционные, позволяющие скрепление вала и ступицы в любом положении по углу и длине. Применение их очень ограничено.

Соединения тангенциальными клиновыми шпонками (рис. 8.5) отличаются от соединений простыми клиновыми шпонками тем, что натяг между валом и ступицей создается не в радиальном, а в касательном направлении, в связи с чем необходима установка двух шпонок. Шпонки в таких соединениях работают на сжатие, т. е. в лучших условиях, чем в других шпоночных соединениях. Каждую шпонку составляют из двух односкосных клиньев, обращенных вершинами в разные стороны, с параллельными внешними рабочими гранями. Натяг осуществляется относительным осевым смещением клиньев. Шпонки ставят обычно под углом $120\ldots 135^\circ$.

Соединения тангенциальными шпонками применяют в тяжелом машиностроении при больших динамических нагрузках.

Государственные стандарты (ГОСТ 24069—80 и 24070—80) охватывают два вида соединений: шпонки тангенциальные нормальные для валов диаметром $60\ldots 1000$ мм и усиленные для валов диаметром $100\ldots 1000$ мм.

Между шириной b (рис. 8.5) и глубиной t паза существуют определенные соотношения. Ширина паза b находится как половина длины хорды сегмента, стрела которого равна t . В соединениях усиленными шпонками $t=0,1d$ и $b=0,3d$, в соединениях нормальными шпонками t изменяется от $0,115d$ для малых диаметров до $0,066d$ для больших, соответственно b изменяется от $0,32d$ до $0,248d$.

Расчет соединения ведут, исходя из работы одной шпонки, так как каждая шпонка передает момент в одну сторону.

Момент ($\text{Н}\cdot\text{м}$) создается окружной силой F_t на шпонке, приложенной на плече $(d-t)/2$, и силой трения $F_t f$ между ступицей и валом, приложенной на плече $d/2$:

$$T = \left[F_t \frac{d-t}{2} + \frac{4}{\pi} F_t f \frac{d}{2} \right] / 10^3.$$

Приняв $t \approx 0,1d$ и $F_t \leq (t-c) l [\sigma]_{\text{см}}$ (c — размер фаски на рабочей грани шпонки; $[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемое давление, в МПа), получаем расчетную формулу для момента

$$T \leq \left(0,45 + \frac{2}{\pi} f \right) d l (t-c) [\sigma]_{\text{см}} / 10^3.$$

В этой формуле не учитывается влияние силы начальной затяжки, которая несколько увеличивает давление на шпонках.

В качестве материала для шпонок обычно применяют среднеуглеродистые стали. Призматические шпонки изготовляют из чистотянутой стали, поставляемой в соответствии с ГОСТ 8787—68. Допускается применение другой стали с $\sigma_b \geq 600$ МПа.

Целесообразно, чтобы материал призматических шпонок был менее прочным, чем материал вала и ступицы.

Изложенные упрощенные методы расчета по номинальным давлениям без учета перекосов и кромочных давлений, возможности перетяжки напряженных соединений

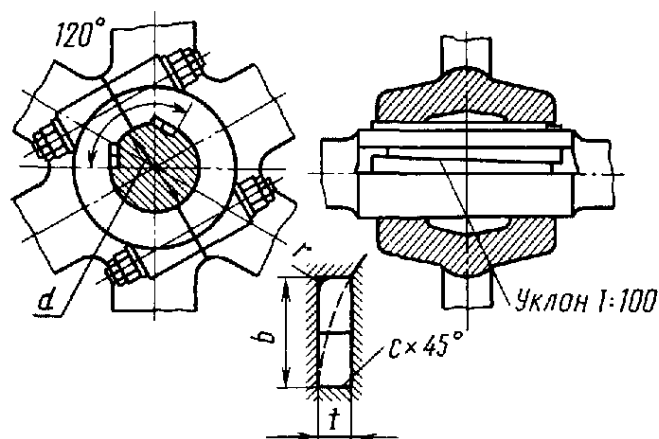


Рис. 8.5. Соединения тангенциальными шпонками

требуют повышенных значений коэффициента безопасности или допускаемых давлений.

Допускаемые давления $[\sigma]_{\text{см}}$ в неподвижных шпоночных соединениях при неревверсивной спокойной нагрузке можно выбирать с коэффициентом безопасности по отношению к пределу текучести наиболее слабого материала равным 1,5...2, при реверсивной — в 1,5 раза больше.

При малых моментах вместо шпонок можно применять штифты, которые располагают в радиальных отверстиях.

8.2. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шлицевые соединения вал — ступица (рис. 8.6) представляют собой соединения, образуемые выступами — зубьями на валу входящими во впадины — шлицы соответствующей формы в ступице. Эти соединения можно представить как многошпоночные, у которых шпонки выполнены за одно целое с валом.

Шлицевые соединения имеют по сравнению со шпоночными следующие преимущества: а) большую несущую способность при одинаковых габаритах благодаря значительно большей рабочей поверхности и равномерному распределению давления по высоте зубьев; б) большую усталостную прочность вала; в) детали на валах лучше центрируются и имеют лучшее направление при передвижении вдоль вала.

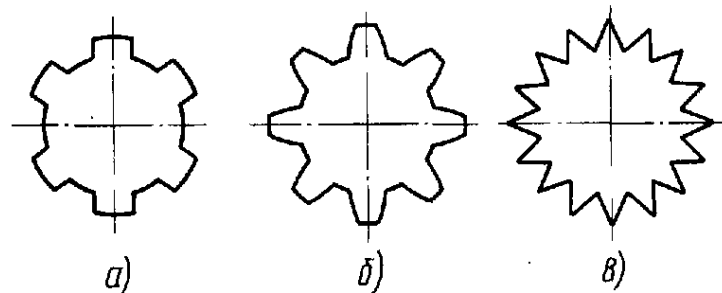


Рис. 8.6. Виды шлицевых соединений:

а — прямоугольное; б — эвольвентное; в — треугольными шлицами

Шлицевые соединения применяют в качестве неподвижных для жесткого соединения ступицы с валом; для соединения с компенсацией небольшой несоосности; для подвижного соединения (с осевым перемещением) без нагрузки и под нагрузкой.

Компенсация несоосности бывает необходима в связи с погрешностями изготовления или требованиями самоустановки. Примеры осевых перемещений под нагрузкой — сверлильные шпиндели, карданные валы автомобилей; без нагрузки — передвижные зубчатые колеса в коробках передач.

Прямоугольные шлицевые соединения (рис. 8.7) в настоящее время имеют наибольшее распространение (в общем машиностроении около 80 %). Профиль очерчивается окружностью выступов, окружностью впадин и прямыми, образующими на валу выступы-зубья постоянной толщины. ГОСТ 1139—80 преду-

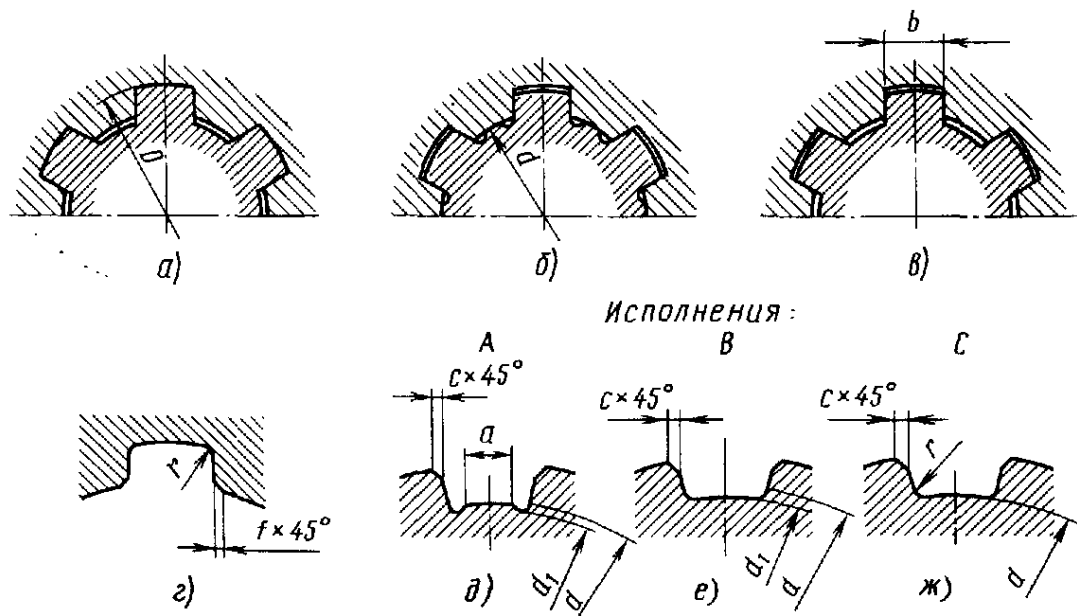


Рис. 8.7. Виды центрирования прямоугольных шлицевых соединений

смаатривает соединения трех серий: легкой при наружных диаметрах $D=26...120$ мм с числом зубьев в зависимости от диаметра $z=6; 8$ и 10 ; средней при $D=14...125$ мм, $z=6; 8$ и 10 ; тяжелой при $D=20...125$ мм, $z=10; 16$ и 20 (табл. 8.1).

Основное применение имеют соединения легкой и средней серий. Соединения тяжелой серии преимущественно применяют для тяжелых условий по износу.

Шлицевые соединения различают по системе центрирования ступицы на валу (см. рис. 8.7): *а*) — по наружному диаметру; *б*) — по внутреннему диаметру; *в*) — по боковым граням или по вспомогательным цилиндрическим или коническим поверхностям.

В конструкциях, требующих точного центрирования по кинематическим или динамическим условиям, применяют центрирование по наружному или внутреннему диаметрам. Если ступицу по поверхности отверстия и шлицам термически не обрабатывают или обрабатывают до невысокой твердости, то по технологическим условиям следует применять центрирование по наружному диаметру. Тогда центрирующие поверхности допускают точную и производительную обработку; на ступице — протягиванием; а на валу — круглым шлифованием; 80 % прямобочных шлицевых соединений имеют центрирование по наружному диаметру. Если ступица по отверстию имеет высокую твердость, то обычно применяют центрирование по внутреннему диаметру, обрабатывая центрирующие поверхности вала и втулки шлифованием. Наиболее высокую точность центрирования можно обеспечить по внутреннему диаметру.

Центрирование по боковым граням зубьев не обеспечивает точной соосности ступицы и вала, но обеспечивает наиболее равномерное распределение сил между зубьями; поэтому его следует применять при передаче больших вращающих моментов, но при отсутствии высоких требований к точности центрирования. Характерными примерами центрирования по бо-

вым граням могут служить подвижные шлицевые соединения карданных валов. Центрирование по боковым граням применяется при числе зубьев 10 и внешнем диаметре от 25 до 90 мм включительно.

Центрирование по вспомогательным поверхностям весьма эффективно при больших радиальных нагрузках.

Внешние углы зубьев вала (см. рис. 8.7, *а* — *в*) выполняют с фасками, внутренние углы у основания зубьев вала — с закруглениями или с выкружками. Внутренние углы впадины у ступицы выполняют с закруглениями (см. рис. 8.7, *г*).

При центрировании по внутреннему диаметру применяют исполнение (рис. 8.7) *А* и *С*, при центрировании по наружному диаметру и боковым сторонам зубьев — исполнение *В* (см. рис. 8.7).

Допуски назначают по ГОСТ 1139—80.

Уменьшение зазоров по центрирующим диаметрам при обычном сложном нагружении (включающем радиальную составляющую или изгибающий момент) существенно уменьшает путь скольжения и является эффективным средством повышения долговечности.

Условные обозначения прямобочного шлицевого соединения составляют из обозначения поверхности центрирования D , d или b , числа зубьев z , номинальных размеров $d \times D$ (а также обозначения посадок по центрирующему размеру).

Например, $d8 \times 36 \frac{H7}{g6} \times 40$ обозначает восьмишлицевое соединение с центрированием по внутреннему диаметру с размерами $d=36$ и $D=40$ мм и с посадкой по центрирующему диаметру $H7/g6$.

Соединения эвольвентного профиля (см. рис. 8.6, *б*) являются весьма перспективными. Профиль очерчивается окружностью вершин, окружностью впадин и эвольвентами, как профили зубьев зубчатых колес.

Отличие этого профиля от профиля зубчатых колес заключается в увеличенном угле профиля рейки до 30° (вместо 20°) и в уменьшенной высоте зуба, что связано с отсутствием перекатывания.

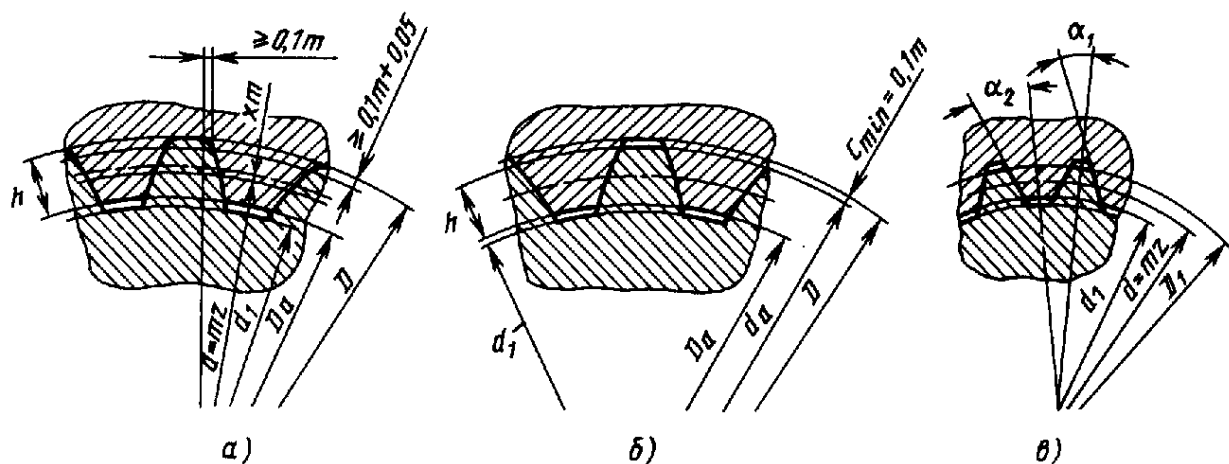


Рис. 8.8. Эвольвентное шлицевое соединение

Эвольвентный профиль шлицевых соединений имеет следующие достоинства: а) повышенная прочность; б) технологичность. Повышенная прочность достигается благодаря большому количеству зубьев и утолщению зубьев к основанию. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при кручении в 1,5 и более раз ниже, чем у прямобочного профиля, а при изгибе примерно одинаковы.

Для обработки шлицевых валов эвольвентного профиля требуется меньший комплект более простых фрез с прямолинейными режущими кромками, чем для валов прямобочного профиля, вследствие чего эвольвентный профиль получается точнее;

при его обработке могут быть использованы совершенные технологические процессы, применяемые для изготовления зубчатых колес. Однако эвольвентные протяжки дороги и трудоемкость шлифования их шлицев больше, чем прямобочных.

ГОСТ 6033—80* охватывает эвольвентные соединения с центрированием по наружному диаметру (рис. 8.8, а) и по боковым поверхностям (рис. 8.8, б) с модулями $m=0,5\ldots 10$ мм, с наружными диаметрами, принимаемыми за номинальные, $D=4\ldots 500$ мм и с числами зубьев $z=6\ldots 82$. Выборка из предпочтительного размерного ряда эвольвентных соединений приведена в табл. 8.2.

8.2. Предпочтительный размерный ряд * эвольвентных шлицевых соединений (ГОСТ 6033—80 *)

Номинальный диаметр D , мм	Число зубьев z при m				Номинальный диаметр D , мм	Число зубьев z при m		
	0,8	1,25	2	3		3	5	8
20	23	14			85	27	15	
25	30	18			90	28	16	
30	36	22			95	30	18	
35		26	16		100	32	18	
40		30	18		110	35	20	
45		34	21		120	38	22	
50		38	24		140	45	26	
55			26	17	160	52	30	18
60			28	18	180	58	34	21
65			31	20	200		38	24
70			34	22	220		42	26
75			36	24	240		46	28
80			38	25	260		50	31

* Выборка в диапазоне номинальных диаметров 20...260 мм.

Примечание. Второй размерный ряд диаметров в том же диапазоне: 22, 28, 32, 38, 42, 48, 52, 58, 62, 68, 72, 78, 82, 88, 92, 98, 105, 130, 150, 170, 190, 210, 250 мм.

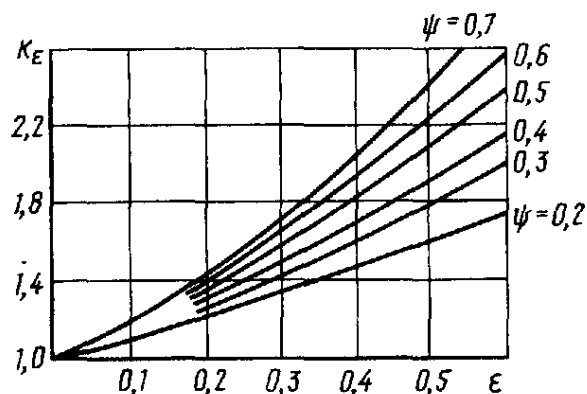


Рис. 8.9. Значения коэффициента концентрации давлений K_Σ

Основные параметры соединений связаны зависимостью

$$D = m(z + 1,0 + 2x),$$

где x — смещение исходного контура (параметр, необходимый для установки инструмента при нарезании).

Шлицевые прямобоочные и эвольвентные соединения выполняют, как правило, прямозубыми. Косозубые соединения применяют для регулировки зазора или создания натяга в передачах и для передвижения косозубых зубчатых колес. При одинаковом осевом шаге зубчатых колес и соединений осевые сдвигающие силы не возникают.

Соединения треугольного профиля, как правило, неподвижные (рис. 8.8, а), применяют при стесненных габаритах.

Угол профиля зуба втулки α_2 (половина угла впадины втулки) назначают равным 30, 36 и 45°. Угол профиля зуба вала $\alpha_1 = \alpha_2 - 180^\circ/z$. По отраслевому стандарту на мелкозубчатые соединения треугольного профиля ОСТ 100092—73 $\alpha_2 = 36^\circ$.

Обычно соединения треугольного профиля применяют с числом зубьев 15...70, модулем 0,2...1,6 мм и наружным диаметром 5...100 мм. Предпочтительно использование данных указанного выше ОСТа. Применяют также нормы автомобильной промышленности, транспортного машиностроения и рекомендации СЭВ РС 556—66.

Треугольные соединения выполняют не только цилиндрическими, но также коническими и торцовыми. Конусность кони-

ческих соединений обычно выбирают 1 : 16 по впадинам вала.

Треугольные соединения удобно применять при необходимости малых относительных регулировочных поворотов деталей. Если для деталей, требующих относительной угловой регулировки, применить два соединения с числами зубьев z и $z+1$, то детали можно повернуть одну относительно другой на минимальный угол, равный $1/[z(z+1)]$.

Расчеты и эксперименты показывают, что при работе шлицевых соединений при радиальных нагрузках и изгибающих моментах происходят скольжение и изнашивание, связанные с зазорами и контактными деформациями. Износ резко увеличен при повышенных зазорах, в зубчатых колесах малых диаметров, в паразитных колесах и в ременных шкивах, где радиальные нагрузки повышены.

Особо большой износ наблюдается в шлицевых соединениях шкивов, в которых отсутствует подача смазочного материала.

В связи с работой в условиях изнашивания целесообразно рабочие поверхности шлицевых соединений упрочнять. В ответственных соединениях применяют поверхностную закалку с нагревом ТВЧ, цементацию или нитроцементацию с закалкой, азотирование. Сопряженные поверхности упрочняют теми же способами или из-за технологических трудностей подвергают улучшению. Износ шлицев, закаленных до твердости (50...60) HRC₃, в эксплуатации до 5 раз меньше износа улучшенных шлицев с твердостью (29...30) HRC₃.

В ответственных шлицевых и шпоночных соединениях зубчатых колес с валами желательно шлицы или шпонки располагать по длине симметрично относительно венцов. Иначе из-за неравномерного изнашивания возможен перекос зубьев.

Шлицевые соединения выходят из строя из-за повреждения рабочих поверхностей зубьев: износа, смятия, фреттинг-коррозии, заедания и из-за поломок шлицевых валов и зубьев.

Основным считается расчет на износ с проверкой на смятие до приработки.

Расчет из условия общности форм упрощенного и уточненного расчетов проводим по номинальным условным допускаемым напряжениям от наибольшего длительно действующего вращающего момента в предположении равномерного распределения давления по поверхности зубьев. Учет условий работы относим к условному допускаемому напряжению (давлению).

Условие износостойкости по напряжению смятия (преимущественно используется в виде проверочного)

$$\sigma = 10^3 T / (S_A l) \leq [\sigma]_{\text{усл}},$$

где T — вращающий момент, Н·м; l — длина соединения; S_A — статический момент единицы длины рабочей поверхности шлицев относительно оси вала (см. табл. 8.1);

$$S_A = 0,5 z h d_{\text{ср}},$$

где z — число зубьев; h — рабочая высота зубьев, мм; $d_{\text{ср}}$ — средний по высоте зуба диаметр, мм; $[\sigma]_{\text{усл}}$ — условное допускаемое давление.

Для прямобочного профиля (см. табл. 8.1)

$$h = 0,5 (D - d) - 2c; \quad d_{\text{ср}} = 0,5 (D + d);$$

для эвольвентного профиля приближенно

$$h = 0,8m; \quad d_{\text{ср}} = D - 1,1m;$$

для треугольного профиля с диаметрами окружностей вершин зубьев вала D_1 и ступицы d_1 (см. рис. 8.8)

$$h = 0,5 (D_1 - d_1); \quad d_{\text{ср}} = d = mz.$$

Рассмотрим с некоторыми упрощениями комплексный расчет по ГОСТ 2125—75 прямобочных шлицевых соединений, как имеющих основное пространство.

Упрощенный расчет наиболее распространенных прямобочных соединений с зубчатыми колесами можно проводить по допускаемым давлениям $[\sigma]_{\text{усл}} = [\sigma]_{TFe}$ (табл. 8.3), в которых учтены напряжения от радиальных сил F и смещение e середины зубчатого венца относительно середины шлицевого участка ступицы. Действие других источников нагружения можно заменить введением небольшого дополнительного коэффициента запаса прочности учитывая, что основной коэффициент запаса в табл. 8.3 принят 1,3.

В уточненном расчете условное допускаемое давление определяется

$$[\sigma]_{\text{усл}} = [\sigma]_{\text{max}} / K K_d,$$

где $[\sigma]_{\text{max}}$ — максимальное допускаемое давление (табл. 8.4); $K = K_{\text{эс}} K_{\text{пр}}$ — коэффициент нагрузки; $K_{\text{эс}}$ — коэффициент, учитывающий неравномерное нагружение зубьев от радиальных сил и сколь-

8.3. Допускаемое давление $[\sigma]_{TFe}$ к расчетам с учетом момента T , радиальной силы F и смещения e середины венца от середины шлицевого участка ступицы

Соотношение размеров		Без обработки 20HRC ₃	Улучшение до 28HRC ₃	Закалка			Цементация или азотирование до 60HRC ₃
$d_{\text{ср}}/d_w$	e/l			40HRC ₃	45HRC ₃	52HRC ₃	
0,35	0	73	85	105	130	142	158
	0,25	52	60	77	97	105	117
	0,5	38	45	60	75	80	90
0,5	0	47	55	67	85	92	100
	0,25	32	37	47	60	66	72
	0,5	22	26	34	42	45	50

Примечание. d_w — диаметр начальной окружности зубчатого колеса, на котором приложена окружная сила; e — смещение середины зубчатого венца относительно середины шлицевого участка ступицы.

8.4. Наибольшее допускаемое давление $\sigma_{\text{дсп}}$ (МПа)

Без обработки 20HRC, (280 HB)	Улучшение до 28HRC ₃	Закалка до			Цементация или азотирование до 60HRC ₃
		40HRC ₃	45HRC ₃	52HRC ₃	
95	110	135	170	185	205

8.5. Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки между зубьями прямобочных соединений

ψ	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
$K_{\text{зт}}$	1,1	1,2	1,4	1,6	1,9	2,2	2,5	3,0	3,7	4,5
$K_{\text{з}}$	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4	2,7	3,0

жение рабочих поверхностей (табл. 8.5 верхняя строка), $\psi = Fd_{\text{ср}} / (2 \cdot 10^3 T)$, где F — радиальная сила на ступицу.

$K_{\text{пр}}$ — коэффициент продольной концентрации нагрузки (давления); при подводе и снятии крутящего момента с одной стороны ступицы, $K_{\text{пр}} = K_{\text{кр}} + K_{\text{е}} - 1$; при подводе момента с разных сторон ступицы выбирается равным большему из значений $K_{\text{кр}}$ и $K_{\text{е}}$.

$K_{\text{кр}}$ — коэффициент, учитывающий закручивание вала в соединении (см. табл. 8.6), определен из расчета вала как стержня на упругом основании). При

расчете на износ и постоянной нагрузке $K_{\text{кр}} \approx 1$.

$K_{\text{е}}$ — коэффициент, учитывающий смещение середины венца от середины шлицевого участка ступицы и выбираемый по графику (рис. 8.9 на с. 135) в зависимости от коэффициентов $\varepsilon = M/l$ (где M — опрокидывающий ступицу момент; l — длина шлицевого участка ступицы), а $\psi = Fd_{\text{ср}} / (2 \cdot 10^3 T)$ (F — радиальная сила на ступицу¹).

$K_{\text{д}} = K_{\text{N}} K_{\text{п}} K_{\text{см}}$ — коэффициент допускаемого давления.

$K_{\text{N}} = \sqrt{N/10^8}$ — коэффициент, учитывающий общее число N циклов нагружений (оборотов) соединений; для приближенных расчетов в средних условиях его можно принимать равным единице.

$K_{\text{п}}$ — коэффициент переменной нагрузки; при постоянном режиме равен единице; при распределении нагрузки по закону, близкому к нормальному (Гаусса), т. е. при работе в течение большей части времени со средними нагрузками, близкими к половине максимальных, $K_{\text{п}}$ можно снижать до 0,6 (подробнее см. 188).

$K_{\text{см}}$ — коэффициент, учитывающий характер смазки; при средних условиях смазки $K_{\text{см}} = 1$, при обильной смазке без загрязнений $K_{\text{см}} = 0,7$, при бедной смазке и работе с загрязнениями $K_{\text{см}} = 1,4$.

8.6. Коэффициент $K_{\text{кр}}$ прямобочных соединений

Серия	Наружный диаметр D , мм	$l/d = 1,0$	$l/d = 1,5$
Легкая	До 26	1,3	1,7
	30—50	1,5	2,0
	58—120	1,8	2,6
Средняя	До 19	1,6	2,1
	20—30	1,7	2,3
	32—50	1,9	2,8
	54—112	2,4	3,5
	Св. 112	2,8	4,1
Тяжелая	До 23	2,0	3,0
	23—32	2,4	3,5
	35—65	2,7	4,1
	72—102	2,9	4,3
	Св. 102	3,1	4,7

¹ Для соединений с валами цилиндрических зубчатых колес $\psi = d_{\text{ср}}/d_w \cos \alpha$ (α — угол зацепления передачи).

При необходимости безызносной работы местное давление в соединении должно быть $\leq 0,03$ НВ для улучшенных $\leq 0,3$ HRC, для закаленных поверхностей и $\leq 0,4$ HRC, для цементованных поверхностей.

K_{oc} — коэффициент, вводимый при возможности небольших осевых перемещений ступицы, например при закреплении вилками $K_{oc}=1,25$ или при осевых перемещениях под нагрузкой $K_{oc}=3$.

Проверка на смятие актуальна для высоконапряженных шлицевых соединений с малым общим числом циклов нагружений, при котором износ еще мал. Расчет производят с учетом динамической нагрузки (коэффициент динамичности при реверсивной работе 2...2,5) и с полным учетом неравномерности распределения нагрузки между зубьями коэффициентом K_z (табл. 8.5, нижняя строка). Допускаемое давление выбирают по пределу текучести с коэффициентом безопасности 1,25...1,4 (большие значения для закаленных поверхностей) (подробнее см. ГОСТ 21425—75).

Эвольвентные шлицевые и треугольные соединения рассчитывают преимущественно по условному допускаемому давлению, установленному по опыту эксплуатации соответствующих машин. Для расчета эвольвентных шлицевых соединений правомерно также использовать ОСТ 23.1.459—78, отражающий опыт работы сельскохозяйственных тракторов и аналогичных машин.

Шариковые шлицевые соединения (рис. 8.10) ограниченно применяют в качестве подвижных соединений вал-ступица. На валу и в ступице изготовляют продольные канавки, которые запол-

няют шариками. Возврат шариков происходит по специальным отверстиям в ступицах. Шариковые шлицевые соединения требуют очень малых сил для перемещений. Они позволяют обеспечить полное отсутствие зазоров и большую угловую жесткость.

Несущая способность шарикового соединения при отсутствии движения лишь немного ниже, чем обычного при тех же габаритах, а при движении под нагрузкой — в несколько раз выше. Жесткость шариковых соединений с натягом в 2 раза выше, а суммарные перемещения в связи с отсутствием зазоров меньше в 6...8 раз, чем соединений без натяга.

Если угловые зазоры допустимы, профили канавок делают полукруглыми; для отсутствия зазоров и повышенной угловой жесткости — в виде готической арки, канавки же заполняют шариками с предварительным натягом.

Радиус профиля делают больше радиуса шариков на 3 % для полукруглого профиля и на 5 % для готической арки. Диаметр шариков выбирают в среднем равным 0,15...0,2 диаметра вала. Твердость вала и ступицы не ниже 60 HRC₃.

Допускаемые моменты (Н·м) соединений из цементуемых и закаливаемых (в том числе сквозной закалкой) сталей при этой твердости

$$T=0,016z_{шл}ldD,$$

где $z_{шл}$ — число рабочих шлицев; d , D — диаметры соответственно шариков и окружности расположения центров шариков, мм; l — рабочая длина соединения, мм.

При пониженном качестве изготовления соединений (отклонения углов между шлицами 3...4') указанные значения моментов следует снижать в 1,5 раза, а при высоком качестве изготовления (отклонения углов меньше 1') — повышать на 20...30 %.

§ 8.3. ПРОФИЛЬНЫЕ (БЕСШПОНОЧНЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

Под бесшпоночными или фасонно-профильными соединениями понимают соеди-

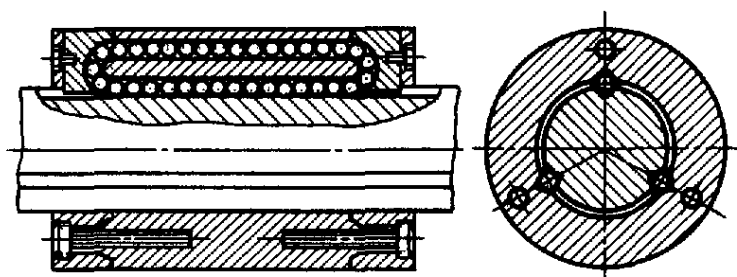


Рис. 8.10. Шариковое шлицевое соединение

нения с поверхностью контакта, имеющей плавный некруглый профиль без шпонок и заменяющих их зубьев (рис. 8.11, а, б). Профиль бесшпоночных соединений позволяет обрабатывать их методом копирования на токарных, фрезерных и шлифовальных станках или на станках с ЧПУ. Последнее является новым фактором, способствующим их внедрению.

Достоинствами этих соединений являются: а) отсутствие источников концентрации напряжений кручения; б) самоцентрирование; в) пониженный шум.

К причинам, затрудняющим внедрение бесшпоночных соединений, относятся: необходимость увеличения номенклатуры инструмента и оборудования для изготовления и ремонта соединений вал — ступица, трудность замены при ремонте (в настоящее время), неблагоприятные условия перемещений под нагрузкой, значительные распорные силы, деформирующие тонкостенные ступицы.

Наиболее перспективно применение бесшпоночных соединений при необходимости повторной сборки и разборки, когда соединения с натягами неприменимы, а также при действии больших крутящих моментов.

При реверсивной работе соединения должны иметь натяг. Конические соединения (см. рис. 8.11, б) характеризуются большей легкостью съема, чем цилиндрические, но они сложнее в изготовлении.

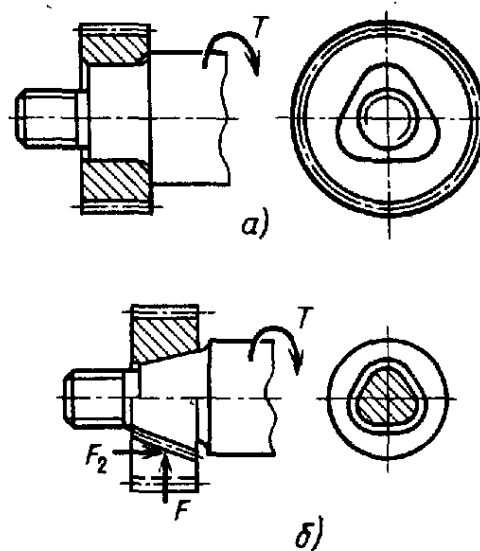


Рис. 8.11. Профильные соединения

Основное применение в бесшпоночных соединениях имеет технологичный профиль, обладающий свойством равноосности — постоянством расстояния между параллельными касательными и имеющий общую нормаль в точках касания. Известен также накрунутый на окружность синусоидальный профиль.

К числу бесшпоночных соединений относят также четырехугольное, которое широко применяют для концевых участков валов, в частности под ключ. Оно достаточно прочно и технологично.

Расчет на прочность бесшпоночных соединений сводится к проверке: а) напряжения смятия на рабочей поверхности; б) напряжения растяжения во втулке; в) радиальной деформации втулки.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ. КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

§ 9.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Механическими передачами или просто передачами называют механизмы, служащие для передачи механической энергии на расстояние, как правило, с преобразованием скоростей и моментов, иногда с преобразованием видов (например, вращательное в поступательное) и законов движения.

Передачи имеют широкое распространение в машиностроении; например, в таких машинах, как автомобиль или станок, имеется по несколько десятков зубчатых колёс, а выпуск зубчатых колёс в СССР измеряется сотнями миллионов штук в год.

Основные причины применения передач в машинах следующие:

1) требуемые скорости движения рабочих органов машины, как правило, не совпадают с оптимальными скоростями двигателя, обычно ниже, а тихоходные двигатели для больших моментов очень громоздки и дороги;

2) для большинства технологических и транспортных машин необходима возможность регулирования скорости и периодическая работа с большими моментами (при малых скоростях); между тем регулирование скорости двигателя не всегда возможно и экономично;

3) двигатели обычно выполняют для равномерного вращательного движения, а в машинах часто оказывается необходимым поступательное движение с заданным законом изменения скорости;

4) двигатели не всегда могут быть непосредственно соединены с исполнитель-

ными механизмами из-за требования к габаритам машины, условий техники безопасности, удобства обслуживания, а иногда должны приводить по несколько механизмов.

Передачи по принципу работы разделяют на:

1) передачи зацеплением с непосредственным контактом (зубчатые, червячные и винт — гайка) и с гибкой связью (цепные);

2) передачи трением с непосредственным контактом тел качения (фрикционные) и с гибкой связью (ременные).

В зависимости от назначения передачи выполняют с постоянным или с переменным (регулируемым) передаточным отношением. В последнем случае применяют ступенчатое или бесступенчатое регулирование. Ступенчатое регулирование дешевле и осуществляется более простыми и надёжными механизмами. Бесступенчатое регулирование вследствие возможности выбора оптимального процесса способствует повышению производительности и качественных показателей работы машины.

Наряду с механическими передачами трением и зацеплением широко применяют гидравлические, пневматические и электрические передачи.

Основные характеристики передач: передаточное отношение, передаваемый момент, быстроходность и КПД.

§ 9.2. РАСЧЕТЫ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

В отличие от неподвижного контакта в соединениях, происходящего обычно по большой номинальной площади, контакт при перекачивании в передачах и опорах качения происходит по малым площадкам (начальный контакт по линии или в точке), на которых возникают большие напряжения.

При сжатии цилиндров вдоль образующих (начальное касание по линии) площадка контакта имеет вид полосы и контактные напряжения распределяются по ее ширине по эллипсу.

Контактное напряжение (максимальное, нормальное по ширине площадки)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{F}{lR}};$$

для тел, выполненных из стали и других материалов с коэффициентом Пуассона $\mu = 0,3$,

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{FE}{lR}},$$

где F — сила прижатия одного рассчитываемого тела к другому; E — приведенный модуль упругости; при изготовлении контактирующих тел из разных материалов

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2};$$

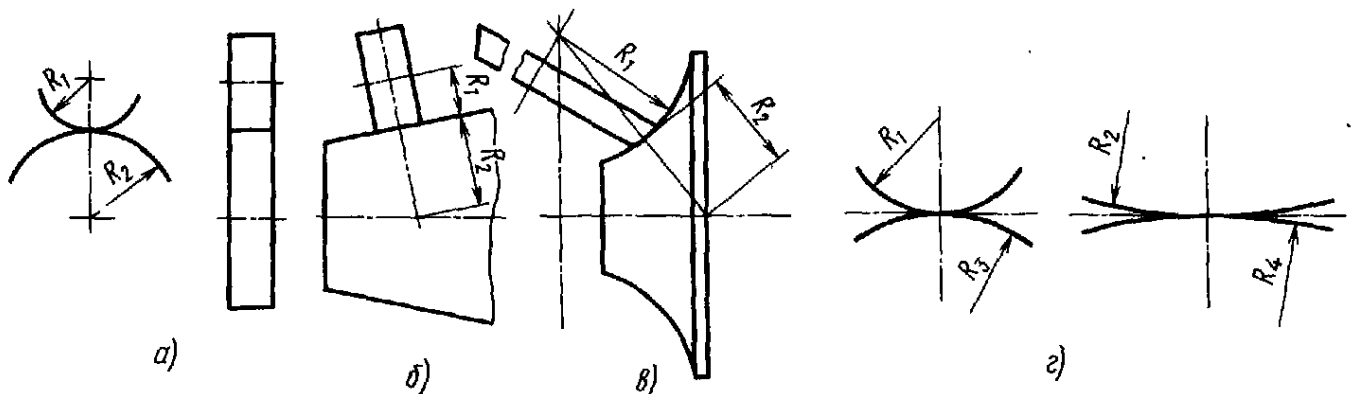


Рис. 9.1. Расчетные схемы:

а, б, в — начальное касание по линии; г — начальное касание в точке

l — длина контакта; $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ приведенная кривизна (рис. 9.1, а); для тела с внутренним контактом радиус принимается отрицательным; для плоскости $R_2 = \infty$.

Эту же формулу применяют как приближенную для сжатия вдоль образующих конусов и торов с одинаковыми радиусами образующих. Радиусы R_1 и R_2 контактирующих тел (рис. 9.1, б, в) измеряют по нормали к поверхности.

При сжатии шаров, торов с неодинаковыми радиусами образующих, а также цилиндров и конусов с перекрещивающимися осями (начальное касание в точке) площадка контакта имеет форму круга или эллипса, а эпюра напряжения — соответственно полусферы или полуэллипсоида.

Контактное напряжение

$$\sigma_H = 3 \sqrt[3]{\frac{FE^2}{R^2}},$$

где $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_4}$ — приведенная кривизна в плоскости наиболее плотного касания (рис. 9.1, г); m — коэффициент, зависящий от отношения главных кривизн

$$\frac{A}{B} = \frac{\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_4}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_3}} \leq 1 \quad (\text{рис. 9.2});$$

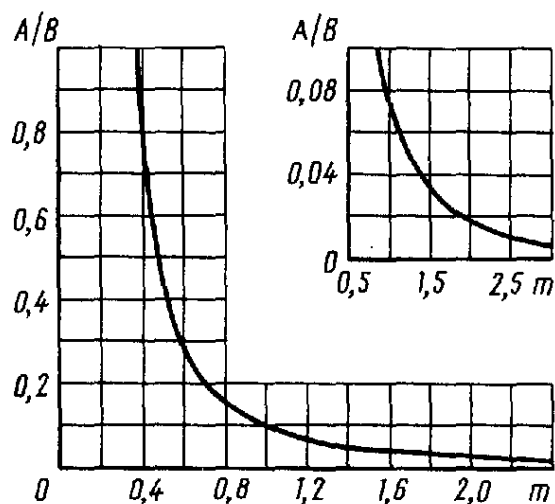


Рис. 9.2. График для определения коэффициента m

R_1 и R_2 — главные радиусы кривизны одного тела; R_3 и R_4 — то же, другого тела.

Как видно из приведенных формул, носящих имя их автора — Г. Герца, контактные напряжения пропорциональны нагрузке в степени $1/2$ или $1/3$, а также зависят от модуля упругости. Это связано с тем, что сама площадка контакта увеличивается с ростом нагрузки и зависит от модуля упругости.

Условия применимости формул Герца — незначительные размеры (для полосы — её ширина) площадки контакта по сравнению с радиусами кривизны поверхностей в зоне контакта; контактирующие поверхности идеальные, абсолютно гладкие и сухие, а силы трения отсутствуют; материалы тел анизотропны; деформации только упругие.

Наибольшее касательное напряжение, характеризующее прочность сталей, имеет место внутри тела и равно для всех видов площадки $\tau_{\max} = 0,288\sigma_H$, где σ_H — контактное напряжение. При площадке контакта в форме полосы наибольшее касательное напряжение возникает на глубине $0,78$ полуширины полосы контакта, а при площадке контакта в форме круга — на глубине половины её радиуса.

Усталостные трещины, как правило, начинаются с поверхности, поэтому важно знать наибольшие касательные напряжения по площадке контакта.

На площадке контакта в форме полосы $\tau_{\max} = 0,2\sigma_H$ и действует посередине ширины полосы, а на круговой площадке $\tau_{\max} = 0,145\sigma_H$ и действует по контуру.

При расчете на статическую прочность предельные контактные напряжения по условию полного отсутствия течения материала выбирают для вязких материалов равными $2\sigma_T$ (σ_T — предел текучести). Местные течения материала в одной точке внутри тела не опасны и не заметны. Если имеет место хотя бы небольшое перекачивание и, следовательно, нет оснований опасаться влияния времени на образование остаточных деформаций, предельные контактные напряжения можно повысить до $3\sigma_T$, а для круговой площадки контакта даже несколько выше.

Предельные напряжения по критерию сопротивления контактной усталости при перекачивании выбирают в зависимости от твердости, качества поверхности и условий контактирования.

§ 9.3. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Работа передач, также как и других механизмов, происходит с относительным перемещением деталей, как правило, при наличии смазочного материала.

Назначение смазки: а) уменьшение потерь на трение; б) уменьшение или предотвращение износа; в) отвод теплоты, образовавшейся при трении; г) предохранение от коррозии. Эксплуатация и длительное хранение машин без смазки невозможно. Совершенствование смазки является наиболее быстрым и дешевым средством повышения долговечности машин. Смазочный материал должен по возможности обеспечивать полное разделение трущихся поверхностей. Эксплуатационные свойства смазочных материалов в основном разделяют на антифрикционные (снижающие трение), противоизносные и противозадирные.

Смазочные материалы разделяют по состоянию на: а) жидкие (масла); б) пластичные (мазеообразные); в) твердые (по-

рошки, покрытия, наполнители); г) газообразные (аэрозоли, газы).

Масла являются основными смазочными материалами машин. Они позволяют заменять внешнее трение твердых тел, неизбежно сопровождаемое изнашиванием, внутренним трением жидкости. При этом коэффициент трения может быть снижен в 100 и более раз. Жидкие смазочные материалы нельзя заменять пластичными или твердыми, если в зоне трения выделяется значительное количество теплоты, которая должна быть отведена.

Как правило, в машинах общего назначения применяют минеральные масла, хотя в последнее время расширяется применение синтетических масел. Растительные масла (льняное, касторовое и др.) и животные масла (костное, спермацетовое и др.), обладающие высокой смазывающей способностью, применяют вследствие их высокой стоимости только в приборах и иногда в виде присадок.

Важнейшим свойством масел, определяющим их смазывающую способность в условиях жидкостной смазки, является **вязкость**.

Вязкость или внутреннее трение жидкостей есть свойство сопротивляться сдвигу одного слоя жидкости по отношению к другому.

Динамическую вязкость используют во всех гидродинамических расчетах смазки.

По закону Ньютона напряжение сдвига τ в слое жидкости пропорционально градиенту скорости dv/dh (v — скорость; h — толщина слоя жидкости): $\tau = \mu dv/dh$. Здесь μ — динамическая вязкость, зависящая от свойств жидкости, температуры и давления.

Не подчиняются закону Ньютона только немногие так называемые «неньютоновские» жидкости, в частности загущенные масла.

В единицах СИ при измерении напряжения τ в Па, скорости v в м/с, h — в м; вязкость μ измеряется в Па·с. При измерении τ в МПа μ измеряется в МПа·с, причем один МПа равен 10^6 Па.

Ранее динамическая вязкость по системе СГС измерялась в пуазах (П) или в сантипуазах (сотых пуаза сП) по имени известного французского ученого Пуазейля. Один сантипуаз равен 0,001 Па·с.

При производстве масел удобно пользоваться кинематической вязкостью ν , равной динамической вязкости, деленной на плотность ρ (кг/м³) при заданной температуре: $\nu = \mu/\rho$. В системе СИ размерность ν — м²/с. Плотность в системе СИ измеряется в кг/м³ и равняется для промышленных и аналогичных масел 870...900.

Преимущественно ν измеряют в мм²/с, т. е. в единицах в 10^6 раз меньше. Один мм²/с равен сантистоксу — одной сотой стока см²/с — единицы, названной в честь английского ученого Стокса.

Вязкость масла измеряют с помощью специальных приборов — вискозиметров. Вязкость масел обычно определяют и приводят в справочниках при температурах, приближающихся к рабочим, чаще всего при 40, 50 или при 100 °С.

Вязкость масел существенно понижается с ростом температуры, особенно в диапазоне до 50 °С. Приблизительно вязкость при температуре t (°С) можно определить по известной вязкости μ_0 при температуре t_0 с помощью степенной зависимости

$$\mu_t = \mu_0 (t_0/t)^m.$$

где $m = 2,6...3$ — показатель степени. Предполагают, что t близко к t_0 . В противном случае пользуются более точными зависимостями.

Чем меньше влияние температуры на вязкость масла, тем в более широком диапазоне температур оно может работать и тем более постоянный режим работы имеет место в узлах трения. С ростом температуры (особенно выше 100 °С) вязкости различных масел существенно сближаются.

Вязкость масел возрастает с увеличением давления. Приблизительно

$$\mu_p = \mu_0 e^{\alpha p},$$

где μ_0 — вязкость масел при атмосферном давлении; α — пьезокоэффициент, равный для нефтяных масел $(1,5...4)10^{-10} \text{ Па}^{-1}$; p — избыточное давление, Па.

Так, при давлении 7 МПа вязкость повышается на 20...25 %, при 15 МПа — на 35...40 %; при 60 МПа — на 250...350 %, при 200...300 МПа — в несколько сот раз.

Другим весьма важным свойством масел является маслянистость, т. е. способность в результате адсорбции (поглощения) образовывать на сопряженных поверхностях тонкие пленки — граничные слои, предотвращающие непосредственный контакт поверхностей.

Масла характеризуются также температурами вспышки и застывания, кислотностью, содержанием примесей, скоростью деэмульсации, т. е. скоростью отслаивания от воды, и другими свойствами. Нефтяные масла в обычных условиях могут работать в диапазоне температур от $-(30...40)$ до $+(100...150)^\circ\text{C}$.

Эксплуатационные показатели масел можно существенно повысить с помощью присадок, вводимых в масла в очень небольших количествах — от 0,005 до 5 % в зависимости от типа и назначения присадок.

Применяют следующие основные группы присадок.

Антифрикционные, снижающие силы трения, это поверхностно-активные вещества, адсорбирующиеся на поверхностях трения. К ним относятся жирные кислоты, их соли, синтетические и натуральные жиры.

Противоизносные, снижающие износ, — преимущественно производные кислот фосфора (присадки ДФ11, ВНИИ НП-354 и др.).

Противозадирные присадки, служащие для предотвращения схватывания, — преимущественно органические производные серы, хлора или соединения обоих этих элементов.

Антиокислительные и **антикоррозийные**, повышающие сопротивление окислению смазочного материала

и соответственно коррозию смазываемых поверхностей.

Применяют также присадки для понижения температуры застывания масел, для уменьшения зависимости вязкости от температуры, для предотвращения скачков при медленных перемещениях, для приработки, а также моющие и диспергирующие присадки. В настоящее время эффективность добавления присадок к маслам сопоставляют с эффективностью легирования сталей.

Применение поверхностно-активных присадок для приработки основано на том, что в условиях высоких местных давлений они вызывают интенсивный местный износ, а при хорошо приработанных трущихся поверхностях, разделяя их, уменьшают его.

Основное применение в машинах имеют минеральные и индустриальные масла, имеющие в обозначении букву И. По назначению они делятся на четыре группы, обозначаемые второй буквой: Л — для легконагруженных узлов (подшипники); Г — для гидравлических систем; Н — для направляющих скольжения; Т — для тяжелонагруженных узлов (зубчатые передачи).

По эксплуатационным свойствам и составу их делят на пять подгрупп, обозначаемых третьей буквой: А — без присадок; В — с антиокислительными и антикоррозионными присадками; С — дополнительно с противоизносными присадками; Д — дополнительно с противозадирными; Е — дополнительно с противоскачковыми присадками.

Классы кинематической вязкости масел (средняя вязкость в $\text{мм}^2/\text{с}$) при 40°C следующие: 2; 3; 5; 7; 10; 15; 22; 32; 46; 68; 100; 150; 220; 320; 460; 680; 1000; 1500.

Применяют следующие отечественные индустриальные масла (в скобках указаны классы вязкости): И-Л-А-(7; 10; 22); И-Г-А-(32; 46; 68); И-Л-С-(3; 5; 10; 22); И-Г-С-(32; 46; 68; 100; 150; 220); И-Г-В-(46; 68); И-Н-Е-(68; 100; 220); И-Г-Н-Е-(32; 68); И-Т-С-(320); И-Т-Д-(68; 100; 220; 460; 680).

Приводим перевод ранее применявшихся обозначений (строка I) наиболее рас-

пространственных индустриальных масел без присадок в новые (строка II):

I...	И-5А	И-8А	И-12А
II...	И-Л-А7	И-Л-А10	И-Л-А22

И-20А	И-30А	И-40А, И-50А
И-Г-А32	И-Г-А46	И-Г-А68

Оптимальная вязкость индустриального масла понижается с ростом скорости и повышается с увеличением давления в контакте.

В трансмиссиях автомобилей, тракторов, тепловозов, сельскохозяйственных, дорожных, судовых и некоторых других машин применяют трансмиссионные масла.

Они делятся по кинематической вязкости (среднему значению) на классы 9; 12; 18; 34; по составу и соответственно области применения на группы 1 без присадок, 2 с противоизносными присадками, 3, 4 с противозадириными присадками умеренной и высокой интенсивности и 5 с присадками противозадириными высокой интенсивности и многофункциональными.

Обозначения трансмиссионных масел включают буквы ТМ и номера групп и классов.

Для смазывания турбин, электрических генераторов и других машин, которые требуют длительной работы без смены масла, применяют турбинные масла. Они характеризуются высокой стойкостью против окисления, низкими начальными кислотностью и зольностью, отсутствием механических примесей и высокой скоростью деэмульсации.

Особую группу составляют моторные масла. К ним предъявляют дополнительные требования, связанные с условиями их работы в широком диапазоне температур.

Для работы в условиях высоких и низких температур применяют синтетические масла, в том числе силиконовые кремнеорганические соединения, характеризующиеся малой зависимостью вязкости от температуры, и эфиры.

Применение воды в качестве смазывающего материала уменьшает опасность перегрева подшипников. Вязкость у воды низкая, а теплоемкость в 2...2,5 раза больше, чем у масла; поэтому теплообразование — незначительное, а теплоотвод — большой. Существенные недостатки — опасность коррозии, требующая применения коррозионно-стойкой стали для покрытия шейки или для изготовления вала, и низкая температура кипения воды. Области применения воды в качестве смазочного материала — подшипники, контактирующие с водой, т. е. подшипники насосов, гидротурбин, гребных винтов.

Пластичные смазочные материалы находят практическое применение обычно

при трении качения, обеспечивают ресурс в сотни и более часов и частичную гер-

метизацию узлов, но имеют ограниченный диапазон применения по температуре.

Пластичные смазочные материалы изготавливают путем загущения масел специальными загустителями. Обычно используют минеральные масла И-Г-А32, И-Г-А68, составляющие 75...90 % общего объема. В качестве загустителей применяют: кальциевые, натриевые и литиевые мыла, а также углеводороды (парафин, церезин) и др. Также могут добавляться присадки — графит, дисульфид молибдена и др.

Для пластичных смазочных материалов наиболее важными являются следующие характеристики: температура каплепадения (выпадения первой капли при нагреве), предел прочности, вязкость, механическая стабильность и др.

По своему назначению пластичные смазочные материалы делят на антифрикционные (табл. 9.1), консервационные и уплотнительные.

По своему составу они делятся на смазочные материалы на кальциевой основе (солидолы, характерные водостойкостью, но низкой термостойкостью); на натриевой или натрий-кальциевой основе (кристаллины, обладающие повышенной термостойкостью, но растворимые в воде); комплексные кальциевые (униолы и другие, характерные термо- и водостойкостью).

Из твердых смазочных материалов основное практическое применение получили: коллоидальный (высокодисперсный) графит и двусернистый молибден (дисульфид молибдена).

Твердые смазочные материалы применяют (как самостоятельный вид):

1) в условиях, когда жидкие и пластичные смазочные материалы неработоспособны (низкие или высокие температуры, глубокий вакуум, агрессивные среды) или недопустимы по технологиче-

9.1. Распространенные антифрикционные пластичные смазочные материалы

Группы ПСМ	Марка	ГОСТ, ТУ	Интервал рабочих температур, °С	Характеристика
Общего назначения	Солидол: синтетический жировой	ГОСТ 4366—76* ГОСТ 1033—79*	—20...65 —25...65	Постепенно заменяемые смазки, но еще широко распространенные
Общего назначения для повышенных температур	1-13 жировой Консталин	ОСТ 38.01145—80 ГОСТ 1957—73*	—20...110 —20...110	Успешно заменяются смазкой Литол-24
Многоцелевые	Литол-24	ТУ 21150—75	—40...130	Основной перспективный сорт
Термостойкие	Униол-1	ТУ 201150—78	—40...150	Комплексная широкого применения
Морозостойкие	ЦИАТИМ-201	ГОСТ 6267—74*	—60...90	Общего применения
Для электромашин	ВНИИ НП-242	ГОСТ 20421—75*	—40...110	Литиевая многоцелевая водостойкая
	ЛДС-2	ТУ 201291—77	—40...120	Литиевая, применяется для основных крупносерийных двигателей
Индустриальные	Униол-2	ГОСТ 23510—79*	—30...160	Для металлургич. и кузн.-прес. машин
	Сиол	ТУ 10152—74	До 130	Для высокоскоростных подшипников $n \leq 16\,000$ мин ⁻¹
	Старт	ТУ 401204—81	—40...140	До $dn \leq 6 \cdot 10^5$ мм/мин
Противозадирные	ЛС-1П	ТУ 201145—77	—40...130	Широкого применения
Авиационные	Эра	ТУ 101950—83	—60...120	Общего назначения для летательных аппаратов

Примечание: ТУ — Технические условия 38 УССР, а для ПСМ «Эра» и «Сиол» — технические условия 38.

скому процессу (электронные и некоторые другие приборы и машины);

2) в условиях редких перемещений, когда необходимо предотвратить контактную коррозию и трудно удержать жидкий или пластичный смазочный материал; например, сборка и разборка соединения с натягом, редко работающие поворотные устройства, посадочные поверхности передвигных шкивов в регулируемых ременных и сухих фрикционных передачах и т. д.;

3) в случаях одноразового действия или очень малого общего срока службы.

Твердые смазочные материалы также широко применяют вместе с минеральными маслами при высоких давлениях и при опасности заеданий, например, в гипoidных передачах.

Коллоидальный графит заполняет микронеровности трущихся поверхностей, образуя графитные поверхности, для которых характерны зеркальная гладкость, плотность и хорошая смачиваемость мас-

лом. Подшипники с графитными поверхностями надежно работают при очень малых толщинах масляных пленок и не выходят из строя при перебоях в подаче смазочного материала.

Двусернистый молибден способен образовывать на трущихся поверхностях прочные пленки, которые могут выдерживать весьма высокое давление. Двусернистый молибден является надежным средством против контактной коррозии.

Наиболее надежный способ нанесения твердых смазочных материалов — покрытие трущихся поверхностей распылением или кистью.

При использовании твердых смазочных материалов необходимо возобновлять защитную пленку. Автоматическое возобновление смазки достигается: применением так называемой ротационной системы (ротационная печать); включением в зацепление с одним из зубчатых колес шестерни из смазочного материала; смазыванием подшипников качения сепаратором из смазывающего материала. Весьма эффективно применение твердых смазочных материалов в качестве наполнителей в антифрикционных материалах: фторопласте-4, полиамидах и других материалах, что приводит к большому повышению ресурса деталей.

Существенные особенности представляет смазывание в условиях вакуума. Они заключаются в трудности восстановления истираемых защитных окисных пленок, трудности охлаждения через разреженный воздух и, наконец, в избирательном испарении поверхностных слоев.

Наиболее перспективными для работы в вакууме следует считать твердосмазочные материалы, применяемые в виде тонких покрытий или в виде наполнителей самосмазывающихся материалов.

Для покрытий применяют материалы: со слоистой структурой (графит, дисульфид молибдена, нитрид бора и другие со связующими в виде смол или клеев); химически активные (фосфаты, фториды и др.), наносимые путем химических реакций, а также металлические покрытия серебром,

свинцом, золотом и их соединениями или многослойными (медь-никель-серебро и др.).

§ 9.4. КОНТАКТНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ ТЕОРИИ СМАЗКИ

Между взаимно перемещающимися деталями в условиях смазки проявляется гидродинамический эффект. Он заключается в том, что в клиновидный зазор между трущимися поверхностями вследствие движения этих поверхностей затягивается масло и в нем создается избыточное давление. Масляный клин может полностью разделять трущиеся поверхности, создавая чисто жидкостную смазку.

Гидродинамическая теория смазки позволяет определить несущую способность масляного клина в зазоре с жесткими стенками, например, в подшипниках скольжения (см. § 18.5). Применить эту теорию для объяснения процессов смазки зубчатых передач оказалось невозможно, прежде всего из-за того, что в контакте зубчатых передач возникают очень высокие давления. Величина этих давлений зависит не только от внешней нагрузки и геометрических размеров контактирующих поверхностей, но и от упругих свойств этих поверхностей. Это вынуждает при рассмотрении процессов смазки зубчатого зацепления учитывать как гидродинамические эффекты, происходящие в контакте, так и упругие деформации контактирующих поверхностей. Задача осложняется еще и тем, что эти процессы оказываются взаимозависимыми.

В начале сороковых годов в нашей стране была разработана контактно-гидродинамическая теория смазки, позволяющая теоретически обосновать процесс смазки зубчатых передач. Принципиальной особенностью этой теории является учет контактной деформации поверхностей, что оказывает существенное влияние на профиль зазора и, как следствие, на распределение давления в зоне контакта.

Математически описать эти процессы позволяют исходные уравнения контактно-гидродинамической теории, т. е. уравнение течения жидкости и уравнения для упругих контактных перемещений.

Аналитическое решение этой системы уравнений не найдено, и получение частного решения связано с использованием численных методов.

Как показали теоретические и экспериментальные исследования, контактно-гидродинамические эффекты оказывают определенное влияние на эпюру давления в контакте. Типичная эпюра давления с учетом этих эффектов представлена на рис. 9.3. Эта эпюра отличается от эпюры Герца наличием входной зоны и возмущением на выходе из контакта. Максимальное давление в зоне контакта отличается от давления, определенного по формулам, следующим из теории Герца, не более чем на 20 %. Это позволяет в первом приближении использовать теорию Герца для определения давления в смазочном контакте.

Одной из важнейших характеристик процесса смазки является толщина смазочного слоя. Она существенно зависит от свойств смазочного слоя. В условиях тяжело нагруженного контакта зубчатого зацепления свойства смазочного слоя существенно отличаются от свойств ньютоновской жидкости. При больших скоростях деформации слоя, возникающие в нем напряжения перестают зависеть от скорости деформации. Охарактеризовать эти свой-

ства смазочного слоя можно при помощи двух величин: вязкости и предельного напряжения сдвига смазочного слоя.

На основе теоретических и экспериментальных исследований проблемы в лаборатории кафедры «Детали машин» в МВТУ получены следующие приближенные зависимости для расчета толщины смазочного слоя:

$$h = 2,68 \sqrt{\frac{\mu v R}{E}} \leq 3,61 \frac{R \tau_s}{E},$$

где h — толщина смазочного слоя, м; v — суммарная скорость качения, м/с; R — приведенный радиус кривизны, м; E — модуль упругости поверхности, МПа; τ_s — предельное напряжение сдвига смазочного слоя, МПа; μ — динамическая вязкость смазочного слоя, МПа·с.

Характеристики тонких смазочных пленок в условиях тяжело нагруженного контакта (температура 70 °С) приведены ниже:

Масло	μ , Па·с	τ_s , МПа
Индустриальное И-Г-А 32	19	23
Автотракторное трансмиссионное:		
ТСЗП-8	5,4	12
ТАД17и	49	38

Интенсивность изнашивания рабочих поверхностей профиля зубчатого зацепления существенно зависит от толщины смазочного слоя. Безыносный режим реализуется в случаях, когда

$$h \geq \lambda \sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2},$$

где λ — коэффициент запаса; Ra_1, Ra_2 — среднее арифметическое отклонение профиля.

Экспериментальные исследования показали, что изнашивание рабочих поверхностей практически прекращается при толщине смазочного слоя, превышающей 3...4 мкм. Пример зависимости интенсивности изнашивания и толщины смазочного слоя от скорости качения представлен на рис. 9.4.

Магнитопорошковый метод смазывания. Метод использует магнитное поле для

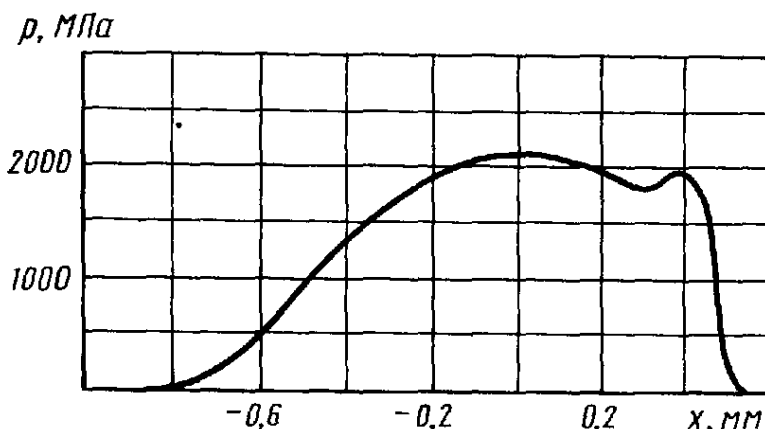


Рис. 9.3. Распределение давления в контакте при учете контактно-гидродинамических эффектов

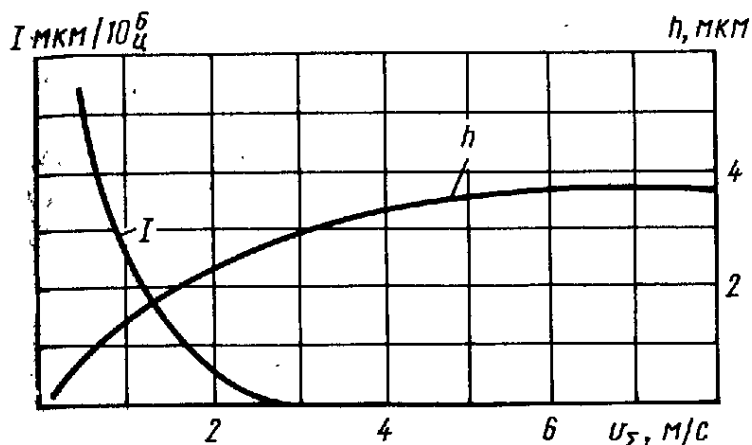


Рис. 9.4. Зависимость интенсивности изнашивания и толщины смазочного слоя от окружной скорости

подвода смазочного материала в зону трения. Он допускает работу при высоких температурах, обеспечивает большой ресурс по сравнению со смазыванием традиционными твердыми веществами, позволяет смазывание вертикальных поверхностей.

Магнитопорошковые смазочные материалы должны иметь удовлетворительные магнитные свойства и соответственно включают твердосмазочные и ферромагнитные составляющие ($\text{MoS}_2 + \text{Ni}$; $\text{MoSe}_2 + \text{Ni}$ и др.). Размеры частиц порошка $(0,8 \dots 1,5) 10^{-2}$ мкм, но не более $1/2 \dots 1/3$ зазора. Обе или одна из трущихся поверхностей должна быть из ферромагнитного материала; магнитопорошковый материал должен быть размещен вблизи поверхностей трения. Узел трения, включая смазочный материал, должен в комплексе составлять замкнутый магнитный контур и на него должно быть наложено магнитное поле. Подача порошкового смазочного материала вращающимися деталями привода не дает хороших результатов.

Регулирование подачи магнитопорошкового материала возможно регулированием силы тока в обмотке или перемещением электромагнита.

ГЛАВА X

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 10.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Зубчатая передача — это механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов.

Зубчатые передачи применяют для преобразования и передачи вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

Зубчатые передачи между параллельными валами осуществляются цилиндрическими колесами с прямыми, косыми и шевронными зубьями (рис. 10.1, а—г). Передачи между валами с пересекающимися осями осуществляются обычно коническими коле-

сами с прямыми и круговыми зубьями (рис. 10.1, а—з), реже тангенциальными зубьями (рис. 10.1, ж). Зубчатые передачи для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот осуществляются цилиндрическим колесом и рейкой (рис. 10.1, д).

Для валов с перекрещивающимися осями применяют зубчато-винтовые передачи.

Зубчатые передачи составляют наиболее распространенную и важную группу механических передач. Выпуск зубчатых колес в СССР измеряется многими сотнями миллионов в год. Их применяют в широком диапазоне областей и условий работы: от часов и приборов до самых тяжелых машин, для передачи окружных сил от миллиньютонов до десятков меганьютонов, для моментов до 10^7 ньютон-метров на метр и мощ-

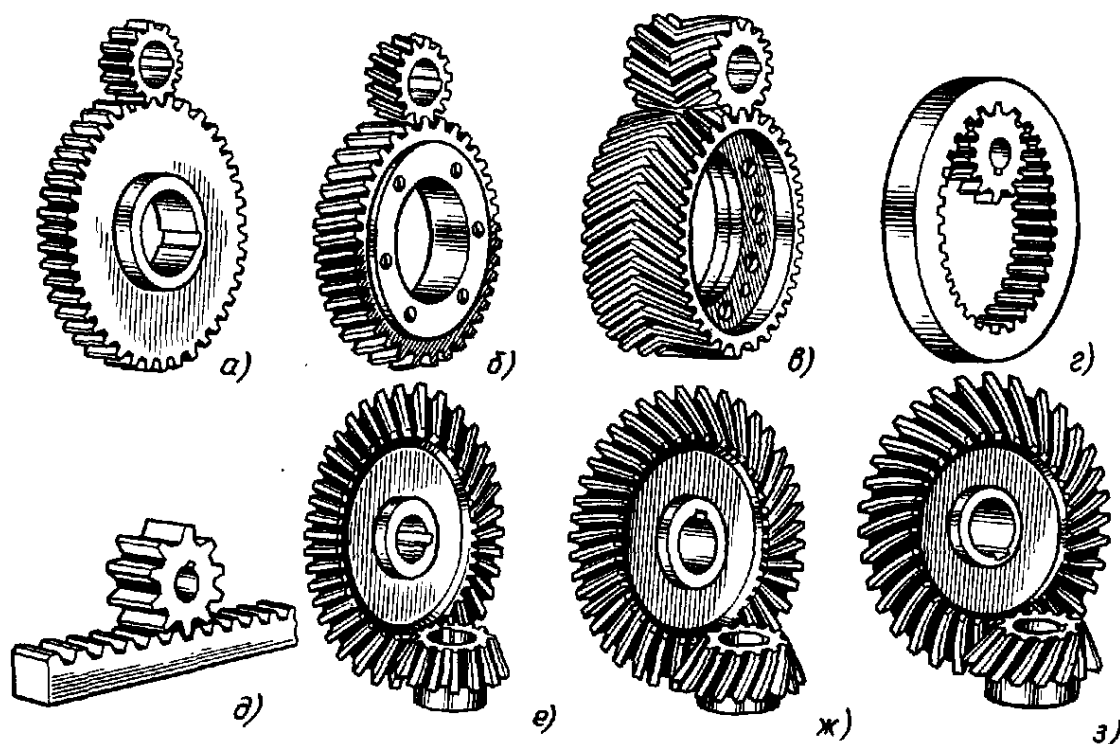


Рис. 10.1. Основные виды зубчатых колес

ностей от ничтожно малых до десятков тысяч киловатт, с диаметрами колес от долей миллиметра до 10 м и более.

Зубчатые передачи в сравнении с другими механическими передачами обладают существенными достоинствами, а именно: а) малыми габаритами; б) высоким КПД; в) большой надежностью в работе; г) постоянством передаточного отношения из-за отсутствия проскальзывания; д) возможностью применения в широком диапазоне моментов, скоростей и передаточных отношений.

К недостаткам зубчатых передач могут быть отнесены требования высокой точности изготовления и шум при работе со значительными скоростями.

10.2. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ГЕОМЕТРИИ И КИНЕМАТИКИ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

Основным кинематическим условием, которому должны удовлетворять профили зубьев, является постоянство мгновенного передаточного отношения передачи. Этому условию удовлетворяют многие классы кривых. Для обеспечения высокого КПД, прочности и долговечности колес профили должны обеспечивать малые скорости скольжения и достаточные радиусы кривизны в точках контакта. Профили должны допускать легкое изготовление, в частности нарезание простым инструментом независимо от числа зубьев колес.

Этим условиям наиболее полно удовлетворяет эвольвентное зацепление, нашедшее широчайшее применение в машиностроении.

Каждое эвольвентное зубчатое колесо должно быть нарезано так, чтобы оно могло входить в зацепление с колесами того же модуля, имеющими любое число зубьев. Эвольвентное зацепление мало чувствительно к отклонениям межосевого расстояния. Эвольвентные зубчатые колеса могут нарезаться простым инструментом: они удобны для контроля.

Зацепление зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения окруж-

ностей с диаметрами d_{w1} и d_{w2} (рис. 10.2), называемых начальными окружностями. При качении без скольжения прямой NN (рис. 10.2) по основным окружностям с диаметрами $d_{b1} = d_{w1} \cos \alpha_{tw}$ и $d_{b2} = d_{w2} \cos \alpha_{tw}$ (где α_{tw} — угол зацепления) точки этой прямой описывают на каждом из колес эвольвенты. Поэтому нужное движение колес можно получить зацеплением зубьев, очерченных по эвольвентам. При увеличении числа зубьев до бесконечности эвольвента превращается в прямую, а зубчатое колесо — в рейку с трапецевидным профилем зубьев, удобную для изготовления и контроля. Поэтому в качестве исходного контура для эвольвентного зацепления принята рейка, и широкое применение нашло формообразование зубьев в процессе зацепления с реечным инструментом.

В качестве основного параметра зубчатого зацепления принят модуль m — величина, пропорциональная шагу p по делительному цилиндру, т. е. цилиндру, на котором шаг зубчатого колеса равен шагу исходного контура, т. е. шагу производящей рейки. Таким образом, $m = p/\pi$.

Шаг p , так же как и длина окружности, является кратным числу π и поэтому неудобным для принятия за основной параметр зацепления.

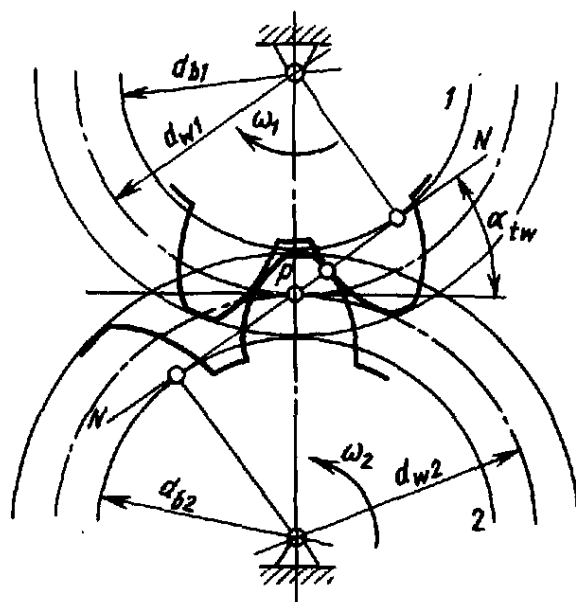


Рис. 10.2. Образование эвольвентных профилей

В общем случае для косозубых передач рассматривают окружные и нормальные шаги и соответственно модули.

Окружной делительный шаг p_t — это расстояние между одноименными профилями соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности зубчатого колеса. Очевидно, что $\pi d = zp_t$, откуда $p_t = \pi d/z$.

Соответственно окружной модуль $m_t = d/z$, т. е. представляет собой частное от деления диаметра делительной окружности на число зубьев.

Нормальный шаг p_n — кратчайшее расстояние по делительному цилиндру между одноименными профильными поверхностями двух смежных зубьев $p_n = p_t \cos \beta$, где β — угол наклона линии зубьев по делительному цилиндру.

Соответственно нормальный модуль $m = m_t \cos \beta$. Для прямозубых передач окружные и нормальные шаги и модули соответственно совпадают.

Модули стандартизованы в диапазоне 0,05...100 мм (ГОСТ 9563—80*). Ниже даны модули, мм, в наиболее употребительном диапазоне (1-й ряд следует предпочитать 2-му):

1-й предпочтительный ряд 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5;
3; 4; 5; 6; 8; 10; 12;
16; 20; 25; 32; 40

2-й предпочтительный 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

Для редукторов также допускают модули 1,6; 3,15; 6,3; 12,5 мм.

Для косозубых цилиндрических колес стандартными назначают нормальные модули. Параметры исходного контура цилиндрических зубчатых колес стандартизованы (ГОСТ 13755—81); угол профиля $\alpha = 20^\circ$. Высота головки зуба $h_a = h_a^* m$, $h_a^* = 1$. Глубина захода зубьев $h_s = 2 m$; радиальный зазор между зубьями $c = 0,25 m$ (при нарезании долбиками до 0,35 m); радиус выкружки у корня зуба $\rho_f = 0,38 m$ (рис. 10.3, а).

Для быстроходных зубчатых передач в целях уменьшения сил удара при входе зубьев в зацепление и выходе их из зацепления и для уменьшения шума применяют модификацию профиля головки зуба (фланкирование). Фланкирование представляет собой преднамеренное отклонение от эвольвенты профиля у вершин зубьев (на части высоты головки), направленное в тело зубьев. Фланкирование уменьшает силы удара, связанные с деформацией зубьев и ошибками основного шага.

Для фланкированных колес предусмотрен исходный контур, у которого каждая боковая сторона зуба очерчена двумя прямыми (рис. 10.3, б) или прямой и дугой.

Основные геометрические соотношения приведены в табл. 10.1. Названия и обозначения элементов зубчатого зацепления показаны на рис. 10.4.

Основные кинематические характеристики. Передаточное число равно отношению чисел зубьев колеса z_2 и шестерни z_1 : $u = z_2/z_1$, где $z_2 \geq z_1$ и соответственно $u \geq 1$.

Коэффициент торцового перекрытия ϵ_α равен отношению угла поворота зубчатого

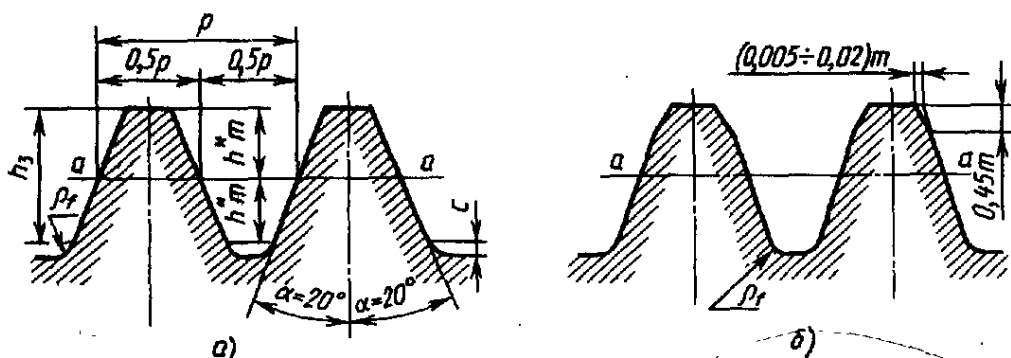


Рис. 10.3. Исходный контур

10.1. Основные геометрические зависимости цилиндрических зубчатых передач

Параметр зацепления	Геометрические зависимости при зацеплении	
	без смещения исходного контура	со смещением исходного контура
Межосевое расстояние	$a_w = a = \frac{m(z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta}$	$a_w = m \left[\frac{z_2 \pm z_1}{2 \cos \beta} + y \right]$,
Коэффициент уравнивающего смещения Δy		где $y = x_2 \pm x_1 - \Delta y$ См. рис. 10.17
Высота зуба	$h = 2,25m$	$h = 2,25m - \Delta y m$
Радиальный зазор	$c = 0,25m$	$c = 0,25m$
Диаметры: делительные $d_1; d_2$		$d_1 = mz_1 / \cos \beta;$ $d_2 = mz_2 / \cos \beta$
начальные $d_{w1}; d_{w2}$	$d_{w1} = d_1;$ $d_{w2} = d_2$	$d_{w1} = \frac{2a_w}{u \pm 1};$ $d_{w2} = d_{w1} u$
Диаметр вершин зубьев: внешнего зацепления	$d_{a1} = d_1 + 2m;$ $d_{a2} = d_2 + 2m$	$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1 - \Delta y)m;$ $d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - \Delta y)m$
внутреннего зацепления	$d_{a1} = d_1 + 2m;$ $d_{a2} = d_2 - 2m$	$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1)m;$ $d_{a2} = d_2 - 2(0,75 - 0,875x_2 + \Delta y)m$ при $x_2 < 2$
Диаметр впадин зубчатых колес:		
внешнего зацепления	$d_{f1} = d_1 - 2,5m;$ $d_{f2} = d_2 - 2,5m$	$d_{f1} = d_1 - (2,5 - 2x_1)m;$ $d_{f2} = d_2 - (2,5 - 2x_2)m$
внутреннего зацепления		$d_{f2} \approx 2a_w + d_{a1} + 0,5m$
Угол: профиля исходного контура зацепления (исходные зависимости)	$\operatorname{tg} \alpha_{tw} = \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$	$\alpha = 20^\circ$ $\cos \alpha_{tw} = \frac{a}{a_w} \cos \alpha_t$
зацепления прямозубых передач	$\alpha_{tw} = \alpha_t = \alpha$	$\cos \alpha_{tw} = \frac{a}{a_w} \cos \alpha$

колеса от входа в зацепление торцового профиля его зуба до выхода из зацепления, к угловому шагу $2\pi/z$. Коэффициент торцового перекрытия в большой степени определяет плавность работы передачи и совместную работу зубьев. Для прямозубых передач он должен обязательно быть больше единицы. Для передач без смещения для определения ε_α можно пользоваться приближенной формулой

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right),$$

где знак «+» для внешнего и «-» для внутреннего зацепления. Для передач со смещением определение ε_α — см. в ГОСТ 16532—70.

Удельная скорость скольжения равняется скорости скольжения между зубьями в рассматриваемой точке профиля, деленной на скорость перемещения той же точки профиля зубчатого колеса в направлении скольжения. Эта величина характеризует работу трения на единицу дуги профиля и соответственно ее теплонапряженность.

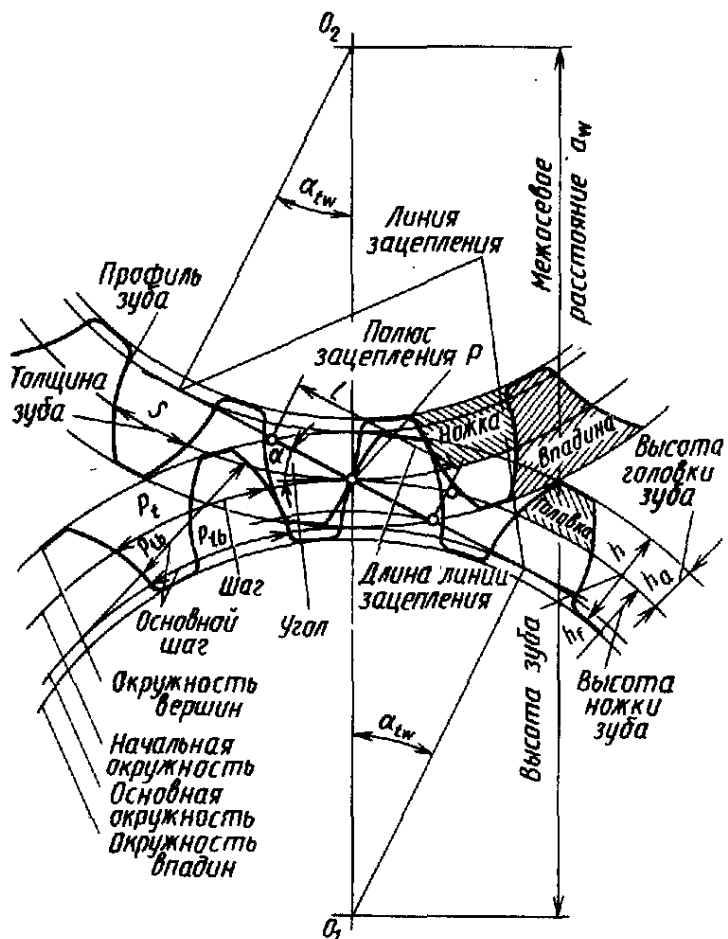
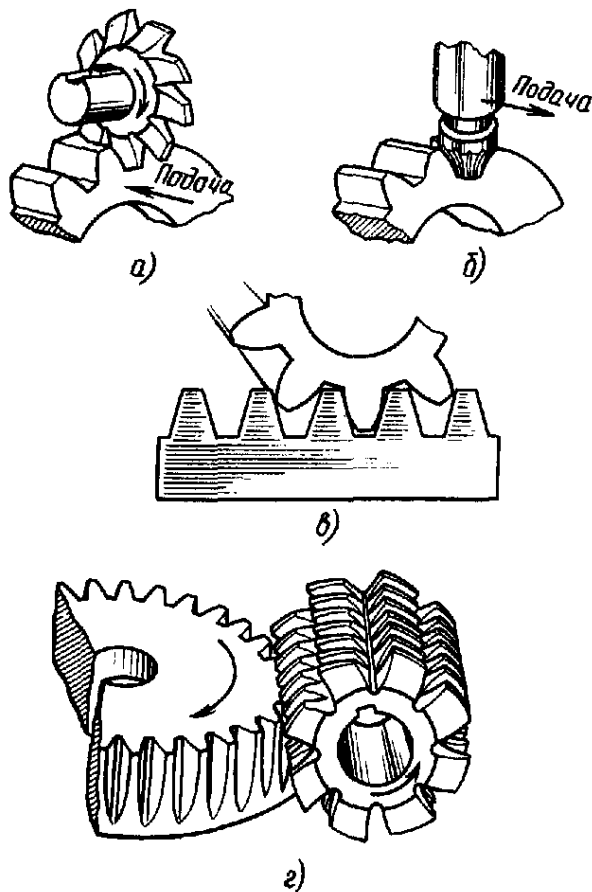


Рис. 10.4. Элементы зубчатого зацепления

Рис. 10.5. Способы нарезания зубьев:
а — модульной дисковой фрезой; б — пальцевой фрезой; в — гребенкой; г — червячной фрезой.

Нарезание зубьев зубчатых колес. Нарезание зубьев зубчатых колес можно производить методом копирования или методом огибания (обкатки).

По методу копирования впадина между зубьями образуется инструментом (дисковой фрезой, пальцевой фрезой, протяжкой, шлифовальным кругом), имеющим профиль впадины (рис. 10.5, а, б). Точность этого метода, особенно по шагу — пониженная. Метод копирования применяют для обработки крупномодульных шевронных колес, для нарезания и для шлифования колес в массовом производстве, а также в условиях ремонтных мастерских. Для нарезания колес с разным числом зубьев необходим комплект инструмента каждого модуля из 8...26 шт.

Основное применение имеет метод огибания. По этому методу зубья нарезают инструментом в виде рейки-гребенки (рис. 10.5, в), червячной фрезы (рис. 10.5, г) или шестерни-долбяка. Нарезание происходит в процессе принудительного зацепления инструмента с заготовкой на зуборезном станке. Инструменту дополнительно сообщается движение, обеспечивающее резание.

Метод огибания дает непрерывный процесс нарезания, что обеспечивает повышенную производительность и точность по сравнению с методом копирования.

Метод огибания позволяет использовать для нарезания колес, а также долбяков реечный инструмент с прямолинейным профилем.

Зуборезный инструмент реечного типа профилируют по контуру так называемой производящей или инструментальной рейки.

Кроме нарезания применяют также метод накатывания зубьев, который повышает прочность на 15...20 %.

Точные зубчатые колеса подвергают отделочным операциям: шевингованию, шлифованию, притирке.

§ 10.3. ПАРАМЕТРЫ И КОНСТРУКЦИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Передаточные числа $u = z_2/z_1$ обычно ограничиваются габаритами передач. В редукторных передачах максимальные значения передаточных чисел тихоходной и промежуточной передачи 5,6...6,3, быстроходной передачи 6,3...8. Нижние значения при твердости 56...63HRC₂, верхние — при ≤ 350 HB. Имеется тенденция снижения u при высокой твердости зубьев до 5.

В коробках скоростей станков $u \leq 4$; в приводах столов больших диаметров $u \leq 20$. Номинальные передаточные числа цилиндрических зубчатых передач стандартизованы по СТ СЭВ 312—76;

1-й предпочтительный ряд	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12
2-й предпочтительный ряд	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11

Минимальное число зубьев шестерен обычно ограничивается условием недопущения зубьев у основания. Для некорригированных передач $z_{\min} = 17$, для корригированных $z_{\min} = 12 \dots 14$ и меньше. Преимущественно числа зубьев выбирают из кинематических условий.

Большое значение для ограничения номенклатуры корпусных деталей редукторов и коробок скоростей имеет стандартизация межосевых расстояний передач. Межосевые расстояния a_w , мм, цилиндрических передач редукторов должны выбираться из следующих рядов:

1-й, предпочтительный ряд	40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500;
2-й предпочтительный ряд	140, 180, 225, 280, 355, 450, 560, 710, 900, 1120, 1400, 1800, 2240

Ширину зубчатых колес выбирают в соответствии с установленными эмпирическими соотношениями. Коэффициент ширины $\psi_a = b/a_w$ редукторных зубчатых колес из улучшенных сталей при несимметричном расположении рекомендуют принимать равным 0,315...0,4, а из закаленных сталей 0,25...0,315; при симметричном расположении зубчатых колес относительно опор 0,4...0,5. Стандартные значения ψ_a для редукторов: 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,0; 1,25; значения 0,630...1,25 — для шевронных передач.

Значения $\psi_a = b/d_1$ при симметричном расположении колес относительно опор 0,8...1,6; при несимметричном расположении, но жестких валах 0,7...1,4; то же, но валах пониженной жесткости 0,5...1, при консольном расположении колес 0,4...0,6. Большие значения принимают для колес из хорошо прирабатывающихся материалов и при постоянной нагрузке. Передвижные прямозубые шестерни коробок скоростей делают узкими с коэффициентами $\psi_m = b/m = 6 \dots 10$.

Прямозубые колеса применяют преимущественно при невысоких и средних окружных скоростях (см. стр. 164), при большой твердости зубьев (когда динамические нагрузки от неточностей изготовления невелики по сравнению с полезными), в планетарных передачах, в открытых передачах, а также при необходимости осевого перемещения колес для переключения скорости (коробки передач). Косозубые колеса применяют для ответственных передач при средних и высоких скоростях. Объем их применения — свыше 30 % объема применения всех цилиндрических колес в машинах; и этот процент непрерывно возрастает. Косозубые колеса с твердыми поверхностями зубьев требуют повышенной защиты от загрязнений во избежание неравномерного износа по длине контактных линий и опасности выкрашивания.

Угол наклона зубьев косозубых колес выбирают по условию, при котором осевой коэффициент перекрытия $\epsilon_\beta = b/p_x = (b \cos \beta)/p_n$ более 1,1 (обычно 1,1...1,2), в большинстве конструкций $\beta = 8 \dots 22^\circ$, в раздвоенных ступенях редукторов для лучшей самоустановки $\beta \geq 30^\circ$.

Значение угла β удобно выбирать таким, чтобы при стандартных значениях нормальных модулей межосевые расстояния a_w соответствовали приведенным в стандартах, а для встраиваемых передач по возможности выражались целыми круглыми числами. Так, например, к удобным углам для косозубых передач редукторов можно отнести угол $\beta = 8^\circ 6' 34''$, косинус которого равен 0,99. При суммарном числе зубьев $z_c = 99$ $a_w = 50m$.

В зубчатых колесах при твердости ≤ 350 НВ отношение $m/a_w = 0,01 \dots 0,02$, а при твердости ≥ 45 HRC, $0,016 \dots 0,0315$. В косозубых передачах редукторов для шестерен рекомендуют принимать направление зуба левое, для колес — правое.

Существенное повышение несущей способности зубчатых передач в одном направлении вращения можно достигнуть применением несимметричных профилей. Угол зацепления рабочей части профиля может быть увеличен до 45° , что само по себе достаточно эффективно, но, кроме того, несимметричные передачи можно выполнить с коэффициентом перекрытия более 2 с увеличенным до $24 \dots 26^\circ$ углом зацепления рабочей части профиля и нормальным углом 20° нерабочей части [8].

В мощных редукторах применяют шевронные колеса, не передающие на подшипники осевые нагрузки. У шевронных колес $\beta = 25 \dots 45^\circ$.

Шестерни с диаметром впадин, близким к потребному диаметру вала, изготавливают преимущественно за одно целое с валом (в редукторах при $u \geq 3,15$). Шестерни небольшого диаметра ($d_a \leq 200$ мм) выполняют преимущественно в виде дисков со ступицами или без ступиц (рис. 10.6, а...ж), иногда с проточками по торцам для лучшего базирования. В коробках передач применяют блоки шестерен (рис. 10.7). Шестерни в форме сплошных дисков изготавливают из проката (при диаметре до 150 мм) или из поковок. Зубчатые колеса со ступицами и блоки

шестерен в зависимости от серийности производства изготавливают штамповкой, ковкой или точением из прутка. Коэффициент использования металла при точении таких шестерен из прутка равен в среднем $1/3$, при штамповке в закрытых штампах он в 2 раза выше.

Колеса средних диаметров с $d_a \leq 600$ мм выполняют преимущественно коваными (в подкладных или закрытых штампах) облегченной конструкции.

Толщину венцов до впадин улучшенных колес выбирают равной $(2 \dots 3)m$, толщину дисков равной $(0,2 \dots 0,3)b$, диаметры ступиц — $(1,6 \dots 1,9)d_v$ (где b — ширина колеса; d_v — диаметр вала). Внутренняя поверхность обода и наружная поверхность ступицы, не обрабатываемые механически, имеют уклоны. Зубчатые колеса с твердыми зубьями преимущественно делают с небольшими выемками по торцам. Технологичная конструкция штампованного колеса показана на рис. 10.6, г.

Число требуемых типоразмеров колес сильно возрастает из-за многообразия форм ступиц, диаметров валов и т. д. Поэтому было предложено стандартизовать и централизованно изготавливать зубчатые венцы, которые потом присоединять, в частности приклеивать, к ступицам (рис. 10.8, а). Это также позволяет шлифовать зубья блоков шестерен без увеличения их осевых габаритов (рис. 10.8, б).

Рассмотрим конструкции крупных колес.

1. Цельнолитые колеса имеют распространение как наименее трудоемкие.

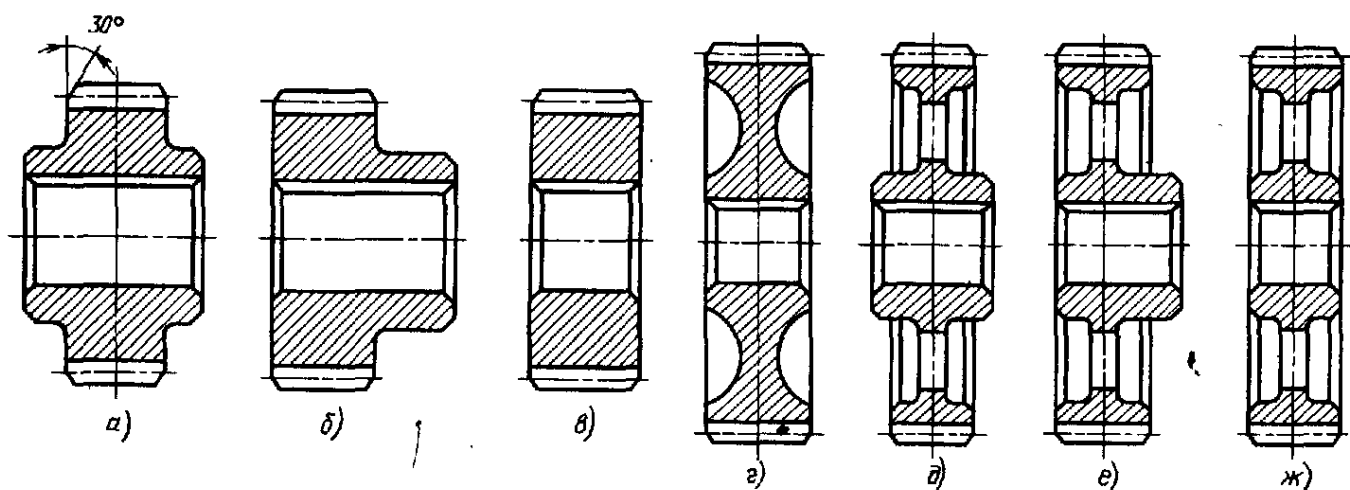


Рис. 10.6. Конструкции зубчатых колес

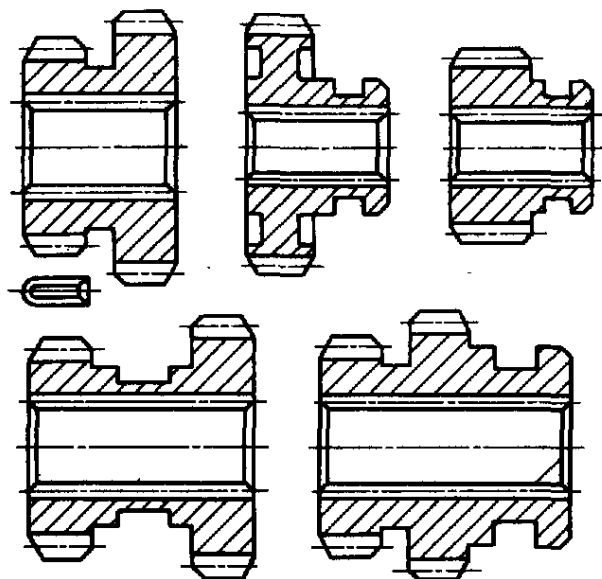


Рис. 10.7. Блоки шестерен и передвижные шестерни

По своей несущей способности они уступают колесам с кованным или прокатанным ободом. До диаметра 900 мм их преимущественно выполняют однодисковыми (рис. 10.9, а...в), а при больших диаметрах и ширине — двухдисковыми (рис. 10.9, г).

2. Бандажированные колеса (рис. 10.9, д), в которых стальной бандаж посажен с натягом на стальной (реже чугунный) центр, обеспечивают экономию качественной стали, но более дороги в изготовлении. Бандаж куют или прокатывают. Широкие колеса (при ширине более 500 мм) делают с двумя бандажами. Толщина бандажа от впадины зубьев (7...8) m_n .

3. Болтовые конструкции, в которых обод и центр стягивают крепеж-

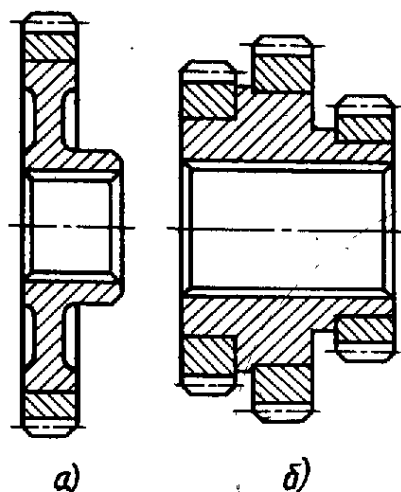


Рис. 10.8. Клееные зубчатые колеса

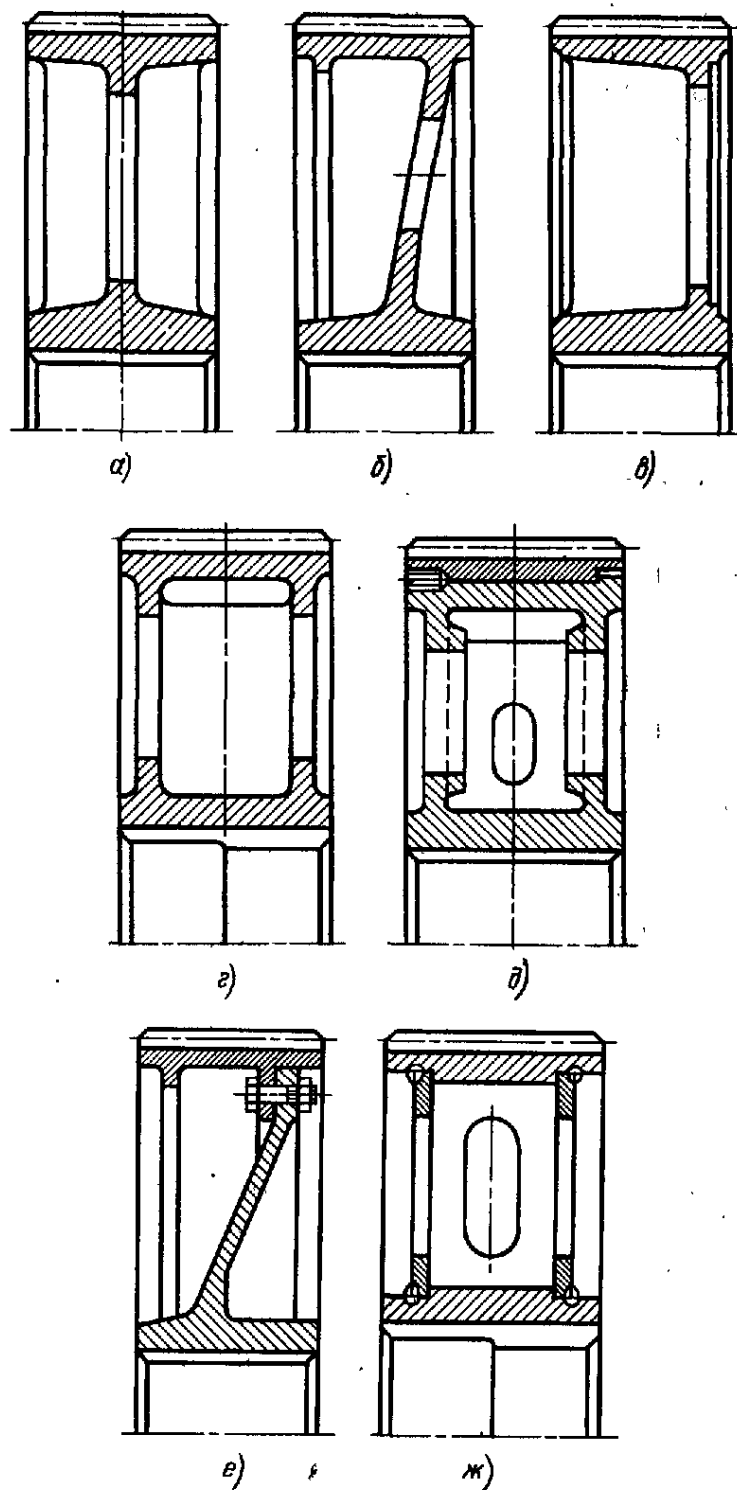


Рис. 10.9. Крупные зубчатые колеса:

а—г — цельнолитые; д — бандажированное; ж — сварное

ными болтами, устанавливаемыми под развертку, имеют такую же несущую способность, как и бандажированные, но легче последних (рис. 10.9, е).

Сварные колеса применяют в индивидуальном производстве. Обод выполняют целым или вальцованным из полос со сваркой во впадине между зубьями (рис. 10.9, ж).

§ 10.4. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЬЕВ. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Поломка зубьев является наиболее опасным видом разрушения, приводящим к выходу из строя передачи и часто к повреждению других деталей (валов, подшипников) из-за попадания в них выломившихся кусков зубьев.

Поломка зубьев может вызываться: большими перегрузками ударного или статического действия, повторными перегрузками, вызывающими малоцикловую усталость, или многократно повторяющимися нагрузками, вызывающими усталость материала.

Поломки часто бывают связаны:

а) с концентрацией нагрузки по длине зубьев из-за погрешностей изготовления и сборки или больших упругих деформаций валов;

б) с износом зубьев, приводящим к их ослаблению и к росту динамических нагрузок;

в) с вводом в зацепление на ходу подвижных шестерен.

Трещины обычно появляются у корня зубьев на стороне растянутых волокон, где действуют наибольшие напряжения растяжения и местные напряжения, связанные с формой. Излом происходит преимущественно по сечению у основания зуба.

При усталостном разрушении излом имеет вогнутую форму на теле колеса, при разрушении от перегрузки — выпуклую. Зубья шевронных и широких косозубых колес обычно выламываются по косому сечению.

Для предотвращения поломок зубья рассчитывают на изгиб.

Усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев (рис. 10.10, а) является наиболее распространенным видом повреждений зубьев для большинства закрытых хорошо смазываемых и защищенных от загрязнений зубчатых колес.

Выкрашивание заключается в появлении на рабочих поверхностях небольших углублений, напоминающих оспинки, которые потом растут и превращаются в раковины. Размеры ямок-раковин в зависимости от стадии выкрашивания, материала и других условий бывают весьма малыми, едва различимыми невооруженным глазом, и значительными, величиной в несколько миллиметров. Выкрашивание носит усталостный характер. В результате зацепления зубьев контактные напряжения в каждой точке рабочей поверхности зубьев изменяются по отнулевому циклу, а напряжения в поверхностных слоях — даже по знакопеременному, хотя и несимметричному циклу. Усталостные трещины обычно зарождаются у поверхности, где возникает концентрация напряжений из-за микронеровностей. При относительно малой толщине упрочненного слоя, а также при больших контактных напряжениях трещины могут зарождаться в глубине. При увеличении твердости поверхности значение глубинных напряжений возрастает.

Выкрашивание может быть ограниченным или прогрессирующим. Ограниченное выкрашивание связано с концентрацией нагрузки по длине зубьев (в косозубых передачах — также с неполнотой использования контактных линий вследствие погрешностей шагов). В колесах из мягких, хорошо прирабатывающихся материалов выкрашивание после приработки мо-



Рис. 10.10. Виды повреждения зубьев

жет прекратиться, причем оно практически не отражается на работе передачи, так как образовавшиеся ямки постепенно завальцовываются. Опасность представляет только прогрессирующее выкрашивание, распространяющееся на всю или значительную часть длины зубьев. Выкрашивание приводит к повышению давления на еще не выкрошенных участках поверхности, выжиманию смазки в ямки и, наконец, к пластическому обмятию или заеданию.

Выкрашивание начинается вблизи полюсной линии на ножках зубьев, где в связи с малыми скоростями скольжения возникают большие силы трения. Затем оно распространяется на всю поверхность ножек. Поверхности головок выкрашиваются очень редко¹.

В передачах, работающих со значительным износом, в частности в открытых передачах, выкрашивание наблюдается очень редко. Поверхностные слои истираются раньше, чем в них появляются усталостные трещины.

У поверхностно-упрочненных колес переменные напряжения в подкорковом слое могут вызывать отслаивание материала с поверхности.

Для предотвращения выкрашивания зубья рассчитываются на поверхностную выносливость.

Абразивный износ (рис. 10.10, б) является основной причиной выхода из строя открытых передач и части закрытых передач машин, работающих в среде, засоренной абразивами, а именно: горюих, дорожных, строительных, сельскохозяйственных, транспортных и некоторых других машин.

Зубья быстроходных передач редукторов типа турбинных, работающих в условиях

совершенной смазки и изоляции от пыли с редкими пусками и остановами сохраняют следы обработки в течение многих лет эксплуатации.

Износ неравномерен по профилю в связи с неодинаковой скоростью скольжения и неодинаковыми контактными напряжениями. Однако вследствие изменения радиусов кривизны в процессе изнашивания происходит его выравнивание. Изношенные зубья получают специфическую заостренную форму. Износ приводит к повышению динамических нагрузок и шума, к ослаблению зубьев и в конечном результате к их поломкам.

Для колес, работающих с существенным износом, делают попытки расчетной оценки ресурса.

По опытам с нормализованными колесами линейная скорость изнашивания оказалась пропорциональной контактному напряжению σ_H в степени 1,4, процентному содержанию абразива в смазке и скорости скольжения.

Заедание зубьев (рис. 10.10, в) заключается в местном молекулярном сцеплении контактирующих поверхностей в условиях разрушения смазочной пленки. В заедании зубьев преобладающую роль может играть выдавливание или изнашивание масляной пленки вследствие высоких давлений или понижение вязкости и защитной способности масла от нагрева, связанного с большими скоростями скольжения.

Явление заедания часто наблюдается у крупномодульных тихоходных зубчатых передач с малыми числами зубьев, что связано с большими скоростями относительного скольжения.

Заеданию более подвержены зубья с незакаленными поверхностями из однородных материалов; однако это явление наблюдается также и при разнородных материалах и закаленных поверхностях.

Наибольшее сопротивление заеданию оказывают теплостойкие стали ВХЗНВМ2Ф, 20ХЗНВФА, 16ХЗНВФМБ.

Расчеты на заедания зубьев сводятся к проверке температуры в местах контакта

¹ Это объясняется контактно-гидродинамической теорией смазки. Существует также гипотеза расклинивающего действия масла в микротрещинах. На поверхностях ножек возникающие микротрещины направлены так, что при зацеплении зубьев выход масла из них сначала закрывается, а потом в масле создается гидростатическое давление, способствующее выкалыванию элементов материала.

и в сопоставлении ее с температурой при заедании для различных сочетаний материалов или к проверке толщины масляной пленки.

Повреждения торцов зубьев являются одним из основных видов повреждения зубчатых колес, вводимых в зацепление осевым перемещением. В коробках скоростей токарных и револьверных станков некоторых моделей выход из строя колес из-за повреждения торцов зубьев достигал 30 % выходов из строя. В передвижных зубчатых колесах с синхронизаторами (см. с. 440) износ торцов зубьев, естественно, значительно меньше.

Пластические течения материала вблизи полюсной линии возникают под действием больших сил трения в тяжело нагруженных тихоходных передачах при низкой твердости материалов колес.

Значительная часть выходов из строя зубчатых передач связана с погрешностями изготовления, шлифовочными прижогами и трещинами, остаточными напряжениями растяжения зуба у переходной кривой зуба при закалке ТВЧ, обезуглероживанием поверхностного слоя и т. д. В особо напряженных колесах избегают шлифования переходной зоны после термообработки. Для этого колеса нарезают специальным инструментом с протуберанцем.

Шлифовочные прижоги снижают на десятки процентов предел выносливости на изгиб образцов из легированных сталей, а шлифовочные трещины — в несколько раз.

В условиях контактных нагружений прижоги с местным понижением твердости на 5 единиц HRC₂ (при начальной твердости 60 HRC₂) понижают наработку в 3 раза, а прижоги с понижением твердости на 10 единиц — в 10 раз.

Зубчатые колеса являются источниками шума, связанного с пересопрежением (входом в зацепление и выходом) зубьев, циклической ошибкой колес, огранкой зубьев. Отдельные составляющие спектра шума существенно усиливаются,

если они по частоте близки к собственной частоте колебания крышек или отдельных стенок корпусных деталей. Основные источники шума определяют путем частотного анализа шума и сопоставления с частотой указанных источников колебаний.

Основные средства борьбы с шумом: совершенствование зубоотделочных операций, переход на косозубые передачи, фланкирование, увеличение коэффициента перекрытия, выравнивание нагрузок по ширине зубчатого венца, применение бочкообразного зуба, улучшение конфигураций крышек и корпусных деталей.

§ 10.5. МАТЕРИАЛЫ. ТЕРМИЧЕСКАЯ И ХИМИКО- ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА

При выборе материалов для зубчатых колес необходимо обеспечить прочность зубьев на изгиб, стойкость поверхностных слоев зубьев и сопротивление заеданиям. Основными материалами являются термически обрабатываемые стали. Допускаемые контактные напряжения в зубьях пропорциональны твердости материалов, а несущая способность передач по контактной прочности пропорциональна квадрату твердости (см. § 10.8). Это указывает на целесообразность широкого применения для зубчатых колес сталей, закаливаемых до значительной твердости.

В массовом и крупносерийном производстве применяют исключительно зубчатые колеса высокой твердости, которые подвергают отделочным операциям после термической обработки.

Основным видом термической обработки ранее являлась объемная закалка. Колеса соответственно изготавливались из сталей типа 40X, а в более ответственных случаях из 40XH и др. Однако объемная закалка не сохраняет вязкую сердцевину при высокой твердости поверхности. Обычно твердость поверхности 45...55 HRC₂. Поэтому в настоящее время объемная закалка уступила место поверхностным

термическим и химико-термическим методам упрочнений. Такой обработкой можно достигнуть высокой твердости поверхностных слоев материала и создать в них напряжения обратного знака при сохранении вязкой сердцевины.

Для зубчатых колес применяют следующие основные виды поверхностных термических и химико-термических упрочнений: поверхностная закалка, цементация и нитроцементация с закалкой, азотирование.

Поверхностную закалку в основном применяют с нагревом ТВЧ. В связи с тем, что нагреваются поверхностные слои, деформации при закалке невелики и можно обойтись без последующего шлифования зубьев (однако это понижает точность на одну-полторы степени). Закалка с нагревом ТВЧ получила широкое распространение для средне-напряженных колес, особенно в станкостроении, материалы — стали 40X, 40XH. Обычно твердость на поверхности 50...55 HRC.

Закалка с нагревом ТВЧ может также применяться для шестерен, работающих с улучшенными колесами, для обеспечения равнопрочности.

Поверхностная закалка зубьев без охвата выкружек, повышающая износостойкость и сопротивление выкрашиванию, понижает прочность при изгибе. Оптимальной последовательной закалкой под водой прочность при изгибе можно повысить в 2 раза. Закалкой в обычном кольцевом индукторе с оптимальной глубиной закалки впадин 0,5...1 мм можно повысить прочность при изгибе в 1,5 раза.

Важным достижением является поверхностная закалка с нагревом ТВЧ зубьев и аналогичных деталей в кольцевом индукторе при сквозном нагреве, причем глубина закалки и твердость подслоя определяются пониженной (или регламентированной) прокаливаемостью сталей 58, 45РП и др.

Эта закалка уже много лет применяется в отечественном автомобилестроении.

Цементация (поверхностное насыщение углеродом) с последующей закалкой обеспечивает большую твердость и несущую способность поверхностных слоев зубьев и весьма высокую прочность зубьев на изгиб.

В условиях современного производства целесообразно применять газовую цементацию. Широко применяют хромистую сталь 20X, а для ответственных зубчатых колес, особенно работающих с перегрузками и ударными нагрузками, хромоникелевые стали 12XH3A, 20XHM, 18X2H4MA, 20X2H4A и безникелевые стали 18XГТ, 25XГТ и 15XФ.

Цементация и закалка зубьев после шевингования повышают прочность зубьев на изгиб до 3 раз. Однако дефекты обычного шлифования могут снизить этот эффект в 1,3...1,5 раза, а при значительных прижогах — до 2 раз.

Азотирование (насыщение азотом) обеспечивает особо высокую твердость и износостойкость поверхностных слоев. Азотируют готовые детали без последующей закалки. Для азотируемых колес применяют молибденовую сталь 38X2MЮА, расширяется применение азотирования безалюминиевых сталей типа 40XФА, 40XHA, 40X до меньшей твердости, но большей вязкости. Азотирование — длительный процесс, требующий до 40...60 ч. Возможно ускорение процесса до 10 раз применением ионного азотирования и азотирования в тлеющем разряде. Зубья после азотирования в связи с минимальным короблением не шлифуют. Поэтому азотирование применяют для колес с внутренними зубьями и других, шлифование которых трудно осуществимо. Недостатками азотированных колес являются малая толщина упрочненного слоя, равная 0,2...0,5 мм, не позволяющая применять их: а) при ударных нагрузках из-за опасности растрескивания упрочненного слоя; б) при работе с интенсивным изнашиванием (при загрязненной смазке, попадании абразива) из-за опасности истирания упрочненного слоя и быстрого выхода передачи из строя.

Нитроцементация — насыщение поверхностных слоев углеродом и азотом в газовой среде с последующей закалкой — обеспечивает им высокую прочность, износостойкость и сопротивление заеданиям. Нитроцементация обладает достаточно высокой скоростью протекания процесса — порядка 0,1 мм/ч и выше; она получает все более широкое распространение. В связи с малыми деформациями она позволяет во многих случаях обойтись без последующего шлифования. При необходимости минимальных деформаций применяется низкотемпературная нитроцементация. Содержание азота в поверхностном слое позволяет применение менее легированных сталей, чем при цементации, а именно 18ХГТ, 25ХГТ, 40Х и др.

Лазерная закалка обеспечивает высокую твердость до 64 HRC₃, не требует легирования, позволяет местное упрочнение, автоматизацию, не вызывает коробления. Но процесс этот пока медленный.

Улучшаемые стали применяют для зубчатых колес, преимущественно изготавливаемых в условиях мелкосерийного и единичного производства при отсутствии жестких требований к габаритам. Чистовое нарезание зубьев улучшаемых колес производят после термической обработки, что принципиально облегчает изготовление колес, в частности исключает необходимость шлифования и позволяет обеспечить высокую точность. Кроме того, колеса из улучшенных сталей хорошо прирабатываются. Область применения улучшенных зубчатых колес непрерывно сокращается.

Применяют качественные углеродистые стали 40, 45, 50Г и легированные 35ХГС, 40Х и др.

Твердость улучшенных колес ограничивают технологическими условиями для обеспечения достаточной стойкости инструмента: для небольших колес (280...320) НВ, для крупных колес (240...200) НВ. Твердость шестерен прямозубых передач рекомендуют выбирать на несколько десятков единиц НВ выше, чем колес, для уменьшения опасности заеда-

ний и для сближения долговечности шестерни и колеса.

Твердость шестерен косозубых и шевронных передач рекомендуют выбирать возможно выше, для чего подвергать шестерни поверхностной закалке, цементации или азотированию, это повышает контактную прочность косозубой и шевронной пары.

Стали в нормализованном состоянии для обоих сопряженных зубчатых колес применяют только во вспомогательных механизмах, например в механизмах ручного управления. Основные материалы — среднеуглеродистые стали 40, 45, 50. Для повышения стойкости против заедания следует шестерни и колеса изготавливать из разных материалов.

К новым материалам следует отнести высоколегированные мартенситостареющие стали, обладающие высокой твердостью после старения, происходящего без коробления. Для них отпадает необходимость шлифования.

Стальное литье применяют для колес больших диаметров. Основные материалы — литейные среднеуглеродистые стали 35Л...50Л, а также литейные марганцовистые и низколегированные стали 40ХЛ, 30ХГСЛ, 50Г2 и др. Литые колеса подвергают преимущественно нормализации.

Чугуны применяют для тихоходных, преимущественно крупногабаритных и открытых передач. Кроме того, из чугуна изготавливают редко (поочередно) работающие сменные колеса. Чугуны относительно хорошо сопротивляются заеданиям, поэтому они могут работать при скудной смазке, например, в открытых передачах. Прочность обычных серых чугунов на изгиб, особенно при ударных нагрузках, значительно меньше, чем сталей. Поэтому габариты и особенно модули у чугунных колес значительно больше, чем у стальных. Чугунные зубчатые колеса во избежание угловой поломки зубьев при упругих деформациях валов нельзя выполнять такими же широкими, как улучшенные и нормализованные стальные.

Применяют чугуны СЧ20, СЧ35, а также высокопрочные магниевые чугуны с шаровидным графитом. Колеса из высокопрочных чугунов должны работать с твердыми шестернями.

В связи со значительными достижениями в области получения прочных чугунов повысились перспективы применения чугунных зубчатых колес взамен стальных литых.

Пластмассовые зубчатые колеса в паре с металлическими применяют в слабонагруженных передачах для обеспечения бесшумности, или самосмазываемости, или химической стойкости. Типичные примеры — приводы распределительного вала автомобильных двигателей, веретен текстильных машин и приборов.

Пластмассы в нагруженных зубчатых передачах не применяют, так как прочные пластмассы на основе стеклянных волокон содержат абразивы и неблагоприятны для работы в условиях трения.

Пластмассовые колеса должны работать в паре со стальными или чугунными колесами достаточной твердости в связи с низкой теплопроводностью пластмасс и опасностью заеданий. Стальные колеса целесообразно закалывать до 45 HRC, и шлифовать или перед закалкой шевинговать. Пластмассовые колеса делают уже, чем сопряженные, во избежание повышенного износа кромками сопряженных колес.

К числу давно применяемых для зубчатых колес пластмасс относятся текстолит (рекомендуемые марки ПТ и ПТК) и древесно-слоистые пластики (рекомендуется ДСП-Г со звездообразным расположением слоев шпона, повернутых на 25—30°).

Наиболее перспективными следует считать капролон, полиформальдегид и фенилон.

§ 10.6. ТОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Различают следующие основные показатели точности зубчатых передач.

1. Кинематическая точность характеризуется полиой погрешностью углов поворота сцепляющихся колес за один оборот. Существенно важна для делительных цепей, передач, соединенных с большими массами, и быстроходных силовых передач из-за опасности резонансных и других колебаний и шума. Связана с накопленной ошибкой шага и биением.

2. Плавность работы передач характеризуется многократно повторяющимися за оборот колеса (в частности, повторяющимися за период работы каждого зуба) колебаниями скорости, вызывающими динамические нагрузки, колебания (в том числе резонансные) и шум. Существенно влияет на работоспособность силовых быстроходных передач. Определяется ошибками шага и профиля.

3. Пятно контакта зубьев характеризует концентрацию нагрузки на зубьях. Существенно влияет на работоспособность силовых передач.

4. Боковой зазор между неработающими поверхностями зубьев предотвращает заклинивания (в частности, при разогреве) и обеспечивает свободное вращение колес. Влияет на работоспособность передач при крутильных колебаниях и на работоспособность реверсируемых передач.

5. Шероховатость рабочих поверхностей зубьев влияет на износостойкость передач.

Нормы точности цилиндрических зубчатых передач регламентируются ГОСТ 1643—81, который распространяется на все виды механически обработанных металлических колес с модулями $m=1\ldots 56$ мм и диаметрами делительной окружности до 6300 мм.

Стандарт регламентирует нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев, а также боковой зазор.

В стандарте предусмотрены 12 степеней точности, обозначаемых в порядке ее убывания от 1 до 12. Допуски и отклонения стандартизованы для степеней точности от 3 до 12.

10.2. Допустимые скорости и области применения цилиндрических зубчатых передач в зависимости от степени точности

Степень точности по ГОСТ 1643—81	Окружная скорость колес, м/с, не более		Область применения
	прямо-зубых	непрямо-зубых	
6-я (передачи повышенной точности)	20	30	Скоростные передачи, делительные механизмы
7-я (передачи нормальной точности)	12	20	Передачи, работающие с повышенными скоростями и умеренными нагрузками или наоборот
8-я (передачи пониженной точности)	6	10	Передачи общего машиностроения
9-я (грубые передачи)	3	5	Тихоходные передачи машин низкой точности

Наибольшее распространение в машиностроении имеют степени точности передач 6, 7, 8 (табл. 10.2). Быстроходные передачи (в авиации, судостроении и т. п.) и прецизионные делительные механизмы выполняют также по степени точности 5.

Допустимо комбинировать степени точности по отдельным показателям (в небольших пределах). Например, для прецизионных делительных передач при нормах кинематической точности по степени 3 применяют нормы плавности работы и нормы контакта до степени 4.

Независимо от степеней точности стандартизованы следующие виды сопряжения колес в порядке увеличения зазора: Н, Е, Д, С, В, А.

В сопряжении Н минимальный зазор равен нулю. Обычно рекомендуют сопряжения В. Для реверсируемых передач применяют сопряжения с уменьшенными зазорами.

Точность зубчатых колес и передач обозначают указанием степени точности (или степеней точности по первым трем показателям точности) и вида сопряжений. Например, точность цилиндрической передачи по степени 6 с нормальным боковым зазором обозначают 6-В, ГОСТ 1643—81. Точность той же передачи, но с пониженными на одну степень нормами кинематической точности обозначают 7-6-В, ГОСТ 1643—81.

Нормы кинематической точности и плавности даются по нескольким показателям; например, нормы кинематической точности — по кинематической погрешности, накопленной погрешности окружного шага и др.; нормы плавности — по циклической погрешности и др. Те или иные показатели используют в зависимости от наличия измерительных средств и удобства измерений.

Допуски конических и гипоидных зубчатых передач регламентируются стандартами, которые охватывают все виды конических передач с металлическими, механически обработанными колесами с модулями 1...56 мм и диаметрами делительной окружности до 4000 мм. В стандарте предусмотрены также 12 степеней точности. Наиболее широко в машиностроении применяют колеса степеней точности 7 и 8, которые нарезают на станках нормальной точности без последующего шлифования или притирки. Точность конических передач обозначают так же, как и цилиндрических.

При недопустимости зазоров в зубчатой передаче с параллельными осями можно нарезать колеса с переменным по длине зуба смещением инструмента, т. е. нарезать их слегка коническими с вершинами, направленными в разные стороны, и выбирать (устранять) зазор взаимным осевым смещением колес.

§ 10.7. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ

Знание этих сил и их составляющих по осям координат необходимо для расчета зубьев, валов и их опор. Выбираем систему координат с началом в полюсе зацепления посередине ширины венца: ось x направляем вдоль окружной скорости, ось y перпендикулярно и ось z вдоль оси зубчатого колеса (рис. 10.11, а, б).

Рассматриваем момент зацепления в полюсе, силы трения ввиду их малости не учитываются. Силы взаимодействия зубьев при этом направлены по линии зацепления.

Рассматриваем силы на делительных цилиндрах, действующие в некорригированных зацеплениях или с высотной коррекцией и применяемые также для расчета валов и подшипников во всех корригированных зацеплениях как легко определяемые и очень близкие к силам на начальных цилиндрах.

Окружная составляющая силы (вдоль оси x) для зубчатых колес всех типов

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T / d,$$

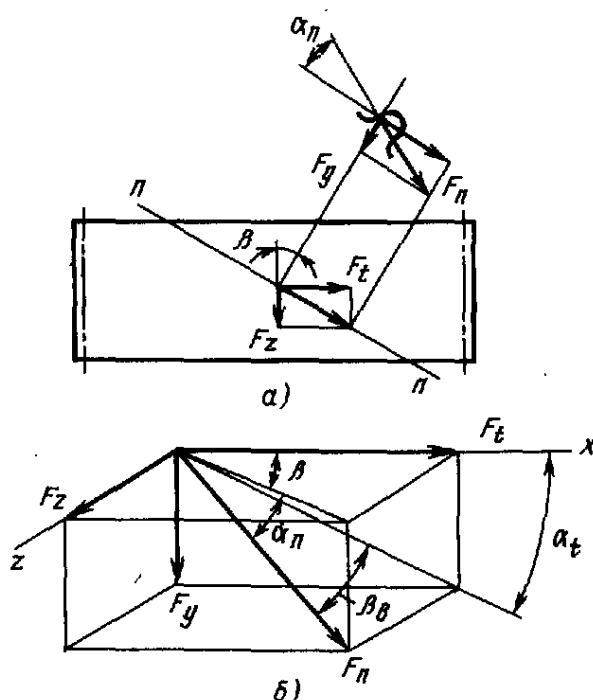


Рис. 10.11. Силы, действующие в косозубом цилиндрическом зацеплении (для передач с угловой коррекцией у параметров F_t , α_t , α_n и β добавляется индекс w)

где T — передаваемый момент, Н·м; d — делительный диаметр, мм.

Составляющие силы — радиальная F_y и осевая F_z : прямозубых колес $F_y = F_t \tan \alpha_t$, $F_z = 0$; косозубых колес $F_y = F_t \tan \alpha_t$, $F_z = F_t \tan \beta$.

Нормальная к поверхности зуба сила:

$$\text{прямозубых колес } F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_t};$$

$$\text{косозубых колес } F_n = \frac{F}{\cos \alpha_t \cos \beta_b};$$

$\cos \beta_b$ близок (и можно принимать равным) $\cos \beta$ ($\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha_n$).

Для уточнения расчета зубьев с угловой коррекцией используют силы на начальных цилиндрах.

Составляющие силы — окружная, радиальная и осевая:

$$F_{tw} = 2 \cdot 10^3 T / d_w; \quad F_y = F_{tw} \tan \alpha_{tw}; \\ F_z = F_{tw} \tan \beta_w.$$

Нормальная к поверхности зуба сила F_n не зависит от коррекции;

$$F_n = \frac{F_{tw}}{\cos \alpha_{tw} \cos \beta_b} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cos \beta_b}.$$

Зубчатые передачи могут рассчитываться на контактную и изгибную прочность по разным значениям моментов T_H и T_F , в частности, вследствие разного влияния пиковых нагрузок на контактную и изгибную прочность.

§ 10.8. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Расчет сводится к удовлетворению условия, чтобы контактные напряжения в зубьях σ_H были равны или меньше допускаемых $[\sigma]_H$. Расчет ведут для зацепления в полюсе, так как выкрашивание начинается у полюсной линии (на ножке), причем полюсная линия в прямозубых передачах находится в зоне однопарного зацепления.

В качестве исходной принимают формулу Герца для наибольших контактных напряжений σ_H , МПа, при сжатии цилиндров вдоль образующих:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{w_n}{\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H,$$

где в применении к расчету зубьев

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \text{ — коэффициент,}$$

учитывающий механические свойства материалов шестерни и колеса; E_1 и E_2 — модули упругости материала шестерни и колеса; ν_1 и ν_2 — коэффициенты поперечного сжатия материалов шестерни и колеса, равные для стали 0,3,

а для чугуна 0,25; $w_n = \frac{K_H F_n}{l_\Sigma}$ — нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий; K_H — коэффициент нагрузки (см. с. 177); F_n — нормальная к поверхности зуба сила; l_Σ — суммарная длина контактных линий;

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \text{ — приведенная кривизна;}$$

знак «+» в этой формуле и в последующих — для внешнего зацепления, знак «-» — для внутреннего зацепления; ρ_1 и ρ_2 — радиусы кривизны профилей зубьев шестерни и колеса.

Для стальных зубчатых колес коэффициент $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$, $E_1 = E_2 = 2,1 \times 10^5 \text{ МПа}$, $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$.

Прямозубые передачи. В прямозубых передачах длина контактных линий l_Σ меняется в процессе зацепления от рабочей ширины венца b_w (в зоне однопарного зацепления) до $2b_w$ (в зоне двухпарного зацепления). Для расчетов в соответствии с результатами экспериментов принимают $l_\Sigma = b_w / Z_e$, где Z_e — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$Z_e = \sqrt{(4 - \epsilon_\alpha) / 3}.$$

При изменении коэффициента перекрытия от 1,25 до 1,9 коэффициент Z_e меняется от 0,84 до 0,96. В среднем и для приближенных расчетов $Z_e = 0,9$, что соответствует $\epsilon_\alpha = 1,6$.

Нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий с учетом, что $F_n = F_t / \cos \alpha_t$,

$$w_n = \frac{K_H F_t Z_e^2}{b_w \cos \alpha_t}.$$

Радиусы кривизны профилей зубьев шестерни и колеса (рис. 10.12):

$$\rho_1 = 0,5 d_{w1} \sin \alpha_{tw}; \quad \rho_2 = 0,5 d_{w2} \sin \alpha_{tw}.$$

Приведенный радиус кривизны с учетом, что $d_w = d \cos \alpha_t / \cos \alpha_{tw}$,

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2(u \pm 1)}{d_1 u \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{tw}}.$$

Для передач без смещения исходного контура $\alpha_{tw} = \alpha_t = \alpha$. Подставив в формулу Герца выражения для w_n , $1/\rho_{np}$, получаем основную формулу для расчета прямозубых передач на контактную прочность:

$$\sigma_H = Z_E Z_e Z_H \sqrt{\frac{K_H F_t}{d_1 b_w} \frac{u \pm 1}{u}} =$$

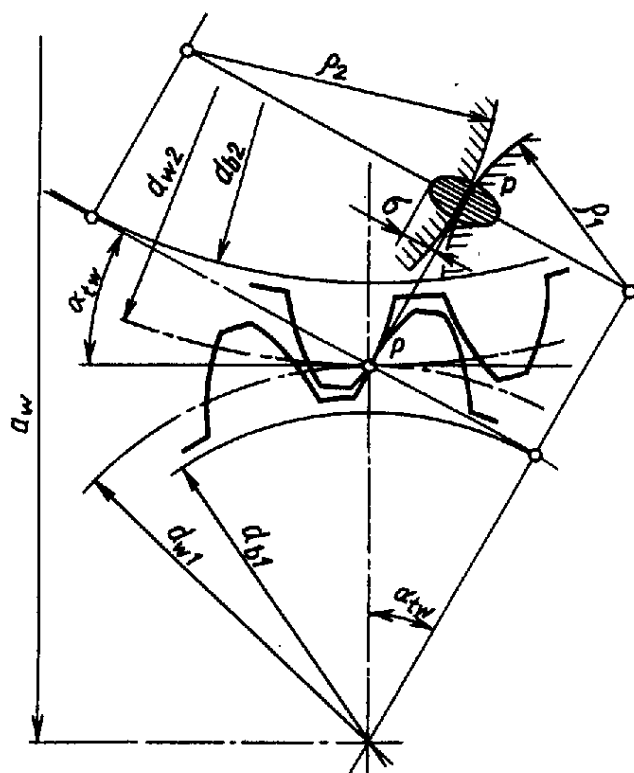


Рис. 10.12. Схема к расчету контактной прочности зубьев

$$= \sigma_{H0} \sqrt{K_H} \leq [\sigma]_H,$$

где σ_{H0} — напряжение при номинальной нагрузке ($K_H = 1$), представляющее интерес для накопления опыта проектирования;

$\sqrt{K_H}$ — множитель, характеризующий увеличение номинальных напряжений; $F_t = 2 \cdot 10^3 T_{1H} / d_1$ — окружная сила на делительном диаметре; T_{1H} — расчетный вращающий момент на шестерне, Н·м;

$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2}{\tan \alpha_{tw}}}$ — коэффициент (рис.

10.13), учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев (он объединяет мно-

жители $\frac{1}{\cos \alpha_t}$ из формулы для w_n и

$\frac{2}{\cos \alpha_t \tan \alpha_{tw}}$ из формулы для $1/\rho_{пр}$).

Для передач без смещения и при коэффициентах смещения $x_1 + x_2 = 0$ коэффициент $Z_H = 2,5$.

Формулу для проектных расчетов, определяющую приближенно межосевое расстояние a_w зубчатых прямо-зубых передач, получают из основной зависимости, полагая, что $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$, $Z_e = 0,9$, $Z_H = 2,5$, $b_w = \psi_a a_w$, $d_1 \approx d_{w1} = 2a_w / (u \pm 1)$:

$$a_w = 450(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_{1H}}{\psi_a u [\sigma]_H^2}}.$$

Косозубые и шевроинные передачи. В точных косозубых передачах в связи с большим общим коэффициентом перекрытия и лучшей приработкой нагрузка распределяется между зубьями более равномерно.

Контактные линии в окружном направлении смещены одна относительно другой на величину окружного шага p_{bt} по основной окружности.

Длина контактных линий при торцовом коэффициенте перекрытия $\epsilon_\alpha = 1$ (рис. 10.14, а) равна $l_1 = b_w / \cos \beta_b$.

Контактные линии наклонены к образующим цилиндров в плоскости зацепления под углом β_b наклона зуба на основном цилиндре, где $\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha_n$.

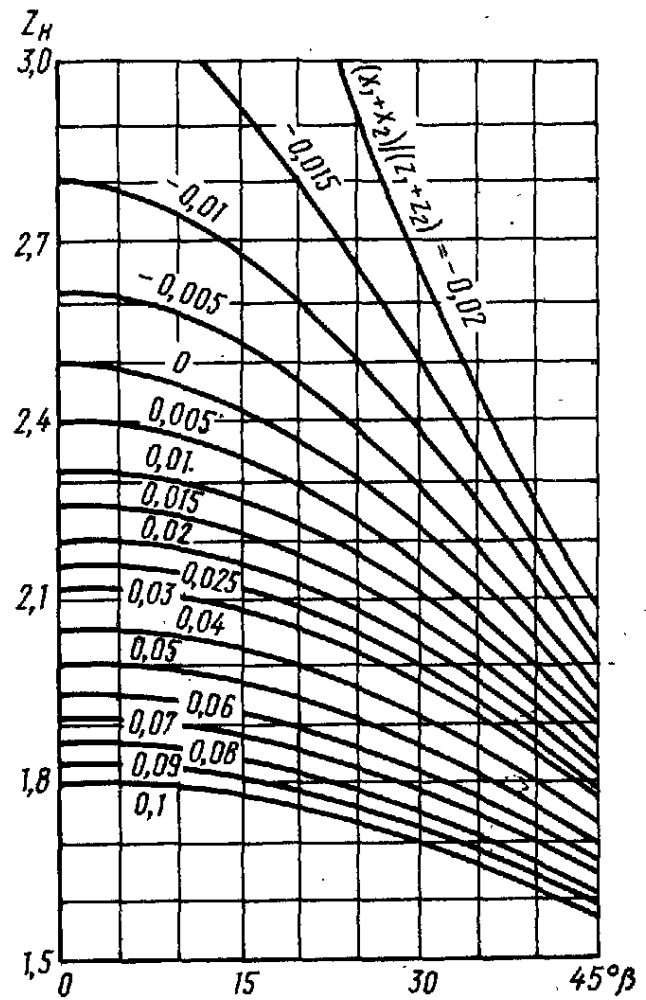


Рис. 10.13. График определения коэффициента Z_H , учитывающего форму сопряженных поверхностей зубьев

Как следует из рис. 10.14, б, при увеличении ϵ_α скорость роста l_2 увеличивается в связи с тем, что меняется число пар зубьев в зацеплении. Длина контактных линий больше l_1 в $k_\epsilon \epsilon_\alpha$ раз, т. е.

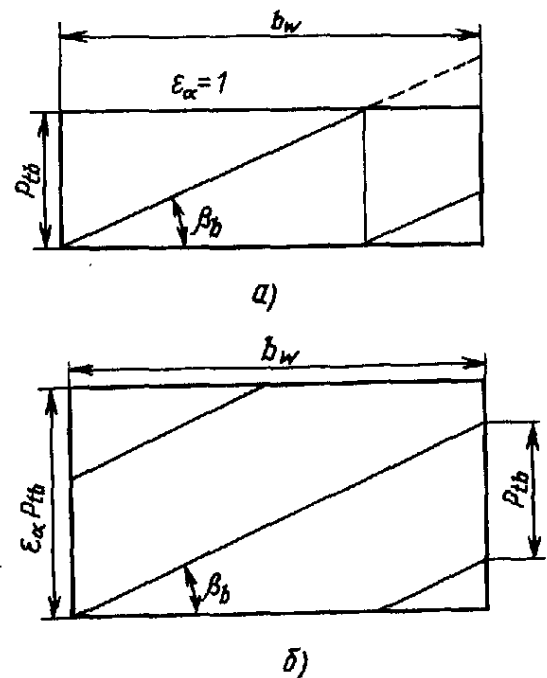


Рис. 10.14. Поле зацепления косозубых колес

$$l_{\Sigma} = \frac{b_w \varepsilon_{\alpha}}{\cos \beta_b} k_e,$$

где k_e — коэффициент, учитывающий изменения числа пар зубьев в зацеплении; в косозубых передачах он равен 0,9...1, а в шевронных 0,97...1.

С учетом предложений ИСО коэффициент k_e не учитывают и l_{Σ} определяют по следующей зависимости:

$$l_{\Sigma} = b_w / (Z_e^2 \cos \beta_b),$$

где $Z_e = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}}$ — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий

$$w_n = K_H F_n / l_{\Sigma} = K_H F_t / (l_{\Sigma} \cos \alpha_t \cos \beta_b).$$

Радиусы кривизны профилей зубьев. Нужные для расчетов на прочность радиусы в сечении, перпендикулярном контактной линии, определяются по известной из дифференциальной геометрии теореме Менье: $\rho_n = \rho_t / \cos \beta_b$, где $\rho_t = r \sin \alpha_{tw}$ — радиус кривизны в торцовом сечении; $r = d_w / 2$ — радиус начальной окружности. Учитывая, что $d_w = d \cos \alpha_t / \cos \alpha_{tw}$, окончательно получаем

$$\rho_n = 0,5 d \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{tw} / \cos \beta_b.$$

Приведенная кривизна

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{\cos \beta_b}{0,5 \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{tw}} \times$$

$$\times \left(\frac{1}{d_1} \pm \frac{1}{d_2} \right) = \frac{2(u \pm 1) \cos \beta_b}{d_1 u \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{tw}}.$$

В соответствии с установленными выше значениями w_n , l_{Σ} , $1/\rho_{np}$ основная расчетная формула для косозубых передач принимает следующий вид:

$$\sigma_H = Z_E Z_e Z_H \sqrt{\frac{K_H F_t (u \pm 1)}{d_1 b_w u}} =$$

$$= \sigma_{H_0} \sqrt{K_H} \leq [\sigma]_H,$$

$$\text{где } Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}} \text{ — коэффициент}$$

(см. рис. 10.13), учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев (он объединяет множители $1/\cos \alpha_{tw}$ из формулы для w_n и $2 \cos \beta_b / (\cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{tw})$ из формулы для $1/\rho_{np}$).

При проектировании новых передач из расчетов на контактную прочность определяют межосевое расстояние, предварительно задавшись

$$\psi_a = b_w / a_w.$$

Для стальных колес после преобразования и подстановки в основную формулу

$$Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}; Z_e = 0,8 \quad (\varepsilon_{\alpha} = 1,6);$$

$Z_H = 2,47 \quad (\beta = 10^\circ, x_1 \pm x_2 = 0)$ получаем

$$a_w = 410(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_{IH}}{\psi_a u [\sigma]_H^2}}.$$

Допускаемая нагрузка зубчатых передач, как следует из формулы Герца, пропорциональна $([\sigma]_H / Z_E)^2$. Допускается для удобства расчетов зубчатых передач с внешним зацеплением использование расчетных зависимостей с введением коэффициентов контактных напряжений $C_H = (\sigma_H / Z_E)^2$ и $K_0 = \frac{F_t (u + 1)}{b_w d_1 u}$.

§ 10.9. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НА ИЗГИБ

Прямозубые передачи. Зуб рассматривается как консольная балка с нагрузкой, распределенной по линии контакта. При работе линия контакта перемещается по высоте зуба и меняется плечо силы.

Принимаем, что силы трения на зубьях пренебрежимо малы. Тогда можно считать, что сила взаимодействия зубьев направлена по нормали к контактирующим поверхностям, т. е. по линии зацепления касательной к основным окружностям. Следовательно, при действии постоянного момента сила в процессе однопарного зацепления остается постоянной.

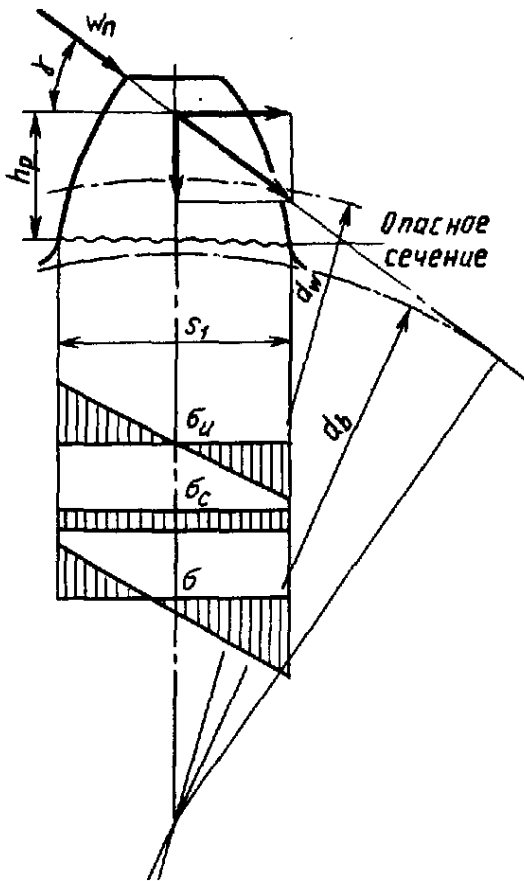


Рис. 10.15. Схемы к расчету зубьев на изгиб

В начале рассматриваем расчет для случая действия силы в вершине зуба (рис. 10.15). Приняв расчетную силу равной полной силе в зацеплении, получим упрощенный расчет в предположении, что вторая пара зубьев не участвует в работе (разность шагов зацепления зубьев вследствие погрешностей изготовления больше упругой деформации зубьев).

Этот расчетный случай пригоден для основных расчетов передач относительно невысокой точности и нагруженности (в частности, из улучшенных сталей и чугуна), для предварительных расчетов, для проверочных расчетов с положительным результатом, передач с параметрами, выбранными по другим критериям (в частности, по критерию контактной прочности). В недалеком прошлом этот расчет применялся как единственный.

Принимаем, что зуб нагружен в вершине удельной нормальной силой $w_n = K_F F_n / b_w$, которая связана с удельной окружной силой $w = 2T \cdot 10^3 / b_w = K_F F_t / b_w$ из уравнения моментов соотношением $w_n = w / \cos \alpha_t$. Коэффициент нагрузки

$K_F = K_{Fv} K_{F\beta}$ учитывает динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба (см. с. 177).

Переносим силу вдоль линии действия по оси зуба и рассматриваем две ее составляющие: изгибающую зуб $w \cos \gamma / \cos \alpha_t$ и сжимающую зуб $w \sin \gamma / \cos \alpha_t$ (см. рис. 10.15).

Так как усталостные трещины и разрушение начинаются на растянутой стороне зуба, то на ней и проверяют прочность зубьев.

Местные напряжения в опасном сечении

$$\sigma_F = \left(\frac{w \cos \gamma h_p}{\cos \alpha_t W_s} - \frac{w \sin \gamma}{\cos \alpha_t A_s} \right) \alpha_\sigma,$$

где $W_s = \frac{s_1^2}{6}$ — момент сопротивления на изгиб опасного сечения шириной, равной единице; s_1 — толщина зуба в опасном сечении; $A_s = s_1$ — площадь единицы длины опасного сечения; h_p — расчетное плечо силы; α_σ — теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Подставив значения w , W_s и A_s , выносим за скобки общие множители и умножаем числитель и знаменатель на m ; тогда

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_{FS}}{b_w m},$$

$$\text{где } Y_{FS} = \frac{\alpha_\sigma}{\cos \alpha_t} \left(\frac{6m h_p \cos \gamma}{s_1^2} - \frac{m \sin \gamma}{s_1} \right)$$

— коэффициент формы зубьев, значения которого, в зависимости от числа зубьев и смещения исходного контура x , полученные методами теории упругости, приведены в табл. 10.3.

Для расчетов на ЭВМ принимают

$$Y_{FS} = 3,47 + 13,2/z_v - 27,9x/z_v + 0,092x^2.$$

Коэффициенты формы зубьев колес с внутренними зубьями из аналогичного рассмотрения:

z	40	50	60	≥ 70
Y_{FS}	4,02	3,88	3,80	3,75

10.3. Коэффициенты формы зубьев

Число зубьев z	Коэффициент смещения исходного контура x						Теоретический коэффициент концентрации α_σ при $x = 0$ (для справок)
	-0,5	-0,2	0	+0,2	+0,5	+0,8	
	Коэффициент Y_{FS}						
10	—	—	—	—	—	2,96	—
12	—	—	—	—	3,55	3,08	—
14	—	—	—	4,05	3,56	3,14	—
16	—	—	4,47	3,99	3,57	3,17	1,51
17	—	—	4,30	3,97	3,58	3,21	1,53
20	—	—	4,12	3,90	3,59	3,25	1,62
25	—	4,39	3,96	3,81	3,60	3,33	1,70
30	4,67	4,14	3,85	3,75	3,61	3,37	1,74
40	4,24	3,90	3,75	3,68	3,62	3,44	1,79
50	4,02	3,83	3,73	3,66	3,62	3,48	1,83
60	3,93	3,82	3,73	3,68	3,63	3,52	1,86
80	3,89	3,81	3,74	—	—	—	1,91
100	3,87	3,80	3,75	—	—	—	1,94

Ранее расчет вели по номинальным напряжениям, которые определяли с помощью коэффициента $Y_{F \text{ ном}} = Y_{FS} / \alpha_\sigma$, соответственно допускаемые напряжения назначали в номинальных напряжениях.

По предложению ИСО участие в зацеплении второй пары зубьев приближенно учитывается введением в формулу для напряжений изгиба σ_F двух множителей Y_e (коэффициент, учитывающий совместную работу точных зубьев) и $K_{F\alpha}$ (коэффициент, входящий в коэффициент K_F и учитывающий распределение нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления, см. с. 184). В упрощенных расчетах $Y_e K_{F\alpha} = 1$.

Уточненные расчеты высоконапряженных точных передач приходится проводить для двух возможных расчетных случаев.

Случай 1. Сила действует в вершине зуба, но вторая пара зубьев принимает участие в передаче силы. Распределение сил между двумя парами зубьев устанавливается из уравнений равновесия и условия совместности упругих перемещений (упругое перемещение второй пары зубьев меньше, чем у рассчитываемой первой на наибольшую вероятностную разность Δb шагов зацепления).

Отсюда расчетная, приложенная к вершине зуба сила определяется умножением общей силы на произведение коэффициентов $Y_e K_{F\alpha} \leq 1$:

$$Y_e K_{F\alpha} = 0,42 + 0,58 \frac{C_1 (\Delta b - y_\alpha)}{w_n}$$

Здесь приняты жесткость рассчитываемой пары зубьев (контакт одного зуба у вершины) $C_1 = 10$ и второй пары зубьев $C_2 = 14 \text{ Н/(мм} \cdot \text{мкм)}$. Числовые коэффициенты в формуле выражают относительные жесткости пар зубьев $C_1 / (C_1 + C_2) = 0,42$ и $C_2 / (C_1 + C_2) = 0,58$.

Значение Δb [17] принимают равным

$$0,8 \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2},$$

где f_{pb1} и f_{pb2} — абсолютные значения предельных отклонений шагов зацепления шестерни и колеса.

Рекомендации по выбору y_α , т. е. уменьшения погрешности шага зацепления в результате приработки, приведены в табл. 10.7.

В случае, когда

$$C_1 (\Delta b - y_\alpha) / w_n \geq 1 \quad K_{F\alpha} Y_e = 1.$$

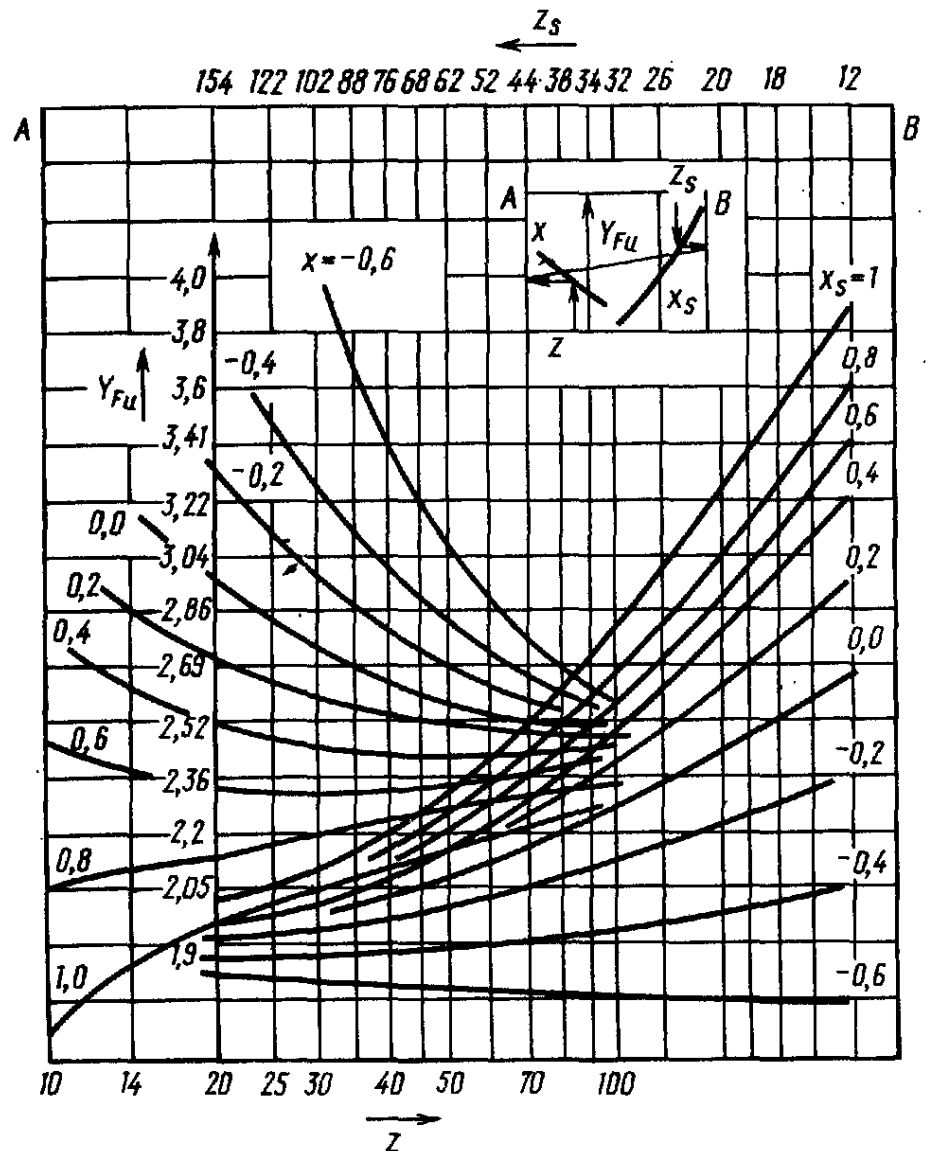
Случай 2. Полная сила действует в крайней точке однопарного зацепления. В зависимости от соотношения параметров опасным может быть этот или предыдущий случай. Расчет отличается от упрощенного расчета только значениями коэффициента формы зубьев, которые зависят не только от чисел зубьев z_1 и коэффициентов смещения x_1 рассчитываемого, но и сопряженного z_2 и x_2 зубчатых колес. Коэффициенты формы зубьев для точных передач следует брать по графику на рис. 10.16, построенному В. В. Брагиным.

Порядок пользования. Проводим, как указано на схеме, вертикали от заданного числа зубьев z рассчитываемого и z_s сопряженного зубчатого колеса до кривых коэффициентов смещения x и соответственно x_s . От этих точек пересечения проводим горизонталь до пересечения с осями A и соответственно B . Через последние точки пересечения проводим прямую, которая на оси Y_{Fu} указывает значение последнего.

Специфика вопросов прочности косозубых и шевронных передач и особенности расчетов. 1. Пониженные динамические нагрузки и соответственно коэффициент динамичности K_{Fv} (см. с. 178).

2. Лучшая приработка и лучшая совместная работа пар зубьев, находящихся в зацеплении. Это учитывается коэффициентами Y_e и $K_{F\alpha}$. Коэффициент $Y_e = 1/\epsilon_\alpha$ учитывает распределение нагрузки между зубьями высокоточных зубчатых передач, для которых $K_{F\alpha} = 1$. Влияние погрешностей изготовления (в основном ошибок зацепления) учитывают коэффициентом $K_{F\alpha} \geq 1$.

Рис. 10.16. Номограмма для определения Y_{Fu} при приложении силы в верхней точке пересопряжения



3. Наклон контактных линий к основанию зубьев и работа зубьев как пластин, а не как балок. Соответственно вводится опытный коэффициент

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120} \geq 0,7.$$

4. Утолщение зубьев (уменьшение коэффициентов формы зубьев). Коэффициенты формы берут по рис. 10.16 в зависимости от эквивалентных чисел зубьев $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta$ и $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta$.

Основное условие расчета на изгиб зубьев, чтобы местное напряжение от изгиба в опасном сечении было меньше или равно допустимому:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m} Y_{FS} Y_\epsilon Y_\beta \leq [\sigma]_F.$$

Здесь и ниже m — нормальный модуль; $K_F = K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha}$ — коэффициент нагрузки;

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_{1F}}{d_1} \quad \text{— окружная сила; } T_{1F} \text{ —}$$

расчетный вращающий момент, Н·м; d_1 — делительный диаметр шестерни, мм; Y_β — коэффициент угла наклона зубьев, для прямозубых передач $Y_\beta = 1$; $Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$ — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев.

Наиболее рациональной формой расчетов, позволяющей обеспечить или приблизиться к равнопрочности зубьев по выкрашиванию и излому, является определение модуля по известному межосевому расстоянию a_w и ширине колес b_w , полученным из расчета на контактную прочность.

Выразим напряжения изгиба σ_F в зубьях шестерни или колеса через межосевое расстояние a_w , подставив вместо

$$d_1 \approx d_{w1} = \frac{2a_w}{u \pm 1},$$

где знак плюс для внешнего, а знак минус для внутреннего зацепления (здесь и ниже под u понимают передаточное число зубчатой передачи, всегда большее или равное единице):

$$\sigma_F = 10^3 T_{1F} K_F Y_{FS} Y_\epsilon Y_\beta \times \\ \times \frac{u \pm 1}{mb_w a_w} \leq [\sigma]_F,$$

отсюда минимальное значение модуля

$$m \geq 10^3 T_{1F} K_F Y_{FS} Y_\epsilon Y_\beta \frac{u \pm 1}{b_w a_w [\sigma]_F}.$$

Если прочность на изгиб является основным критерием работоспособности (для закаленных до высокой твердости зубчатых колес), а числа зубьев передачи заранее заданы кинематическим расчетом (например, согласно условиям точного передаточного отношения в металлорежущих станках и т. п.), расчет ведется в форме определения модуля по заданным числам зубьев с последующей проверкой контактной прочности.

Тогда, выразив в предыдущей формуле ширину колес через модуль $b = \psi_m m$ и учитывая, что $(u \pm 1)/a_w \approx 2/mz_1$, получаем

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^3 T_{1F} K_F Y_{FS} Y_\epsilon Y_\beta}{z_1 \psi_m [\sigma]_F}}.$$

Значение ψ_m см. на с. 155.

Если материал колес одинаковый, то расчет ведут по шестерне, которая имеет более тонкий зуб у основания и, следовательно, большие значения коэффициента формы зубьев Y_{FS} . Соответственно в формуле под Y_{FS} и $[\sigma]_F$ понимают Y_{FS1} и $[\sigma]_{F1}$.

Если материал шестерни более прочен, чем материал колеса (что обычно бывает при больших передаточных числах), то расчет ведут по тому из зубчатых колес, у которого меньше отношение $[\sigma]_F/Y_{FS}$. Целесообразно, чтобы $[\sigma]_{F1}/Y_{FS1} \approx [\sigma]_{F2}/Y_{FS2}$.

§ 10.10. МОДИФИКАЦИЯ ПРОФИЛЕЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Модификация профилей (корректирование)¹ увеличивает преимущества эвольвентного зацепления, обеспечивая уменьшение минимально допустимых чисел зубьев, повышение прочности, особенно изгибной, износостойкости или плавности эвольвентных передач.

В основном применяется модификация прямозубых передач. Модификацию косозубых передач преимущественно применяют для вписывания в заданное межосевое расстояние и при малых числах зубьев шестерни.

Модификация зацепления возможна: смещением стандартного исходного контура (что при нарезании зубьев сводится к смещению инструментальной рейки);

применением модифицированных исходных контуров.

Основное применение, диктуемое стремлением использовать стандартный инструмент централизованного изготовления, имеет оптимизация смещением стандартного исходного контура.

При положительном смещении (отодвигании) исходного контура зуб утолщается у основания и упрочняется, появляется возможность уменьшения числа зубьев и увеличения модуля при том же диаметре шестерни, увеличиваются радиусы кривизны. При этом для прямозубых передач повышается прочность рабочих поверхностей зубьев. Выбором оптимальных смещений в отдельных случаях обеспечивается двухпарное зацепление в полюсе; в передачах, подвергающихся абразивному изнашиванию, уменьшают удельное скольжение.

Однако улучшение одних параметров зацепления (например, прочности) обычно связано с ухудшением других параметров (например, коэффициента перекрытия).

¹ По старой терминологии, сохраненной в зарубежной литературе и документах ИСО.

Смещения исходного контура обозначаются x_1m и x_2m , где x_1 и x_2 — коэффициенты смещения, m — модуль. Если межосевое расстояние соответственно увеличить на сумму положительных смещений, то в передаче образовался бы зазор. Поэтому межосевое расстояние увеличивают на меньшую величину $y_m = (x_1 + x_2 - \Delta y)m$, где y — коэффициент воспри-

нимаемого (реализуемого) смещения, а Δy — коэффициент уравнительного смещения, определяемый для прямозубых передач по номограмме (рис. 10.17) в долях от $z_c = z_1 + z_2$ (для косозубых — см. ГОСТ 16532—70).

Соответственно меняются начальные диаметры, диаметры вершин и впадин зубчатых колес.

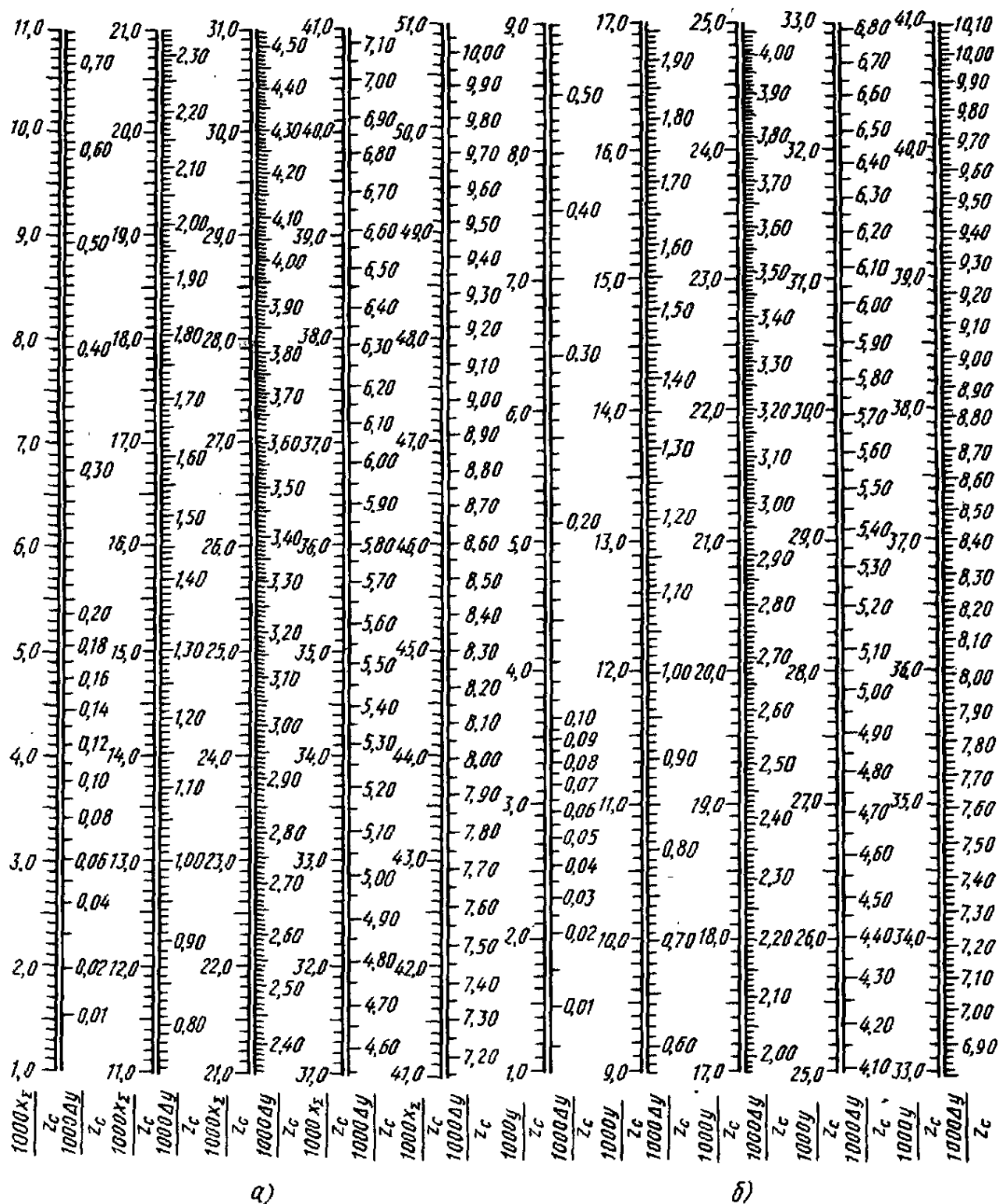


Рис. 10.17. Номограмма для определения коэффициента уравнительного смещения Δy :

а — при проектировании новой передачи по x_1 и x_2 и б) — при вписывании передач в заданное межосевое расстояние a_w по $y = \frac{a_w - a}{m}$ и z_c .

Модификация зацепления смещением исходного контура может быть высотной и угловой.

При высотной модификации положительное смещение для шестерни совмещается с таким же отрицательным смещением для колеса $x_1 = -x_2$, т. е. шестерня упрочняется по изгибу за счет колеса. Поэтому эта модификация применяется при малых числах зубьев шестерни и больших передаточных числах. Свое название она получила потому, что при ней меняется соотношение между высотой головок и ножек. Она реализуется просто — нет необходимости в изменении межосевого расстояния. Начальные окружности совпадают с делительными, уравнивающее смещение Δu равно нулю.

Угловая модификация (коррекция) понимается как общий случай, при котором сумма коэффициентов смещения $x_1 + x_2$ не равна нулю (как правило, больше нуля). Она имеет значительно большие возможности и распространение, чем высотная.

В соответствии с приложением к ГОСТ 16532—70 для прямозубых передач рекомендуются следующие коэффициенты смещения x_1 и x_2 .

В силовых передачах с незадаанным межосевым расстоянием при $10 \leq z_1 < 30$ $x_1 = x_2 = 0,5$ (с проверкой при $z_1 \leq 16$, чтобы $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$), а при $z_1 > 30$ (или с оптимальной модификацией головки при $z_1 > 20$) $x_1 = x_2 = 0$.

В силовых передачах с заданным межосевым расстоянием $0,5(z_1 + z_2)m$ при $z_1 \geq 21$ $x_1 = x_2 = 0$, а при $14 \leq z_1 \leq 20$ и $u \geq 3,5$ $x_1 = 0,3$, а $x_2 = -0,3$.

В кинематических передачах при $z_1 \geq 17$ $x_1 = x_2 = 0$, при $12 \leq z_1 \leq 16$ и $z_2 \geq 22$ $x_1 = 0,3$, $x_2 = -0,3$.

Следует считать перспективной, особенно для зубчатых колес, подлежащих централизованному производству, коррекцию, успешно применяемую в станкостроении. Коэффициент коррекции $x = 0,0061(100 - z)$. Коррекция обеспечивает постоянство межосевого расстояния при постоянном суммарном числе зубьев и модуле, что очень важно для коробок скоростей.

Коррекция распространяется на прямозубые колеса с $z_1 \geq 12$ при суммарных числах зубьев $z_c \geq 30$.

Для ответственных передач способ коррекции следует выбирать в соответствии с основным критерием работоспособности передачи.

Для закрытых передач, несущая способность которых определяется контактной выносливостью, коррекция обычно обеспечивает максимально возможное увеличение радиусов кривизны в полюсе зацепления, для чего выбирают возможно большую сумму коэффициентов смещений x_1 и x_2 , что одновременно повышает изгибную прочность. Однако наиболее эффективна коррекция с полюсом в зоне двухпарного зацепления (соприкасаются две пары зубьев).

Для закрытых передач с твердой поверхностью зубьев в тех случаях, когда несущая способность ограничивается прочностью зубьев на изгиб, коррекция должна обеспечить повышение прочности и равнопрочность по изгибу зубьев шестерни и колеса.

Если не учитывать разное число циклов нагружения, то при одинаковых материалах шестерни и колеса коэффициенты формы зубьев шестерни и колеса должны быть равны.

В закрытых и открытых передачах, несущая способность которых ограничивается заеданием или изнашиванием, коррекция должна в первую очередь уменьшать и выравнивать скорости относительного скольжения в крайних точках зацепления (где эти скорости имеют наибольшее значение). Для повышения износостойкости целесообразно также уменьшать высоту ножки зуба шестерни.

В передачах высокой точности при значительных нагрузках, когда ошибка в шаге мала по сравнению с упругими перемещениями зубьев, целесообразно для распределения нагрузки между большим числом зубьев увеличивать коэффициент перекрытия. Увеличением коэффициента перекрытия можно существенно уменьшить шум передач.

10.4. Рекомендуемые наибольшие значения коэффициентов смещения (x_1 и x_2) инструмента

z_2	z_1												Условия наибольшего повышения
	12		15		18		22		28		34		
	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	
18	0,30	0,61	0,34	0,64	0,54	0,54	—	—	—	—	—	—	К
	0,57	0,25	0,64	0,29	0,72	0,34	—	—	—	—	—	—	И
	0,49	0,35	0,48	0,46	0,54	0,54	—	—	—	—	—	—	ИЗ
22	0,30	0,66	0,38	0,75	0,60	0,64	0,68	0,68	—	—	—	—	К
	0,62	0,28	0,73	0,32	0,81	0,38	0,95	0,39	—	—	—	—	И
	0,53	0,38	0,55	0,54	0,60	0,63	0,67	0,67	—	—	—	—	ИЗ
28	0,30	0,88	0,26	1,04	0,40	1,02	0,59	0,94	0,86	0,86	—	—	К
	0,70	0,26	0,79	0,35	0,89	0,38	1,04	0,40	1,26	0,42	—	—	И
	0,57	0,48	0,60	0,63	0,63	0,72	0,71	0,81	0,85	0,85	—	—	ИЗ
34	0,30	1,03	0,13	1,42	0,30	1,30	0,48	1,20	0,80	1,08	1,01	1,01	К
	0,76	0,22	0,83	0,34	0,93	0,37	1,08	0,38	1,30	0,36	1,38	0,34	И
	0,60	0,53	0,63	0,72	0,67	0,82	0,74	0,90	0,86	1,00	1,00	1,00	ИЗ
42	0,30	1,30	0,20	1,53	0,29	1,48	0,40	1,48	0,72	2,33	0,90	1,30	К
	0,75	0,21	0,92	0,32	1,02	0,36	1,18	0,38	1,24	1,31	1,31	0,27	И
	0,63	0,67	0,68	0,88	0,68	0,94	0,76	1,03	0,88	1,12	1,00	1,16	ИЗ
50	0,30	1,43	0,25	1,65	0,32	1,63	0,43	1,60	0,64	1,60	0,80	1,58	К
	0,58	—0,16	0,97	0,31	1,05	0,36	1,22	0,42	1,22	0,25	1,25	0,20	И
	0,63	0,77	0,66	1,02	0,70	1,11	0,76	1,17	0,91	1,26	1,00	1,31	ИЗ
65	0,30	1,69	0,26	1,87	0,41	1,89	0,53	1,80	0,70	1,84	0,89	1,79	К
	0,55	—0,35	0,80	0,04	1,10	0,40	1,17	0,36	1,19	0,20	1,23	0,15	И
	0,64	1,00	0,67	1,22	0,71	1,35	0,76	1,44	0,88	1,56	0,99	1,55	ИЗ
80	0,30	1,96	0,30	2,14	0,48	2,08	0,61	1,99	0,75	2,03	0,89	1,97	К
	0,54	—0,54	0,73	—0,15	1,14	0,40	1,15	0,26	1,16	0,12	1,19	0,07	И
	0,65	1,18	0,67	1,36	0,71	1,61	0,76	1,73	0,87	1,85	0,98	1,81	ИЗ
100	0,30	2,90	0,36	2,32	0,52	2,31	0,65	2,19	0,80	2,26	0,94	2,22	К
	0,53	—0,76	0,71	—0,22	1,00	0,28	1,12	0,22	1,14	0,08	1,15	0,01	И
	0,65	1,42	0,66	1,70	0,71	1,90	0,76	1,98	0,86	2,12	0,97	2,15	ИЗ
125	—	—	—	—	—	—	0,75	2,43	0,83	2,47	1,00	2,46	К
	—	—	—	—	—	—	1,11	0,21	1,12	0,07	1,20	0,09	И
	—	—	—	—	—	—	0,76	2,38	0,86	2,40	0,92	2,40	ИЗ

Обозначения: К — контактная прочность; И — прочность на изгиб; ИЗ — износостойкость и сопротивление заеданию.

§ 10.11. РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА

Расчет зубчатых передач на прочность начинают с определения расчетной нагрузки.

На прочность зубьев влияют очень многие факторы, действие значительной части которых независимо одно от другого

(или ввиду недостаточной изученности и сложности принимается независимым), а поэтому может быть выражено отдельными коэффициентами¹.

¹ В дальнейшем будет постепенно осуществляться переход на более строгую форму расчета.

Коэффициенты, относящиеся к нагрузке, обозначаются буквой K с индексами, коэффициенты, специфические для расчета на изгиб, — буквой Y , а для расчета на контактную прочность — буквой Z .

Расчетная нагрузка на зубчатые колеса складывается из:

а) номинальной или при переменном режиме работы наибольшей длительно действующей внешней нагрузки;

б) дополнительной внешней нагрузки от перегрузок — внешней динамики;

в) внутренней динамической нагрузки, связанной с погрешностями изготовления и податливостью зубьев, валов и подшипников;

г) дополнительной нагрузки на опасном участке длины зубьев, появляющейся вследствие упругих перекосов валов и начальных погрешностей изготовления — концентрации нагрузки.

Расчетная нагрузка в технических расчетах обычно определяется умножением номинальной $F_{l\text{ном}}$ нагрузки на коэффициент нагрузки K :

$$F_t = F_{l\text{ном}} K,$$

$$\text{где } F_{l\text{ном}} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1},$$

T_1 — момент, Н·м, на шестерне с делительным диаметром d_1 , мм.

В ряде источников расчетную нагрузку F_t и соответственно последующие расчетные формулы выражают через момент на ведомом валу T_2 , поскольку для редукторов основной силовой характеристикой является T_2 .

Коэффициент нагрузки удобно представить в виде произведения четырех коэффициентов¹:

$$K = K_A K_v K_\beta K_\alpha,$$

где K_A — коэффициент внешней нагрузки; K_v — коэффициент внутренней динамиче-

ской нагрузки; K_β — коэффициент концентрации или неравномерности нагрузки по длине контактной линии; K_α — коэффициент распределения нагрузки между зубьями.

Индекс у коэффициента K_v выбран в связи с основным влиянием на его величину скорости; индекс у коэффициента K_β обусловлен тем, что концентрация нагрузки связана с изменением истинного угла наклона зуба β ; индекс у коэффициента K_α выбран условно и связан с тем, что распределение нагрузки между зубьями рассматривается в нормальной плоскости, где измеряется угол зацепления α .

Кроме того, у коэффициентов, относящихся к расчетам на контактную прочность, предусматривается индекс H (в честь автора расчетов контактных напряжений Н. Hertz), а у коэффициентов к расчетам на изгиб — индекс F (от слова «ножка» на английском и немецком языках). Эти индексы пишутся первыми, например $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$.

Для предварительных расчетов допустимо принимать $K = 1,3 \dots 1,5$. Меньшие значения следует выбирать для более точных передач и при расположении зубчатых колес ближе к середине пролетов, большие — для менее точных передач при расположении их у опор.

Внешние дополнительные нагрузки. Внешние нагрузки, включающие динамические нагрузки машин, в целом оцениваются обычно специалистами соответствующих отраслей машиностроения на основе обобщения экспериментальных данных или решения задач динамики машин вместе с двигателями, исполнительными механизмами или другими совместно работающими машинами.

Коэффициент внешней динамической нагрузки при равномерном режиме нагружения двигателя, если режим ведомой машины равномерный, равен 1; с малой неравномерностью 1,25; со средней неравномерностью 1,5; со значительной неравномерностью 1,75. При работе двигателя с малой неравномерностью коэффи-

¹ В настоящее время разрабатываются также обобщенные расчеты или используются результаты автоматической записи нагрузок для типовых машин.

коэффициент умножается на 1,1...1,05; со средней неравномерностью на 1,25...1,15; со значительной неравномерностью на 1,5...1,3; меньшие значения — при большей неравномерности работы ведомой машины.

Правильнее внешние динамические нагрузки вводить в расчетный график нагрузок, т. к. они обычно действуют редко. Тогда коэффициент K_d можно принимать равным единице.

В настоящей главе коэффициент внешней нагрузки сохранен в общей формуле для K , но в расчетных формулах не повторяется.

Динамические нагрузки в зацеплении. Влияние этих нагрузок на надежность и ресурс зубчатых колес может быть весьма существенным, особенно в быстроходных передачах недостаточно высокой степени точности и в передачах универсальных машин, работающих значительную часть времени с недогрузкой и с разными частотами вращения.

Для оценки внутренней динамической нагрузки были разработаны ударная теория, рассматривающая удар зубьев в момент пересопряжения [42], и вибрационная теория, изучающая нагрузки вследствие кинематических погрешностей и изменения жесткости зубьев по углу поворота.

В последнее время получено общее решение задачи с помощью многозначной функции кинематической погрешности в многопарном зацеплении. Рассматривается суммарная нагрузка — статическая и динамическая, что является логичным, так как обе зависят от фазы зацепления. Определяются силы и контактные напряжения в каждой точке зацепления, в том числе с учетом переменности радиусов кривизны зубьев. Технические расчеты возможны только с помощью ЭВМ; для этого разработаны соответствующие программы.

В рекомендациях ИСО на основе исследований Реттига и других внутренние динамические нагрузки предполагается определять по амплитудам колебаний

при повторных нагружениях от ошибок шагов зацепления, ошибок профиля и от пересопряжения зубьев. В основной дорезонансной зоне динамические нагрузки оцениваются огибающей пиков субрезонансов и соответственно принимаются пропорциональными отношению частоты возбуждения к основной резонансной частоте, т. е. пропорциональными скорости. Отдельно рассматриваются нагрузки в резонансной и послерезонансной зонах.

В отечественном машиностроении и в ГОСТ 21354—87 в дорезонансной зоне принят расчет динамических нагрузок в зубчатых передачах по ударной теории.

Удары в прямозубых колесах возникают при входе зубьев в зацепление и при выходе из зацепления предшествующей пары зубьев. Для безударной работы в первую очередь необходимо, чтобы зубья входили в зацепление и выходили из него по линии зацепления, т. е. чтобы были равны шаги зацепления колес под нагрузкой.

Если бы колеса даже были изготовлены абсолютно точно, то все же удары имели бы место, так как неизбежно под нагрузкой деформации зубьев влияют так же, как и ошибки в шаге.

Наблюдаются удары двух основных видов: кромочный и срединный.

Если шаг зацепления ведомого колеса больше, чем шаг ведущего I , то происходит преждевременный вход в зацепление кромки ведомого колеса и так называемый кромочный удар (рис. 10.19).

Если шаг зацепления ведомого колеса меньше, чем шаг ведущего, то происходит запаздывание выхода из зацепления предшествующей пары зубьев и так называемый срединный удар последующей пары. Последняя входит с ударом в контакт не в начале, а в середине рабочего участка линии зацепления при выходе с запаздыванием из контакта предшествующей пары зубьев.

Из теории удара известно, что сила соударения упругих тел

$$\omega_v = v_c \sqrt{mC}.$$

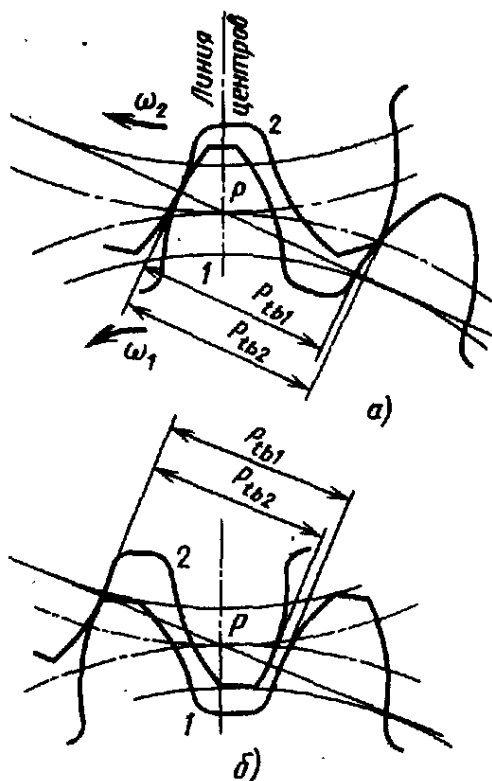


Рис. 10.19. Схема соударения зубьев:
а — кромочный удар; б — срединный удар

Здесь в применении к удару зубьев эвольвентных передач v_c — скорость соударения, пропорциональная окружной скорости, смещению точки контакта при ударе от линии зацепления; последнее на основе обычной замены эвольвент на малой длине дугами квадратной параболы пропорционально корню квадратному из действующей ошибки шага зацепления;

$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$ — приведенная масса, где m_1 и m_2 — приведенные к основным окружностям и к единице ширины венца массы колес; C — жесткость пары зубьев.

Выразив все параметры, входящие в предыдущую формулу, через параметры, наиболее удобные для технических расчетов, подставив численные значения плотности материала и жесткости зубьев и выразив корень из действующей ошибки шагов зацепления зубчатых колес эмпирической зависимостью от номера степени точности передачи $n_{ст}$, получаем расчетные формулы.

Удельные расчетные динамические нагрузки к расчетам на контактную прочность ω_{Hv} и на изгиб ω_{Fv} , Н/мм, соответственно равны:

$$\omega_{Hv} = \delta_H g_o v \sqrt{\frac{a_w}{u}};$$

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_o v \sqrt{\frac{a_w}{u}};$$

$n_{ст}$ — обозначение степени точности 4...8;
 $g_o \approx (n_{ст} - 2)$ — приближенное выражение влияния действующей ошибки шагов зацепления (корня квадратного из действующей ошибки); δ_H и δ_F — коэффициенты пропорциональности, учитывающие влияние косоизости, модификацию головки, приработку, специфику влияния динамических нагрузок на прочность, увеличенные против данных в приложении к ГОСТ 21354—87:

	δ_H	δ_F
Прямые зубья без модификации головки	0,20/0,10	0,2
Прямые зубья с модификацией головки	0,15/0,07	0,15
Непрямые зубья	0,08/0,04	0,08

В числителе приведены значения δ_H для закаленных, а в знаменателе — для незакаленных зубьев обоих или одного зубчатого колеса пары.

Зависимость динамической нагрузки от скорости по линейному закону совпала с рекомендациями ИСО, и численные значения оказались близкими. Предельное значение динамической нагрузки принимается равным силе, деформирующей пару зубьев на вероятностное значение Δ_b разности шагов зацепления шестерни f_{pb1} и колеса f_{pb2} за вычетом компенсируемой ошибки $\Delta_k \approx 5$ мкм

$$\omega_{max} = C (\Delta_b - \Delta_k),$$

где $\Delta_b = 0,8 \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2}$, мкм;

$C = 12$ Н/(мм·мкм) — удельная жесткость пары зубьев.

Эти расчеты применимы для работы в дорезонансной зоне, т. е. приближенно

для прямозубых передач до $\frac{v_{z1}}{1000} < 1$,

а для косозубых передач до $\frac{v_{z1}}{1000} < 1,4$.

В близких к резонансу зонах, в которых иногда работают быстроходные передачи, следует вести расчет по рекомендациям ИСО. Под резонансной зоной понимается зона частот вращения 0,8...1,3 резонансной частоты.

Резонансная частота

$$n_{E1} = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi z_1} \sqrt{\frac{C_v}{m}},$$

где C_v — средняя удельная торцевая жесткость, значение которой в первом приближении можно принимать равным 20 Н/(мм·мкм);

$$m = 3,25 \cdot 10^{-6} \frac{d_2^2}{1 + u^2} \text{ — удельная приведенная}$$

к основным окружностям масса зубчатых колес, кг/мм; при присоединении к шестерне добавочной массы с моментом инерции, в γ раз большим, чем у шестерни,

$$m = 3,25 \cdot 10^{-6} \frac{d_2^2 \gamma}{u^2 + \gamma}.$$

Коэффициент внутренней динамической нагрузки, в дальнейшем для краткости, как это принято во всей технической литературе, — коэффициент динамической нагрузки, определяется для расчетов на контактную прочность и на изгиб по очевидным зависимостям:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{b_w \omega_{Hv}}{F_H} \text{ и } K_{Fv} = 1 + \frac{b_w \omega_{Fv}}{F_F},$$

где ω_{Hv} , ω_{Fv} — эффективная динамическая нагрузка на единицу ширины зубчатого венца для расчета соответственно на контактную прочность и на изгиб;

$$F_H = \frac{2 \cdot 10^3 T_{1H}}{d_1} \text{ и } F_F = \frac{2 \cdot 10^3 T_{1F}}{d_1} \text{ —}$$

силы в зацеплении, отнесенные к делительной окружности; T_{1H} и T_{1F} — моменты на шестерне по контактной и изгибной прочности.

Для приближенных расчетов прямозубых передач можно пользоваться значениями коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv} из табл. 10.5, рассчитанными по зависимостям на с. 179.

Коэффициенты K_{Hv} и K_{Fv} имеют большое рассеяние в соответствии с рассеянием входящих в них величин. Динамические нагрузки и соответственно коэффи-

циенты K_{Hv} и K_{Fv} увеличены по сравнению с приложением к ГОСТ 21354—87, но приближены к ИСО. Для недогруженных передач коэффициенты также увеличиваются.

Концентрация нагрузки по длине контактных линий. Нагрузка распределяется равномерно только в прямозубых передачах при идеально точном изготовлении и при абсолютно жестких валах и опорах. В действительности вследствие упругих деформаций валов; упругих смещений и износа подшипников, а также погрешностей изготовления сопряженные зубчатые колеса перекашиваются одно относительно другого (рис. 10.20, а). Для широких шестерен малого диаметра, нарезанных на валах, существенным оказывается также закручивание тела, которое приводит к искривлению зубьев (рис. 10.20, б).

В результате указанных деформаций и погрешностей изготовления передачи с абсолютно жесткими зубьями должны бы иметь угловое касание, как показано на рис. 10.20, в (сверху). Вследствие же податливости зубьев контакт обычно происходит на всей или на значительной части длины зубьев. Однако упругие перемещения зубьев по длине не одинаковы и, следовательно, нагрузка также распределяется неравномерно (рис. 10.20, г).

Концентрация нагрузки тем больше, чем больше угол относительного перекоса валов под сопряженными зубчатыми колесами, чем больше их ширина и чем меньше жесткость тела широких шестерен малого диаметра.

Отношение максимальной удельной нагрузки вследствие концентрации ее по длине зубьев к средней называют коэффициентом концентрации нагрузки.

Зубья зубчатых колес имеют способность прирабатываться, в результате чего распределение нагрузки может частично или почти полностью выравниваться. Способность к приработке резко понижается с повышением твердости и скорости, вызывающими повышение толщины масляной пленки между зубьями. Поэтому

10.5. Коэффициент динамической нагрузки

Степень точности по ГОСТ 1643—81	Твердость поверхностей зубьев	K_{Hv}					K_{Fv}				
		$v, \text{ м/с}$									
		1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
6	H_1 и H_2 $> 350 \text{ HB}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,40}{1,16}$
	H_1 или H_2 $\leq 350 \text{ HB}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,64}{1,26}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,64}{1,26}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{—}{1,51}$
7	H_1 и H_2 $> 350 \text{ HB}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,37}{1,15}$	$\frac{1,5}{1,20}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,37}{1,15}$	$\frac{1,5}{1,20}$
	H_1 или H_2 $\leq 350 \text{ HB}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,60}{1,24}$	$\frac{1,80}{1,32}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,80}{1,32}$	$\frac{—}{1,48}$	$\frac{—}{1,64}$
8	H_1 и H_2 $> 350 \text{ HB}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,60}{1,24}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,60}{1,24}$
	H_1 или H_2 $\leq 350 \text{ HB}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,72}{1,29}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{—}{1,58}$	$\frac{—}{1,77}$
9	H_1 и H_2 $> 350 \text{ HB}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,14}$	$\frac{1,52}{1,21}$	$\frac{1,70}{1,28}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,14}$	$\frac{1,52}{1,21}$	$\frac{1,70}{1,28}$
	H_1 или H_2 $\leq 350 \text{ HB}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{1,84}{1,34}$	$\frac{—}{1,45}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{—}{1,45}$	$\frac{—}{1,67}$	$\frac{—}{—}$

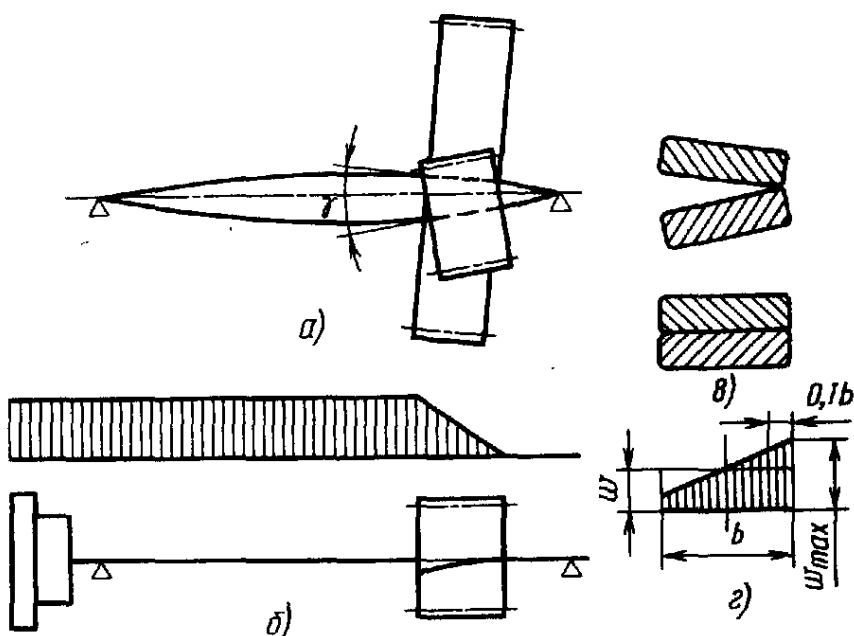


Рис. 10.20. Схема к определению концентрации нагрузки по длине зубьев:

а — схема упругих перемещений валов;
 б — эпюра крутящих моментов и схема деформирования зуба при закручивании шестерни;
 в — контакт зубьев в плоскости зацепления (сверху — абсолютно жестких, снизу — податливых);
 г — эпюра давлений

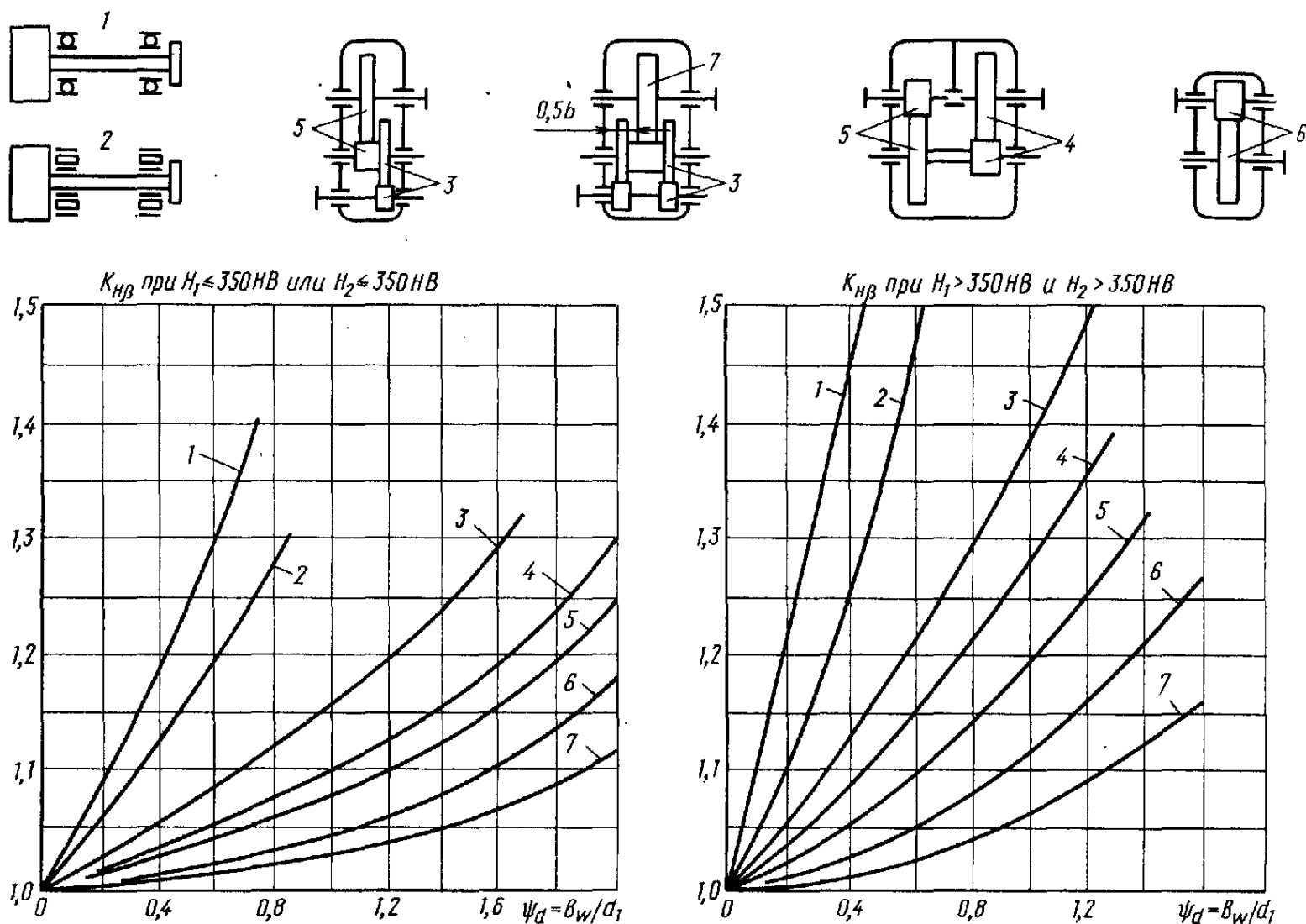


Рис. 10.21. График для определения ориентировочных значений коэффициента $K_{H\beta}$ (Цифры у кривых соответствуют передачам на схемах)

рассматривают начальный теоретический и эффективный (действующий после приработки) коэффициенты концентрации нагрузки.

Ориентировочные значения эффективного коэффициента концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ на примере редукторных передач по ГОСТ 21354—87 представлена на рис. 10.21. Значения $K_{F\beta}$ на 15...20 % меньше.

Для уменьшения концентрации нагрузки следует: а) повышать точность изготовления передач; б) повышать жесткость валов и опор; в) выбирать благоприятное положение колес относительно опор; г) выполнять зубья бочкообразными (стрела выпуклости при нежестких валах 0,0003...0,0006 от ширины венца, а при жестких валах вдвое меньше) или с небольшой конусностью или в виде конусной бочки.

Для ответственных конструкций, в первую очередь для тех, у которых можно ожидать значительную концентрацию нагрузки, коэффициент концентрации следует определять расчетным путем.

Для прочности зубьев по напряжениям изгиба и контактным напряжениям важна не максимальная удельная (т. е. отнесенная к единице длины контактных линий) нагрузка в одном крайнем сечении колес, а усредненная на некотором, хотя и небольшом, участке длины зуба. Это связано с тем, что поломку зуба даже по косому сечению вызывает суммарная нагрузка на некоторой длине (по сечению излома). Точно также выкрашивание зубьев имеет значение, только если оно происходит на некотором участке длины зуба.

Кроме того, следует иметь в виду, что зуб под действием сосредоточенных

сил имеет значительно меньшую жесткость у концов, чем в средней части.

Коэффициент концентрации нагрузки определяют для некоторого расчетного сечения зуба на расстоянии от средней плоскости $0,4 b_w$.

Рассматриваем сначала собственно теоретический коэффициент $K_{H\beta}^0$ концентрации нагрузки или давления, непосредственно относящегося к расчетам на контактную прочность. Распределение напряжений изгиба несколько более равномерное, так как зуб работает как пластина.

В предположении пропорциональности между нагрузкой и упругими перемещениями коэффициент концентрации можно определить как единицу плюс отношение дополнительного смещения (эффективного отклонения контактных линий) f_{ky} в расчетном сечении к среднему упругому перемещению зубьев f_{cp} :

$$K_{H\beta}^0 = 1 + 0,4 f_{ky} / f_{cp},$$

$$\text{где } f_{ky} = f_{kE} + f_{kz}; \quad f_{kE} = \frac{b_w}{\cos \beta_b} \operatorname{tg} \gamma -$$

смещение вследствие упругого перегиба осей, мкм; $f_{kz} \approx 0,5 F_\beta$ — смещение вследствие погрешностей изготовления; F_β — допуск на направление зуба, мкм (учитывается в уточненных расчетах).

Среднее упругое перемещение

$$f_{cp} = K_{H\beta} F_t Z_e^2 / (C' \cos \alpha_i b_w),$$

где Z_e^2 — коэффициент, учитывающий длину контактных линий; C' — удельная нормальная жесткость пары зубьев, приблизительно равная $14 \text{ Н}/(\text{мм} \cdot \text{мкм})$. При упрощенных расчетах принимают

$$Z_e \approx 0,85 \text{ и } \cos \alpha_i \approx 0,94.$$

Как уже указывалось, жесткость зубьев не зависит от модуля и в условиях расчетного случая — контакта у полюса зацепления для некорригированных зубчатых колес определяется из формулы $1/C' = 0,05139 + 0,1425/z_{v1} + 0,1860/z_{v2}$.

Торцовая жесткость $C_\gamma = C' \epsilon_\alpha \cos \beta$ с уче-

том двухпарности зацепления при β , равном $12, 20$ и 30° , соответственно $20, 18, 15 \text{ Н}/(\text{мм} \cdot \text{мкм})$; для стальных прямых зубьев $14 \text{ Н}/(\text{мм} \cdot \text{мкм})$.

При предварительных расчетах можно принимать $\operatorname{tg} \gamma$ для зубчатых колес, установленных у опор, при податливых валах $0,002$; при жестких валах $0,001$; в случае установки посередине вала $0,0005$.

Для точных передач доминирующее значение имеет член, учитывающий упругий перегиб осей. Учет погрешностей изготовления см. [17].

Для широких шестерен малого диаметра целесообразно в выражении для $K_{H\beta}^0$ вводить дополнительный член $k(b_w/d_1)^2$, учитывающий закручивание тела шестерни. Коэффициент $k = 0,14$, если вращающий момент подводится со стороны концентрации нагрузки от перегиба осей, в противном случае $k = -0,08$. Как следует из формулы для коэффициента $K_{H\beta}^0$, он зависит от нагрузки, так как f_{cp} интенсивнее растет от нагрузки, чем γ . Он меньше для закаленных зубчатых колес и больше для улучшенных.

Влияние приработки оценивают с помощью коэффициента K_{Hw} (табл. 10.6), который относят к приращению удельной нагрузки от концентрации, т. е. к $(K_{H\beta}^0 - 1)$. Таким образом, $K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{Hw}$.

Коэффициент концентрации нагрузки по изгибу $K_{F\beta}$ оценивают по зависимости

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F},$$

10.6. Значения коэффициента K_{Hw}

Окружная скорость, м/с	Твердость поверхностей зубьев		
	300 Hv (300 HB)	450 Hv (45 HRC _s)	750 Hv (60 HRC _s)
20	0,64	0,79	0,90
15	0,62	0,77	0,89
10	0,58	0,75	0,88
5	0,54	0,72	0,87
0,5	0,45	0,67	0,85

где N_F — показатель степени, выбираемый в зависимости от отношения рабочей ширины венца к модулю:

b_w/m	4	7	10	20	40
Прямозубое зацепление	0,71	0,83	0,85	0,94	0,97
Косозубое зацепление	0,57	0,73	0,81	0,9	0,95

Распределение нагрузки между зубьями.

Распределение нагрузки между зубьями учитывают двумя парами коэффициентов Z_e , $K_{H\alpha}$ и Y_e , $K_{F\alpha}$ соответственно при расчетах на контактную и изгибную прочность. Коэффициенты Z_e и Y_e учитывают распределение нагрузки в высокоточных передачах, когда погрешностями изготовления можно пренебречь вследствие их малости. Способ определения Z_e и Y_e рассмотрен выше.

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ учитывают распределение нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления.

В приближенных расчетах для точных зубчатых колес (начиная с 5-й степени точности и выше) при твердости колеса и шестерни более 350НВ принимают коэффициент $K_{H\alpha}=1$; для грубых зубчатых колес (степень точности 9-я) $K_{H\alpha}=1/Z_e^2$. Тогда для степеней точности $n_{ст}=5...9$ коэффициент $K_{H\alpha}$ определяют по зависимостям линейной интерполяции:

$$K_{H\alpha}=1+0,25(n_{ст}-5)(1/Z_e^2-1).$$

При осредненных значениях коэффициента перекрытия $\varepsilon_\alpha=1,6$ значения $1/Z_e^2$ для прямозубых колес равны 1,25, а для косозубых 1,6, тогда

для прямозубых колес

$$K_{H\alpha}=1+0,06(n_{ст}-5);$$

для косозубых колес

$$K_{H\alpha}=1+0,15(n_{ст}-5).$$

При твердости шестерни или колеса меньше или равной 350 НВ надбавка $(K_{H\alpha}-1)$ увеличивается в 1,5...2 раза.

Коэффициент $K_{H\alpha}$ не должен превышать для прямозубых колес $1/Z_e^2$ и для косозубых колес $\varepsilon_\gamma=\varepsilon_\alpha+\varepsilon_\beta$.

При расчетах на изгибную прочность полагают, что влияние погрешностей изготовления на распределение нагрузки между зубьями то же, что и в расчетах на контактную прочность, т. е. $K_{F\alpha}=K_{H\alpha}$.

В уточненных расчетах значения $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ определяют из условия равновесия и совместности перемещений:

$$\text{при } \varepsilon_\gamma=\varepsilon_\alpha+\varepsilon_\beta \leq 2$$

$$K_{H\alpha}^* = K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \times \\ \times \left[0,9 + 0,4 \frac{C_\gamma b_w (a_{afpb} - y_\alpha)}{F_t K_{H\beta} K_{H\beta}} \right];$$

10.7. Ориентировочные значения y_α

Термообработка	Окружная скорость, м/с	y_α , мкм	Максимальное значение y_α , мкм
Нормализация, улучшение	$v < 5$	$\frac{160 f_{pbe}}{\sigma_{H \lim}}$	Без ограничений
	$5 < v \leq 10$		12 800/ $\sigma_{H \lim}$
	$v > 10$		6400/ $\sigma_{H \lim}$
Поверхностное упрочнение	—	0,075 f_{pb}	3

Примечания: 1. Для зубчатых колес с разной термообработкой определяют среднее значение y_α .

2. $\sigma_{H \lim}$ — длительный предел контактной выносливости.

при $\varepsilon_\gamma > 2$

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \times \\ \times \frac{C_\gamma b_w (a_\alpha f_{pbe} - y_\alpha)}{F_1 K_{H\beta} K_{Hv}},$$

где C_γ — удельная торцовая жесткость зубьев пары зубчатых колес, Н/(мм·мкм), см. с. 183;

$f_{pbe} = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2}$ — эффективная разность

ошибок шагов зацепления, мкм; f_{pb1} , f_{pb2} — предельные отклонения ошибок шагов, зацепления шестерни и колес; a_α — коэффициент, равный 0,5 для улучшенных (H_1 или $H_2 \leq 350$ НВ) и 0,7 для твердых колес (H_1 и $H_2 > 350$ НВ); y_α — уменьшение погрешности шага зацепления в результате приработки, мкм (табл. 10.7).

Предельные значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$:

при $K_{H\alpha} < 1$, $K_{F\alpha} < 1$ принимают $K_{H\alpha} = 1$, $K_{F\alpha} = 1$;
при $K_{H\alpha} > \varepsilon_\gamma / \varepsilon_\alpha Z_v^2$ принимают $K_{H\alpha} = \varepsilon_\gamma / \varepsilon_\alpha Z_v^2$;
при $K_{F\alpha} > \varepsilon_\gamma$ принимают $K_{F\alpha} = \varepsilon_\gamma / \varepsilon_\alpha Y_\varepsilon$.

§ 10.12. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Допускаемые контактные напряжения

Базовые допускаемые напряжения для зубчатых колес, работающих при постоянном режиме в зоне горизонтального участка кривой усталости,

в частности для быстроходных или рассчитываемых на длительные сроки эксплуатации зубчатых колес:

$$[\sigma]_{H0} = \sigma_{H \lim} Z_R Z_v / S_H,$$

где $\sigma_{H \lim}$ — длительный предел контактной выносливости (табл. 10.8); S_H — коэффициент запаса прочности; в связи с постепенным процессом повреждения поверхности и пониженной опасностью аварии машин коэффициент S_H назначают небольшим: 1,2 при однородной структуре зуба, 1,3 при поверхностных упрочнениях; Z_R — коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей (при $Ra = 1,25 \dots 0,63$ мкм $Z_R = 1$; при $Ra = 2,5 \dots 1,25$ мкм $Z_R = 0,95$, при $Ra = 10 \dots 2,5$ мкм $Z_R = 0,9$); Z_v — коэффициент, учитывающий влияние скорости; повышение скорости вызывает повышение толщины гидродинамического масляного слоя и уменьшение коэффициента трения. При твердости рабочих поверхностей менее 350 НВ $Z_v = 0,85v^{0,1}$ (при v , равном 5, 10 и 20 м/с, $Z_v = 1,0$; 1,07 и 1,15), а при твердости больше 350 НВ $Z_v = 0,925v^{0,05}$ (при v , равном 5, 10 и 20 м/с, $Z_v = 1,04$ и 1,07).

Формулы уместно применять до $v = 50$ м/с.

Допускаемые контактные напряжения для косозубых передач, в которых твердость колеса ≤ 350 НВ, могут быть повышены путем повышения твер-

10.8. Пределы контактной выносливости $\sigma_{H \lim}$

Термическая или химико-термическая обработка	Твердость поверхностей	Группы материалов	$\sigma_{H \lim}$, МПа
Улучшение, нормализация	≤ 350 НВ	Углеродистые и легированные стали	$2H_{HB} + 70$
Объемная закалка	38...50 HRC ₂		$17H_{HRC} + 100$
Поверхностная закалка	40...56 HRC ₂		$17H_{HRC} + 200$
Цементация, нитроцементация и закалка	56...65 HRC ₂	Легированные стали	$23H_{HRC}$
Азотирование	550...750 НВ		1050
Без термической обработки	—	Чугун	$2H_{HB}$

дости шестерни вследствие так называемого головочного эффекта. Как известно, несущая способность поверхности головки, как опережающей, значительно выше, чем поверхности ножки, как отстающей. В косозубых передачах контактная линия наклонена к полюсной линии и проходит по поверхностям ножки и головки зубьев. В результате местного выкрашивания и изнашивания ножки зуба колеса происходит перераспределение давления по контактной линии и большая нагрузка передается на головку зуба.

В итоге допускаемое напряжение¹

$$[\sigma]_H \approx 0,45 ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}),$$

при этом $1,25[\sigma]_{H \min} \geq [\sigma]_H \geq [\sigma]_{H \min}$.

Эта зависимость применима для окружной скорости до 20 м/с, выше которой обеспечивается безыносная работа и перераспределения давления не происходит.

Допускаемые напряжения зубчатых колес, работающих в зоне наклонной кривой усталости (т. е. при расчетном числе циклов нагружений N , меньшем числа циклов² N_{HG} , достижении длительного предела выносливости), определяются из уравнения кривой усталости $\sigma_H^m N = \sigma_{H \lim}^m N_{HG}$, где m — показатель степени, обычно принимаемый при качении цилиндров, сжимаемых вдоль образующих, равным 6. Следует принимать $N_{HG} = H_{\text{НВ}}^3$ (но не более $12 \cdot 10^7$).

Разделив правую и левую части уравнения на коэффициент запаса прочности, получаем уравнение для допускаемых напряжений:

$$[\sigma]_H^m N = [\sigma]_{H0}^m N_{HG},$$

откуда $[\sigma]_H = Z_N [\sigma]_{H0}$,

где коэффициент долговечности

¹ Несколько точнее принимать $[\sigma]_H = 0,5 \sqrt{[\sigma]_{H1}^2 + [\sigma]_{H2}^2}$.

² Эти числа циклов в литературе по зубчатым передачам также обозначаются $N_{H \lim}$, а при изгибе $N_{F \lim}$.

$$Z_N = \sqrt[m]{\frac{N_{HG}}{N_k}} \geq 1.$$

Под N_k понимается общее число циклов при нагрузках с постоянными амплитудами или в общем случае нагружения эквивалентное число циклов N_{HE} .

Предельное напряжение и соответственно коэффициент Z_N определяются условием статической прочности или малоциклового усталости.

В проверках прочности под действием редких или единичных больших пиковых перегрузок (при опасности таковых) допускаемые контактные напряжения для улучшенных и объемно-закаленных зубьев $[\sigma]_H = 2,8 \sigma_T$, а для поверхностно упрочненных $44 H_{HRC}$.

Допускаемые напряжения при расчете зубьев на изгиб

Базовые допускаемые напряжения для зубчатых колес, работающих в зоне горизонтальной ветви кривой усталости при неререверсивной нагрузке

$$[\sigma]_{F0} = \frac{\sigma_{F \lim} Y_R Y_x Y_\delta}{S_F},$$

где $\sigma_{F \lim}$ — предел выносливости, определяемый на зубьях при отнулевом цикле (табл. 10.9); S_F — коэффициент запаса прочности, выбираемый в зависимости от стабильности свойств материала и технологии и ответственности конструкции; для стальных зубчатых колес из поковок и проката $S_F = 1,4 \dots 2,2$, в среднем 1,7 (в предложениях ИСО $S_F = 1,4$, что следует считать в применении к нашим методам расчета заниженным, приводящим к низкой надежности); Y_R — коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности; при зубофрезеровании и шлифовании с $Rz = 40$ мкм $Y_R = 1$; при полировании $Y_R = 1,05 \dots 1,2$ (большие значения при улучшении и закалке ТВЧ); Y_x — коэффициент размеров (масштабный фактор), по предложениям ИСО для

10.9. Пределы выносливости $\sigma_{F\text{lim}}$, выраженные в местных напряжениях, для зубьев стальных зубчатых колес при работе зубьев одной стороной и коэффициенты безопасности S_F

Термическая обработка	Твердость зубьев		Марки сталей	$\sigma_{F\text{lim}}$, МПа	S_F при вероятности неразрушения	
	на поверхности	в сердцеvine			нормальной	повышенной
Нормализация, улучшение	180...350 HB		40, 45, 40X 40XH, 45XII, 35XM	1,75 H_{HB}	1,7	2,2
Объемная закалка	45...55 HRC ₃		40X, 40XH, 40XФА	500...550	1,7	2,2
Закалка ТВЧ сквозная с охватом впадин	48...52 HRC ₃		40X, 35XM, 40XH	500...600	1,7	2,2
Закалка ТВЧ по всему конттуру	56...62 HRC ₃ 48...52 HRC ₃	27...35 HRC ₃	58, 45П, У6 40X, 40XH, 35XM	900 600...700	1,7	2,2
Азотирование	700...950 HV 550...750 HV	24...40 HRC ₃	38X2Ю, 38X2МЮА 40X, 40XФА, 40X2HMA	12 H_{HRC} + 290	1,7	2,2
Цементация с автомати- ческим регулированием процесса	57...62 HRC ₃		Легированные	850...950	1,55	1,95
Цементация	57...62 HRC ₃	30...45 HRC ₃	Легированные	750...800	1,65...1,7	2...2,2
Нитроцементация с авто- матическим регулирова- нием процесса	56...63 HRC ₃		25XГМ 25XГТ, 30XГТ, 35X	1000 750	1,55	1,95

объемно-термообработанных сталей, чугуна со сфероидальным графитом $Y_x = 1,03 - 0,006m$ ($0,85 \leq Y_x \leq 1$), для поверхностно закаленных и азотированных сталей $Y_x = 1,05 - 0,005m$ ($0,8 \leq Y_x \leq 1$), для серого чугуна $Y_x = 1,075 - 0,01m$ ($0,7 \leq Y_x \leq 1$); Y_δ — коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений и градиент напряжений, определяемый в зависимости от модуля: $Y_\delta = 1,082 - 0,172 \lg m$.

При шлифовании переходной зоны (выкружки) после упрочнения допускаемое напряжение снижают на 20 % вследствие снятия слоя с благоприятными остаточными напряжениями сжатия, а при возможности прижога и образования ступеньки снижают на 30 %.

При деформационном упрочнении выкружек допускаемое напряжение можно повышать на 10...30 %. Относительно больший эффект упрочнения достигается при менее совершенных процессах предварительной обработки.

Допускаемые напряжения изгиба зубьев в общем случае определяются по зависимости

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F_0} Y_A Y_N.$$

Здесь Y_A — коэффициент, вводимый при двустороннем приложении нагрузки;

$$Y_A = 1 - \gamma_A \frac{T'_F N'}{T_F N};$$

T_F и N — нагрузка и число циклов нагружения за удобную единицу времени в прямом направлении; T'_F и N' — то же, в обратном направлении; γ_A — коэффициент, принимаемый для зубчатых колес из нормализованных и улучшенных сталей равным 0,35, из закаленной стали с твердостью более 45HRC₃ 0,25, из азотиро-

ванной стали 0,1; $Y_N = \sqrt[m]{\frac{N_{FG}}{N_k}} \geq 1$ — коэффициент долговечности; N_k — общее число циклов при нагрузках с постоянными амплитудами или, в общем случае нагружения, эквивалентное число циклов N_{FE} (см. с. 13); m принимают для зубчатых колес из улучшенных сталей равным 6,

а из закаленных 9; N_{FG} — число циклов нагружений до перелома кривой усталости, принимаемое для стальных зубьев $4 \cdot 10^6$.

Условие прочности

$$\sigma_F \leq [\sigma]_{F_0} \sqrt[m]{\frac{N_{FG}}{N_k}}.$$

Приведенные зависимости можно выразить вместо напряжений через нагрузки или моменты.

При расчете на малоцикловую выносливость (при числах циклов повторных воздействий от 10^3 до $2 \cdot 10^5$) допускаемые напряжения выбирают в зависимости от временных пределов выносливости, которые приводятся для чисел циклов 10^3 , 10^4 и 10^5 .

При проверке прочности по максимальной нагрузке допускаемые напряжения выбирают в зависимости от предельного напряжения, не вызывающего разрушения и остаточных деформаций при единичном нагружении.

Это напряжение, так же как временные пределы выносливости, определяют при ударном нагружении.

Учет переменности режима работы передачи. Большинство зубчатых передач работает в условиях переменных режимов нагрузок. Расчет этих передач по максимальным нагрузкам в предположении их постоянного действия, естественно, приводил бы к ненужному утяжелению передач.

Здесь расчет излагается в форме, преимущественно принятой в настоящее время для зубчатых передач, в которой за расчетную принимают наибольшую длительно действующую нагрузку, а переменность нагрузки учитывают выбором допускаемых напряжений.

Используем условие суммирования повреждений $\sum \frac{n_{i\Sigma}}{N_i} = a$ и уравнение наклонной ветви кривой усталости типа кривых Велера

$$\sigma_i^m N_i = \sigma_R^m N_G = \text{const},$$

где $n_{i\Sigma}$ — общее число циклов действия некоторого напряжения σ_i ; N_i — число

циклов до разрушения при том же напряжении; N_G — число циклов напряжений до перелома кривой усталости, т. е. до достижения длительного предела выносливости. При изгибе зубьев $N_{FG} = (2...5) 10^6$ (расчетное значение $4 \cdot 10^6$), при контактных напряжениях $N_{HG} = H_{HB}^3 \leq 12 \cdot 10^7$; σ_R — предел выносливости при данном напряженном состоянии; a — экспериментально устанавливаемый параметр, обычно близкий к единице; значения a существенно большие единицы наблюдаются в узкой области значительных пластических деформаций, значения a меньшие единицы получаются при длительном действии напряжений ниже пределов выносливости и кратковременных больших перегрузках; m — показатель степени кривой усталости.

Умножив в уравнении суммирования повреждений числитель и знаменатель на σ_i^m , получим в знаменателе постоянную величину, которую можем вынести из-под знака суммы и заменить $\sigma_R^m N_G$. Тогда

$$\sum \sigma_i^m n_{i\Sigma} = a \sigma_R^m N_G = \text{const.}$$

На основе этой зависимости действие всего комплекса напряжений в течение срока службы заменяем действием максимального длительно действующего напряжения в течение эквивалентного числа циклов N_E :

$$\sum \sigma_i^m n_{i\Sigma} = a \sigma_{\max}^m N_E.$$

Выразив общее число циклов нагружений $n_{i\Sigma}$ при напряжении σ_i через соответствующую частоту вращения в минуту n_i и общую продолжительность работы t_i в часах при том же напряжении, получим

$$60 \sum \sigma_i^m n_i t_i = a \sigma_{\max}^m N_E.$$

Отсюда, приняв (до накопления больших экспериментальных данных) для коэффициента a расчетное значение, равное 1, определяем эквивалентное число циклов

$$N_E = 60 \sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^m n_i t_i.$$

Подсчет эквивалентного числа циклов через напряжения неудобен, так как тре-

буется определения напряжений при каждой нагрузке. Очевидно, что при расчете на изгиб отношение напряжений можно заменить отношением моментов:

$$N_E = N_{FE} = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^m n_i t_i,$$

где $m = 6...9$.

Для расчета по контактным напряжениям, учитывая, что последние при начальном касании по линии пропорциональны степени 0,5 из нагрузок или моментов, получаем

$$\begin{aligned} N_E = N_{HE} &= 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{\frac{m}{2}} n_i t_i = \\ &= 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 n_i t_i, \end{aligned}$$

где $m = 6$.

При плавных режимах распределения нагрузок сумма в формулах заменяется интегралом.

Предельные значения допускаемых напряжений ограничиваются условиями статической прочности.

При суммировании повреждений обычно для обеспечения надежности учитывают действие переменных напряжений, начиная от 0,7 предела выносливости (в предположении, что высокие напряжения могли понизить предел выносливости). В связи с высокими показателями степени при напряжениях в уравнениях кривых усталости действие малых напряжений не существенно, и поэтому в большинстве случаев, и в частности для типовых режимов, можно суммировать действие всех напряжений, что идет в запас прочности.

Действие контактных напряжений ниже предела выносливости относительно больше, чем изгибных, и поэтому для них вводится дополнительное ограничение: не учитывается повреждающее действие переменных напряжений за общим числом циклов нагружений $2,4 N_{HG}$, где N_{HG} — число циклов до перелома кривой усталости.

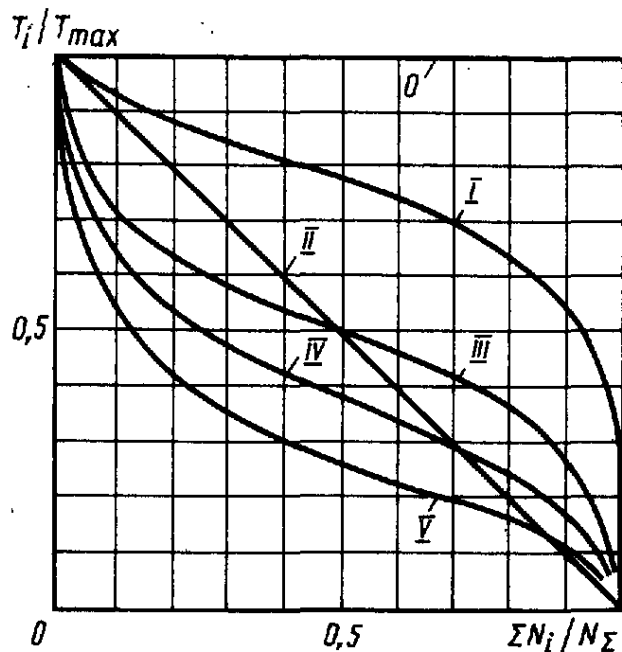


Рис. 10.22. Типовые режимы нагружения:

0 — постоянный; I — тяжелый; II — средний равновероятный; III — средний нормальный; IV — легкий; V — особо легкий

Изученные экспериментально распределения нагрузок (вращающих моментов) по времени для разных машин можно свести к пяти типовым, хорошо изученным в математике. Типовые режимы (рис. 10.22): тяжелый — β -распределение с параметрами $\bar{x} = \bar{T}/T_{\max} = 0,77$, $a = 6,8$, $b = 2$; средний — равновероятный, $\bar{x} = 0,5$; средний — нормальный, $\bar{x} = 0,5$, $S = 0,19$; легкий — β -распределение, $\bar{x} = 0,42$, $a = 2,2$, $b = 3,2$; особо легкий — $\bar{x} = 0,31$, $a = 1,8$, $b = 4,0$. Здесь \bar{x} — средневзвешенное значение момента.

Тяжелый режим характерен для горных машин, средний равновероятностный — для многих достаточно интенсивно эксплуатируемых машин, нормальный — для

большинства универсальных машин, легкий — для широкоуниверсальных станков с большим диапазоном регулирования скоростей (деталей привода на выходе).

Эквивалентные циклы нагружений для типовых режимов могут быть представлены в виде $N_{HE} = N_{\Sigma} \cdot \mu_{m/2}$ и $N_{FE} = N_{\Sigma} \mu_m$, где N_{Σ} — суммарное число циклов нагружений всех уровней, а $\mu_{m/2}$, μ_m — начальные моменты соответствующего распределения нагрузки. Порядок начального момента равен показателю степени m или $m/2$ уравнения кривой усталости. Значения μ_m и $\mu_{m/2}$ для различных распределений нагрузок вычислены по зависимостям, известным из теории вероятностей, и приведены в табл. 10.10. Использование типовых режимов (см. рис. 10.22) позволяет существенно упрощать расчеты.

Испытания на выносливость зубьев, цилиндрических образцов и роликов при типовых плавных режимах нагружения в диапазоне от N_G до общего числа циклов $N_{\Sigma} = 3 \cdot 10^8$ с частотами, типичными для машиностроения до 3000...3500 об/мин, показали повышение предела выносливости, отнесенного к максимальной нагрузке.

Это свидетельствует о том, что в зоне чисел циклов нагружений за переломом кривой усталости при плавных законах распределений имеется дополнительный ресурс прочности, подлежащий дополнительному исследованию.

В опытах на закаленных зубьях коэффициент повышения предела выносливости, отнесенный к максимальной нагрузке, при тяжелом режиме был равен 1,15, при среднем равновероятностном 1,2 и среднем нормальном 1,25. На круглых образцах надбавка на 30...35 % меньше. При частотах более 100 Гц эффект снижается, а к 200 Гц пропадает.

10.10. Начальные моменты

Режим работы	Расчет на контактную выносливость			Расчет на изгибную выносливость					
	Термообработка	$m/2$	$\mu_{m/2}$	Термообработка	m	μ_m	Термообработка	m	μ_m
0			1,00			1,00	Закалка объемная, закалка поверхностная, цементация		1,00
I	Любая	3	0,50	Улучшение, нормализация, азотирование	6	0,30		9	0,20
II			0,25			0,14			0,10
III			0,18			0,06			0,04
IV			0,125			0,038			0,016
V			0,063			0,013			0,004

Изложенный выше расчет с помощью эквивалентных циклов имеет ряд достоинств. Он проводится по основной реальной нагрузке и поэтому хорошо сопряжен с упрощенными предварительными расчетами, которые практически неизбежны при конструировании. Приведение по циклам, как по фактору менее влияющему на повреждение, логичнее, чем по нагрузкам. Расчет имеет большую физическую ясность, а поэтому обеспечивается отбрасывание неповреждающих нагрузений, введение других уточнений и т. д.

Тем не менее вполне правомерны также расчеты с помощью эквивалентных напряжений или нагрузок, как более простые и общие с расчетами подшипников качения. Эти расчеты возможны в двух формах.

1. Расчеты по эквивалентному напряжению, повреждающее действие которого в течение N_G циклов равно повреждающему действию всего комплекса нагружений за расчетный период (приведение к числу циклов до перелома кривой усталости N_G):

$$\sigma_E = \sqrt[m]{\sum \sigma_i^m \frac{n_{i\Sigma}}{N_G}} \leq \sigma_{\max},$$

где σ_{\max} — напряжение при максимальном длительно действующем вращающем моменте.

Условие прочности $\sigma_E \leq [\sigma]_0$, где $[\sigma]_0$ — базовое допускаемое напряжение.

2. Расчеты по эквивалентному напряжению, отнесенному к общему числу N_Σ циклов нагружений при $N_\Sigma \leq N_G$.

$$\sigma_E = \sqrt[m]{\sum \sigma_i^m \frac{n_{i\Sigma}}{N_\Sigma}}.$$

Условие прочности

$$\sigma_E \leq [\sigma]_0 \sqrt[m]{\frac{N_G}{N_\Sigma}}.$$

При $N_\Sigma > N_G$ расчет ведется как в предыдущем случае.

В уточненных расчетах передач, работающих с большим общим числом циклов, учитывают слабый наклон правой ветви кривой усталости Велера. Расчет при переменном режиме нагружения усложняется дополнительным учетом повреждающих напряжений в зоне правой ветви кривой усталости.

§ 10.13. ПЕРЕДАЧИ КОНИЧЕСКИМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

Конические зубчатые колеса применяют в передачах между валами, оси которых расположены под углом. Основное применение имеют передачи с пересекающимися под углом 90° осями, т. е. ортогональные передачи, которые рассматриваются ниже. Передачи с межосевым углом, не равным 90° , применяют редко из-за сложности форм и технологии изготовления корпусных деталей, несущих эти передачи, хотя для изготовления самих колес межосевой угол передачи не имеет значения.

Несмотря на то, что конические колеса сложнее, чем цилиндрические в изготовлении и монтаже, они имеют достаточно широкое применение в машиностроении, определяемое условиями компоновки узлов машин.

Конические колеса выполняют с прямыми, тангенциальными, круговыми и другими криволинейными зубьями (рис. 10.23).

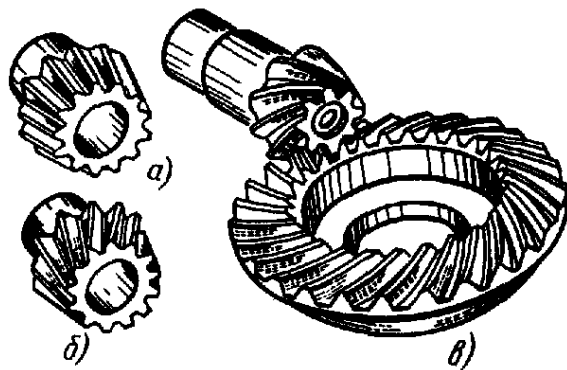


Рис. 10.23. Конические зубчатые колеса:

а — с прямыми; б — с косыми; в — с круговыми зубьями

Прямозубые конические колеса следует применять при невысоких окружных скоростях (до 2...3 м/с) как наиболее простые в монтаже (допустимо до 8 м/с). При более высоких скоростях целесообразно применять колеса с круговыми зубьями, как обеспечивающие более плавное зацепление, меньший шум, большую несущую способность и более технологичные.

Зубья обрабатывают на специальных станках для нарезания конических колес.

В массовом и крупносерийном производстве в связи с возможностью компенсации при нарезании зубьев последующих закалочных деформаций конические колеса не шлифуют, а ограничиваются притиркой.

В конических передачах для обеспечения при сборке правильного контакта зубьев предусматривают возможность осевой регулировки зубчатых колес.

Несущая способность конических зубчатых передач с повышенным перекосом осей (от консольного расположения, недостаточной жесткости валов и корпусов) может быть несколько повышена даже по сравнению с передачами, имеющими круговой зуб, выполнением зубьев двояковыпуклыми и вогнутыми. Обе стороны зуба шестерни нарезают выпуклыми, а колеса — вогнутыми. Выигрыш получается вследствие того, что удельная жесткость пары зубьев не меняется по длине зубьев и пятно контакта при деформации валов не смещается.

Геометрические расчеты конических зубчатых передач

Геометрические расчеты конических колес аналогичны расчетам цилиндрических. Зубья конических колес образуются обкатыванием по плоскому колесу с прямолинейным профилем зубьев аналогично тому, как зубья цилиндрических колес образуются обкатыванием по рейке. Число зубьев плоского колеса $z_2 = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ (может получиться дробным). Вместо начальных и делительных цилиндров цилиндрических колес в конических колесах вводятся понятия: начальный и делительный конусы, которые, как правило, совпадают, так как для конических колес угловую коррекцию

практически не применяют. В качестве торцовых сечений рассматривают сечения поверхностями дополнительных конусов, т. е. конусов, оси которых совпадают с осью колеса, а образующие перпендикулярны к образующим делительного конуса (рис. 10.24). Используются понятия внешнего и внутреннего дополнительных конусов (ограничивающих зубчатый венец) и среднего дополнительного конуса. Действительные профили зубьев конических колес весьма близки к профилям воображаемых эквивалентных цилиндрических колес с радиусами делительных окружностей, равными длинам образующих дополнительных конусов.

Зубья конических колес по признаку изменения размеров сечений по длине выполняют трех форм.¹

Осевая форма I — нормально понижающиеся зубья; вершины делительного и внутреннего конусов совпадают (рис. 10.25, а). Эту форму применяют для конических передач с прямыми и тангенциальными зубьями, а также ограничено для передач с круговыми зубьями при $m_n \geq 2$ и $z_2 = 20 \dots 100$.

Осевая форма II — вершина внутреннего конуса располагается так, что ширина дна впадины колеса постоянна, а толщина зуба по делительному конусу растет с увеличением расстояния от вершины. Эта форма позволяет обрабатывать одним инструментом сразу обе поверхности зубьев колеса. Поэтому она является основной для колес с круговыми зубьями, широко применяется в массовом производстве.

Осевая форма III (рис. 10.25, в) — равновысокие зубья; образующие делительного и внутреннего конусов параллельны. Эту форму применяют для круговых зубьев при $z_2 \geq 40$, в частности при средних конусных расстояниях 75—750 мм.

Формы II и III получают смещением вершины конуса впадин и вершины делительного конуса (рис. 10.25, б, в).

¹ Области применения подробнее см. ГОСТ 19326—73.

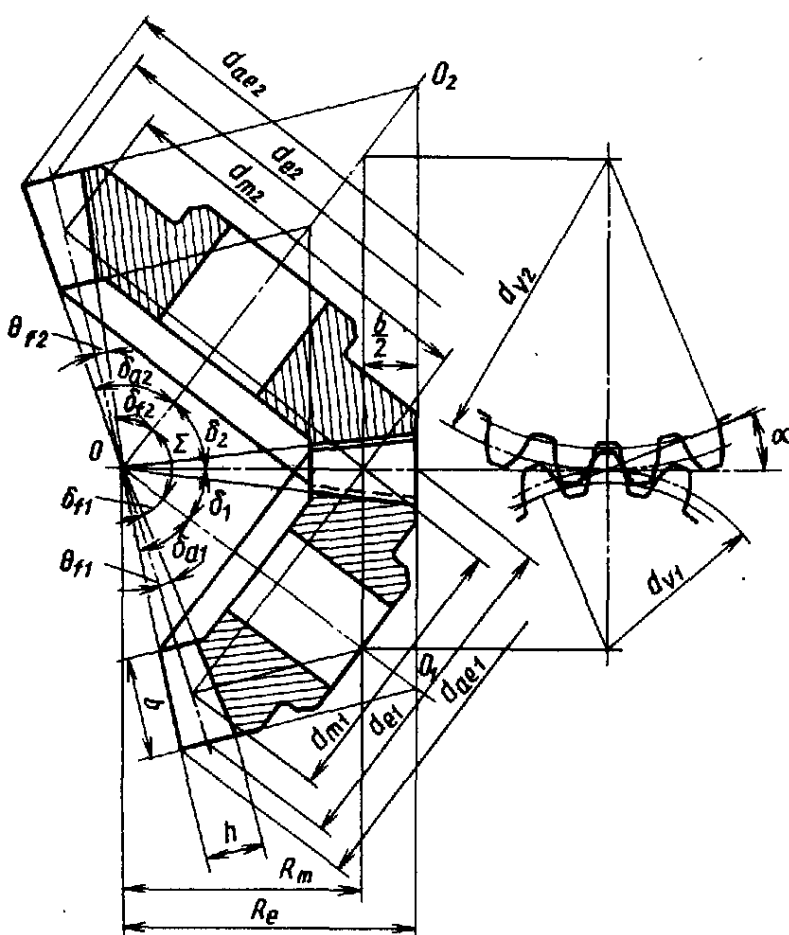


Рис. 10.24. Схема к геометрическому расчету конических передач

У конических колес удобно измерять, а потому и задавать размеры зубьев на внешнем дополнительном конусе. В зубчатых колесах с зубьями формы I обычно оперируют окружным модулем m_{te} на внешнем торце. В зубчатых колесах с зубьями формы II и III преимущественно оперируют нормальным модулем m_{nm} на середине ширины зубчатого венца.

Круговые зубья нарезают немодульным инструментом, позволяющим обрабатывать зубья в некотором диапазоне модулей. Поэтому допускается применять передачи с нестандартными и дробными модулями.

Соотношение между модулями m_{te} и m_{nm} следующее:

$$m_{te} = m_{nm} \frac{1}{\left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e}\right) \cos \beta_m},$$

где R_e — внешнее конусное расстояние (см. рис. 10.24).

Угол наклона линии зуба выбирают, учитывая, что увеличение β_m улучшает

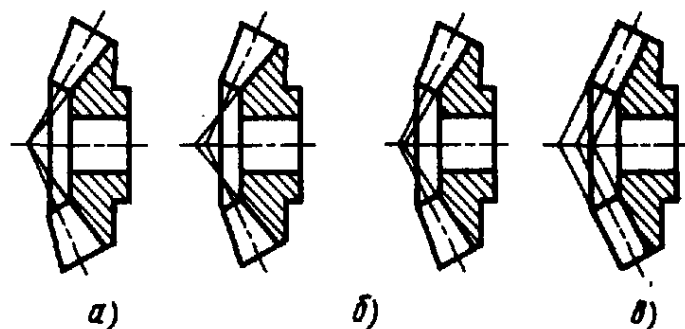


Рис. 10.25. Формы зубьев конических передач

плавность зацепления, но при этом возрастают усилия. При круговых зубьях преимущественно применяют $\beta_m = 35^\circ$, а при тангенциальных $20...30^\circ$, обычно угол β_m выбирают кратным 5° .

Минимально допустимые числа зубьев приведены в табл. 10.11. Для уменьшения шума рекомендуют применять притирку и выбирать некратные числа зубьев колес.

Для зубчатых передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев шестерни H_1 и колеса $H_2 \geq 45\text{HRC}$, число зубьев шестерни рекомендуют выбирать по рис. 10.26 в зависимости от внешнего делительного диаметра шестерни d_{e1} , при твердости H_1 и $H_2 \leq 350\text{HB}$ выбранные значения z_1 увеличивают в 1,6 раза; при $H_1 \geq 45\text{HRC}$ и $H_2 \leq 350\text{HB}$ z_1 увеличивают в 1,3 раза.

Основные геометрические соотношения в конических передачах приведены в табл. 10.12...10.14.

Корригирование конических зацеплений по сравнению с цилиндрическими имеет следующие особенности. Область целесообразного применения высотной коррекции конических зацеплений расширена. Наоборот, угловая коррекция, при которой сумма смещений исходного контура для колес не равна нулю, весьма трудно осуществима из-за необходимости сохранить

10.11. Минимально допустимые числа зубьев шестерни

Передаточное число u	z_1 при β_m°		
	0...15	20...25	30...40
1	17	17	17
1,6	15	15	14
2	13	12	11
$\geq 3,15$	12	10	8

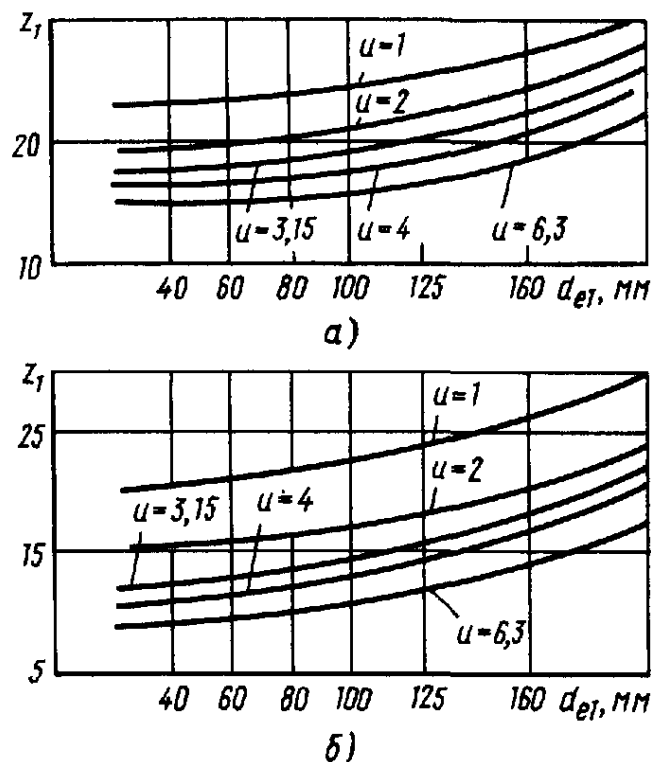


Рис. 10.26. График для определения чисел зубьев шестерни:

a — прямозубой; $б$ — с круговыми зубьями

заданный межосевой угол, поэтому ее практически не применяют. Для конических зацеплений, в отличие от цилиндрических, при $u \geq 2,5$ удобно применять так называемую тангенциальную коррекцию, заключающуюся в утолщении зуба шестерни и соответственном утонении зуба колеса. Тангенциальная коррекция конических колес не требует специального инструмента, так как ее получают благодаря разведению резцов, обрабатывающих противоположные стороны зубьев. Для цилиндрических колес тангенциальную коррекцию не применяют, так как она требует специального инструмента.

10.12. Основные размеры конических зубчатых колес с прямыми, тангенциальными и круговыми понижающимися зубьями (осевая форма зубьев I) при межосевом угле $\Sigma = 90^\circ$

Параметр зацепления	Формула
Внешнее конусное расстояние	$R_e = 0,5 m_{te} z_\Sigma$
Ширина венца	$b \leq 0,3 R_e$ ($k_{be} = b/R_e \leq 0,3$)
Среднее конусное расстояние	$R_m = R_e - 0,5b$
Наибольшая высота:	
зубьев (у торца)	$h_e = 2h_{te}^* m_{te} + c$, где $h_{te}^* = \cos \beta_m$; $c = 0,2 m_{te}$
головки зубьев (у торца)	$h_{ae1} = (h_{te}^* + x_1 \cos \beta_m) m_{te}$; $h_{ae2} = 2h_{te}^* m_{te} - h_{ae1}$
ножки зубьев (у торца)	$h_{fe1} = h_e - h_{ae1}$; $h_{fe2} = h_e - h_{ae2}$
Окружная толщина зуба по внешней делительной окружности	$s_{e1} = (0,5\pi + 2x_1 \tan \alpha_n + x_1) m_{te}$; $s_{e2} = \pi m_{te} - s_{e1}$
Угол:	
ножки зубьев	$\tan \theta_{f1} = h_{fe1}/R_e$; $\tan \theta_{f2} = h_{fe2}/R_e$
делительного (начального) конуса	$\tan \delta_1 = z_1/z_2$; $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
конуса вершин	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2}$; $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1}$
конуса впадин	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$; $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$
Диаметр:	
внешней делительной окружности	$d_{e1} = m_{te} z_1$; $d_{e2} = m_{te} z_2$
внешний вершин	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1$; $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2$
Расчетное базовое расстояние (от вершины делительного конуса до основания наружного конуса)	$A_1 = R_e \cos \delta_1 - h_{ae1} \sin \delta_1$; $A_2 = R_e \cos \delta_2 - h_{ae2} \sin \delta_2$
Эксцентриситет для тангенциальных зубьев	$e = R_m \sin \beta_m$
Угол наклона:	
тангенциальных зубьев у торца	$\sin \beta_e = e/R_e$
круговых зубьев	$\beta_e = \beta_m + \Delta\beta$, где $\Delta\beta = b(C_A - C_B/R_m)$;
	$C_A = \frac{57,3}{d_{nn} \cos \beta_m}$; $C_B = 28,65 \tan \beta_m$;
	$d_{nn} = (1,7 \div 2,1) R_m$

* Обозначает величину в долях модуля.

10.13. Основные размеры конических зубчатых колес с постоянной шириной дна впадины (осевая форма зубьев II)

Параметр зацепления	Формула
Среднее конусное расстояние	$R_m = m_{nm} z_\Sigma / 2 \cos \beta_m$
Ширина зубчатого венца	$b \leq 0,35 R_m \quad (k_{bm} = b/R_m \leq 0,35)$
Внешняя конусная дистанция	$R_e = R_m + 0,5b$
Высота головки зуба посередине ширины венца	$h_{a1} = (h_a^* + x_1) m_{nm}; \quad h_{a2} = 2h_a^* m_{nm} - h_{a1}; \quad \text{где } h_a^* = 1$
Окружная толщина зуба в среднем нормальном сечении	$S_{nm1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha_n + x_{11}) m_{nm};$ $S_{nm2} = \pi m_{nm} - S_{nm1}$
Промежуточная расчетная величина (определяется при $\beta_m \neq 0$ и округляется до целого числа, кратного 10)	$a = \frac{C_1 - C_2 R_m}{z_\Sigma}, \quad \text{где } C_1 = \frac{10\,800 \operatorname{tg} \beta_m}{\operatorname{tg} \alpha_n};$ $C_2 = \frac{2C_1 \sin \beta_m}{d_{nn}}; \quad d_{nn} = (1,5 \dots 2,3) R_m$
Сумма углов иожек зубьев шестерни и колеса в минутах	При $\beta_m \neq 0 \quad \theta_{f\Sigma} = a \operatorname{cosec} \beta_m;$ при $\beta_m = 0 \quad \theta_{f\Sigma} = \frac{10800 \operatorname{ctg} \alpha_n}{z_\Sigma}$
Угол ножки зуба (округлить до 1)	$\theta_{f1} = \frac{\theta_{f\Sigma} S_{nm2}}{\pi m_{nm}}; \quad \theta_{f2} = \theta_{f\Sigma} - \theta_{f1}$
Поправка высоты головки при переходе на внешний конус	$\Delta h_{a1} = 0,5b \operatorname{tg} \theta_{f2}; \quad \Delta h_{a2} = 0,5b \operatorname{tg} \theta_{f2}$
Наибольшая высота: головки зубьев (по торцу) зуба по торцу	$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{a1}; \quad h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{a2}$ $h_e = 2h_a + c + \Delta h_{a1} + \Delta h_{a2}$

Примечание. Величины $\delta, \delta_a, \delta_f, d_e, d_{ae}, A$ определяют так же, как при форме зуба I.

10.14. Основные размеры конических колес с равновысокими зубьями (осевая форма зубьев III)

Параметр зацепления	Формула
Высота зуба	$h = 2h_a^* m_{nm} + c, \quad \text{где } h_a^* = 1; \quad c = 0,25 m_{nm}$
Высота головки зуба	$h_{a1} = m_{nm} (h_a^* + x_1); \quad h_{a2} = 2h_a^* m_{nm} - h_{a1}$
Угол начального, наружного и внутреннего конусов	$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}; \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Окружная толщина зуба в среднем нормальном сечении	$S_{n1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha_{on} + x_1) m_{nm};$ $S_{n2} = \pi m_{nm} - S_{n1}$

Примечание. Величины d_e, d_{ae} и A определяют так же, как при осевой форме зуба I.

Практически для конических зубчатых зацеплений применяют высотную коррекцию в сочетании с тангенциальной. Для повышения износостойкости и сопротивления зубьев заеданию с помощью высотной коррекции выравнивают удельные скольжения зубьев шестерни и колеса, а с по-

мощью тангенциальной коррекции выравнивают прочность зубьев шестерни колеса. На этом основана система коррекции ЭНИМС конических передач с прямыми, тангенциальными и круговыми зубьями. Рекомендуют коэффициент радиального смещения у шестерни

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

Коэффициент тангенциального смещения у шестерни при $u > 2,5$

$$x_{\tau 1} = a + b(u - 2,5),$$

где при $\beta_m = 0 \dots 15^\circ$ $a = 0,03$; $b = 0,008$; при $\beta_m = 15 \dots 29^\circ$ соответственно 0,07 и 0,010; при $\beta_m = 20 \dots 40^\circ$ 0,11 и 0,010.

Силы в конических зубчатых передачах

Окружная составляющая сил, отнесенная к средней по ширине венца делительной окружности d_{m1} ,

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{m1}}.$$

Прямозубые конические колеса (рис. 10.27, а). В связи с тем, что в конических колесах с прямыми и непрямыми зубьями не применяют угловую коррекцию, угол зацепления равен углу профиля инструмента.

Сила, раздвигающая зубья F_v , действует в плоскости yz . По аналогии с цилиндрическими колесами

$$F_v = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

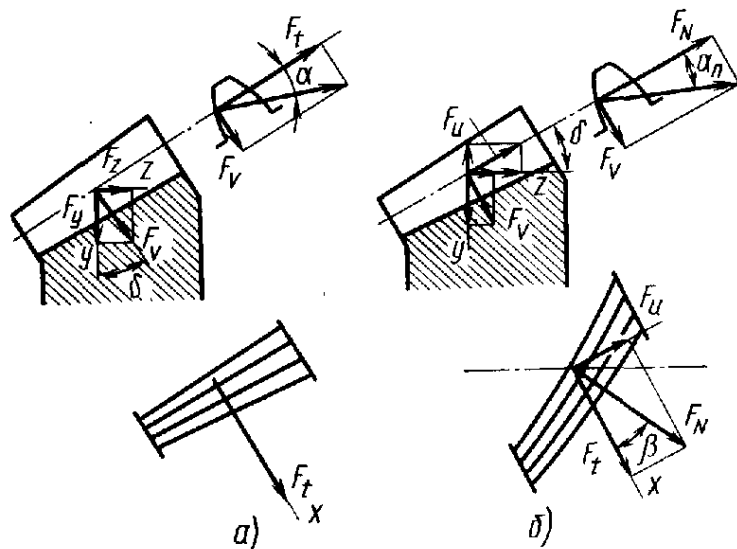


Рис. 10.27. Схемы для определения сил в зубчатых передачах

Составляющие сил вдоль осей y и z (δ — угол начального конуса) соответственно равны:

$$F_y = F_v \cos \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta;$$

$$F_z = F_v \sin \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta.$$

Суммарная, нормальная к оси вала сила (в плоскости xy)

$$F_r = \sqrt{F_t^2 + F_y^2} = F_t \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cos^2 \delta}.$$

Конические колеса с тангенциальными и криволинейными зубьями. Удобно рассматривать два расчетных случая, различающихся направлением отдельных составляющих сил на зубьях.

С л у ч а й 1 (рис. 10.27, б). Сила F_N , нормальная к линии зуба (лежащая в плоскости, касательной к делительному конусу), имеет проекцию на образующую делительного конуса, направленную от его вершины.

Сила $F_N = F_t / \cos \beta$.

Сила, раздвигающая зубья, нормальная к образующей делительного конуса (по аналогии с цилиндрическими колесами).

$$F_v = F_N \operatorname{tg} \alpha_n = F_t \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta.$$

Составляющая силы F_N , направленная вдоль образующей делительного конуса,

$$F_u = F_N \sin \beta = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

Составляющие силы по осям координат y и z определяются как алгебраическая сумма проекций сил F_v и F_u на эти оси:

$$F_y = \frac{F_t}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta - \sin \beta \sin \delta);$$

$$F_z = \frac{F_t}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta + \sin \beta \cos \delta).$$

С л у ч а й 2. Сила F_N , нормальная к линии зуба, имеет проекцию на образующую начального конуса, направленную к его вершине.

В связи с этим в предыдущих формулах вторые члены меняют знаки на обратные.

Направление осевой силы к вершине конуса нежелательно в связи с возможностью заклинивания передачи при значительных осевых зазорах в подшипниках.

Нетрудно себе представить, что при $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ радиальная сила на шестерне по абсолютной величине равна осевой силе на колесе, а осевая сила на шестерне равна радиальной силе на колесе.

При определении сил, действующих на валы и оси, с учетом сил трения исходным является положение о том, что суммарная сила взаимодействия между зубьями наклонена в плоскости скольжения под углом трения относительно общей нормали к поверхности зубьев.

Можно использовать формулы с увеличенными на углы трения углами зацепления. При этом для прямозубых колес получают точные зависимости, а для непрямо-зубых — приближенные, но близкие к точным.

Расчеты конических зубчатых колес на прочность

Расчеты строят как расчеты эквивалентных цилиндрических колес.

Расчетная нагрузка принимается равной силе, отнесенной к средней по ширине венца делительной окружности конических колес:

$$d_1 = d_{e1}(1 - 0,5k_{be}), \quad d_2 = d_{e2}(1 - 0,5k_{be}).$$

Диаметры эквивалентных цилиндрических колес

$$d_{v1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1}; \quad d_{v2} = \frac{d_2}{\cos \delta_2}.$$

Числа зубьев эквивалентных цилиндрических прямозубых колес

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta}.$$

Эквивалентное передаточное число (только для распространения расчетов на контактную прочность цилиндрических передач и конические)

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2} = \left(\frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} \right)^2 = u^2.$$

Модуль принимается равным нормальному модулю на середине ширины венца.

Для расчета на контактную прочность в формулу для контактных напряжений цилиндрических колес, выраженную через окружную силу F_t , подставляем

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{e1}(1 - 0,5k_{be})},$$

$b = k_{be}R_e = 0,5k_{be}d_{e1}/\sin \delta_1$, вместо d_1 подставляем $d_{v1} = d_1/\cos \delta_1 = d_{e1}(1 - 0,5k_{be})/\cos \delta_1$, а u заменяем на $u_v = (\cos \delta_1/\cos \delta_2)^2$ и производим приближенную замену $(1 - 0,5k_{be})^2$ на $1,04(1 - k_{be})$.

Кроме того, вводим установленный опытом коэффициент понижения несущей способности конических передач по сравнению с эквивалентными цилиндрическими γ (обычно принимают $\gamma = 0,85$).

После преобразований получаем

$$\sigma_H = Z \sqrt{\frac{3,85 \cdot 10^3 K_H T_1}{\gamma(1 - k_{be})k_{be}d_{e1}^3 u}} \leq [\sigma]_H,$$

где, как и в цилиндрических передачах,

$$Z = Z_E Z_H Z_\epsilon;$$

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\gamma}.$$

В отечественной практике большее применение сохранила традиционная форма расчета

$$\sigma_H = 3 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{T_{1H} K_{H\beta} K_{H\alpha}}{(1 - k_{be})k_{be} \vartheta_H d_{e1}^3 u}},$$

где $\vartheta_H = \frac{\gamma}{Z_E^2 K_{H\alpha}}$ — коэффициент, назна-

чаемый для прямозубых передач равным 0,85, а для передач с круговым зубом, определяемый по формулам:

при твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни H_1 и колеса $H_2 \leq 350$ НВ

$$\vartheta_H = 1,22 + 0,21u;$$

при твердости $H_1 \geq 45\text{HRC}$, и $H_2 \leq 350 \text{ HB}$

$$\vartheta_H = 1,13 + 0,13u;$$

при твердости H_1 и $H_2 \geq 45\text{HRC}$,

$$\vartheta_H = 0,81 + 0,15u.$$

Наружный диаметр шестерни с круговыми зубьями при конструкторском расчете для рекомендуемого отношения $k_{be} = b/R_e = 0,285$ можно найти из формулы

$$d_{e1} = 1650 \sqrt[3]{\frac{T_{1H} k_H}{[\sigma]_H^2 \vartheta_H u}}.$$

Допускаемое напряжение обычно определяют по менее твердому колесу пары. Но при твердости одного или обоих колес пары менее HB 350 при перепаде твердостей $\text{HB}_1 - \text{HB}_2 \geq 100$ и при окружной скорости $v \leq 20 \text{ м/с}$ (условие прирабатываемости) допускаемое напряжение для этих колес можно назначать

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \leq 1,15[\sigma]_{H2},$$

где $[\sigma]_{H2} \leq [\sigma]_{H1}$.

Формулы проверочного расчета на изгиб конических зубчатых колес (также с учетом пониженной до ϑ_F несущей способности по сравнению с цилиндрическими):

$$\sigma_{F1} = \frac{2,7 \cdot 10^3 T_{F1} K_{Fv}}{b d_{e1}} \frac{K_{F\beta} Y_{F1}}{m_e \vartheta_F} \leq [\sigma]_{F1}.$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma]_{F2},$$

где $\vartheta_F = 0,85$ — для прямозубых передач; для передач с круговым зубом с учетом данных AGMA (США) определяется в зависимости от твердости шестерни H_1 и колеса H_2 по следующим формулам:

$$\vartheta_F = 0,94 + 0,08u \text{ при } H_1 \text{ и } H_2 \leq 350 \text{ HB};$$

$$\vartheta_F = 0,85 + 0,043u \text{ при } H_1 \geq 45\text{HRC}, \text{ и } H_2 \leq 350 \text{ HB};$$

$$\vartheta_F = 0,65 + 0,11u \text{ при } H_1 \text{ и } H_2 \geq 45\text{HRC}.$$

Расчетная формула для проектного расчета конических зубчатых колес, если

основным критерием является прочность на изгиб, а числа зубьев заданы заранее, имеет вид

$$m_e = \sqrt[3]{\frac{2,7 \cdot 10^3 T_{F1} K_{Fv} K_{F\beta} Y_{F1}}{\psi_m z_1 [\sigma]_{F1} \vartheta_F}}.$$

Коэффициент формы зубьев следует выбирать в зависимости от эквивалентных чисел зубьев z_{v1} и z_{v2} по табл. 10.3, увеличенными на 20 %.

Круговые зубья с точки зрения прочности отличаются от прямых и косых зубьев дуговой формой и начальным касанием в точке. Поэтому в СССР и за рубежом широко применяют специальные расчеты конических передач с круговыми зубьями AGMA, разработанные фирмой зуборезных станков «Глисон», имеющей большой опыт проектирования, изготовления и испытания конических зубчатых передач. Эти расчеты имеют ту же основу, что и изложенные, но и имеют некоторые специфические особенности.

§ 10.14. КПД ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Потери мощности в зубчатых передачах в основном складываются из потерь: а) на трение в зацеплении; б) на разбрызгивание масла; в) в подшипниках. В особо быстроходных передачах могут быть значительными вентиляционные потери.

Общий КПД передачи

$$\eta = 1 - (\psi_z + \psi_p + \psi_n),$$

где ψ_z , ψ_p , ψ_n — относительные потери в зацеплении, на разбрызгивание масла и в подшипниках.

Потери в зацеплении вызываются силами трения между зубьями. Силы трения в режиме полужидкостной смазки растут с увеличением шероховатости поверхности, с уменьшением вязкости масла и с уменьшением скорости. Влияние этих факторов на силу трения в значительной степени связано с их влиянием на несущую способность масляного клина между зубьями.

При больших скоростях вступают в силу зависимости, характерные для гидродинамической смазки.

Потери на трение в зацеплении обычно принимают пропорциональными полезной нагрузке и относят к так называемым нагрузочным потерям. Коэффициент трения скольжения между зубьями f в зависимости от указанных факторов обычно колеблется в пределах 0,025...0,08. За расчетные можно принимать следующие его значения в зависимости от суммарной скорости качения $v_{\Sigma} = 2v_{\text{окр}} \sin \alpha_t$:

v_{Σ} , м/с . . .	1	10	20	30	60
f	0,08	0,06	0,05	0,04	0,025

Относительные потери в зацеплении прямозубых и косозубых передач вычисляют как отношение работы сил трения скольжения между зубьями при повороте колес на один шаг к передаваемой колесами полезной работе за тот же период:

$$\psi_3 \approx 2,3f \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) k_{\psi},$$

где k_{ψ} — коэффициент, равный для некорригированного зацепления 1; для зацепления с высотной коррекцией при $x=0,5$ $k_{\psi}=1,15$; при $x=0,8$ $k_{\psi}=1,4$, знак «+» для внешнего, «-» для внутреннего зацепления.

Формула показывает, что потери сильно увеличиваются с уменьшением чисел зубьев, особенно шестерни.

Потери на размешивание и разбрызгивание масла растут с увеличением вязкости масла, окружной скорости, ширины колес, глубины погружения. В отличие от потерь на трение в зацеплении они не зависят от нагрузки и поэтому относятся к числу постоянных потерь.

Относительные потери на размешивание и разбрызгивание масла для колеса, погруженного в масло на глубину, равную одинарной или двойной высоте зуба, могут быть приближенно определены по следующим формулам:

$$\psi_p = \frac{F_p}{F_t} \quad \text{и} \quad F_p = cb \sqrt{v v / (z_1 + z_2)},$$

10.15. Средние значения КПД зубчатых передач на подшипниках качения

Конструкция	Передача	
	цилиндрическая	коническая
Закрытая среднескоростная с жидкой смазкой	0,98	0,97
Закрытая высокой точности с жидкой смазкой	0,99	0,98
Быстроходная		
Открытая с пластичной смазкой	0,96	0,95

где F_p — окружная сила, затрачиваемая на размешивание и разбрызгивание масла, Н; $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$ — окружная сила передачи, Н; v — окружная скорость, м/с; b — ширина колес, мм; v — динамическая вязкость масла при рабочей температуре, Па·с; c — коэффициент, равный 30 (при струйной смазке $c=20$).

Потери в подшипниках см. с. 361, 390.

Средние значения КПД зубчатых передач на подшипниках качения при использовании полной расчетной мощности приведены в табл. 10.15.

При передаче неполной мощности КПД значительно ниже вследствие влияния постоянных потерь, т. е. потерь, не зависящих от передаваемой мощности.

§ 10.15. ВЕРОЯТНОСТНЫЙ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Чтобы расчет был приемлемым для широкого применения, введем в него значения рассеяния только тех параметров, для которых оно существенно. Многие параметры в прочностных расчетах заведомо можно считать детерминированными с номинальными значениями. Для параметров, имеющих малое рассеяние, выбираем надежные расчетные значения. Для большей строгости рассматриваемые ниже расчеты можно называть вероятностными расчетами с учетом рассеяния основных случайных параметров.

Учитываем рассеяние следующих параметров: 1) коэффициентов нагрузки — внешней нагрузки K_A , внутренней динамики K_v , концентрации нагрузки K_B , распределения нагрузки между зубьями K_H ; 2) предельных по прочности напряжений.

Коэффициент внешней нагрузки K_A обычно задается предельными значениями $K_{A \max}$ и $K_{A \min}$. Соответственно среднее значение $\bar{K}_A = 0,5(K_{A \max} + K_{A \min})$.

В обычном предположении, что все поле рассеяния покрывается шестью средними квадратическими отклонениями S_A , получим $S_A = (K_{A \max} - K_{A \min})/6$ и соответственно коэффициент вариации

$$v_A = \frac{K_{A \max} - K_{A \min}}{6\bar{K}_A}.$$

Рассеяние внутренней динамической нагрузки в основном определяется рассеянием разности Δ шагов зацепления, причем динамическая нагрузка принимается пропорциональной $\sqrt{\Delta}$.

Собственно коэффициент динамичности нагрузки $K_v = 1 + c \sqrt{\Delta}$. Из этого выражения следует, что коэффициент вариации v_v коэффициента K_v меньше коэффициента вариации

v_Δ динамической надбавки в $\frac{\bar{K}_v - 1}{\bar{K}_v}$. Отсюда

$$v_v = \frac{\bar{K}_v - 1}{2\bar{K}_v} v_\Delta.$$

Наличие числа 2 в знаменателе вызвано тем, что в формуле для K_v величина Δ находится под квадратным корнем. Для инженерных расчетов можно принять $v_\Delta = 0,25$.

Концентрация нагрузки по ширине венца складывается из составляющей упругих деформаций, которая может быть принята детерминированной, и составляющей от погрешностей изготовления, которая является случайной величиной. Принимаем долю детерминированной составляющей равной 2/3. Тогда доля случайной составляющей равна 1/3 и соответствующее поле рассеяния коэффициента концентрации нагрузки равно 2/3 ($\bar{K}_\beta - 1$).

При обычном предположении, что среднее квадратическое отклонение S_β составляет 1/6 поля рассеяния, коэффициент вариации

$$v_\beta = \frac{S_\beta}{\bar{K}_\beta} = \frac{\bar{K}_\beta - 1}{9\bar{K}_\beta}.$$

Среднее значение коэффициента \bar{K}_β определяют по среднему значению угла перекося валов под зубчатой передачей.

Коэффициент вариации коэффициента K_α , учитывающего распределение нагрузки между зубьями, в первом приближении можно оценивать из условия, что диапазон значений $\bar{K}_\alpha - 1$ покрывается $6S_\alpha$, где S_α — среднее квадратическое отклонение K_α .

$$S_\alpha = \frac{K_\alpha - 1}{3}; \quad v_\alpha = \frac{\bar{K}_\alpha - 1}{3\bar{K}_\alpha}.$$

Составляющие общего коэффициента нагрузки K условно рассматриваем независимым и определяем коэффициент вариации v_K по правилу квадратического суммирования:

$$v_K = \sqrt{v_A^2 + v_v^2 + v_\beta^2 + v_\alpha^2}.$$

Статистические характеристики сопротивления усталости зубьев устанавливаются испытанием зубчатых колес-образцов, а сопротивления контактной усталости также испытанием роликов с типичным для зубчатых колес скольжением. Преимущественно используются характеристики, определенные при 50 %-ной вероятности разрушения. При необходимости использования экспериментальных значений пределов выносливости образцов, соответствующих 90 %- и 99 %-й вероятности безотказной работы, для перехода к 50 %-й вероятности нужно эти значения разделить на $1 - u_p v_{\lim}^0$, где u_p — квантиль распределения, соответственно равная 1,28 и 2,32.

Коэффициенты вариации натуральных зубчатых колес несколько больше, чем коэффициенты вариации колес-образцов (вследствие дополнительного влияния межпластового рассеяния, колебаний твердости, радиусов переходных кривых):

$$v_{\lim} = \sqrt{(v_{\lim}^0)^2 + 0,1^2}.$$

Вероятность сохранения работоспособности по сопротивлению контактной усталости и усталости по изгибу оценивается обычным способом. Определяется квантиль распределения

$$u_p = - \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_{\lim}^2 + v_\sigma^2}},$$

где $\bar{n} = \bar{\sigma}_{\lim} / \bar{\sigma}$ — коэффициент запаса прочности по средним значениям; $\bar{\sigma}_{\lim}$ — среднее значение предела контактной $\bar{\sigma}_{H \lim}$ или изгибной $\bar{\sigma}_{F \lim}$ выносливости; $\bar{\sigma}$ — среднее значение действующего контактного $\bar{\sigma}_H$ или изгибного $\bar{\sigma}_F$ напряжения (вычисляемое при средних значениях коэффициентов нагрузки); $v_{F \lim}$ — коэффициент вариации пределов выносливости, принимаемый равным 0,08...0,1 для улучшенных нормальных и нормализованных зубчатых колес и 0,1...0,14 для поверхностно-упрочненных; для $v_{H \lim}$ значения меньше на 10...20 %; v_σ — коэффициент вариации действующих напряжений, равный v_k или $0,5v_k$ соответственно для напряжений изгибных или контактных.

Затем по таблицам для нормального распределения по вычисленному значению квантили определяют вероятность безотказной работы.

§ 10.16. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ЭВМ

Использование ЭВМ позволяет проанализировать влияние параметров зацепления, зуборезного инструмента на качество передачи и выбрать вариант, наилучшим образом отвечающий требованиям.

Принципиальная схема алгоритма показана на рис. 10.28.

Исходные данные (символ 2) включают: вращающий момент и частоту вращения тихоходного вала, ресурс работы, режим нагружения, передаточное отношение, минимальный и максимальный углы наклона зубьев, минимальное число зубьев шестерни, тип передачи (цилиндрическая внешнего или внутреннего зацепления, коническая). Кроме того, вводятся сведения об исходном контуре, о материале колес и их химико-термической обработке, о стандартных значениях размеров (ряд модулей, предпочтительных чисел диаметральных и линейных размеров) и др.

Расчет ведут в следующем порядке:

1. Определяют (символ 3) допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба. Так как контактные напряжения зависят от окружной скорости, а изгибные — от модуля, то предварительно берут $v=3$ м/с, $m=1$ (в дальнейшем они уточняются).

2. В начале расчета (символ 4) определяют предварительные размеры передачи, числа зубьев колес, модуль (символ 5).

3. Определяют коэффициенты нагрузки (символ 6) и контактные напряжения (символ 7) по предварительно выбранным размерам. Если контактные напряжения больше допускаемых (символ 8), то увеличивают размеры a_w , d_{e2} (символ 9), округляют их по ряду предпочтительных чисел и возвращаются к определению допускаемых напряжений (символ 3). Этот цикл повторяется до тех пор, пока не будет удовлетворено условие символа 8.

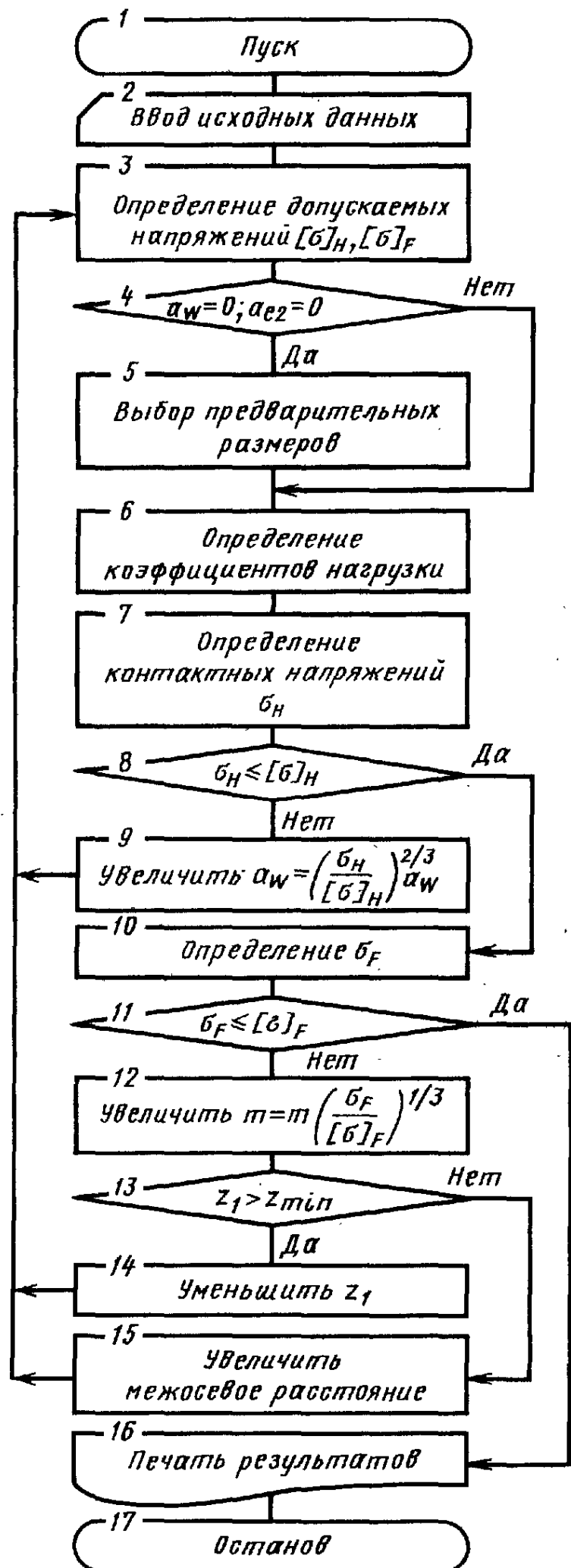


Рис. 10.28. Схема алгоритма расчета зубчатых передач

4. Определяют напряжения изгиба (символ 10) и сравнивают их с допускаемыми (символ 11). Если условие символа 11 удовлетворяется, то печатают результаты счета (символ 16) и заканчивают счет (символ 17).

Если условие символа 11 не выполняется, то увеличивают модуль (символ 12). Если число зубьев шестерни больше минимального (символ 13), то уменьшают число зубьев и возвращаются к началу цикла (символ 3).

Если число зубьев получится меньше минимально допустимого, то увеличиваются размеры a_w , d_{e2} . В этом случае эти размеры определяются прочностью зубьев на изгиб.

Для оптимизации параметров передачи по массе можно ввести их варьирование. В качестве варьируемых параметров можно взять относительную ширину колес и межосевое расстояние.

В качестве оценки качества передачи можно принять безразмерный коэффициент, пропорциональный массе колес, косвенно отражающий стоимость зубчатой передачи:

$$\alpha = \frac{b_w a_w^2 \sigma_F \cos^2 \beta}{T_1 z_1 (1 + u)^2},$$

где a_w , b_w , β — межосевое расстояние, ширина колес, угол наклона зубьев; σ_F — напряжение изгиба; T_1 , z_1 — момент и число зубьев шестерни; u — передаточное число.

Для зубчатых колес с высокой твердостью рабочих поверхностей изменение числа зубьев эквивалентного зубчатого колеса ($z_1/\cos^3 \beta$) от 10 до 25 уменьшает значение α в 1,4 раза. Рациональные значения зубьев $z_1/\cos^3 \beta = 17 \dots 25$.

§ 10.17. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ НОВИКОВА

Эвольвентная система зацепления, получившая в технике ввиду своих бесспорных достоинств широчайшее распростра-

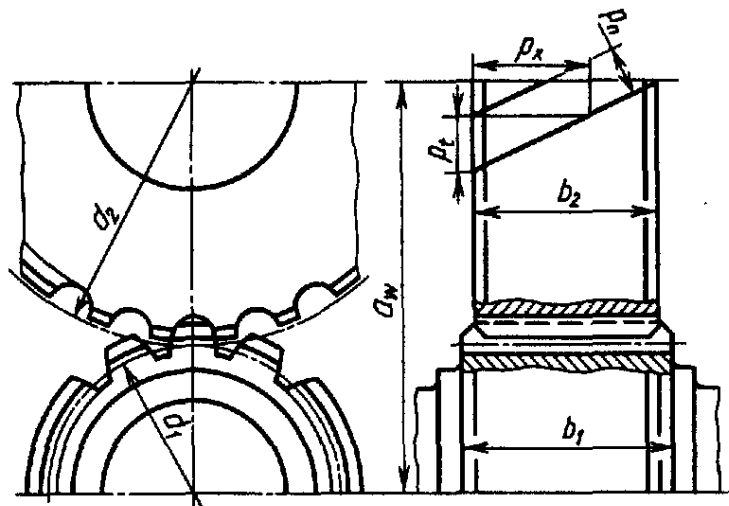


Рис. 10.29. Цилиндрическая передача Новикова ОЛЗ

нение, имеет, однако, некоторые недостатки: а) малые приведенные радиусы кривизны рабочих поверхностей; б) повышенную в связи с линейным контактом зубьев чувствительность к перекосам; в) потери на трение в зацеплении в связи с существенным скольжением.

Эти недостатки уменьшены в зацеплении Новикова.

В этом зацеплении (рис. 10.29) контакт зубьев перемещается не по профилю, как в прямозубом эвольвентном зацеплении, а вдоль зуба, причем скорость перемещения и угол давления остаются постоянными.

Это позволяет очерчивать профили зубьев несопряженными кривыми, в частности дугами окружностей с близкими радиусами кривизны при внутреннем касании. Линия зацепления расположена параллельно осям колес, а не в плоскости их вращения.

Необходимым условием непрерывности зацепления зубьев и постоянства мгновенного передаточного отношения является условие, чтобы коэффициент перекрытия был больше единицы. В косозубых эвольвентных передачах он складывается из торцового и осевого коэффициентов перекрытия. В передаче Новикова торцовый коэффициент перекрытия равен нулю. Следовательно, осевой коэффициент перекрытия должен быть больше единицы, и колеса обязательно должны иметь не прямые

зубья. Активные поверхности зубьев представляют собой трубчатые круговинтовые поверхности, поэтому передачи Новикова можно называть круговинтовыми передачами.

В продольной плоскости в связи с большими радиусами кривизны активных поверхностей касание происходит также с большим приведенным радиусом кривизны. Таким образом, давление распространяется на значительную площадь контакта.

Передачи Новикова обладают повышенной контактной несущей способностью по сравнению с эвольвентными в 1,5...2 раза. Это вызвано, во-первых, касанием выпуклой поверхности по вогнутой и соответственно большой площадкой контакта и, во-вторых, повышенной удельной несущей способностью масляного клина между зубьями. Последнее связано с тем, что скорость качения направлена перпендикулярно к линии контакта и в несколько раз превышает таковую в эвольвентных передачах.

Передачи Новикова получили распространение в СССР и за рубежом в редукторах общего назначения, в судостроении и ряде других отраслей машиностроения. В планетарных передачах и коробках передач (скоростей) вследствие большей ширины, чем в прямозубых эвольвентных, их применение затруднено.

В связи с циклическим изменением опорных реакций в обычных косозубых передачах Новикова следует считать перспек-

тивными для быстроходных мощных машин шевронные передачи Новикова или передачи Новикова с арочным зубом, обеспечивающие постоянство реакций.

Применение передач Новикова началось с передач с одной линией зацепления (ОЛЗ), а в настоящее время в основном применяют передачи с двумя линиями зацепления (ДЛЗ), которые рассматриваются ниже.

В передачах с одной линией зацепления профиль зуба одного колеса (как правило, шестерни) делается выпуклым (см. рис. 10.29), а другого — вогнутым.

Если ведущим является зубчатое колесо с выпуклым профилем зубьев, то точка контакта расположена за полюсом и передачу называют заплосной. Если ведет колесо с вогнутым профилем, то передача становится доплосной.

Выпуклый профиль располагается вне начальной окружности, что позволяет делать шестерню без врезания в вал при значительно меньшем числе зубьев, чем при эвольвентном профиле. Радиусы кривизны профилей выбирают весьма близкими по абсолютной величине. В результате приработки обеспечивается касание по высоте зубьев, близкое к линейчатому.

Передачу с двумя линиями зацепления можно представить как сочетание доплосной и заплосной передачи. Головки зубьев шестерни и колеса имеют выпуклый профиль, а ножки — вогнутый.

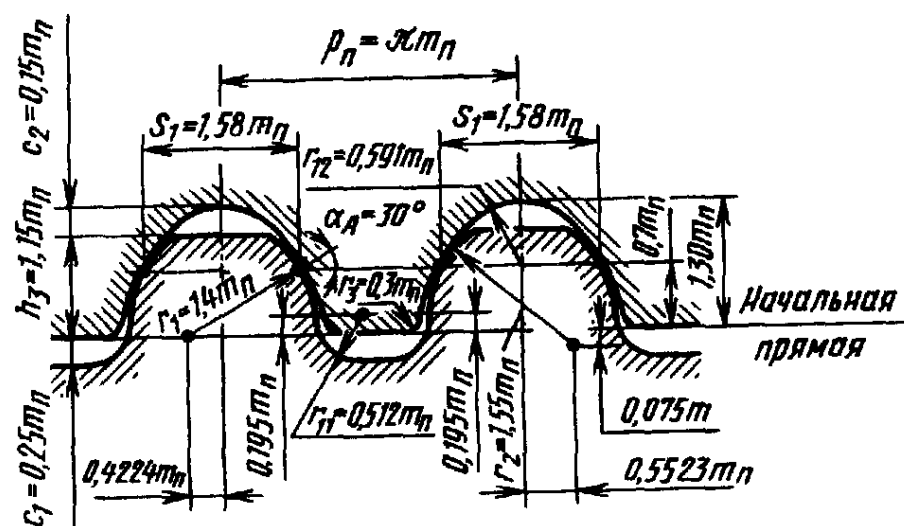


Рис. 10.30. Исходный контур, нормаль МН 4229—63

Для нарезания выпуклых и вогнутых зубьев требуются разные инструменты. Зубья передач с двумя линиями зацепления нарезают одним инструментом. Эти передачи обладают большей контактной и изгибной прочностью.

Исходный контур в нормальном сечении передач с одной линией зацепления с твердостью зубьев до 320 НВ (рис. 10.30) установлен нормалью МН 4229—63. Угол давления принят равным 30° , глубина захода зубьев $1,15 m$, соотношение радиусов кривизны профилей $\rho_f \approx 1,1 \rho_a$.

Основное применение в настоящее время получили передачи Новикова ДЛЗ с исходным контуром по ГОСТ 15023—76 и перспективными контурами ДЛЗ 1,0—0,15 и ДЛЗ 0,7—0,15.

Контур по ГОСТ 15023—76 (рис. 10.31) распространяется на передачи твердостью ≤ 320 НВ с $m \leq 16$ мм и $v \leq 20$ м/с. Более высокие показатели обеспечивают контуры ДЛЗ 1,0—0,15 и ДЛЗ 0,7—0,15.

Контур ДЛЗ 1,0—0,15 (рис. 10.32) с радиусами профилей в долях от нормального модуля 1,0 и 1,15 применяют при твердости

зубьев $\leq 40\text{HRC}_3$.

Контур ДЛЗ 0,7—0,15 (рис. 10.33) с радиусами профилей 0,7 и 0,85 применяют при твердости $\geq 45\text{HRC}_3$. Передачи с контуром ДЛЗ 1,0—0,15 проверены в эксплуатации при v до 98 м/с.

Числа зубьев шестерен z_1 выбирают обычно в диапазоне 10...25, меньшие значения — при больших передаточных числах и малых скоростях. Малые значения z_1 допустимы в связи с отсутствием подреза.

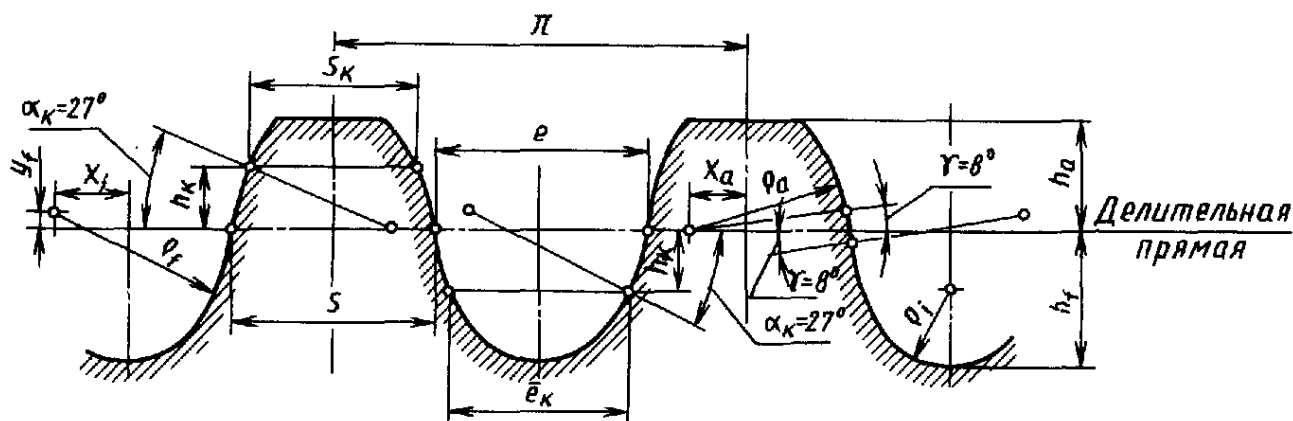
Модуль m — нормальный (в соответствии с ГОСТ 14186—69), выбирается по первому предпочтительному или по второму ряду:

1-й ряд	1,6	2	2,5	3,15	4
2-й ряд	1,8	2,25	2,8	3,55	4,3

1-й ряд	5	6,3	8	10	12,5	16
2-й ряд	5,6	7,1	9	11,2	14	18

С ростом модуля растут размеры опасного сечения зуба и длина линии контакта, поэтому существенно увеличиваются как изгибная, так и контактная прочность.

Угол наклона зубьев рекомендуют выбирать 10...25° для косозубых пере-



Модуль m в мм	Параметры исходного контура, доли модуля												
	ρ_a^*	ρ_f^*	ρ_i^*	χ_a^*	χ_f^*	y_f^*	h_a^*	h_f^*	\bar{h}_k	\bar{s}_k^*	\bar{e}_k^*	s^*	e^*
От 1,6 до 3,15	1,14742	1,30742	0,52424	0,39270	0,50526	0,07264	0,90	1,05	0,52092	1,25932	1,31932	1,53199	1,60960
От 3,15 до 6,3	1,14920	1,28920	0,51806	0,39270	0,48994	0,06356	0,90	1,05	0,52172	1,26250	1,31750	1,53559	1,60600
" 6,3 " 10	1,15098	1,27098	0,51129	0,39270	0,47462	0,05448	0,90	1,05	0,52254	1,26566	1,31567	1,53919	1,60240
" 10 " 16	1,15277	1,25277	0,50382	0,39270	0,45938	0,04540	0,90	1,05	0,52334	1,26885	1,31385	1,54279	1,59880

Рис. 10.31. Исходный контур по ГОСТ 15023—76

Диаметр делительной окружности
Диаметр вершин зубьев
Диаметр впадин зубьев
Расчетная ширина венца
Ширина венца колес
Межосевое расстояние

Шестерня	Колесо
$d_1 = mz_1 / \cos \beta$	$d_2 = mz_2 / \cos \beta$
$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m$	$d_{a2} = d_2 + 2h_a^* m$
$d_{f1} = d_1 - 2h_f^* m$	$d_{f2} = d_2 - 2h_f^* m$
$b_w = \pi m \varepsilon_\beta / \sin \beta$	
$b_1 = b_w + (0,5 \dots 1,5) m$	$b_2 = b_w$
$a = 0,5(z_1 + z_2) / \cos \beta$	

Здесь $h_a^* = h_a / m$ — коэффициент головки зуба; $h_f^* = h_f / m$ — коэффициент ножки зуба.

Для контура ДЛЗ по ГОСТ 15023—76 $h_a^* = 0,90$, $h_f^* = 1,05$; для контура ДЛЗ 1,0—0,15 $h_a^* = 0,75$, $h_f^* = 0,90$; для ДЛЗ 0,7—0,15 $h_a^* = 0,60$, $h_f^* = 0,75$.

Расчет передач Новикова на контактную прочность ведется на основе формулы Герца для сжатия цилиндров. За расчетную длину принимается длина условной линии контакта по высоте зубьев, реализуемая после приработки зубьев,

$$l = \rho_a (\alpha_2 - \alpha_1),$$

где ρ_a — радиус профиля головки; α_1 и α_2 — предельные углы давления на линии контакта, рад.

Приведенный радиус кривизны зубьев в плоскости, перпендикулярной линии контакта,

$$\rho_e = d_w u / [2(u \pm 1) \sin \alpha_k \cos \beta \sin^2 \beta].$$

Условие контактной прочности (в общепринятых для расчета зубчатых передач обозначениях и размерностях СИ, кроме линейных размеров) можно записать в следующем виде:

$$\sigma_H = Z_M Z_\beta Z_k \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1^2 m} \frac{u \pm 1}{u}} \times \frac{K_{Hv} K_{H\alpha}}{K_e} \leq [\sigma]_H.$$

Здесь все коэффициенты, кроме коэффициента материала $Z_M = \sqrt{E / \pi(1 - \mu^2)}$, специфичны.

Коэффициент Z_β , зависящий от угла β (в градусах) наклона зубьев и учитывающий действительную площадь контакта, приведен на рис. 10.35.

Коэффициент, учитывающий длину условной линии контакта по высоте зуба,

$$Z_k = \sqrt{\operatorname{tg} \alpha / \rho_a^* (\alpha_2 - \alpha_1)},$$

где α_1 и α_2 — в радианах. Для исходных контуров по ГОСТ 15326—76 $Z_k = 0,8$, для контуров ДЛЗ 1,0—0,15 $Z_k = 0,95$ и ДЛЗ 0,7—0,15 $Z_k = 1,22$.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между головкой и ножкой зуба

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,7 h_a^* \sqrt{u - 1} / z_1.$$

Коэффициент K_{Hv} динамичности нагрузки можно принимать таким же, как для эвольвентных передач (см. табл. 10.5).

Коэффициент K_e распределения нагрузки по площадкам контакта, одинаковый в расчетах на контактную и изгибную прочность, для передач ДЛЗ при $\varepsilon_\beta > 1$

$$K_e = 2K_p + \frac{\Delta \varepsilon}{2K_p}.$$

Здесь цифры 2 в числителе и знаменателе учитывают две линии зацепления.

Расчет передач Новикова на изгибную прочность ведут по местным напряжениям σ_F под действием нагрузки, распределенной на площадках контакта равномерно по высоте зуба и по эллиптическому закону вдоль зуба:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y_k \frac{2 \cdot 10^3 T}{m^3 z} \times \frac{K_{Fv} K_{F\alpha}}{K_e} \leq [\sigma]_F.$$

Здесь коэффициент формы зубьев Y_F определяется по рис. 10.34. Коэффициент Y_β , учитывающий влияние угла β наклона зубьев (и включающий экспериментальную поправку на отличие действительной

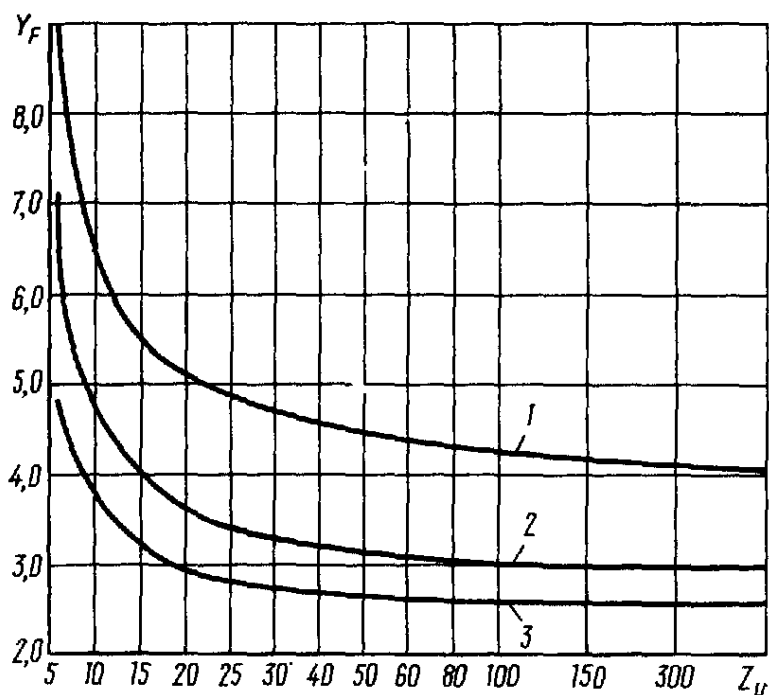


Рис. 10.34. Коэффициент Y_F формы зубьев: 1 — ГОСТ 15023-76; 2 — ДЛЗ-1,0-0,15; 3 — ДЛЗ-0,7-0,15

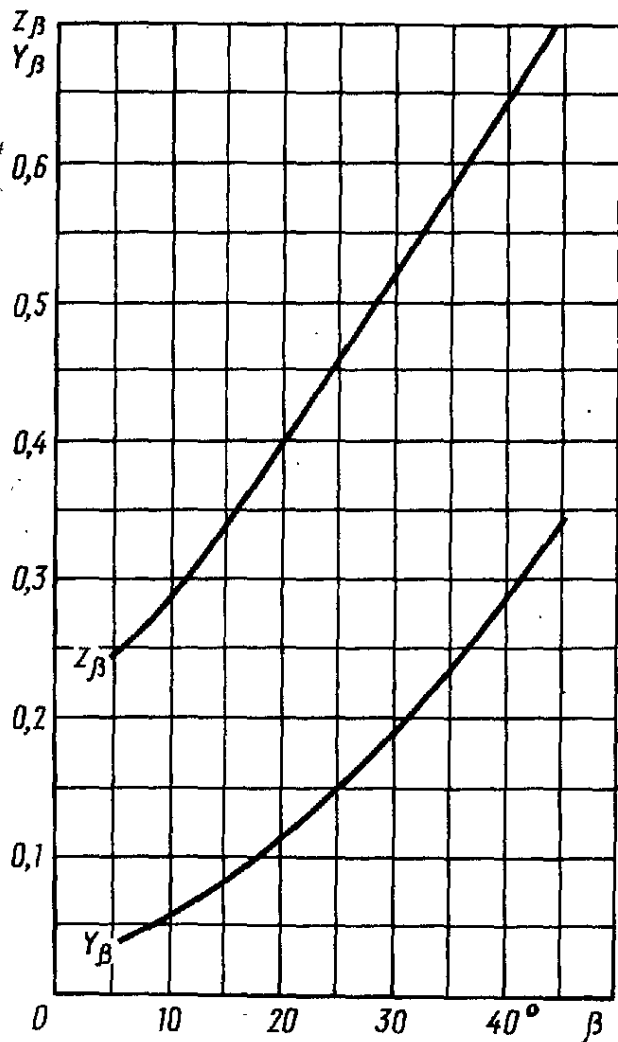


Рис. 10.35. Коэффициент Y_β и Z_β

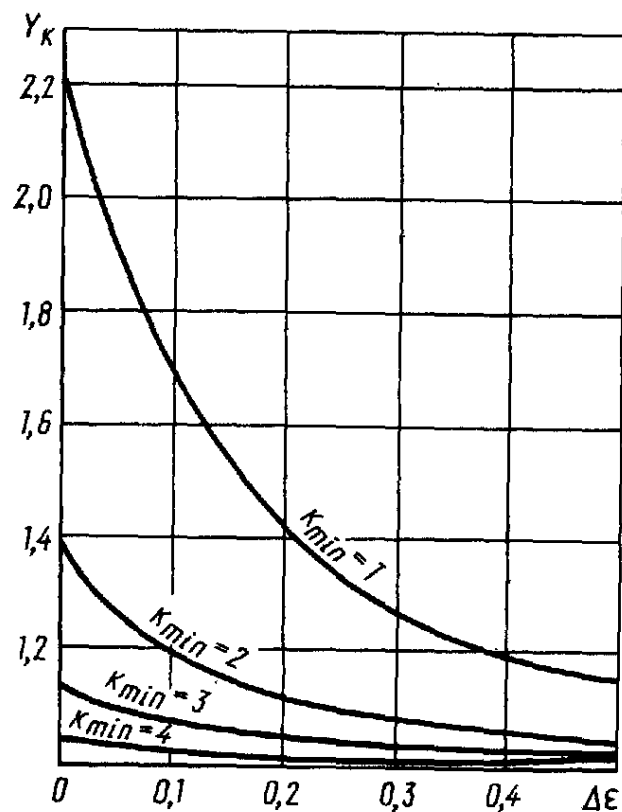


Рис. 10.36. Коэффициент Y_k

площадки от принятых в расчетной схеме), приведен на рис. 10.35.

Коэффициент Y_k пространственного изменения напряжений вследствие перемещения площадки контакта по длине зуба приведен на рис. 10.36 в зависимости от минимального числа k_{min} площадок контакта и от $\Delta\epsilon$. Для передач ОЛЗ $k_{min} = 1$. Для передач ДЛЗ $k_{min} = 2k_p$, а при некоторых сочетаниях параметров $2k_p + 1$.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между головкой и ножкой

$$K_{Fa} = 1 + 0,85h_a^* \sqrt{u-1}/z_1.$$

Для передач ДЛЗ с твердостью ≤ 350 НВ при $z_1 \geq 20$ и $u \leq 4$ можно принимать $K_{Fa} = 1$.

Коэффициент динамичности нагрузки K_{Fv} можно принимать таким же, как для эвольвентных передач.

Расчет на изгиб производят для менее прочного колеса из пары.

Выбор допускаемых напряжений, учет переменности режима работы для передач Новикова проводят так же, как для эвольвентных.

В настоящее время исследуются передачи Новикова с высокой твердостью активных поверхностей. Разработан и утвержден ОСТ на исходный контур твердых передач Новикова.

§ 10.18. ПЕРЕДАЧИ С АРОЧНЫМИ ЗУБЬЯМИ

В последние годы получают распространение цилиндрические передачи с арочными зубьями (арочные). Арочные передачи весьма перспективны благодаря существенным преимуществам: малой чувствительности к перекосу осей и повышенной прочности зубьев на изгиб.

Арочные зубья нарезают резцовыми головками методами периодического или непрерывного деления. В первом случае линия зуба представляет собой дугу окружности, во втором — дугу удлиненной циклоиды. При этом достаточной для практических расчетов точностью профиль арочного зуба в среднем торцовом сечении соответствует профилю прямого эвольвентного зуба. Форма арочного зуба характеризуется следующими двумя геометрическими параметрами: коэффициентом длины зуба $\psi_m = b_w/m$ и коэффициентом крутизны арки зуба $\psi_R = b_w/R$, где R — установочный радиус резца на резцовой головке, b_w — ширина зубчатого венца. Обычно принимают $\psi_m = 10 \dots 20$, $\psi_R = 1,1 \dots 1,3$.

Для расчета на прочность колесо с арочными зубьями заменяют эквивалентным колесом с шевронными зубьями с такими же диаметром начальной окружности, числом зубьев и модулем. Угол наклона эквивалентного полушеврона для указанного диапазона значений ψ_R соответственно равен $16 \dots 20^\circ$.

Расчет на прочность арочных передач с начальным контактом зубьев по линии ведут по ГОСТ 21354—87, как для эквивалентных шевронных передач, но с учетом следующих специфических особенностей. Расчет на сопротивление контактной усталости ведут для зацепления в полюсе в

среднем торцовом сечении зуба. Поэтому коэффициент Z_H , учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, рассчитывают, как для прямозубых передач. Расчеты показывают, что вследствие осевой самоустановки зубчатых колес влияние перекоса арочных зубьев незначительно. Поэтому в расчетах принимают $K_{H\beta} = 1$.

При расчете арочных передач на сопротивление изгибной усталости расчетный угол перекоса зубьев определяют по приближенной формуле $\gamma = (2,3\psi_R - 0,7) \times \times \varepsilon_\alpha \psi_m^{-1} \gamma_\Sigma$, где γ_Σ — суммарный угол перекоса осей зубчатых колес в плоскости зацепления. Влияние дуговой формы линии зуба на увеличение по сравнению с прямым зубом изгибной прочности учитывают по аналогии с косозубыми передачами эмпирическим коэффициентом.

Расчет на прочность арочных передач с начальным контактом зубьев в точке базируется на той же основе, что и изложенный выше, но имеет следующее отличие. Напряженное состояние зоны контакта для расчета на сопротивление контактной усталости и закон распределения нагрузки по ширине венца для расчета на сопротивление усталости при изгибе следует определять по теории Герца. Расчеты показывают, что оптимальная локализация контакта арочных зубьев обеспечивает при перекосе осей зубчатых колес дополнительное существенное снижение контактных и изгибных напряжений.

§ 10.19. ЗУБЧАТЫЕ РЕДУКТОРЫ

Зубчатые редукторы — это механизмы, служащие для понижения угловых скоростей и увеличения крутящих моментов и выполняемые в виде отдельных агрегатов. Зубчатые редукторы имеют широкое применение, особенно в подъемно-транспортном, металлургическом, химическом машиностроении, в судостроении и т. д.

При малых общих передаточных отношениях применяют одноступенчатые редукторы (рис. 10.37, а). Передаточные числа

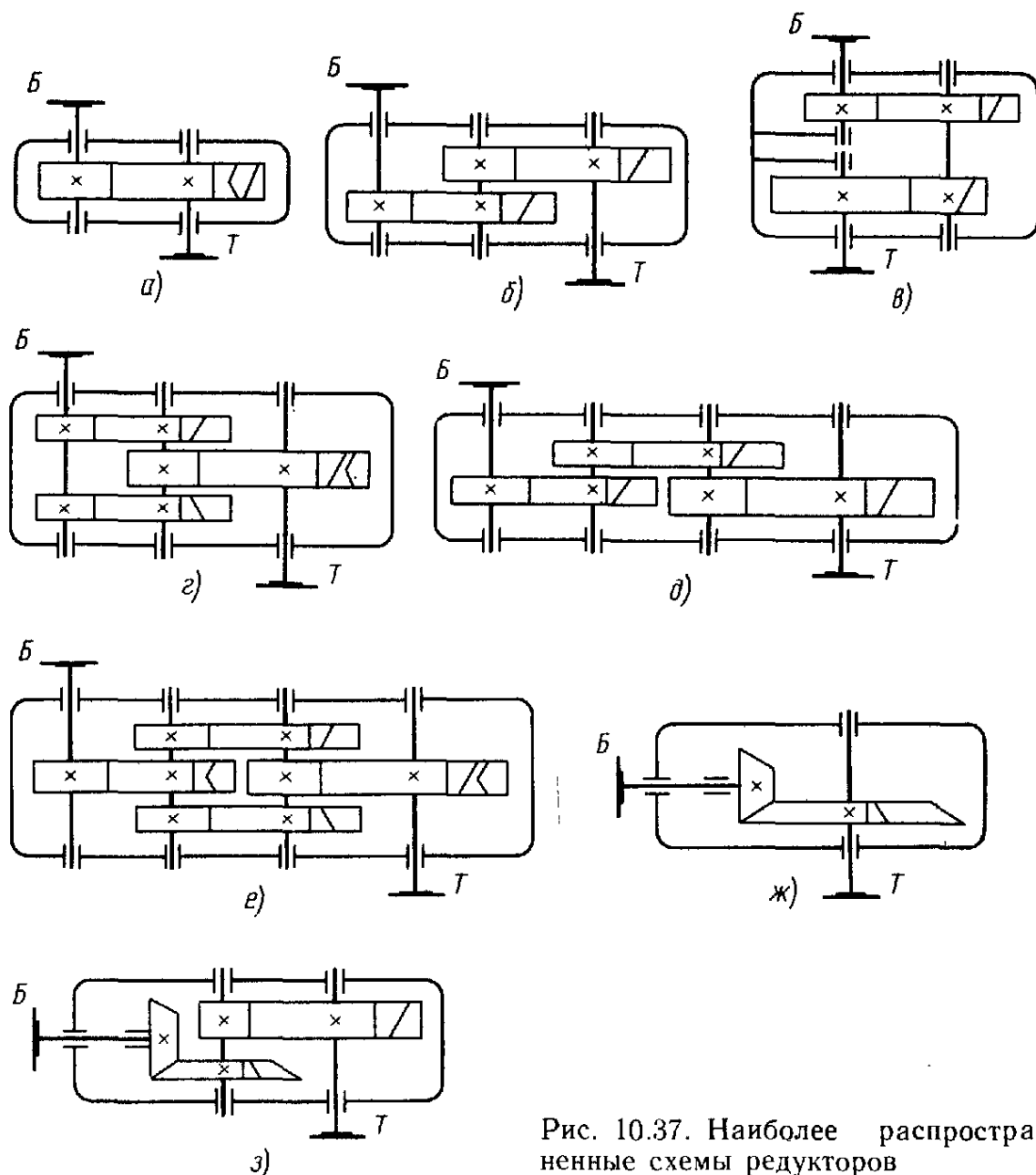


Рис. 10.37. Наиболее распространенные схемы редукторов

целесообразно выбирать не больше 6,3 (предпочтительно до 5) во избежание увеличения габаритов. Наибольшее распространение в настоящее время имеют двухступенчатые редукторы. Для них наиболее характерны передаточные отношения 6,3...40(50).

При передаточных отношениях 25...250 применяют трехступенчатые редукторы (рис. 10.37, д, е). Их область применения расширяется за счет двухступенчатых редукторов с большими передаточными отношениями, но одновременно их, естественно, будут частично заменять более компактными планетарными и волновыми редукторами.

Межосевые расстояния редукторов назначают из ряда R20.

Передаточные отношения редукторов выбирают по нормальному ряду чисел со знаменателем 1,25 (1-й предпочтительный ряд) или со знаменателем 1,12 (2-й ряд). Конструктивные соотношения передач редукторов приведены на с. 154—157.

Из двухступенчатых редукторов наибольшее распространение имеют редукторы по развернутой схеме (рис. 10.37, б). Эти редукторы наиболее просты. Они имеют наименьшую ширину, но несимметричное расположение колес на валах приводит к повышенной концентрации нагрузки по длине зуба. Поэтому такие редукторы требуют жестких валов. Указанный недостаток больше сказывается при закаленных до высокой твердости колесах и неравномерной нагрузке (приработка затруднена).

В целях улучшения условий работы наиболее нагруженной тихоходной ступени применяют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 10.37, *г*). Для обеспечения равномерной нагрузки обеих зубчатых пар быстроходной ступени их делают косозубыми, причем одну пару — правой, а другую — левой, и один вал устанавливают на подшипниках, допускающих осевую самоустановку. Деформации валов тихоходной ступени не вызывают какой-либо существенной концентрации нагрузки по длине зубьев вследствие симметричного расположения колес. Редукторы получаются на 20 % легче редукторов по развернутой схеме.

Отношение межосевых расстояний тихоходной и быстроходной ступени двухступенчатых редукторов $a_{\omega T}/a_{\omega B}=1,12\dots1,6$. Большее значение оптимально при больших передаточных отношениях и постоянном режиме нагрузки. В соответствии с преимущественными условиями использования редукторов целесообразна тенденция уменьшения этого отношения. Так, для крановых редукторов рекомендуют 1,25.

Соосные редукторы (рис. 10.37, *в*) имеют малые габариты по длине. Их применение следует расширять.

Трехступенчатые редукторы выполняют по развернутой схеме (рис. 10.37, *д*), аналогичной схеме, показанной на рис. 10.37, *б*, или по схеме (рис. 10.37, *е*) с раздвоенной промежуточной ступенью. В последних обеспечиваются благоприятные условия для работы быстроходной и тихоходной ступеней.

При необходимости взаимной перпендикулярности входного и выходного валов и небольшом передаточном отношении применяют конические редукторы (рис. 10.37, *ж*), а при больших передаточных отношениях — комбинированные коническо-цилиндрические редукторы (рис. 10.37, *з*). Быстроходной делают коническую передачу.

Общее передаточное отношение двух- и многоступенчатых редукторов разбивают между ступенями в соответствии с заданными условиями оптимизации. Основным

условием для редукторов общего назначения является минимум массы и соответственно минимум объема. Для двухступенчатых несоосных редукторов выгодно обеспечивать равенство диаметров колес быстроходной и тихоходной ступени. Соответственно передаточное число быстроходной ступени $u_B = (0,75\dots1) \sqrt[3]{u^2}$, где коэффициент 0,75 принимают при переменном режиме (коэффициент долговечности <1), а коэффициент 1 — при постоянном режиме.

В трехступенчатых редукторах в связи с ограничением предельных передаточных чисел в паре обычно диаметры колес быстроходной ступени делают меньше, а колес промежуточной и тихоходной ступени — близкими один к другому.

Существуют также другие специфические критерии оптимизации.

В последнее время значительное распространение получили мотор-редукторы, которые более экономичны, чем тихоходные высокомоментные электродвигатели, они имеют более высокие КПД и пусковой момент.

Обозначения типоразмеров редукторов складываются из прописных первых букв их наименований (Ц — цилиндрический, К — конический, П — планетарный), числа ступеней, основного параметра (мм) тихоходной ступени (межосевого расстояния, диаметра основания делительного конуса, радиуса водила) и передаточного отношения. В начале обозначения мотор-редукторов добавляется буква М.

Первостепенным общим критерием технического уровня редукторов является отношение массы редуктора к допустимому моменту на его тихоходном валу: $\gamma = m/T$, где m в кг, T в Н·м. Его величина в наибольшей степени зависит от твердости зубчатых колес. У редукторов основных типов с цементированными и закаленными зубьями $\gamma = 0,03\dots0,05$ и имеет тенденцию к снижению.

Валы, как правило, подвергают улучшению до твердости 270...300 НВ; валы с диаметрами до 80 мм допускается изготавливать из стали 45, валы с $d = 80\dots125$ мм — из стали 40Х, валы

с $d=125\ldots 200$ мм — из сталей 45ХЦ, 40ХН, 35ХМ. Имеется тенденция применять гладкие валы одного диаметра с разными посадками. Концы валов целесообразно выполнять коническими.

Опоры валов редукторов, как правило, выполняют в виде подшипников качения. Подшипники скольжения в настоящее время применяют только при очень стесненных диаметральных габаритах (в планетарных передачах) и при жестких требованиях к виброакустическим свойствам.

Основным типом подшипника для фиксированных в осевом направлении валов следует считать конический роликоподшипник с бомбинированными роликами.

Если расстояние между опорами невелико (не превышает 600—700 мм), обычно применяют наиболее простую установку подшипников враспор (рис. 10.38). При больших расстояниях между опорами так устанавливать подшипники нецелесообразно из-за температурных деформаций.

В этих случаях вал фиксируют от осевых перемещений в одной опоре, воспринимающей также осевые нагрузки, если они имеются, а вторую опору выполняют плавающей. В тяжелых редукторах иногда приходится ставить по два подшипника в опоре.

При отсутствии необходимости точного осевого фиксирования валов целесообразно применять нерегулируемые подшипники, в

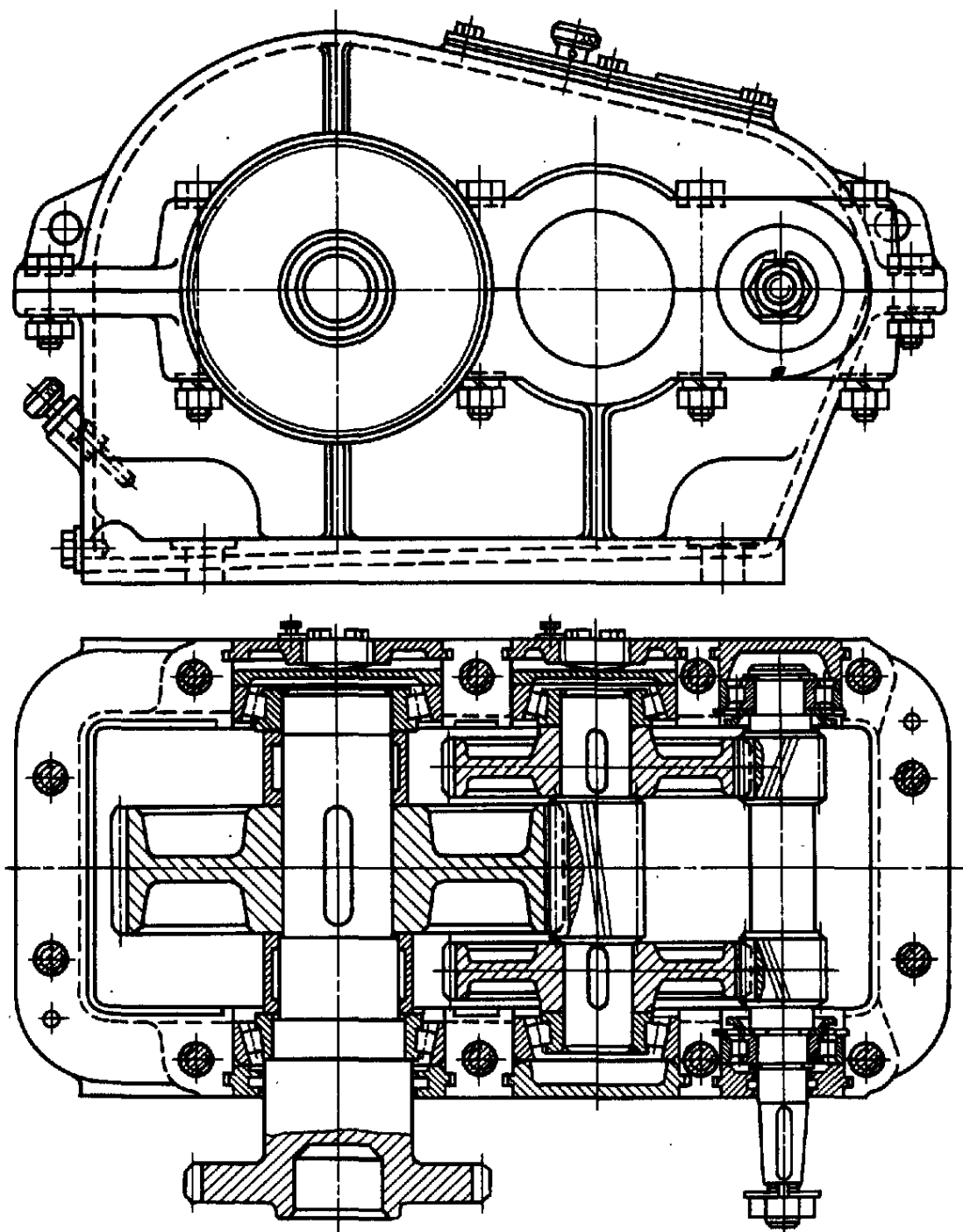


Рис. 10.38. Редуктор двухступенчатый цилиндрический

частиности, при умеренных нагрузках радиальные шарикоподшипники.

В редукторах с шевронной передачей быстроходный вал передачи устанавливают на плавающих, обычно цилиндрических роликподшипниках, что обеспечивает самоустановку вала по оси и одинаковую нагрузку полушвернов.

Корпуса редукторов рекомендуется формировать плоскостями с внутренним расположением фланцев, ребер, бобышек, болтов в карманах.

Корпуса редукторов обычно выполняют литыми из серых чугунов средней прочности СЧ 15 и СЧ 20. Корпуса тяжелых редукторов при ударной нагрузке выполняют литыми из высокопрочного чугуна, например СЧ 40, или из стали. В единичном и мелкосерийном производствах корпуса выполняют сварными из листовой стали. В дальнейшем область применения сварных редукторов может быть расширена использованием гнутых и штампованных элементов.

Толщины стенок чугунных литых корпусов можно выбирать по эмпирической зависимости

$$\delta = 2\sqrt[4]{0,1T_2} \geq 6 \text{ мм} [T_2 — \text{момент на тихоходном валу (Н·м)}]; \text{ толщину стенок крышек } \delta_k = 0,9\delta.$$

$$\text{Диаметры болтов крепления крышки } d = \sqrt[3]{T_2} \geq 10 \text{ мм, фундаментных } d_f = 1,25d \geq 12 \text{ мм.}$$

При окружных скоростях на зубчатых колесах до 12,5 м/с применяют преимущественно картерное смазывание зацепления: в картер заливают масло, образующее масляную ванну. Зубчатые колеса рекомендуют погружать в масло на глубину 4...5 модулей. Тихоходные колеса (второй и третьей ступеней) при необходимости допустимо погружать на глубине до 1/3 диаметра колеса.

При высоких окружных скоростях колес применяют струйное смазывание. Масло, прокачиваемое насосом, проходит через фильтр, а при необходимости через охладитель, и подводится через сопло, а на широкие колеса — через распределители (трубки с отверстиями), обеспечивающие равномерное распределение масла по длине зубьев.

Вязкость масла выбирают тем выше, чем больше нагрузка и меньше скорость.

Наибольшее применение имеют средние минеральные индустриальные масла с вязкостью $\nu_{50} = 30...60 \text{ мм}^2/\text{с}$. Имеются тенденции повышения вязкости масел.

Для особо быстроходных и легких передач в целях уменьшения потерь на трение применяют масло И-Л-А-22 и менее вязкие масла. В тяжелых тихоходных редукторах при $v \leq 5 \text{ м/с}$ применяют тяжелые индустриальные масла.

Смазывание подшипников качения редукторов наиболее просто осуществляется разбрыз-

гиванием масла зубчатыми колесами (масляным туманом). Масло попадает в подшипники непосредственно или через маслособираательные желобки. Для сохранения в подшипнике небольшого запаса масла полезно предусматривать козырьки. Если смазывание разбрызгиванием неприменимо, например, из-за малых окружных скоростей зубчатых колес (менее 4 м/с) или наличия в масляной ванне продуктов изнашивания, применяют пластичную смазку. При этой смазке предусматривают некоторое пространство для заполнения смазкой и маслоудерживающие шайбы. При больших частотах вращения и нагрузках применяют принудительное смазывание от общей системы.

Целесообразный срок службы зубчатых редукторов 10...50 тыс. ч в зависимости от условий применения.

Расчет редукторов состоит из расчета элементов — зубчатых передач, валов, подшипников и теплового расчета (для быстроходных передач). Тепловой расчет быстроходных редукторов производят по аналогии с расчетом червячных редукторов.

§ 10.20. ПЕРЕДАЧИ МЕЖДУ ВАЛАМИ С ПЕРЕКРЕЩИВАЮЩИМИСЯ ОСЯМИ — ВИНТОВЫЕ И ГИПОИДНЫЕ

В передачах с пересекающимися осями (коническими колесами) одно из колес, как правило, приходится устанавливать консольно, что ухудшает условия работы передачи.

В передачах с перекрещивающимися осями оба вала можно вывести за пределы передачи в обоих направлениях. Это может представить существенные преимущества при необходимости приводить от одного вала несколько других. Для передач с перекрещивающимися осями характерна плавность работы. Но в них имеют место повышенные скорости скольжения, изнашивания и потери на трение.

Винтовые зубчатые передачи. Винтовыми называются передачи, состоящие из косозубых цилиндрических колес с перекрещивающимися осями (рис. 10.39).

В винтовых передачах начальное касание между зубьями происходит в точке в условиях значительных скоростей сколь-

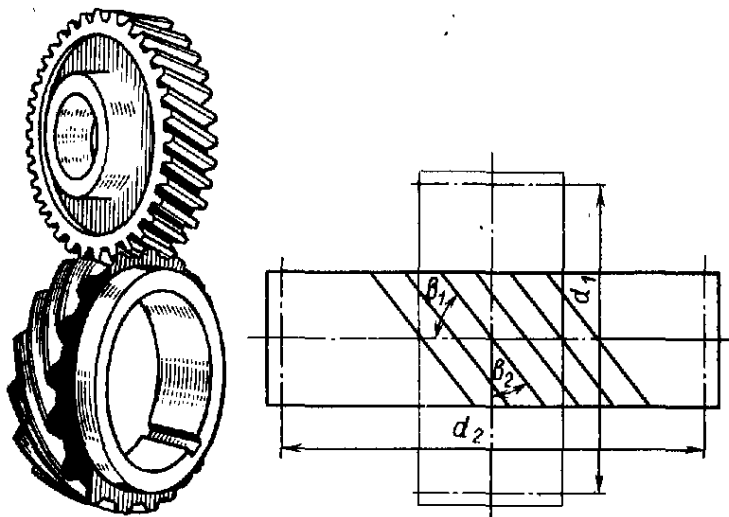


Рис. 10.39. Винтовая зубчатая передача

Рис. 10.40. Схема винтовой зубчатой передачи

жения. Поэтому несущая способность этих передач невелика, и они при значительных нагрузках уступают место гипоидным и многозаходным червячным.

Основное применение имеют винтовые передачи с межосевым углом, равным 90° , без коррекции.

Диаметры начальных и соответственно делительных цилиндров некорригированных колес (рис. 10.40):

$$d_1 = m_{t1} z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta_1};$$

$$d_2 = m_{t2} z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta_2},$$

где m_{t1} и m_{t2} — торцовые модули шестерни и колеса; β_1 и β_2 — углы наклона зубьев с осью колеса.

Межосевое расстояние

$$a_w \approx 0,5(d_1 + d_2).$$

Передаточное число

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

Выразив z_1 и z_2 через диаметры колес, получим

$$u = \frac{d_2 \cos \beta_2}{d_1 \cos \beta_1} = \frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg} \beta_1.$$

Таким образом, варьирование передаточного числа возможно путем изменения диаметров и углов наклона зубьев.

Как в передаче винт — гайка, КПД винтовых зубчатых передач сильно зависит от угла наклона зубьев. Наиболее высокий КПД получается при $\beta_1 \approx \beta_2$, точнее при $\beta_1 = 45^\circ - \varphi/2$ и $\beta_2 = 45^\circ + \varphi/2$, где φ — угол трения между зубьями (предполагается, как обычно, шестерня ведущая).

При необходимости обеспечить достаточно высокий КПД углы наклона зубьев выбирают равными или близкими по значениям.

Допускаемая по износу нагрузка (Н)

$$F = d^2 [k] \varphi,$$

где $d = \frac{d_1 d_2}{d_1 + d_2}$ — приведенный диаметр, мм;

$\varphi = \frac{1 + 0,5v_c}{1 + v_c}$ — коэффициент, зависящий от

скорости скольжения $v_c = v_1 / \sin \beta_1$, м/с; $[k]$ — условное допускаемое напряжение, МПа.

Материалы винтовых колес выбирают для лучшего сопротивления заеданию разнородными — закаленная сталь по бронзе ($[k] = 0,035/0,085$ МПа) или антифрикционной пластмассе ($[k] = 0,07/0,17$), закаленная сталь по закаленной стали ($[k] = 0,04/0,10$) (в числителе — допускаемое напряжение после непродолжительной приработки, а в знаменателе — после тщательной).

Гипоидные передачи. Гипоидные или конические винтовые передачи осуществляются коническими колесами с перекрещивающимися осями (рис. 10.41). Гипоидные колеса, как правило, выполняют с круговыми зубьями. Передаточные числа обычно выбирают в диапазоне от 1 до 10, в пределе до 60. Дополнительно к указанным общим достоинствам передач зацеплением с перекрещивающимися осями (плавность работы, возможность выводить валы за пределы передачи в обе стороны) гипо-

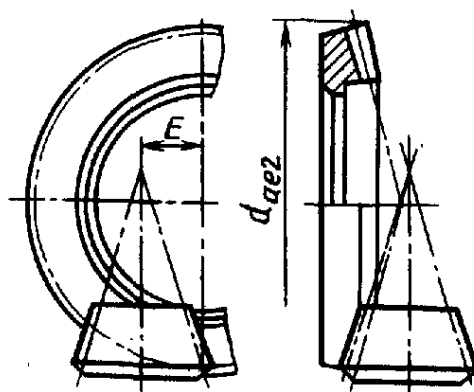


Рис. 10.41. Гипоидная передача

идные передачи обладают повышенной несущей способностью. Это прежде всего связано с тем, что в гипоидных передачах в отличие от винтовых обеспечивается контакт, близкий к линейному, с оптимальными формой и размерами пятна контакта. В этом отношении они аналогичны коническим передачам с криволинейными зубьями. Скорости скольжения в гипоидных передачах значительно меньше, чем в винтовых. При том же диаметре колеса и передаточном числе диаметр шестерни в гипоидных передачах получается больше, чем в конических.

Кроме того, зубья в гипоидных передачах хорошо притираются и не подвержены существенным искажениям вследствие достаточно равномерного скольжения по рабочей поверхности зубьев. Благодаря тому, что в зацеплении одновременно находится несколько пар зубьев, гипоидные передачи могут применяться в механизмах высокой точности, в частности в качестве делительных передач прецизионных зуборезных станков.

Значительное распространение гипоидные передачи получили в автомобилях и других транспортных машинах, в бумагоделательных, в текстильных и других машинах. В текстильных машинах гипоидные передачи делают возможным привод от одного вала до 200 веретен.

Недостатком гипоидных передач является повышенная опасность заеданий, связанная с наличием скольжения вдоль контактных линий. Средством повышения сопротивления заеданию гипоидных передач служит применение противозадирных смазочных материалов, которые были впервые разработаны применительно к гипоидным передачам.

Опасность заеданий тем меньше, чем меньше гипоидное смещение, т. е. межосевое расстояние E (см. рис. 10.41).

При проектировании гипоидных передач обычно выбирают гипоидное смещение $E = (0,2 \dots 0,3) d_{ae2}$; в передачах легковых автомобилей и легких грузовиков $E \leq 0,2 m_{te} z_c$, а в передачах тяжелых транспортных машин $E \leq 0,1 m_{te} z_c$, где

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Углы наклона зубьев шестерни с ее осью обычно выбирают $\beta_1 = 50^\circ$ или несколько уменьшают с увеличением числа зубьев: при $z_1 = 6 \dots 13$ $\beta_1 = 50^\circ$, при $z_1 = 14 \dots 15$ $\beta_1 = 45^\circ$; при $z_1 = 16$ $\beta_1 = 40^\circ$. При этом углы наклона зубьев колеса $\beta_2 = 30 \dots 35^\circ$ (сдвиг торцов зубьев колеса должен быть близким к 1,3 торцового шага).

Углы зацепления α для противоположных сторон зубьев получаются различными. Они меньше для вогнутой стороны зубьев шестерни и сопряженной выпуклой стороны зубьев колеса и соответственно больше для противоположных сторон. В чертежах достаточно указывать средний угол α_{cp} , который для передач машин общего машиностроения и легковых автомобилей $z_1 \geq 8$ обычно принимают равным $21^\circ 15'$, а для передач тяжелых транспортных машин $22^\circ 30'$.

Выбор направления зубьев шестерни (правое или левое) не является произвольным, а зависит от направления гипоидного смещения.

Геометрический расчет гипоидных передач аналогичен расчету конических с круговыми зубьями, но несколько сложнее. При расчете пользуются расчетными таблицами и графиками. Один из параметров приходится определять предварительно, а потом уточнять, т. е. пользоваться методом последовательного приближения.

Передаточное число гипоидных передач по аналогии с винтовыми цилиндрическими передачами

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2 \cos \beta_2}{d_1 \cos \beta_1},$$

где β_1 и β_2 — углы наклона зубьев шестерни и колеса, причем $\beta_1 + \beta_2 \neq 90^\circ$. Так как β_1 выбирают большим, чем β_2 , то при одинаковых диаметрах колес d_2 и передаточном числе u диаметр шестерни d_1 гипоидной передачи получается в $k = \cos \beta_2 / \cos \beta_1$ раз больше, чем в конической.

Расчет гипоидных передач по контактным напряжениям и на изгиб можно про-

изводить так же, как конических, при одинаковых диаметрах, ширинах и торцовых модулях.

При этом по контактной прочности получается дополнительный ресурс, так как приведенный радиус кривизны в гипоидных передачах получается в k^3 раз больше, чем в аналогичных конических. Полный геометрический и прочностной расчет гипоидных передач приведен в работе [51].

§ 10.21. ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Планетарными называют передачи, имеющие зубчатые колеса с перемещающимися геометрическими осями. Движение этих колес, называемых планетарными или сателлитами, сходно с движением планет, отчего передачи и получили свое название. Сателлиты обкатываются по центральным колесам, имеющим внешнее или внутреннее зацепление. Оси сателлитов закреплены в водиле и вращаются вместе с ним вокруг центральной оси.

Рассмотрим планетарный механизм по схеме 1 (табл. 10.16). Как и другие простые планетарные механизмы, он может иметь три соосных вала. Один из них обычно закрепляют неподвижно. Тогда механизм обладает одной степенью свободы и представляет собой простую планетарную передачу. Если вращаются все валы, то механизм называется дифференциальным и используется для сложения и разложения движений.

Как известно из теории механизмов, передаточные отношения планетарных механизмов удобнее всего определять, мысленно сообщив всей системе переносное движение с угловой скоростью, равной скорости водила, но обратной по знаку. Тогда получим механизм с остановленным водилом, т. е. так называемый приведенный механизм, который является иепланетарным. В приведенном механизме закрепленные звенья планетарной передачи предполагаются освобожденными. Для этого механизма записывают выражение передаточного отношения i_0 через угловые скорости звеньев относительно водила (уравнение Виллиса):

$$\frac{\omega_1 - \omega_B}{\omega_3 - \omega_B} = i_0.$$

Передаточное отношение i_0 считается положительным, если в приведенном механизме

входные и выходные звенья вращаются в одну сторону, и отрицательным, если — в разные стороны.

Для передачи по схеме 1 (см. табл. 10.16)

$$\frac{\omega_1 - \omega_B}{\omega_3 - \omega_B} = -\frac{z_3}{z_1},$$

где z_1 и z_3 — соответственно числа зубьев колес 1 и 3.

В этой передаче обычно колесо 3 закреплено, т. е. $\omega_3 = 0$.

Тогда передаточное отношение планетарной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_B} = 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$

Планетарные передачи имеют широкие области назначения и применения:

1. Редуцирование скорости — силовые передачи с малыми удельными габаритами и массой, кинематические передачи с большими передаточными отношениями.

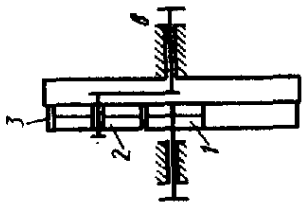
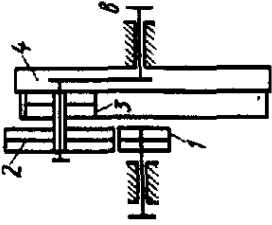
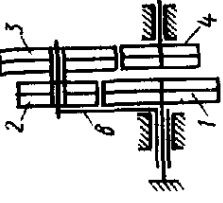
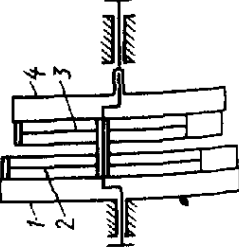
2. Сложение и разложение движений.

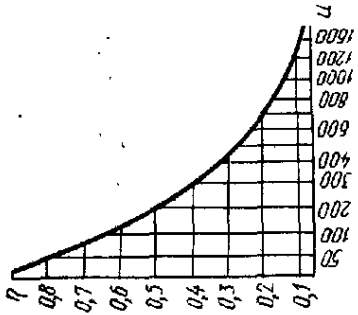
В настоящем курсе рассматриваются планетарные механизмы с позиций их использования как редукционных передач.

Преимущества планетарных передач (малые габариты и меньшая масса) объясняются следующими причинами: а) распределением нагрузки между сателлитами, благодаря чему нагрузки на зубьях меньше в несколько раз; б) большим передаточным отношением в одной ступени, что часто позволяет не прибегать к сложным многоступенчатым передачам; в) широким применением передач с внутренним зацеплением, обладающих повышенной несущей способностью. Кроме того, в связи с меньшими размерами планетарные передачи допускают термическую обработку колес до более высокой твердости.

Планетарные передачи работают с меньшим шумом, чем простые, что связа-

10.16. Основные типы планетарных передач

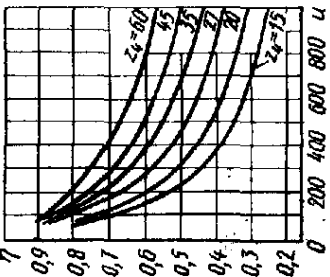
№ схемы	Схема	Передаточное отношение	Интервалы рациональ- ных переда- точных отно- шений	КПД передач с опорами качения	Характеристика и области применения
1		При $\omega_3 = 0$ $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$	3...12,5	0,96...0,99	Передача с высоким КПД, ха- рактерным для силовых передач, и ограниченным интервалом пе- редаточных отношений. Имеет широкое применение в силовых и вспомогательных приводах. В силовых передачах применя- ют от 2 до 20 сателлитов. Однорядная (одноступенчатая) передача по схеме 1 является простейшей и имеет минималь- ные габариты
2		При $\omega_4 = 0$ $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$	7...16	0,96...0,99	Передача с двухрядным сател- литом по схеме 2 имеет большие кинематические возможности за счет некоторого усложнения конструкции и несколько боль- ших осевых габаритов
3		При $\omega_1 = 0$ $u = \frac{\omega_2}{\omega_4} = \frac{1}{1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}}$	До 1600 и более		Передачи, имеющие большие кинематические возможности. Применяют при необходимости больших передаточных отноше- ний в случае, когда КПД не имеет значения (например, в пе- редачах приборов). При очень больших передаточных отноше- ниях мгновенное передаточное отношение может сильно коле- баться в связи с биениями коле- с
4			31,5...1600 и более		



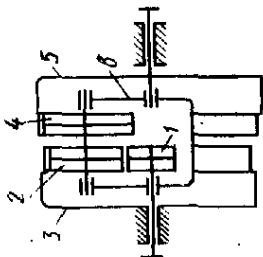
5

 При $\omega_3 = 0$

125...10 000



Передача, в которой внешние моменты воспринимаются тремя центральными колесами, а водило только поддерживает сателлиты. При средних передаточных отношениях применяется для силовых приводов, при больших — для вспомогательных приводов и приборов. Конструкция сложнее предыдущих



$$u = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3 z_4}{z_1 z_5}}$$

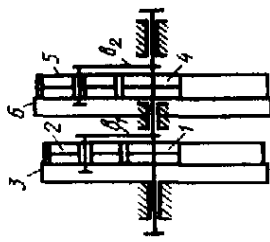
6

 При $\omega_3 = \omega_6 = 0$

16...125

0,93...0,97

Двухступенчатый редуктор, составленный из двух однорядных передач. Имеет высокий КПД. Применяется для силовых приводов в случаях, когда передаточное отношение передач по схемам 1 и 2 недостаточно



$$u = \frac{\omega_1}{\omega_{в2}} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \times \left(1 + \frac{z_6}{z_4}\right)$$

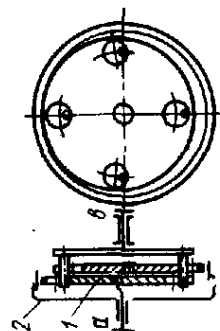
7

 При $\omega_2 = 0$

7,1...71

0,7...0,94

Передача, допускающая в одной паре значительные передаточные отношения. Ведущий вал приводит водило. Вращение сателлитов, сцепленных с неподвижным колесом 2, передается через пальцы ведомому валу. В передаче используется эвольвентное зацепление или цевочное, позволяющее уменьшить габариты и повысить КПД редуктора



$$u = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{z_1}{z_2 - z_1}$$

 Обычно
16...63

но с повышенной плавностью внутреннего зацепления, меньшими размерами колес, замыканием сил в механизме и передачей меньших сил на корпус.

Зато планетарные передачи требуют повышенной точности изготовления, имеют, как правило, большее число деталей и сложнее в сборке, чем передачи с неподвижными осями.

Планетарные передачи удобно встраиваются в электродвигатели, ходовые колеса, барабаны, шкивы.

Планетарные передачи в настоящее время выполняют для моментов до $5 \cdot 10^6$ Н·м, с шириной зубчатых венцов до 800 мм.

Наиболее распространенные типы планетарных передач и их характеристики приведены в табл. 10.16.

Большинство простых планетарных передач имеют по два центральных колеса и водило, участвующее в передаче моментов (обозначение $2k-h$, рис. 10.42). Применяют также передачи с тремя централь-

ными колесами и водилом, служащим только для поддержания сателлитов (обозначение $3k$, рис. 10.43).

Планетарные передачи по их кинематическим возможностям можно разбить на следующие группы:

1. Простые передачи с небольшими передаточными отношениями, но с высоким КПД (схемы 1, 2 в табл. 10.16 и рис. 10.42). Передачи пригодны для силовых приводов.

2. Простые передачи с большим интервалом передаточных отношений, но с пониженным КПД (схемы 3, 4 в табл. 10.16). У этих передач приведенные механизмы имеют положительные передаточные отношения.

Поэтому формулы для передаточных отношений планетарных передач имеют отрицательные члены, позволяющие варьировать передаточные отношения в широких пределах и получать значительную редукцию.

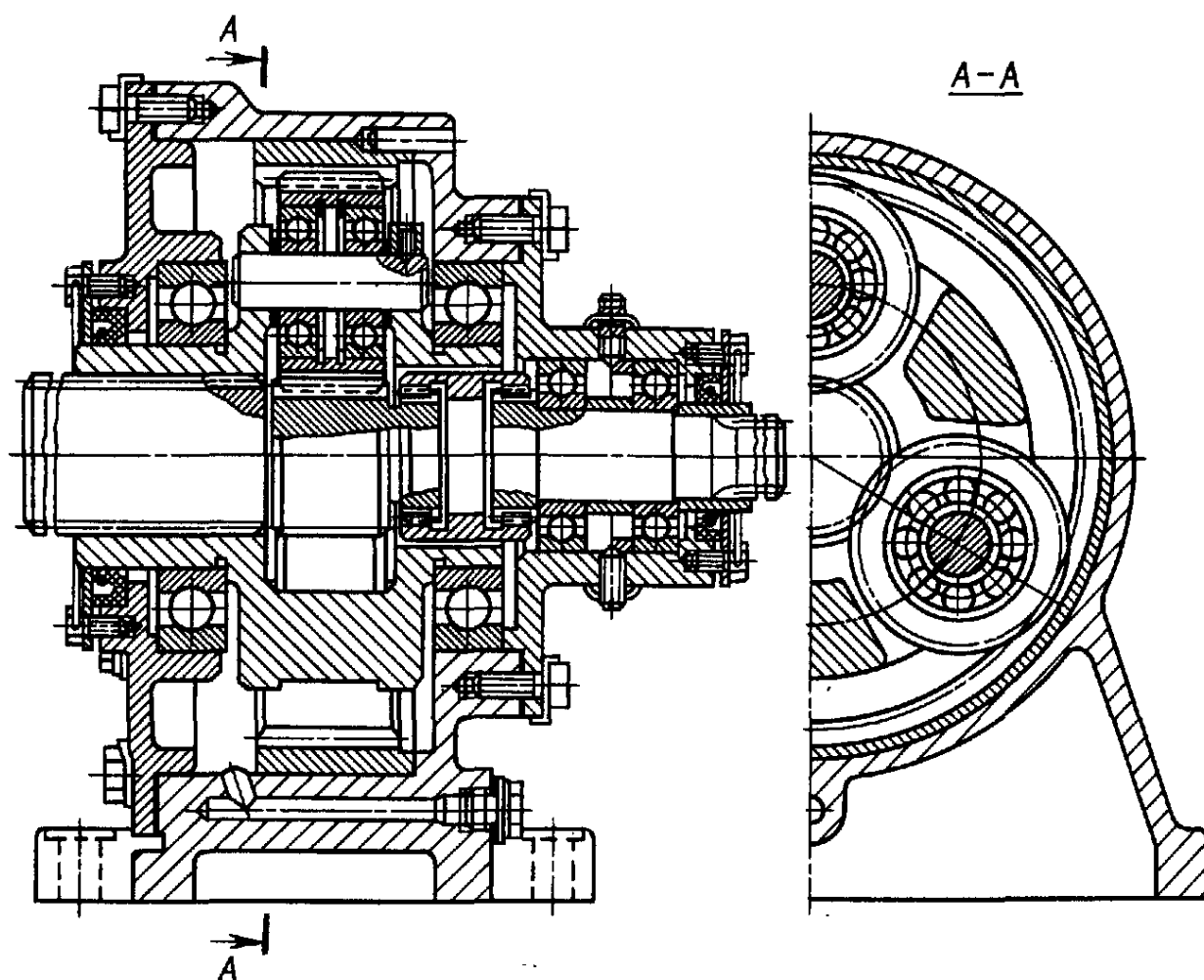


Рис. 10.42. Однорядная планетарная передача по схеме 1, табл. 10.16

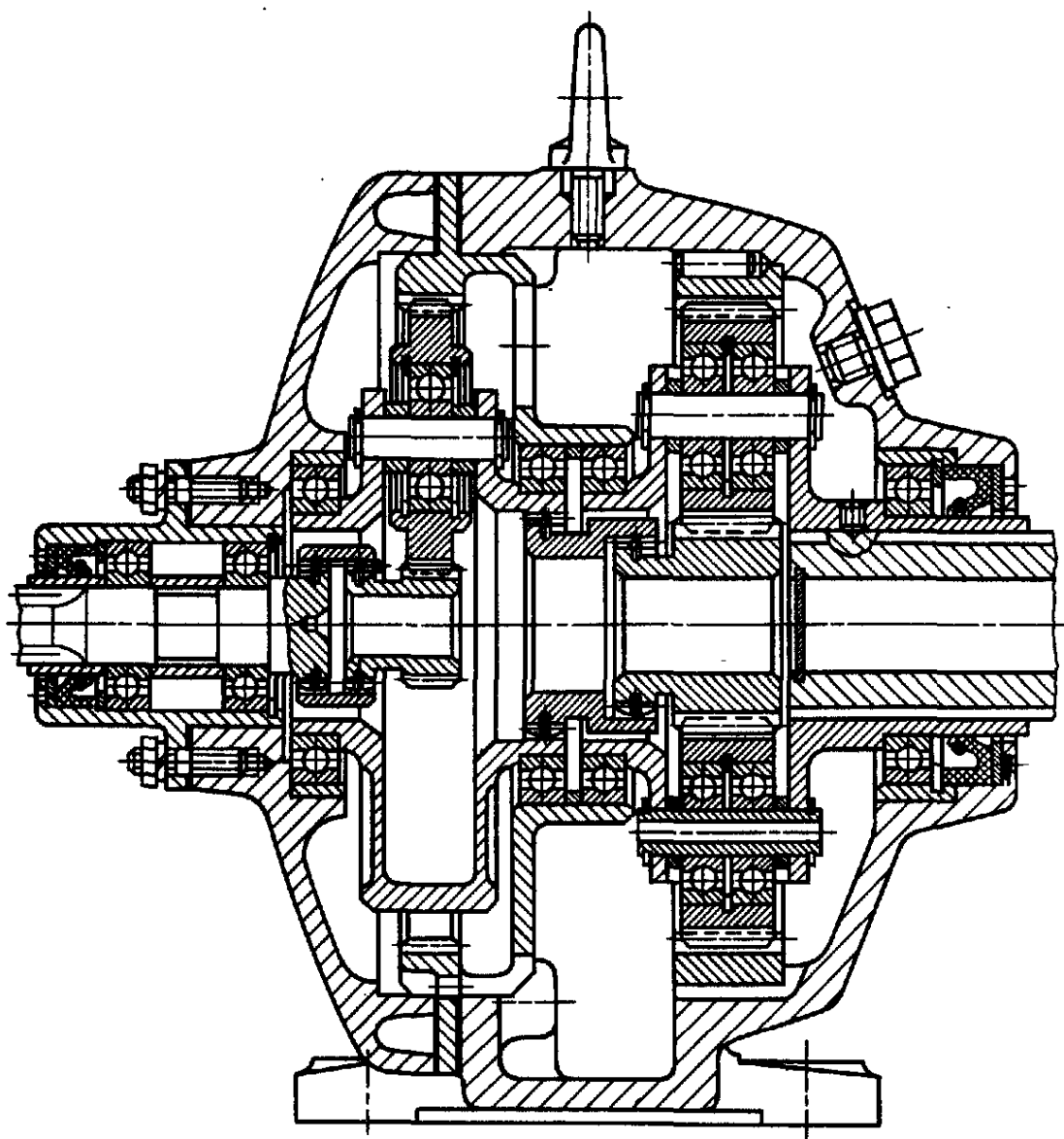


Рис. 10.43. Планетарная передача по схеме 6 табл. 10.16

3. Комбинированные передачи, составленные из двух простых зубчатых планетарных передач или зубчатой планетарной передачи и механизма параллельных кривошипов и т. д. (схемы 5, 6, 7, табл. 10.16). У них расширенные возможности. Двухступенчатые передачи целесообразно выполнять с одинаковыми радиусами водил.

При проектировании планетарных передач очень важно выбрать оптимальную схему, так как планетарные передачи разных схем для одной и той же цели могут иметь существенно различные габариты и в несколько раз отличающиеся потери.

КПД планетарных передач обычно резко падает с ростом передаточного отношения (см. табл. 10.16). При необходимости получения повышенного КПД иногда ока-

зывается целесообразным соединять планетарную передачу с непланетарной или даже последовательно соединять две планетарные передачи (см. рис. 10.43).

В планетарных передачах широко применяют зубчатые пары с внутренним зацеплением. Уменьшая разности чисел зубьев колес с внутренним зацеплением, можно значительно расширить кинематические возможности передач. Применяя передачу с углом зацепления $\alpha \approx 30^\circ$ и коэффициентом высоты головки $h_a^* = 0,75$, можно довести разность чисел зубьев до 3, а еще небольшим дополнительным уменьшением высоты головки зубьев — до 2. Угловой коррекцией зацепления, нарезанного нормальным двадцатиградусным долбяком, можно довести разность чисел зубьев до 1, но с пониженным КПД. В цевочных пла-

нетарных передачах (проектируемых по схеме 7, табл. 10.16) солнечное колесо выполняют с цевками (роликами на осях), а зубья сателлитов очерчивают по эквидистантам к эпициклоидам. Разность чисел цевок и зубьев обычно равна 1.

Существенное повышение качественных показателей планетарных передач достигается путем устранения избыточных связей [58].

Для устранения концентрации нагрузки по потокам и длине зубьев следует устанавливать одновенцовые сателлиты на сферических подшипниках и делать солнечное колесо плавающим.

Применяют также планетарные передачи с выравниванием нагрузки между потоками за счет податливости водила или обода с внутренними зубьями.

Зубчатые колеса планетарных передач можно рассчитывать так же, как непланетарных.

Числа зубьев колес определяют исходя из заданного передаточного отношения (см. табл. 10.16) и условий:

соосности $z_2 = 0,5(z_3 - z_1)$;

собираемости $(z_1 + z_3)/n_c = \text{целое число}$;

соседства $z_2 + 2 < (z_1 + z_2) \sin \pi/n_c$, где z_1, z_2, z_3 — числа зубьев солнечного колеса, сателлита и второго центрального колеса; n_c — число сателлитов.

При расчете планетарных передач на контактную и изгибную прочность рассматривают зубчатую пару, вводя к расчетному моменту на центральном колесе множитель K_c/n_c , где K_c — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами ($K_c = 1,15 \dots 1,20$ — при отсутствии избыточных связей, например, при плавающем солнечном колесе и $K_c = 2$ при отсутствии выравнивания нагрузки); $u = z_2/z_1 \geq 1$ — передаточное число колес рассчитываемого зацепления; ψ_d берут равным $0,7 \dots 0,5$ для термоулучшенных материалов, $0,5 \dots 0,3$ — для закаленных (меньшие значения для сателлитов с двойным зубчатым венцом).

При определении $K = K_\beta K_v$ коэффициент K_β находят как для консольно расположенных колес (см. с. 180), а K_v — для скорости

относительно водила.

При определении эквивалентного числа циклов нагружения N_E (см. с. 188) учитывают количество зацеплений (для центральных колес умножением на n_c).

Проектирование и расчет планетарных передач приведены в работе [44].

§ 10.22. ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Волновые передачи кинематически представляют собой планетарные передачи с одним из колес в виде гибкого венца. Гибкий венец 1 (рис. 10.44) деформируется генератором волн 3 и входит в зацепление с центральным колесом 2 в двух зонах.

Принцип волновых передач заключается в многопарности зацепления зубьев, которая определяет все положительные качества этих передач по сравнению с другими.

Волновые передачи в сравнении с обычными зубчатыми имеют меньшую массу и меньшие габариты, обеспечивают более высокую кинематическую точность, имеют меньший мертвый ход, обладают высокой демпфирующей способностью (в 4—5 раз большей, чем у обычных), работают с меньшим шумом.

При необходимости волновые передачи позволяют передавать движение в герметизированное пространство без применения сальников.

Волновые передачи позволяют осуществлять большие передаточные отношения в одной ступени; при зубчатых колесах из

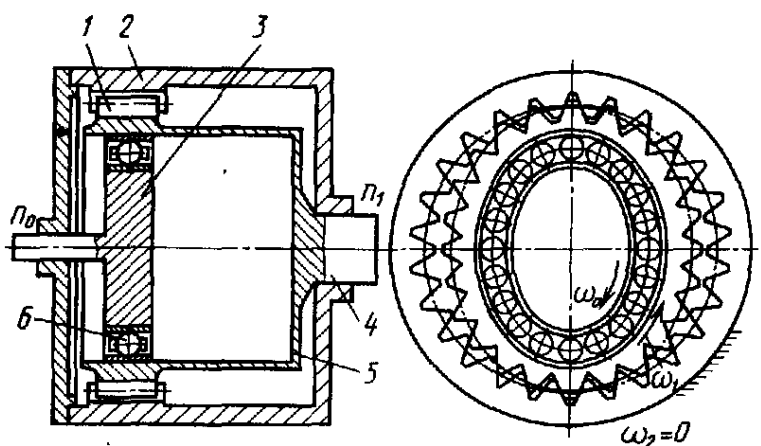


Рис. 10.44. Схема волновой передачи

стали $u_{\min}=60$ (ограничивается прочностью при изгибе гибкого колеса) и $u_{\max}=300$ (ограничивается минимально допустимой величиной модуля, равной 0,2...0,15 мм). При этом КПД равен 80...90 %, как и в планетарных передачах с тем же передаточным отношением.

К недостаткам волновых передач можно отнести ограниченные частоты вращения ведущего вала генератора волн при больших диаметрах колес (во избежание больших окружных скоростей генератора), мелкие модули зубчатых колес (0,15...2 мм). При серийном изготовлении в специализированном производстве волновые передачи дешевле планетарных. Крутильная жесткость волновых передач несколько меньше простых зубчатых, но обычно является достаточной.

На рис. 10.44 гибкий венец 1 нарезан на деформируемом конце тонкой цилиндрической оболочки 5, другой конец которой через тонкое дно соединяется с выходным валом 4.

Генератор волн 3 состоит из овального кулачка соответствующего профиля и специального шарикоподшипника 6 с гибкими кольцами. Иногда выполняют генератор волн в виде двух дисков (роликов), расположенных на валу или в виде четырех роликов. Сборку зацепления можно осуществить только после деформации гибкого колеса.

На концах большой оси вала зубья зацепляются по всей высоте, на малой оси зубья не зацепляются. Между этими участками зубья гибкого колеса погружены во впадины жесткого колеса на разную глубину. Зацепление напоминает шлицевое соединение.

При вращении генератора волн гибкий зубчатый венец обкатывается по неподвижному колесу, вращая оболочку и вал. Принцип работы волновой передачи аналогичен планетарной передаче с параллельными кривошипами (схема 7, табл. 10.16).

Радиальные перемещения w гибкого колеса по окружности имеют два максимума и два минимума, т. е. две волны. Поэтому

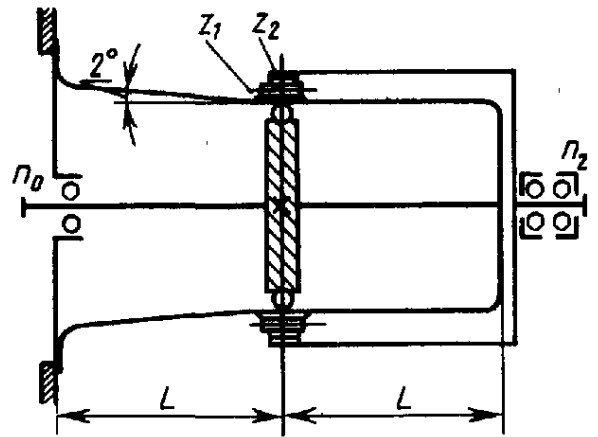


Рис. 10.45. Схема волновой передачи движения в герметизированное пространство

передачу называют двухволновой. Возможны трехволновые передачи, но их применяют редко, так как в трехволновой передаче выше напряжения изгиба в гибком колесе.

Если оболочка неподвижно соединена с корпусом, то вращение от генератора передается жесткому колесу с внутренними зубьями. В схеме (рис. 10.45) для передачи движения в герметизированное пространство гибкое колесо имеет зубчатый венец, расположенный в середине удлиненного цилиндрического стакана, левый фланец которого герметично соединен с корпусом. Вращение передается от генератора волн к жесткому колесу z_2 , выполненному в виде стакана, охватывающего часть гибкого колеса.

Передачи (см. рис. 10.44) могут работать в качестве редуктора (КПД 80...90 %) и мультипликатора (КПД 60...70 %). В первом случае ведущим звеном является генератор волн, во втором — вал гибкого или жесткого колеса.

Передаточное отношение волновых передач определяется так же, как и для планетарных, по уравнению Виллиса.

При неподвижном жестком колесе 2 (см. рис. 10.44)

$$u = \frac{n_0}{n_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1};$$

знак минус указывает на разные направления вращения ведущего и ведомого звеньев.

При неподвижном гибком колесе (см. рис. 10.45)

$$u = \frac{n_0}{n_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1},$$

где $n_0, n_1 (n_2)$ — частоты вращения ведущего и ведомых звеньев; z_1, z_2 — числа зубьев колес гибкого и жесткого соответственно.

Разность зубьев колес должна быть равна или кратна числу волн (как в планетарной передаче — числу сателлитов), т. е.

$$z_2 - z_1 = k_z n_w,$$

где n_w — число волн, обычно равное 2; k_z — коэффициент кратности, обычно равный единице; при $u < 70$ $k_z = 2$; при $u < 45$ $k_z = 3$.

Необходимое максимальное радиальное перемещение w_0 при отсутствии боковых зазоров должно равняться полуразности диаметров начальных окружностей:

$$w_0 = 0,5(d_{w2} - d_{w1}).$$

Для эвольвентного зацепления диаметры начальных окружностей можно выразить через диаметры делительных окружностей:

$$d_w = d \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = mz \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}.$$

Тогда

$$\begin{aligned} w_0 &= 0,5(z_2 - z_1) m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \\ &= 0,5 m k_z n_w \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}, \end{aligned}$$

где m — модуль зацепления; α и α_w — углы профиля исходного контура и зацепления.

Следовательно, величина максимального упругого перемещения равна межосевому расстоянию обычной передачи внутреннего зацепления.

Если зубчатые венцы нарезаны без смещения производящего исходного контура ($x_1 = x_2 = 0$) или с одинаковыми смещениями (для внутреннего зацепления $x_1 =$

$= x_2$), то $\alpha_w = \alpha$ и $w_0 = 0,5m(z_2 - z_1) = 0,5m k_z n_w$.

Для двухволновой передачи $n_w = 2$, $k_z = 1$, $w_0 = m$.

Минимально допустимое радиальное упругое перемещение $w_0 = m \cos \alpha$. При $\alpha = 20^\circ$ относительное радиальное перемещение $w_0/m = 0,94$, при $\alpha = 30^\circ$ $w_0/m = 0,866$.

Чем меньше передаточное отношение в одной ступени, тем больше потребная величина w_0 :

$$u = -\frac{z_1}{k_z n_w} = -\frac{z_1}{k_z n_w} \frac{m}{m} = -\frac{d_1}{2w_0}.$$

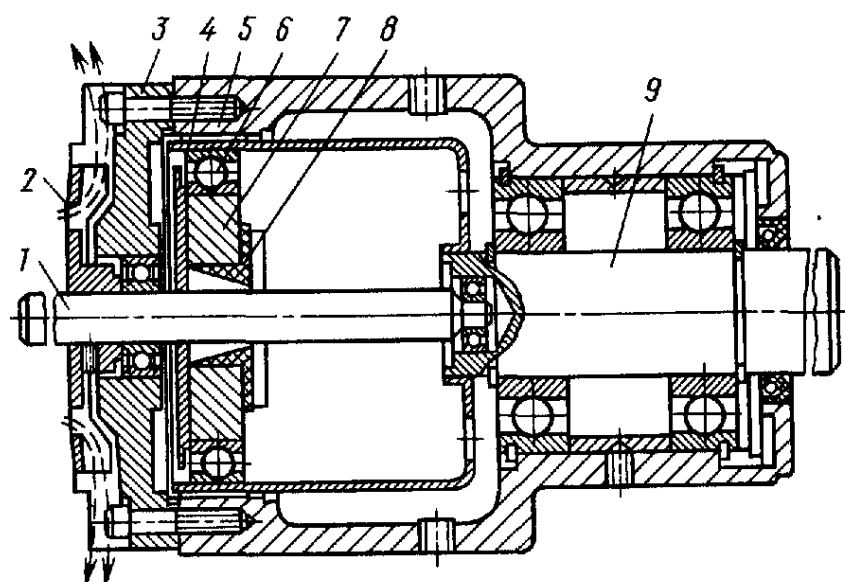
Применяют также волновую передачу с двумя зубчатыми венцами на гибкой оболочке (как кинематическую), соответствующую планетарной с двумя внутренними зацеплениями (схема 4, табл. 10.16). Передаточные отношения $u = 3600 \dots 90\,000$, КПД 2...5 %.

Конструкция волнового зубчатого редуктора показана на рис. 10.46. Генератор волн, включающий кулачок 7 овальной формы и шарикоподшипник 6 с гибкими кольцами, посажен на быстроходный вал 1 на привулканизированной резиновой прокладке 8. Генератор волн деформирует зубчатый венец 4 гибкого колеса, выполненного в виде цилиндрической оболочки и соединенного сваркой с тихоходным валом 9. Жесткое колесо 5 выполнено заодно с корпусом. Крышка 3 выполнена с радиальными ребрами, которые охлаждаются потоком воздуха от вентилятора 2.

Для нормальной работы передачи требуется высокая степень соосности генератора волн, гибкого и жесткого колес. Резиновая прокладка 8 до некоторой степени компенсирует несоосность.

Разработан стандартный ряд редукторов в СССР. Стандартный ряд содержит 11 типоразмеров (диаметры делительных окружностей гибкого элемента находятся

Рис. 10.46. Волновой зубчатый редуктор



в диапазоне 50,8—508 мм). В каждом типоразмере редукторы имеют четыре или в среднем диапазоне (80—320 мм) семь передаточных отношений, получаемых за счет изменения модуля и числа зубьев.

Максимальная частота вращения генератора волн с шарикоподшипником 3500 мин^{-1} для диаметров гибких колес 50,8...203 мм и 1750 мин^{-1} для диаметров 254...407 мм. Частота вращения ограничивается температурой нагрева и работоспособностью подшипника генератора волн.

Диапазон передаваемых вращающих моментов 30...30 000 Н·м, мощностей 0,095...48 кВт.

В нашей стране разработаны и испытаны редукторы с передаваемым моментом 150 000 Н·м.

Расчет волновых зубчатых передач¹ отличается от расчета обычных зубчатых передач тем, что учитывает изменения первоначальной формы зубчатых венцов и генератора волн от упругих деформаций.

Экспериментальные исследования показывают, что волновые передачи становятся неработоспособными по следующим причинам.

1. Разрушение подшипников генератора воли от нагрузки в зацеплении или из-за значительного повышения температуры.

Повышение температуры может вызвать недопустимое уменьшение зазора между

генератором и гибким зубчатым венцом. Номинальный зазор на диаметр примерно равен 0,00015 диаметра оболочки. Возрастание нагрузки и температуры в некоторых случаях связано с интерференцией вершин зубьев на входе в зацепление, появляющейся при больших изменениях первоначальной формы генератора волн, гибкого и жесткого зубчатых венцов.

2. Проскок генератора волн при больших крутящих моментах (по аналогии с предохранительной муфтой). Проскок связан с изменением формы генератора волн, гибкого и жесткого зубчатых венцов под нагрузкой вследствие их недостаточной радиальной жесткости или при больших отклонениях радиальных размеров генератора. Проскок наступает тогда, когда зубья на входе в зацепление упираются один в другой поверхностями вершин. При этом генератор волн сжимается, а жесткое колесо распирается в радиальном направлении, что приводит к проскоку.

Для предотвращения проскока радиальное упругое перемещение гибкого колеса предусматривают больше номинального, а зацепление собирают с натягом или увеличивают размеры передачи.

3. Поломка гибкого колеса от трещин усталости, появляющихся вдоль впадин зубчатого венца при напряжениях, превышающих предел выносливости. С увеличением толщины гибкого колеса напряжения в нем от полезного передаваемого момента уменьшаются, а от деформирования

¹ Разработан докт. техн. наук проф. С. А. Шуваловым.

генератором волн увеличиваются. Поэтому есть оптимальная толщина.

Долговечность гибкого элемента легко обеспечивается при передаточном отношении в ступени $u > 120$ и чрезвычайно трудно при $u < 80$, так как потребная величина радиального упругого перемещения увеличивается с уменьшением передаточного отношения.

4. Износ зубьев, наблюдаемый на концах, обращенных к заделке гибкого колеса. Износ в первую очередь зависит от напряжений смятия на боковых поверхностях от полезной нагрузки.

Часто возникает износ при сравнительно небольших нагрузках, связанный с интерференцией вершин зубьев от упругих деформаций звеньев под нагрузкой. Во избежание этого геометрические параметры зацепления следует выбирать так, чтобы в ненагруженной передаче в одновременном зацеплении находилось 15...20 % зубьев. Между остальными зубьями в номинальной зоне зацепления должен быть боковой зазор.

При увеличении крутящего момента зазор выбирается и число одновременно зацепляющихся зубьев увеличивается из-за перекашивания зубьев гибкого колеса во впадинах жесткого колеса от закрутки оболочки и вследствие других деформаций колес.

5. Пластическое течение материала на боковых поверхностях зубьев при больших перегрузках.

Анализ причин выхода из строя волновых передач показывает, что при передаточных отношениях $u > 100...120$ несущая способность обычно ограничивается стойкостью подшипника генератора волн; при $u \leq 100$ — прочностью гибкого элемента, причем уровень напряжений определяется в первую очередь величиной радиального упругого перемещения w_0 и в меньшей степени вращающим моментом.

Максимально допустимый вращающий момент связан с податливостью звеньев.

Удобно за критерий работоспособности условно принять допустимые напряжения смятия $[\sigma]_{см}$ на боковых поверхностях

зубьев по аналогии со шлицевыми соединениями:

$$\sigma_{см} = \frac{10^4 T K}{\psi_d d^3} \leq [\sigma]_{см}.$$

Отсюда

$$d = \sqrt[3]{\frac{10^4 T K}{\psi_d [\sigma]_{см}}},$$

где T — вращающий момент на тихоходном валу передачи, Н·м; d — диаметр делительной окружности гибкого зубчатого венца, мм; $\psi_d = \frac{B}{d}$ — коэффициент ширины зубчатого венца (берется 0,2...0,18 для силовых, 0,15...0,1 для малонагруженных и кинематических передач); K — коэффициент, зависящий от режима работы, равный 1 при спокойной нагрузке ($T_{max}/T < 1,2$); 1,25 — при умеренной динамической нагрузке ($T_{max}/T < 1,6$); 1,75 — при резко динамической нагрузке ($T_{max}/T < 2,5$).

При работе с продолжительными остановками коэффициенты уменьшают, а при непрерывной круглосуточной работе увеличивают в 1,2 раза.

Величину $[\sigma]_{см}$ берут по данным экспериментов такой, при которой также обеспечивается работоспособность передачи по другим критериям:

$$[\sigma]_{см} = 16 K_u K_n K_d,$$

где K_u , K_n , K_d — коэффициенты, зависящие соответственно от передаточного числа в рассчитываемой ступени u ; от частоты вращения n генератора волн, мин⁻¹; от размеров передачи d . Соответственно

$$K_u = \frac{u-20}{u}; \quad K_n = \sqrt[3]{\frac{1000}{n}};$$

$K_d = 1,25$ при $d < 130$ мм, $K_d = 1$ при $d > 130$ мм.

В средних условиях $[\sigma]_{см}$ для стальных колес 10...20, для пластмассовых

3...15 МПа; при малых скоростях генератора увеличиваются в 5...10 раз.

Размеры передачи, полученные по предложенным зависимостям, согласуются с данными каталогов иностранных фирм. Параметры зацепления выбирают с учетом податливости звеньев.

Для упрощения расчетов применяют упрощенные зависимости, проверенные экспериментами. Они справедливы только для эвольвентных зубчатых колес, нарезанных стандартным инструментом с исходным контуром, имеющим $\alpha = 20^\circ$, коэффициент высоты $h_a^* = 1$, коэффициент радиального зазора $C^* = 0,25$ (или $C^* = 0,35$ для модуля до 1 мм); для передаточного числа в одной ступени $u = 60...320$, а также для указанных ниже соотношений размеров и формы деформации генератора волн.

Модуль зацепления вычисляется по зависимости $m = d/z$ и округляется до стандартного.

Необходимый боковой зазор между зубьями в начале зоны зацепления ненагруженной передачи и величина относительного радиального упругого перемещения:

$$\frac{j_{\max}}{m} = \frac{10^3 T_{\max} B}{d^2 h_2 G m} + 4 \cdot 10^{-4} (u - 60);$$

$$\omega_0^* = 0,89 + 8 \cdot 10^{-5} z_1 + 2 \frac{j_{\max}}{m},$$

где T_{\max} — максимально допустимый момент перегрузки (обычно $T_{\max} \geq 2T$); G — модуль упругости при кручении, МПа; h_2 — толщина оболочки колеса, мм (рис. 10.47); m — модуль, мм; ω_0^* — радиальное упругое перемещение в долях модуля ω_0/m (h_2 — см. с. 226).

Смещение исходного контура для гибкого x_1 и жесткого x_2 колес и глубина захода в долях модуля h_a/m :

$$x_1 = \frac{1,35 - \omega_0^*}{\frac{0,85}{\sqrt[3]{z_1}} - 0,04};$$

$$x_2 = x_1 + (\omega_0^* - 1);$$

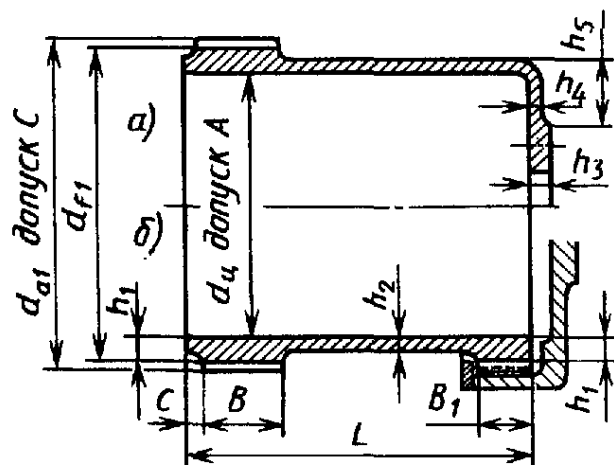


Рис. 10.47. Гибкое колесо

$$h_a^* = \frac{h_d}{m} =$$

$$= 4\omega_0^* - (4,6 - 4\omega_0^*) 10^{-3} z_1 - 2,48.$$

Размеры зубчатых колес определяют по зависимостям, аналогичным зависимостям для обычного зацепления.

Диаметры окружностей впадин и вершин зубьев гибкого колеса (нарезаемого стандартной фрезой):

$$d_{f1} = m (z_1 - 2h_a^* - 2C^* + 2x_1);$$

$$d_{a1} = d_{f1} + [2h_a^* + 0,7] m.$$

Диаметр вершин жесткого колеса

$$d_{a2} = d_{a1} + 2\omega_0^* m - 2h_a^* m.$$

Диаметр впадин жесткого колеса зависит от параметров долбяка и определяется по известным зависимостям:

$$d_{f2} = 2a_{\text{ст}} + d_{a0},$$

где

$$2a_{\text{ст}} = m (z_2 - z_0) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\text{ст}}};$$

$$\text{inv } \alpha_{\text{ст}} = \frac{x_2 - x_0}{z_2 - z_0} 2 \text{tg } \alpha + \text{inv } \alpha.$$

Индекс 0 относится к инструменту (долбяку). Смещение исходного контура долбяка средней изношенности можно брать $x_0 = 0$, диаметр окружности вершин долбяка

$$d_{a0} = m (z_0 + 2h_a^* + 2C^*).$$

Толщину зуба при нарезании контролируют по роликам или через длину общей

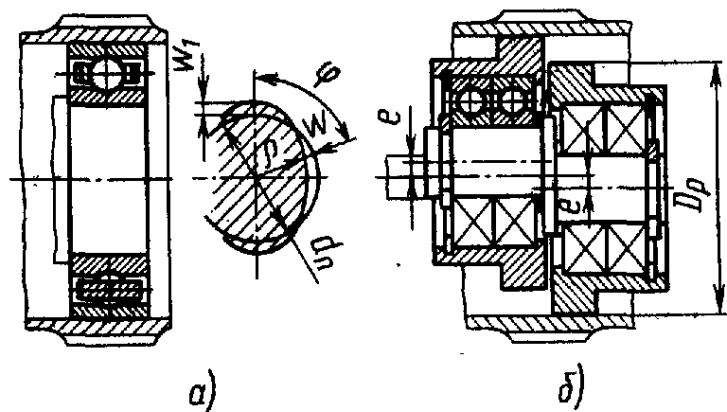


Рис. 10.48. Генераторы волн:

а — кулачковый; б — двухроликовый

нормали. Степень точности зубчатых колес обычно 7-я.

Рекомендуемая геометрическая форма зацепления исключает интерференцию (при нарезании гибкого колеса в недеформированном состоянии червячной фрезой, а жесткого — стандартным долбяком с числом зубьев долбяка $z_0 \leq 0,5z_2$).

Кулачковый генератор волн имеет кулачок, выполненный по форме кольца, растянутого четырьмя силами с углом между силами $2\beta = 60^\circ$. Радиус-вектор кулачка (рис. 10.48, а) в каждой четверти

$$\rho = 0,5d_n + w,$$

где d_n — внутренний диаметр подшипника генератора; w — радиальные перемещения гибкого кольца подшипника, которые подсчитывают в интервале $0 \leq \varphi \leq \beta$;

$$w = \frac{w_1}{0,1337} \left(1,4069 \cos \varphi + \varphi \sin \varphi \sin \beta - \frac{4}{\pi} \right);$$

в интервале $\beta \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$

$$w = \frac{w_1}{0,1337} \left[1,1278 \sin \varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi \times \right. \\ \left. \times \cos \beta - \frac{4}{\pi} \right],$$

$$\text{где } w_1 = w_0 \left[1,05 + 0,08 \left(\sqrt{\frac{\sigma_{см}}{10}} - 1 \right) \right].$$

Здесь w_1 — потребное максимальное упругое перемещение с учетом упругих подат-

ливостей генератора волн и жесткого колеса; а также отклонений размеров от номинальных при изготовлении; $w_0 = w_0^* m$.

Дисковый генератор волн (см. рис. 10.48, б) имеет два больших ролика диаметром D_p , расположенных на эксцентриковом валике с эксцентриситетом e :

$$D_p = d_u + 2w_1 - 2e,$$

где $e = 3,4w_0^* m$; d_u — внутренний диаметр цилиндра или подкладного кольца.

Подшипники генератора волн рассчитывают по реакции F_R на динамическую грузоподъемность. Радиальная реакция на один подшипник $F_R = 0,6T/d$, осевая $F_a = 0,1F_R$, коэффициент вращения $V = 1,2$, коэффициент безопасности $K_6 = 1,1$ — для кулачковых генераторов (с гибким подшипником), $K_6 = 1,3$ — для дисковых генераторов с обычными подшипниками.

Гибкое колесо выполняют с дном (рис. 10.47, а) или с шлицевым соединением (рис. 10.47, б), причем зубчатые венцы одинаковые (с эвольвентными зубьями), но $B_1 = 0,5B$. Толщина зубчатого венца до впадин зубьев

$$h_1 = (70 + 0,5u) 10^{-4} m z_1,$$

Остальные величины: $C = 0,2B$; $h_2 = (0,5 \dots 0,8) h_1$; $h'_1 = h_1$; $L = 0,8d$; $h_4 = (1 \dots 1,2) h_2$; $h_3 = 2h_1$; $h_5 \geq 0,16d$.

Гибкое колесо проверяют на прочность по известным зависимостям для запаса прочности валов (см. с. 324). Подставив в них σ_a , τ_a и другие параметры, получим зависимость для определения общего запаса прочности гибкого колеса

$$S = \frac{2\sigma_{-1} u d}{7K_d K_\sigma w_0^* E h_1 \sqrt{1 + 0,15 \left(\frac{d}{L} + \frac{10^3 T u}{w_0^* d E h_1^2} \right)^2}},$$

где u — передаточное отношение волновой передачи в одной ступени; $d = m z_1$ — диаметр делительной окружности, мм; m — модуль, мм; L — длина, мм (см. рис. 10.47); $w_0^* = w_0/m$ — радиальная деформация; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа — для стали; h_1 — толщина зубчатого венца, равная

$0,5(d_{f1} - d_u)$, мм; K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений у основания зуба; T — вращающий момент, Н·м; K_d — коэффициент увеличения напряжений от сил в зацеплении; σ_{-1} — предел выносливости материала стандартных круглых образцов при знакопеременном цикле напряжений, МПа.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений

$$K_\sigma = 1 + 0,05 \sqrt{\frac{(h_a^* + C^*)md}{R_{\min}h_1}} \times \times \frac{R_{\min} + 0,01}{R_{\min} + 0,02}.$$

Минимальный радиус переходной поверхности, мм,

$$R_{\min} = \frac{m(h_a^* + C^* - x_1 - \rho^*)}{h_a^* + C^* - x_1 - \rho^* + 0,5z_1} + \rho^*m,$$

где $C^* = 0,25$, $\rho^* = 0,4$ при $m > 1$; $C^* = 0,35$, $\rho^* = 0,4$ при $m = 1 \dots 0,5$; $C^* = 0,5$, $\rho^* = 0,33$ при $m \leq 0,5$.

Коэффициент увеличения напряжений от сил в зацеплении

$$K_d = 1 + \frac{2,2T}{10^5 dh_1^2}.$$

Колеса выполняют из стали 30ХГСА, 50Х, 38ХНВА, 40Х13 с твердостью 28...32 HRC.

Жесткое колесо выполняют с толщиной обода $h_0 \geq (6 \dots 8) h_1$. Меньший коэффициент принимают при посадке жесткого колеса в корпус по посадке с натягом.

§ 11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Червячная передача (рис. 11.1) состоит из червяка 1, т. е. винта с трапецеидальной или близкой к ней по форме резьбой, и червячного колеса 2, т. е. зубчатого колеса с зубьями особой формы, получаемой в результате взаимного огибания с витками червяка.

Червячные передачи относятся к числу зубчато-винтовых, имеющих характерные черты зубчатых и винтовых передач. В отличие от винтовых зубчатых передач с перекрещивающимися осями, у которых начальный контакт происходит в точке, в червячных передачах имеет место линейный контакт. В осевом сечении зубья колеса имеют дуговую форму. Это обеспечивает облегчение тела червяка и увеличение длины контактных линий.

Изобретение червячных передач приписывают Архимеду.

Достоинства червячных передач: а) возможность получения большого пере-

даточного отношения; б) плавность и бесшумность работы, возможность точных делительных перемещений.

Недостатки большинства червячных передач: а) низкий КПД; б) необходимость применения для колеса дорогостоящих антифрикционных материалов.

Червячные передачи применяют при необходимости снижения скорости и передачи движения между перекрещивающимися (в большинстве случаев взаимно перпендикулярными) валами. Объем применения червячных передач составляет около 10 % от передач зацеплением (зубчатых и червячных). Выпуск червячных редукторов по числу единиц составляет около половины общего выпуска редукторов.

Широко применяются червячные передачи в подъемно-транспортных машинах, станках, автомобилях и других машинах.

Передаточное отношение u червячной передачи определяют из условия, что за каждый оборот червяка колесо поворачивается на число зубьев, равное числу витков червяка:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где z_1 и z_2 — число витков червяка и число зубьев колеса; n_1 и n_2 — частоты вращения червяка и колеса, мин^{-1} .

Таким образом, передаточное число не зависит от отношения диаметров червяка и червячного колеса.

Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическими червяками (о глобоидных червячных передачах см. в § 11.13).

Основные параметры червячных цилиндрических пе-

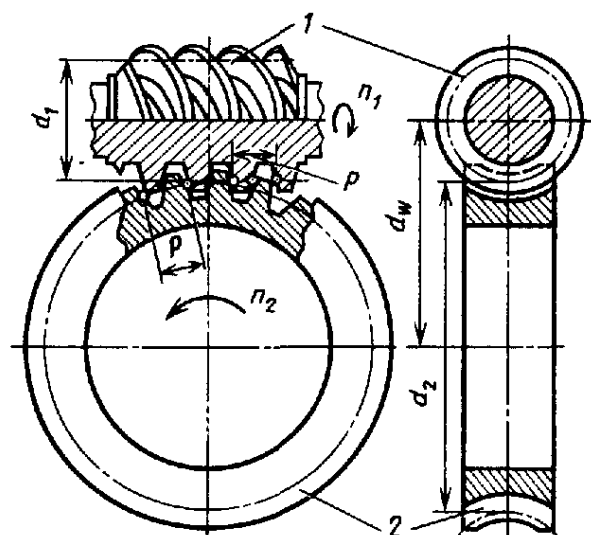


Рис. 11.1. Кинематическая схема червячной передачи

ред а ч. Червячные передачи вследствие относительно низкого КПД применяют для небольших и средних мощностей от долей киловатта до 200 кВт, как правило до 60 кВт, для моментов до $5 \cdot 10^5$ Н·м. Передаточные отношения обычно принимают равными от 8 до 63...80; в отдельных случаях, например в приводе столов большого диаметра станков, — до 1000.

ГОСТ 2144—76* устанавливает следующие значения передаточных отношений червячных редукторов:

ряд 1-й . . .	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80
ряд 2-й . . .	9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71

Фактические значения передаточных отношений не должны отличаться более чем на 4 % от значений по ГОСТу.

Значения модулей m , мм, выбирают (по ГОСТ 19672—74* и ГОСТ 2144—76*) из ряда: 1, 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; допускаются m , равные 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12 и 14. Межосевые расстояния a_w (по ГОСТ 2144—76*):

ряд 1-й . . .	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500
ряд 2-й . . .	140; 180; 225; 280; 355; 450 мм

§ 11.2. ГЕОМЕТРИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ БЕЗ СМЕЩЕНИЯ ЧЕРВЯКА

Геометрические расчеты червячных передач аналогичны расчетам зубчатых пере-

дач. Вначале рассматриваем зацепление без смещения червяка.

Червяки. В связи с изготовлением червячных колес инструментом, являющимся аналогом червяка, сопряженный профиль колеса получается автоматически. Поэтому профиль витков червяка можно варьировать. Выбор профиля определяется преимущественно технологическими факторами.

Применяют червяки следующих типов: архимедовы; конволютные и близкие к ним — нелинейчатые; эвольвентные, а также с вогнутым профилем (о последних см. § 11.13).

Архимедовы червяки (рис. 11.2, а) представляют собой винты с резьбой, имеющей прямолинейные очертания профиля (трапецию) в осевом сечении (в торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью). Эти червяки просты в изготовлении, если не требуется их шлифование, поэтому они сохранили применение в тихоходных, не сильно напряженных передачах. Для их шлифования требуется круг, очерченный сложной кривой в осевом сечении, что ограничивает их применение.

Под конволютными червяками (рис. 11.2, б) понимают червяки, имеющие прямолинейный профиль в сечении, нормальном к оси симметрии. Витки в торцовом сечении очерчены удлиненной или укороченной эвольвентой. Эти червяки обладают некоторыми технологическими

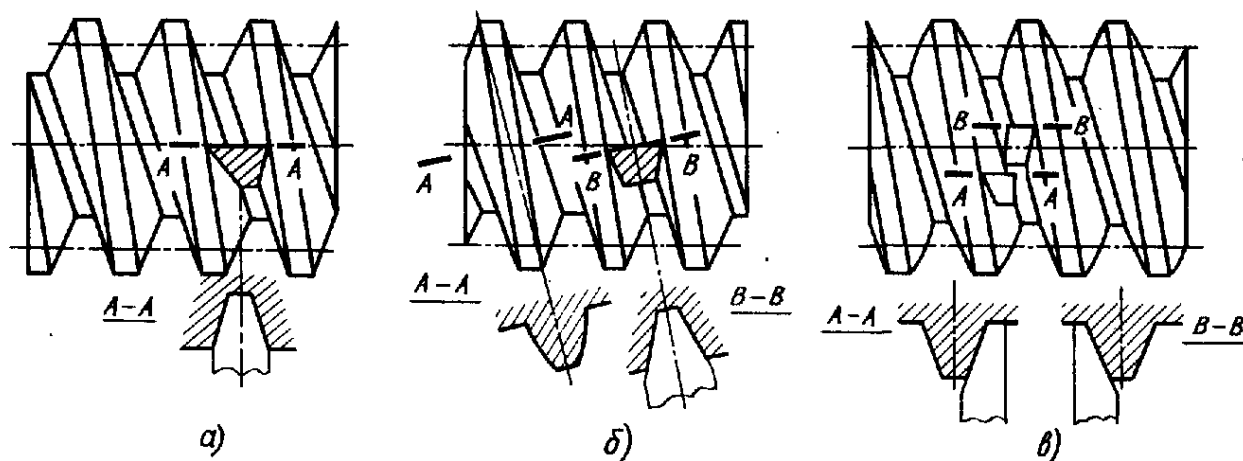


Рис. 11.2. Основные типы цилиндрических червяков:

а — архимедов; б — конволютный; в — эвольвентный

преимуществами перед архимедовыми. При точении резьбы двусторонним резцом (по профилю канавки) по обеим боковым граням резца имеют место одинаковые углы резания.

Шлифование конволютных червяков конусными кругами с прямолинейными образующими на обычных резьбошлифовальных станках приводит к получению не линейчатых боковых поверхностей, весьма близких к поверхностям конволютных червяков. Червячные фрезы для нарезания червячных колес шлифуют тем же способом, поэтому получают правильное зацепление. Нарезание резьбы нелинейчатых червяков перед их шлифованием конусным шлифовальным кругом может быть осуществлено также дисковой фрезой.

Эвольвентные червяки (рис. 11.2, в) представляют собой косозубые колеса с малым числом зубьев и очень большим углом их наклона. Профиль зуба в торцовом сечении очерчен эвольвентой. Эвольвентная поверхность имеет прямолинейный профиль в сечении плоскостью, касательной к основному цилиндру червяка, поэтому эвольвентные червяки можно шлифовать плоской стороной шлифовального круга. Шлифуемые червяки следует делать эвольвентными.

Червячные передачи имеют условные обозначения: архимедовы ZA ; конволютные ZN ; нелинейчатые, полученные шлифованием конусным кругом, ZK ; эвольвентные ZI ; с вогнутым профилем червяка ZT .

В червячных передачах в соответствии с ГОСТ 19036—81 стандартный угол профиля принят равным 20° : у архимедовых червяков — в осевом сечении α_x , у конволютных — в нормальном сечении, у эвольвентных червяков, как у косозубых колес, — в нормальном сечении косозубой рейки, сцепляющейся с червяком, у нелинейчатых — угол профиля конической производящей поверхности.

Расстояние между одноименными точками соответствующих боковых сторон двух смежных витков червяка, измеренное

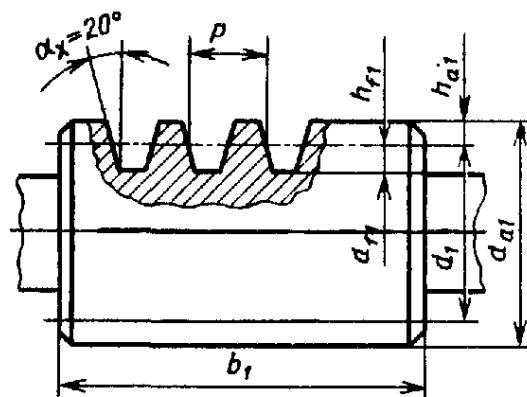


Рис. 11.3. Схема цилиндрического архимедова червяка

параллельно оси, называют расчетным шагом червяка и обозначают через p (рис. 11.3).

Отношение p/π называют модулем m . Модуль — стандартный параметр (см. § 11.1); для червяка он является осевым, для червячного колеса — торцовым.

Червячные колеса нарезают червячными фрезами, режущие кромки которых при вращении фрезы идентичны с поверхностью витков червяка. Поэтому в целях сокращения номенклатуры зуборезного инструмента стандартизованы также коэффициенты диаметра червяка

$$q = \frac{d_1}{m}.$$

Делительный диаметр червяка (см. рис. 11.3) $d_1 = qm$, где q выбирают по ГОСТ 2144—76* в сочетании с модулем m (табл. 11.1).

Рекомендуется выбирать $q = 0,25z_2$ (при этом $d_1 \approx 0,4a_w$, где a_w — межосевое расстояние), так как увеличение q приводит к снижению КПД передачи, а уменьшение — к падению изгибной жесткости червяка. Допустимым считают значения $q_{\min} = 0,212z_2$.

Начальный диаметр червяка без смещения d_{w1} равен делительному диаметру d_1 .

Число витков червяка выбирают в зависимости от передаточного отношения u . ГОСТ устанавливает z_1 равным 1, 2 и 4. Передачи большой мощности не выполняют с червяками, имеющими один виток, из-за малого КПД и сильного нагрева.

11.1. Значения модулей m в зависимости от коэффициентов диаметра червяка q при $z=1, 2, 4$ (ГОСТ 2144—76 *)

m , мм	q	m , мм	q
2	8; 10; (12); 12,5; 16; 20	(7)	(12)
2,5	8; 10; (12); 12,5; 16; 20	8	8; 10; 12,5; 16; 20
(3)	(10); (12)	10	8; 10; 12,5; 16; 20
3,15	8; 10; 12,5; 16; 20	(12)	(10 **)
(3,5)	(10); (12 *); (14 *)	12,5	8; 10; 12,5; 16; 20
4	8; (9); 10; (12 *); 12,5; 16; 20	(14)	(8 ***)
5	8; 10; 12,5; 16; 20	16	8; 10; 12,5; 16
(6)	(9); (10)	20	8; 10
6,3	8; 10; 12,5; 14; 16; 20		

* Только при $z_1=1$.** Только при $z_1=1$ и 2.*** Только при $z_1=2$.

Примечание. Ряд значений m и q устанавливает ГОСТ 19672—74 *. В таблице приведено ограниченное число модулей. Значения, не заключенные в скобки, являются предпочтительными.

Угол подъема линии витка червяка на делительном цилиндре γ (делительный угол подъема)

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_{z1}}{\pi d_1} = \frac{p z_1}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q},$$

где $p_{z1} = p z_1$ — ход витка червяка; p — шаг.

Высота головки h_{a1} и ножки h_{f1} витков определяется по формулам

$$h_{a1} = h_{a1}^* m; \quad h_{f1} = h_{f1}^* m,$$

где коэффициент высоты головки $h_{a1}^* = 1$, коэффициент высоты ножки h_{f1}^* для архимедовых, конволютных и нелинейчатых червяков равен 1,2, а для эвольвентных $1 + 0,2 \cos \gamma$.

Диаметр вершин d_{a1} (внешний диаметр) и диаметр впадин d_{f1} :

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}.$$

Длину b_1 нарезанной части червяка выбирают тем большей, чем большее число зубьев колеса z_2 , т. е.

$$b_1 \geq (c_1 + c_2 z_2) m,$$

при z_1 , равном 1 и 2, $c_1 = 11$, $c_2 = 0,06$; при $z_1 = 4$ $c_1 = 12,5$ $c_2 = 0,09$.

Для шлифуемых и фрезеруемых червяков длину b_1 увеличивают на 25 мм при модуле $m < 10$ мм, на 35...40 мм при $m = 10...16$ мм, на 50 мм при $m > 16$ мм (ГОСТ 19650—74).

При недопустимости зазоров в червячной передаче червяк делают с переменной толщиной витков и выбирают зазор осевым перемещением червяка или применяют привод колеса от двух червяков с натягом между ними.

Червячные колеса (рис. 11.4). Минимальные числа зубьев колес $z_{2 \min}$ во вспомогательных кинематических передачах при червяках с одним витком принимают равными 17...18, в силовых передачах $z_{2 \min} = 26...28$. Оптимально для силовых передач: $z_2 = 32...63$ (не более 80). В приводах столов большого диаметра z_2 доходит до 200...300, в отдельных случаях до 1000.

Делительный и совпадающий с ним начальный диаметр

$$d_2 = m z_2.$$

Диаметр вершин d_{a2} и впадин d_{f2} в среднем сечении в передачах без смещения червяка соответственно равны

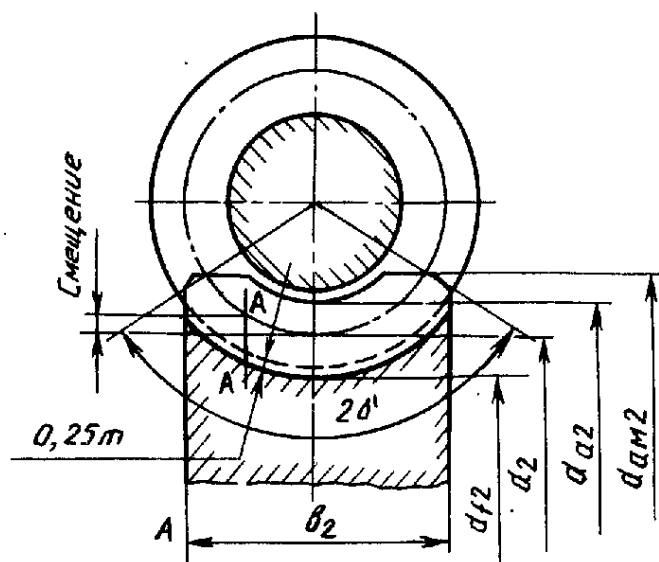


Рис. 11.4. Схема червячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}; \quad d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}.$$

В передачах с числом витков червяка два и более эффективное поле зацепления больше, чем в передаче, червяк которой имеет один виток, поэтому наружный диаметр и ширину колеса берут меньшими (при тех же d_2 , d_{a2} и m). Наибольший диаметр колеса

$$d_{ам2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Ширину колеса принимают по ГОСТ 19650—74: $b_2 \leq 0,75d_{a1}$ при $z_1 = 1, 2$ и $b_2 \leq 0,67d_{a1}$ при $z_1 = 4$.

Условный угол обхвата 2δ для расчета на прочность находят по точкам пересечения окружности $d_{a1} - 0,5m$ с торцовыми (контурными) линиями червячного колеса:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}.$$

В общем случае межосевое расстояние передачи обозначают через a_w ; для передачи без смещения червяка — через a . Оно равно полусумме диаметров делительных окружностей червяка и колеса:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2} (q + z_2).$$

В червячных передачах необходимо предусматривать возможность регулиро-

вания при сборке положения червячного колеса вдоль его оси для совмещения с осевой плоскостью червяка.

§ 11.3. ЧЕРВЯЧНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ СО СМЕЩЕНИЕМ ЧЕРВЯКА

Смещение червяка в основном выполняют с целью вписывания передачи в стандартное межосевое расстояние. Обеспечение стандартных межосевых расстояний особенно важно для редукторов, так как это облегчает унификацию корпусных деталей.

Межосевое расстояние

$$a_w = a + mx$$

или

$$a_w = 0,5m (q + z_2 + 2x).$$

Коэффициент смещения червяка (и инструмента при нарезании колеса)

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2)$$

выбирают в пределах ± 1 . Предпочтительно использовать положительные смещения, при которых одновременно повышается прочность зубьев колеса.

Нарезание колес для передач со смещением червяка и без него осуществляется одним и тем же инструментом.

Параметры червяка в передаче со смещением и без него остаются неизменными, за исключением длины нарезанной части. Кроме того, меняется один расчетный параметр, не проставляемый на рабочих чертежах, — диаметр начального цилиндра (начальный диаметр)

$$d_{w1} = m (q + 2x).$$

Угол подъема линии витка червяка на начальном цилиндре γ_w (начальный угол подъема)

$$\operatorname{tg} \gamma_w = \frac{z_1}{q + 2x}.$$

Коэффициенты c_1 и c_2 для определения длины b_1 нарезанной части червяка в зависимости от коэффициента смещения x следующие (ГОСТ 19650—74):

$x \dots$	-1	$-0,5$	$+0,5$	$+1$ и более	
$z=1;$	$c_1 \dots$	10,5	8	11	12
$z=2$	$c_2 \dots$	1,00	0,06	0,1	0,1
$z_1=4$	$c_1 \dots$	10,5	9,5	12,5	13
	$c_2 \dots$	1,0	0,09	0,1	0,1

У червячного колеса, нарезанного со смещением инструмента, все размеры, кроме диаметра начальной (делительной) окружности, отличны от размеров колеса, нарезанного без смещения инструмента.

Диаметр вершин и впадин зубьев колеса в среднем сечении:

$$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x);$$

$$d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x) \text{ — для передач с червяками ZA, ZN, ZK};$$

$$d_{f2} = m(z_2 - 2 - 0,4 \cos \gamma + 2x) \text{ — для передач с червяками ZI}.$$

§ 11.4. СКОЛЬЖЕНИЕ В ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ, КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ, СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Характерными особенностями работы червячных передач по сравнению с зубчатыми являются большие скорости скольжения и неблагоприятное направление скольжения относительно линии контакта.

Скорость скольжения $v_{ск}$ направлена по касательной к линии витка червяка (рис. 11.5):

$$v_{ск} = \frac{v_1}{\cos \gamma_w},$$

$$\text{где } v_1 = \frac{\pi d_w n_1}{60 \cdot 1000} \text{ —}$$

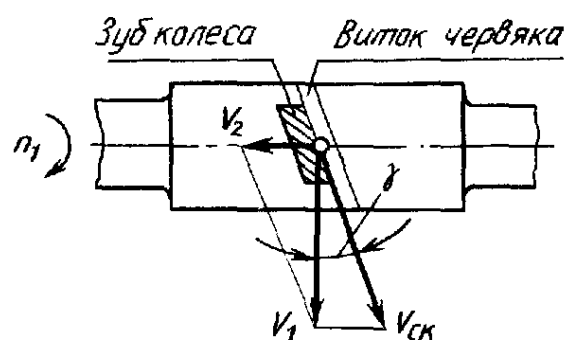


Рис. 11.5. Определение скорости скольжения

окружная скорость, м/с, червяка на начальном диаметре.

Для передач с червяком, имеющим один виток ($z_1 = 1$), $v_{ск} \approx v_1$.

Начиная проектный расчет передачи, $v_{ск}$ (м/с), можно ориентировочно оценить по зависимости

$$v_{ск} \approx \frac{4n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2},$$

где n_1 — частота вращения червяка, мин^{-1} ; T_2 — момент на колесе (максимальный среди длительно действующих), Н·м.

Несущая способность перемещающихся одна по другой смазанных поверхностей может быть значительно повышена, если обеспечить между ними хотя бы на начальной части контакта клиновидный зазор в направлении скорости. Для цилиндрических поверхностей с линейным начальным касанием это соответствует условию, что скорость перпендикулярна линии контакта или имеет значительную слагающую, перпендикулярную к этой линии. При этом трение металлов без смазочного материала заменяется жидкостным; масло, затягиваемое в клиновой зазор, воспринимает частично или полностью действующую нагрузку.

Если у цилиндрических поверхностей скольжение происходит вдоль линии контакта, масляный слой в контактной зоне образоваться не может.

В зубчатых передачах скорости скольжения перпендикулярны контактными линиям (прямозубые передачи) или близки к перпендикулярам (косозубые передачи). Между тем в червячных передачах в средней части зуба червячного колеса имеется зона, в которой скольжение происходит вдоль контактных линий (рис. 11.6). На рис. 11.6 цифрами 1, 2, 3 отмечены контактные линии в их последовательном положении в процессе зацепления и скорости скольжения $v_{ск}$ в некоторых точках (направление $v_{ск}$ близко к направлению окружной скорости червяка v_1). Зона, в которой направление $v_{ск}$ почти совпадает с

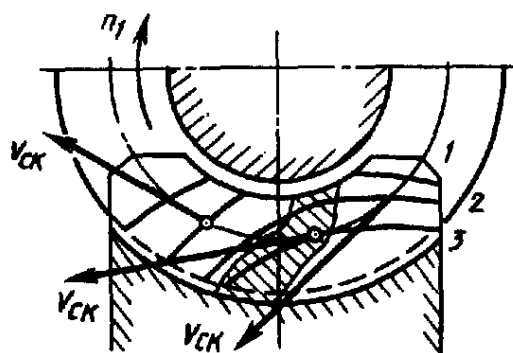


Рис. 11.6. Положение контактных линий на зубе колеса с архимедовым червяком

направлением контактных линий, заштрихована¹.

Неблагоприятное направление скорости скольжения служит причиной пониженного КПД червячной передачи, повышенного износа и склонности к заеданию (см. § 11.5).

КПД в червячном зацеплении η_z определяют по зависимости, выведенной для винтов, но имеющей общий характер и распространяющейся также на червячные передачи (при ведущем червяке):

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi')},$$

где φ' — приведенный угол трения; $f' = \operatorname{tg} \varphi'$ — приведенный коэффициент трения.

Значение η_z увеличивается с ростом начального угла подъема γ_w до $\gamma_w = 45^\circ - \varphi'/2$, который соответствует максимуму η_z . При дальнейшем росте угла подъема η_z начинает падать (рис. 11.7). Это легко показать, приравняв нулю производную $\frac{d\eta_z}{d\gamma_w}$ и проверив знак второй производной.

Обычно червячные передачи имеют углы подъема до 27° , так как в зоне больших углов подъема КПД меняется мало, а боль-

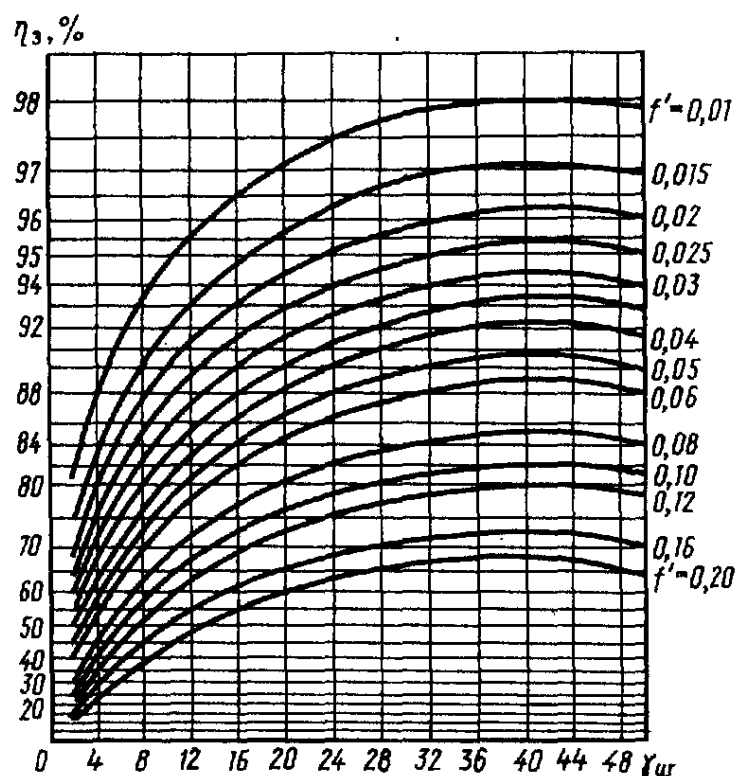


Рис. 11.7. Зависимость КПД (η_z) червячного зацепления от начального угла подъема (γ_w)

шие углы подъема выполнимы только в передачах, имеющих червяк с четырьмя витками, трудных для изготовления и имеющих малые передаточные отношения.

Углы трения и соответственно коэффициенты трения значительно уменьшаются с увеличением скорости скольжения (табл. 11.2), что связано с условиями образования масляных клиньев в зацеплении. Меньшие значения коэффициентов и углов трения соответствуют твердым шлифованным и полированным червякам, работающим в условиях обильной смазки.

Для передач со стальным червяком и чугунным колесом коэффициенты трения принимают на 60 % больше.

Общий КПД червячного редуктора

$$\eta = 1 - (\psi_z + \psi_n + \psi_y + \psi_m + \psi_b),$$

где ψ_z , ψ_n , ψ_y , ψ_m , ψ_b — относительные потери соответственно в зацеплении, подшипниках, уплотнениях, на перемешивание и разбрызгивание масла (барботажа), на привод вентилятора.

В червячных передачах на подшипниках качения при пользовании указанными

¹ Важность расположения контактных линий перпендикулярно направлению скорости скольжения иллюстрируется следующим опытом ЦНИИТМАШ: несущая способность червячной передачи была существенно повышена в результате того, что была вырезана зона, в которой скольжение происходит вдоль контактных линий.

11.2. Приведенные коэффициенты трения f' и углы трения φ' между стальным червяком и колесом из бронзы

$v_{ск}, \text{ м/с}$	f'	φ'	$v_{ск}, \text{ м/с}$	f'	φ'
0,01	0,10...0,12	5°40'...6°50'	2,5	0,03...0,04	1°40'...2°20'
0,1	0,08...0,09	4°30'...5°10'	3	0,028...0,035	1°30'...2°00'
0,25	0,065...0,075	3°40'...4°20'	4	0,023...0,03	1°20'...1°40'
0,5	0,055...0,065	3°10'...3°40'	7	0,018...0,026	1°00'...1°30'
1	0,045...0,055	2°30'...3°10'	10	0,016...0,024	0°55'...1°20'
1,5	0,04...0,05	2°20'...2°50'	15	0,014...0,020	0°50'...1°10'
2	0,035...0,045	2°00'...2°30'			

в табл. 11.2 значениями приведенных коэффициентов или углов трения в зацеплении можно потери на трение в опорах отдельно не учитывать.

Значения относительных потерь ψ_y , ψ_m и ψ_b при частоте вращения червяка $n_1 = 1500 \text{ мин}^{-1}$ приведены на рис. 11.8. При другой частоте вращения потери в уплотнениях ψ_y изменяются мало, потери на барботаж ψ_m изменяются пропорционально первой степени отношений частоты к 1500, потери на привод вентилятора — пропорционально квадрату этого отношения.

КПД червячных передач ниже, чем других механических передач.

Начиная проектный расчет передачи, η_z можно принять приближенно

$$\eta_z \approx 0,9 \left(1 - \frac{u}{200} \right).$$

Для расчета тела червяка, вала червячного колеса и подшипников червячной передачи необходимо знать силы, действующие в зацеплении.

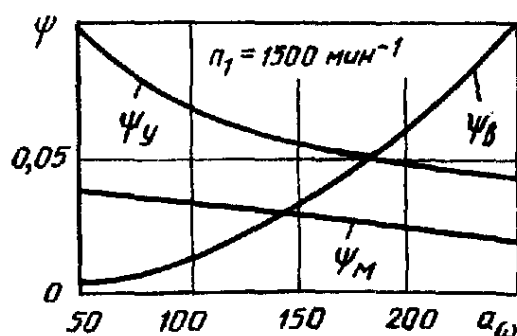


Рис. 11.8. Относительные потери в червячной передаче

Силы в зацеплении рассматривают приложенными в полюсе зацепления и задают тремя взаимно перпендикулярными составляющими (рис. 11.9):

1) окружной силой на колесе, равной осевой силе на червяке,

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2};$$

2) окружной силой на червяке, равной осевой силе на колесе,

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{w1}} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_{w1} u \eta_z} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi');$$

3) радиальной силой, раздвигающей червяк и колесо,

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_x.$$

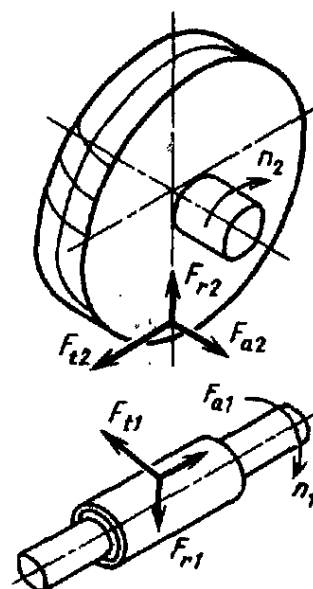


Рис. 11.9. Силы в червячном зацеплении

В этих формулах T_2 и T_1 — моменты соответственно на валу колеса и червяка (максимальные среди длительно действующих), Н·м; η_3 — КПД, учитывающий потери в зацеплении и подшипниках: $\alpha_x = 20^\circ$ — угол профиля в осевом сечении архимедова червяка.

§ 11.5. ПРИЧИНЫ ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ И КРИТЕРИИ ИХ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Основными причинами выхода из строя червячных передач являются износ зубьев колеса, заедание, поверхностные разрушения зубьев колеса.

Износ ограничивает срок службы большинства червячных передач. Он очень сильно зависит от смазки, увеличивается при неточном монтаже зацепления, при загрязненном смазочном материале, при повышенной шероховатости червяка, а также при частых пусках и остановках передачи, при которых условия смазки ухудшены.

Заедание особенно опасно, если колеса изготовлены из твердых материалов: безоловянных бронз и чугуна. При твердых материалах колес заедание происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев частицами материала колеса, приварившимися к червяку. При мягких материалах колес (оловянных бронз) заедание наблюдается в менее опасной форме: материал колеса (бронза) «намазывается» на червяк.

Усталостное выкрашивание наблюдается главным образом в передачах с колесами из стойких против заедания бронз. Выкрашивание, как правило, наблюдается только у колеса.

Пластическое разрушение рабочих поверхностей зубьев червячного колеса наблюдается при действии больших перегрузок.

Изломы зубьев колеса можно наблюдать главным образом после износа или вследствие ошибок изготовления.

§ 11.6. МАТЕРИАЛЫ

Как указывалось, в червячном зацеплении имеется зона с неблагоприятными условиями скольжения. Кроме того, контакт искажается в связи с деформациями тела червяка. Выполнение обоих тел червячной пары из твердых материалов не дает положительных результатов и одно тело (обычно колесо) необходимо выполнять из антифрикционного, относительно мягкого материала.

Материалы червячной пары в соответствии с видами разрушения и повреждения зубьев должны обладать износостойкостью, пониженной склонностью к заеданию, хорошей прирабатываемостью и повышенной теплопроводностью.

Червяки в силовых передачах, как правило, выполняют из сталей, термически обработанных до значительной твердости. Наилучшую стойкость передач обеспечивают червяки из цементуемых сталей. Преимущественно применяют сталь 18ХГТ, а также стали 20Х, 12ХНЗА, 15ХФ, имеющие твердость после закалки 56...63 HRC₂. Широко применяют также червяки из сталей 40Х, 40ХН, 35ХГСА с поверхностной или объемной закалкой до твердости 45...55 HRC₂. При этом необходимы шлифование и полирование червяка. Применяют также червяки из азотируемых сталей (38Х2МЮА, 38Х2Ю и др.), требующих только полирования (без шлифования).

Улучшенные червяки применяют вместо закаленных из-за ограниченных технологических возможностей (отсутствия оборудования для шлифования червяков) или ввиду необходимости взаимной приработки колеса и червяка. Кроме того, улучшенные и нормализованные червяки применяют во вспомогательных тихоходных и малонагруженных передачах. Для передач с колесами очень больших диаметров возможно применять бронзовые червяки, которые позволяют выполнять колеса чугунами.

Венцы червячных колес при скоростях скольжения $v_{ск} \geq 4$ м/с выполняют из оловянно-фосфористых бронз БрО10Н1Ф1,

БрО10Ф1, оловянно-цинковой бронзы БрО5Ц5С5. Необходимость в применении бронзы с высоким содержанием олова тем выше, чем больше $v_{ск}$ и относительная продолжительность работы передачи.

Для тихоходных передач применяют алюминиево-железистые бронзы БрА10Ж4Н4Л, БрА9Ж3Л и латуни. При этом червяк должен обязательно иметь высокую твердость, не ниже 45 НРС_з.

При малых скоростях скольжения (менее 2 м/с) и при больших диаметрах колес допустимо применять чугуны марок СЧ15, СЧ20.

В случае применения хромированных червяков режимы работы червячных передач с чугунными колесами могут значительно повышаться. В опытных условиях достигнуто $v_{ск}=5$ м/с и $\sigma_H=230$ МПа.

§ 11.7. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Червячные передачи рассчитывают на сопротивление усталости и статическую прочность по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. В большинстве случаев напряжения изгиба не определяют размеры передачи и расчет по ним применяют в качестве проверочного. Он значим только при больших числах зубьев колес (более 90...100) и для ручных передач. Основное значение имеет расчет на сопротивление контактной усталости, который должен предотвращать в проектируемых передачах выкрашивание, и расчет на заедание. Расчет на износ совмещают с этим расчетом.

Условия зацепления и несущая способность передач с цилиндрическими червяками основных типов весьма близки, особенно при малом числе витков червяка. Поэтому расчеты, которые ведут в применении к передачам с архимедовым червяком, распространяются на передачи с другими цилиндрическими червяками.

Ширина колеса b по дуге окружности диаметра d_{w1} выражается через начальный диаметр червяка d_{w1} и условный угол обхвата 2δ в градусах (см. рис. 11.4):

$$b = \pi d_{w1} \frac{2\delta}{360^\circ}.$$

По аналогии с косозубыми передачами длина контактных линий

$$l_\Sigma = \frac{0,75b\varepsilon_\alpha}{\cos \gamma_w} = 0,75\pi d_{w1} \frac{2\delta}{360^\circ} \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos \gamma_w}.$$

Коэффициент 0,75 учитывает уменьшенное поле зацепления. Условный угол обхвата 2δ обычно назначают равным 100° . Торцовый коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса $\varepsilon_\alpha=1,8...2,2$ (расчетное значение 2).

Длина контактных линий в среднем

$$l_\Sigma = \frac{1,3d_{w1}}{\cos \gamma_w}.$$

Нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий

$$w_n = \frac{F_{t2}K}{l_\Sigma \cos \gamma_w \cos \alpha_n} \approx \frac{F_{t2}K}{1,3d_{w1} \cos \alpha_n},$$

где $F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2}$ — окружное усилие на колесе; K — коэффициент нагрузки (§ 11.8).

Расчет по контактным напряжениям ведут для зацепления в полюсе, что позволяет упростить расчет.

Аналогично расчету зубчатых передач в качестве исходной принимают известную формулу Герца для наибольших контактных напряжений при сжатии цилиндров вдоль образующих, в которой коэффициент Пуассона принят равным 0,3:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{w_n E}{\rho_v}},$$

где ρ_v — приведенный радиус кривизны; E — приведенный модуль упругости материала

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2},$$

E_1 — модуль упругости материала червяка; E_2 — модуль упругости материала колеса.

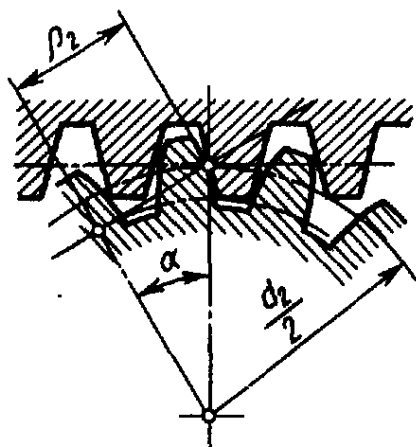


Рис. 11.10. Схема к определению приведенного радиуса кривизны

Витки архимедова червяка в средней плоскости имеют профиль прямобоочной рейки $\rho_1 = \infty$, а зубья червячного колеса имеют эвольвентный профиль (рис. 11.10); поэтому расчетный приведенный радиус кривизны равен радиусу кривизны зуба червячного колеса в полюсе зацепления, т. е.

$$\rho_v = \rho_{v2} = \frac{d_2 \sin \alpha_n}{2 \cos^2 \gamma_w}.$$

Подставив в исходную зависимость для σ_H выражение для ρ_v , а также w_n ;

$$F_{t2}; d_2 = m z_2; d_{w1} = m(q + 2x);$$

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q + 2x}; \alpha_n = 20^\circ;$$

$\gamma_w = 10^\circ$; $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$ МПа; $E_2 = 10^5$ МПа (бронза, чугун) и T_2 (Н·м), а также заменив $q + 2x$ на q_1 , после преобразований получаем формулу для σ_H (МПа):

$$\sigma_H = \frac{5300}{z_2/q_1} \sqrt{\left(\frac{z_2}{q_1} + 1\right)^3 \frac{KT_2}{a_w}} \leq [\sigma_H].$$

Эту же формулу можно записать в другом виде, выразив a_w через диаметры колеса d_2 и червяка d_1 . Для этого достаточно умножить числитель и знаменатель подкоренного выражения на m^3 и произвести небольшие преобразования. Тогда

$$\sigma_H = \frac{15\,000}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_{w1}}} \leq [\sigma_H].$$

В проектном расчете определяют межосевое расстояние a_w , мм, по зависимости

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q_1} + 1\right)^3 \sqrt{\left(\frac{5300}{[\sigma_H] z_2/q_1}\right)^2 KT_2}.$$

Приняв $q = 0,25z_2$ и $x = 0$, эту зависимость можно упростить:

$$a_w \approx 610 \sqrt[3]{\frac{T_2 K}{[\sigma_H]^2}},$$

где T_2 — момент на колесе, Н·м; K — коэффициент нагрузки (см. § 11.8); $[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение, МПа (см. § 11.9).

В дальнейшем важнейшим расчетом червячных передач должен стать расчет на износ и заедание с использованием контактно-гидродинамической теории смазки. Последняя, принципиально уточняя расчет несущей способности масляного слоя с учетом изменения формы зазора от контактных деформаций, дает подход к оценке предельной безызносной нагрузки, заедания, темпа изнашивания.

Расчет по напряжениям изгиба ведут для колеса, так как витки червяка значительно прочнее, и по номинальным напряжениям ввиду недостаточной изученности влияния концентрации напряжений на прочность материала червячных колес.

Расчет аналогичен расчету косозубых цилиндрических колес, только зубья червячных колес принимают на 20...40 % прочнее косозубых. Повышенная прочность зубьев червячных колес связана с их дуговой формой и с так называемым естественным смещением, имеющим место во всех сечениях, кроме среднего (см. рис. 11.4, сечение А — А).

Напряжение изгиба зубьев

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{w_n \cos \alpha_n Y_F}{m_n} = \frac{w_n \cos \alpha_n \cos \gamma_w Y_F}{m} = \\ &= \frac{F_{t2} K \cos \gamma_w Y_F}{1,3 m^2 q_1} \leq [\sigma_F], \end{aligned}$$

где F_{t2} — окружная сила колеса, Н; K — коэффициент нагрузки (§ 11.8); γ_w — начальный угол подъема; $q_1 = q + 2x$; q — коэффициент диаметра червяка; x — коэф-

11.3. Коэффициенты формы зуба червячного колеса Y_{F2}

z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

коэффициент смещения червяка; m_n и m — модули червяка, мм, соответственно нормальный и осевой; Y_F — коэффициент формы зуба для червячного колеса, выбираемый по эквивалентному числу зубьев $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma_w$ (табл. 11.3); $[\sigma_F]$ — допускаемое номинальное напряжение изгиба зубьев колеса, МПа (§ 11.9); множитель $\cos^3 \gamma_w$ в формуле для z_v учитывает наклон контактных линий и работу зуба как пластины.

Расчет обычно ведут в форме проверочного.

При наличии в спектре нагрузок пиковых моментов $T_{\text{пик}}$ проверяют статическую прочность рабочих поверхностей зубьев колеса, а также их статическую изгибную прочность.

Пиковый момент, возникающий на валу колеса при пуске,

$$T_{\text{пик}} = T_{\text{дв max}} u \eta,$$

где $T_{\text{дв max}}$ — максимальный момент двигателя; $u > 1$ — передаточное отношение между валом двигателя и валом червячного колеса; η — КПД соответствующего участка кинематической цепи.

Условия прочности:

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_2}} \leq [\sigma_{H \text{ max}}];$$

$$\sigma_{F \text{ max}} = \sigma_F \frac{T_{\text{пик}}}{T_2} \leq [\sigma_{F \text{ max}}],$$

где $[\sigma_{H \text{ max}}]$, $[\sigma_{F \text{ max}}]$ — предельные допускаемые напряжения (§ 11.9).

Расчет тела червяка производят на прочность и на жесткость. Нагрузки на червяк и эпюры изгибающих и крутящих моментов показаны на рис. 11.11. Максимальный изгибающий момент от силы F_{t1}

$$M_1 = F_{t1} l / 4,$$

где l — расстояние между опорами червяка.

Максимальный изгибающий момент от сил F_{r1} и F_{a1}

$$M_2 = F_{r1} l / 4 + F_{a1} d_{w1} / 4.$$

Суммарный изгибающий момент

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}.$$

Эквивалентные момент и напряжения для упрощенных расчетов по номинальным напряжениям (на основе энергетической теории прочности) можно определить по формулам:

$$M_E = \sqrt{M^2 + 0,75 T^2},$$

$$\sigma_E = \frac{M_E}{W_n},$$

где W_n — момент сопротивления изгибу.

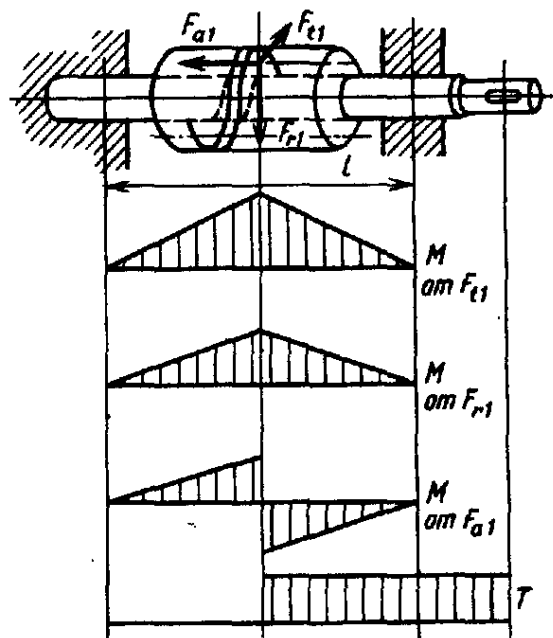


Рис. 11.11. Эпюры моментов для червяка

Повышенные прогибы червяка вызывают недопустимую концентрацию нагрузки в зацеплении, поэтому максимальные прогибы червяков ограничивают величинами $f \leq (0,005 \dots 0,008) m$.

§ 11.8. РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА. КОЭФФИЦИЕНТ НАГРУЗКИ

Расчетная нагрузка или расчетный момент могут быть получены умножением соответствующих номинальных величин на коэффициент нагрузки K .

Коэффициент нагрузки в применении к червячным передачам определяют как произведение коэффициента концентрации нагрузки K_β на динамический (скоростной) коэффициент K_v , т. е. $K = K_\beta K_v$.

Концентрация нагрузки по длине зубьев в основном вызывается деформациями червяка, так как у него значительное расстояние между опорами, а во избежание повышенных потерь на трение он не может быть изготовлен большого диаметра.

Вследствие прогиба вала червяка увеличивается действительное межосевое расстояние и соответственно радиус начального цилиндра червяка, а на нем угол подъема витков червяка становится меньше угла наклона зубьев колеса.

Теоретический коэффициент концентрации нагрузки в условиях отсутствия приработки равен отношению максимальной удельной нагрузки по длине зубьев, которая имеет место вблизи торца зуба $w_{\max} = w_{\text{ср}} + w_\beta$, к средней удельной нагрузке $w_{\text{ср}}$:

$$K_\beta^0 = \frac{w_{\max}}{w_{\text{ср}}} = 1 + \frac{w_\beta}{w_{\text{ср}}}.$$

С учетом линейной зависимости между нагрузками и соответствующими упругими перемещениями можно записать

$$K_\beta^0 = 1 + \frac{\delta_\beta}{\delta_{\text{ср}}},$$

где $\delta_{\text{ср}}$ — среднее по длине зуба упругое перемещение; δ_β — дополнительное упругое перемещение от прогиба червяка.

Очевидно, что δ_β пропорционально кубу расстояния между опорами червяка, которое принимают для предварительных расчетов равным $0,9 m z_2$. Поэтому приближенно принимают, что отношение $\delta_\beta / \delta_{\text{ср}}$ пропорционально z_2^3 . Кроме того, оно является функцией относительного диаметра червяка q (т. е. числа модулей в диаметре делительного цилиндра червяка d_1) и функцией числа витков червяка z_1 . Последние (q и z_1) в значительной степени определяют жесткость червяка и влияние его прогиба на концентрацию упругих перемещений по длине зубьев. Таким образом, теоретический коэффициент концентрации нагрузки в условиях отсутствия приработки может быть представлен следующей зависимостью:

$$K_\beta^0 = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3,$$

где θ — коэффициент деформации червяка, зависящий от q и z_1 (табл. 11.4).

Зубья червячного колеса обладают способностью прирабатываться. При постоянной нагрузке происходит полная приработка и распределение нагрузки выравнивается. При переменной нагрузке происходит частичная приработка и зубья получают естественную бочкообразность. При некотором среднем моменте $T_{\text{ср}}$ концентрация нагрузки отсутствует, а при максимальном (расчетном) T_{max} она сохраняется. Поэтому концентрацию учитывают по отношению к избыточному моменту $T_{\text{max}} - T_{\text{ср}}$. Эффективный коэффициент концентрации нагрузки

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X).$$

11.4. Коэффициент деформации червяка θ

z_1	Коэффициент деформации θ при q						
	7,1	8	9	10	11	12,5	14
1	57	72	89	108	127	157	190
2	45	57	71	86	102	125	152
3	40	51	61	76	89	110	134
4	37	47	58	70	82	101	123

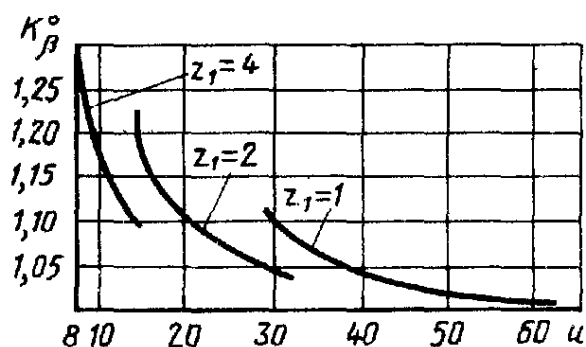


Рис. 11.12. График для определения начального коэффициента концентрации K_β^0

Здесь по аналогии с зубчатыми передачами X — отношение средневзвешенного момента к максимальному, т. е.

$$X = \frac{T_{\text{ср}}}{T_{\text{max}}} = \sum \frac{T_i}{T_{\text{max}}} \frac{N_i}{N_\Sigma},$$

где $N_\Sigma = \sum t_i n_i$; $N_i = t_i n_i$;

T_i , t_i и n_i — соответственно момент, время работы в часах или в относительных единицах и частота вращения в минуту при режиме i ; T_{max} — максимальный длительно действующий момент.

При постоянной нагрузке $X = 1$ и $K_\beta = 1$.

Динамический (скоростной) коэффициент определяется качеством изготовления и скоростью вращения. При точном изготовлении (площадь контакта составляет не менее 75 % номинальной) и окружной скорости колеса $v_2 \leq 3$ м/с принимают $K_v = 1$. Обычно $K_v = 1 \dots 1,3$.

Начиная проектный расчет червячной передачи, принимают $K = 0,5 (K_\beta^0 + 1)$. Значение начального коэффициента концентрации принимают по рис. 11.12.

§ 11.9. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Особенности выбора допускаемых напряжений для червячных колес связаны с их малыми частотами вращения и малыми эквивалентными числами нагружений, тогда как кривые усталости при контактных напряжениях и при изгибе для бронз имеют очень длинные наклонные участки — до $25 \cdot 10^7$ циклов нагружений. Поэтому за исходные выбирают допускаемые

напряжения при 10^6 или 10^7 циклов нагружений в зависимости от ограниченного предела выносливости. Для чугуна наклонные участки кривых усталости короткие, что позволяет выбирать напряжения независимо от числа циклов.

Допускаемые контактные напряжения, МПа, для червячных передач с колесами из бронз с достаточным сопротивлением заеданию (оловянные и аналогичные им бронзы) выбирают из условия сопротивления материала поверхностной усталости в условиях неизбежного износа:

$$[\sigma_H] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_v C_v \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}},$$

где $(0,75 \dots 0,9) \sigma_v$ — допускаемое напряжение при 10^7 циклов; σ_v — временное сопротивление для бронзы при растяжении.

Большие значения числового коэффициента в формуле — для передач с цементированным червяком, меньшие — для передач с червяком, закаленным при нагреве ТВЧ. Червяк шлифован и полирован.

Коэффициент C_v , учитывающий износ и зависящий от скорости $v_{\text{сск}}$:

$v_{\text{сск}}$	1;	2;	3;	4;
C_v	1,33;	1,21;	1,11;	1,02;
$v_{\text{сск}}$	5;	6;	7;	≥ 8
C_v	0,95;	0,88;	0,83;	0,8.

Эквивалентное число циклов нагружений

$$N_{HE} = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{\text{max}}} \right)^4 t_i n_i \leq 25 \cdot 10^7,$$

где T_i , n_i и t_i — момент, частота вращения колеса в минуту и время работы в часах при режиме i ; T_{max} — максимальный длительно действующий момент, по которому ведется расчет ($T_{\text{max}} = T_2$).

Если $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$, то его принимают равным $25 \cdot 10^7$.

Для твердых (безоловянных) бронз и чугунов допускаемые контактные напряжения выбирают из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения.

Для червячного колеса из безоловянистой бронзы (БрА10Ж4Н4, БрА9Ж3Л) и закаленного шлифовального и полированного червяка $[\sigma_H] = (300 \dots 275) - 25 v_{ск}$, где большие значения числового коэффициента — для цементованного червяка, меньшие — для закаленного ТВЧ; $v_{ск}$ — в м/с; $[\sigma_H]$ — в МПа.

Для колеса из чугуна и червяка, закаленного ТВЧ, $[\sigma_H] = 200 - 35 v_{ск}$, при улучшенном червяке $[\sigma_H] = 175 - 35 v_{ск}$.

Предельно допускаемые напряжения при проверке на максимальную статическую или единичную пиковую нагрузку:

$$[\sigma_{H_{max}}] = 4\sigma_T \text{ — оловянная бронза;}$$

$$[\sigma_{H_{max}}] = 2\sigma_T \text{ — безоловянная бронза;}$$

$$[\sigma_{H_{max}}] = 1,65\sigma_{вн} \text{ — чугун.}$$

Допускаемые номинальные напряжения изгиба для бронзовых червячных колес при работе зубьев одной стороной (т. е. при нереверсивной передаче)

$$[\sigma_F] = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_{вн}) \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}},$$

где σ_T и $\sigma_{вн}$ — пределы текучести и прочности бронзы при растяжении; для бронзы БрО10Н1Ф1 при центробежной отливке $\sigma_T = 165$, $\sigma_{вн} = 285$ МПа; для бронзы БрО10Ф1 при отливке в песок $\sigma_T = 140$, $\sigma_{вн} = 220$ МПа; то же, в кокиль соответственно 200 и 250 МПа; бронзы БрО5Ц5С5 соответственно $\sigma_T = 80$, $\sigma_{вн} = 150$ и $\sigma_T = 90$, $\sigma_{вн} = 180$ МПа; N_{FE} — эквивалентное число циклов нагружений, определяемое по следующей формуле:

$$N_{FE} = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 t_i n_i.$$

Если $N_{FE} \leq 10^6$, то его принимают равным 10^6 , если $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$, то равным $25 \cdot 10^7$. Кореи в формуле учитывают понижение сопротивления усталости материала с ростом числа циклов нагружений.

Допускаемое напряжение для чугунных червячных колес при работе зубьев

одной стороной $[\sigma_F] = 0,22\sigma_{вн}$ ($\sigma_{вн}$ — предел прочности на изгиб).

При работе зубьев обеими сторонами (реверсивная передача) полученные значения допускаемого напряжения $[\sigma_F]$ умножают на 0,8.

Предельные допускаемые напряжения при проверке на максимальную статическую или единичную пиковую нагрузку:

$$[\sigma_{F_{max}}] = 0,8\sigma_T \text{ — бронза;}$$

$$[\sigma_{F_{max}}] = 0,6\sigma_{вн} \text{ — чугун.}$$

Приведенные здесь допускаемые напряжения определены при условии, что зона зацепления передачи постоянно находится в масле. Если это условие не выполняется, то следует снижать допускаемые напряжения до 0,85 приведенных.

§ 11.10. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ОХЛАЖДЕНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Червячные передачи работают с большим тепловыделением. Между тем нагрев масла до температуры, превышающей предельную $[t_{M_{max}}] \approx 95^\circ\text{C}$, приводит к потере им защитной способности и к опасности заедания в передаче. Расчет при установившемся тепловом состоянии производят на основе теплового баланса, т. е. приравнивая тепловыделение теплоотдаче.

Количество теплоты (Вт), выделяющееся в червячной передаче, непрерывно работающей с КПД η и передающей мощность P_1 (кВт),

$$W = 10^3 (1 - \eta) P_1,$$

где η — КПД передачи без учета потерь на привод вентилятора.

Количество теплоты, отводимой свободной поверхностью корпуса передачи и фундаментной плитой или рамой,

$$W_1 = K_T (t_m - t_o) A (1 + \psi),$$

где $A \approx 20a_w^{1,7}$ — поверхность теплоотдачи корпуса передачи, в которую включается 50 % поверхности ребер, m^2 ; t_m и t_o — температура масла и температу-

ра окружающего воздуха, °C; K_T — коэффициент теплоотдачи, равный 12...18 Вт/(м²·°C) (большие значения принимают при благоприятных условиях циркуляции воздуха); в типовых редукторах $K_T = 16$ Вт/(м²·°C) (см. также с. 391); ψ — коэффициент, учитывающий теплоотвод в фундаментную плиту или раму машины и доходящий до 0,3 при прилегании корпуса передачи по большой поверхности (при установке редуктора на бетонное основание его дно выключается из теплоотдачи).

Максимальное количество теплоты, которое может отводиться корпусом передачи

$$[W_{1\max}] = K_T ([t_{m\max}] - t_o) A (1 + \psi),$$

где $t_{m\max}$ — максимально допустимая температура масла.

По тепловому балансу $W = W_1$ можно определить рабочую температуру масла t_m (°C) или мощность $[P_1]$, которая может длительно передаваться червячной передачей согласно условию, что температура масла не превышает $[t_{m\max}]$:

$$t_m = t_o + \frac{10^3 (1 - \eta) P_1}{K_T A (1 + \psi)};$$

$$[P_1] = \frac{K_T ([t_{m\max}] - t_o) A (1 + \psi)}{10^3 (1 - \eta)}.$$

Если $t > [t_{m\max}]$, т. е. $W > [W_{1\max}]$, то должен быть предусмотрен отвод избыточной теплоты $W - W_{1\max}$. Это достигается ребрением редуктора (если ребра ранее не предусматривались), искусственной вентиляцией, змеевиками с охлаждающей жидкостью в масляной ванне или другими охлаждающими устройствами.

Расположение ребер выбирают согласно условию лучшего их обтекания воздухом. При естественном охлаждении в соответствии с тем, что нагретый воздух поднимается вверх, ребра следует располагать вертикально. При искусственном обдуве корпуса ребра располагают вдоль направления потока воздуха от вентилятора, обычно горизонтально.

Искусственный обдув осуществляется вентилятором, устанавливаемым на валу червяка. Воздушное охлаждение значительно проще и дешевле водяного, поэтому оно получило наибольшее распространение. Оно более эффективно при расположении червяка под червячным колесом, так как в этом случае воздушный поток охлаждает масляную ванну. При искусственном обдуве коэффициент теплоотдачи обдуваемых стенок достигает 20...30 Вт/(м²·°C) и выше.

Водяное охлаждение применяют при необходимости отвода большого количества тепла. Коэффициент теплоотдачи от поверхности труб с охлаждающей жидкостью равен 100...200 Вт/(м²·°C).

Большинство червячных передач работает с перерывами.

При повторно-кратковременном режиме работы, если время непрерывной работы и паузы малы по сравнению с временем разогрева передачи до установившейся температуры и передача работает без специального охлаждения, то расчет в первом приближении можно вести по тем же зависимостям, что и при постоянном режиме, но по среднему количеству теплоты, выделяющейся за единицу времени.

§ 11.11. КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

Основное распространение имеют одноступенчатые червячные редукторы. Диапазон передаточных отношений $u = 8...63$. При больших передаточных числах применяют двухступенчатые червячные редукторы или комбинированные зубчато-червячные редукторы.

Редукторы выполняют со следующими вариантами расположения червяка и червячного колеса:

1) червяк под колесом — применяют при окружных скоростях червяка до 4...5 м/с, смазка — окунанием червяка (рис. 11.13, а); допускает передачу большей мощности по критерию нагрева, но хуже в отношении утечки масла;

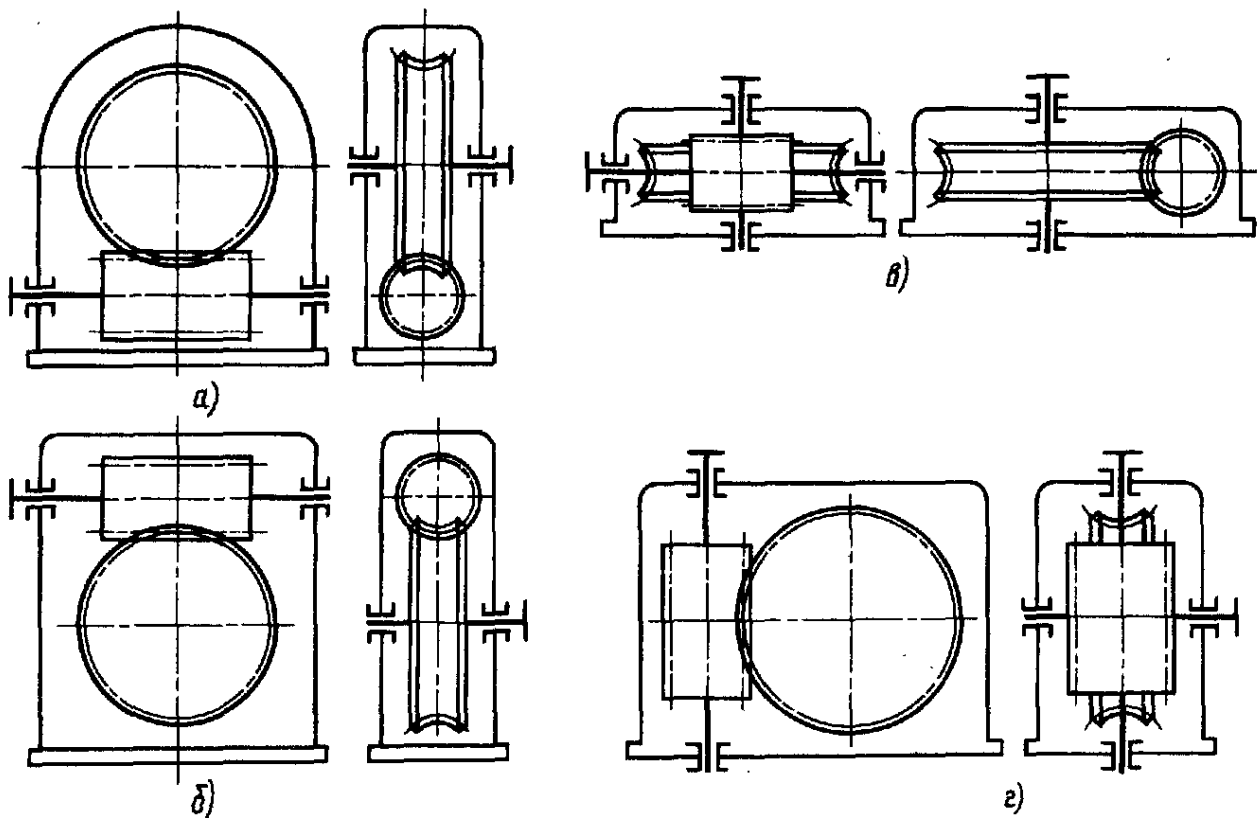


Рис. 11.13. Основные схемы одноступенчатых червячных редукторов

2) червяк над колесом — предпочтительная конструкция, применяемая в быстроходных передачах во избежание излишних потерь на разбрызгивание масла быстроходным червяком, смазка — окунанием колеса (рис. 11.13, б);

3) червяк с горизонтальной осью, сцепляющийся с колесом, имеющим вертикальную ось (рис. 11.13, в);

4) червяк с вертикальной осью, расположенной сбоку колеса (рис. 11.13, г).

Две последние конструкции применять нежелательно вследствие трудности смазывания подшипников вертикальных валов и удержания смазки от вытекания.

Червяки в случае нарезания резьбы резцом должны иметь выход для инструмента (проточку). На резьбофрезерном станке резьба может быть изготовлена со сбегом.

Червячные колеса в целях экономии цветных металлов выполняют с венцом из антифрикционных материалов и стальным или чугунным центром.

Применяют следующие типовые конструкции:

1. Бандажированная конструкция, в которой бронзовый обод посажен на сталь-

ной или чугунный центр с натягом (рис. 11.14, а). Конструкция проста в изготовлении и применяется для колес небольших диаметров в передачах не напряженных в тепловом отношении. Применение ее в связи со значительным расходом бронзы ограничено. При нагреве до высокой температуры посадка может ослабеть вследствие большего коэффициента линейного расширения бронзы, чем чугуна или стали. Для предотвращения взаимного смещения венца и ступицы в стыкуемые поверхности ввертывают винты или устанавливают круглые шпонки.

2. Болтовая конструкция, в которой бронзовый венец, выполненный с флан-

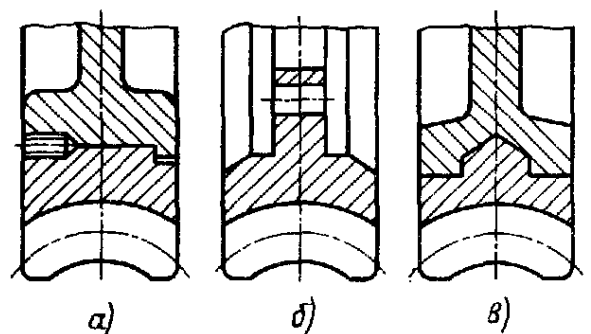


Рис. 11.14. Типовые конструкции зубчатых венцов червячных колес

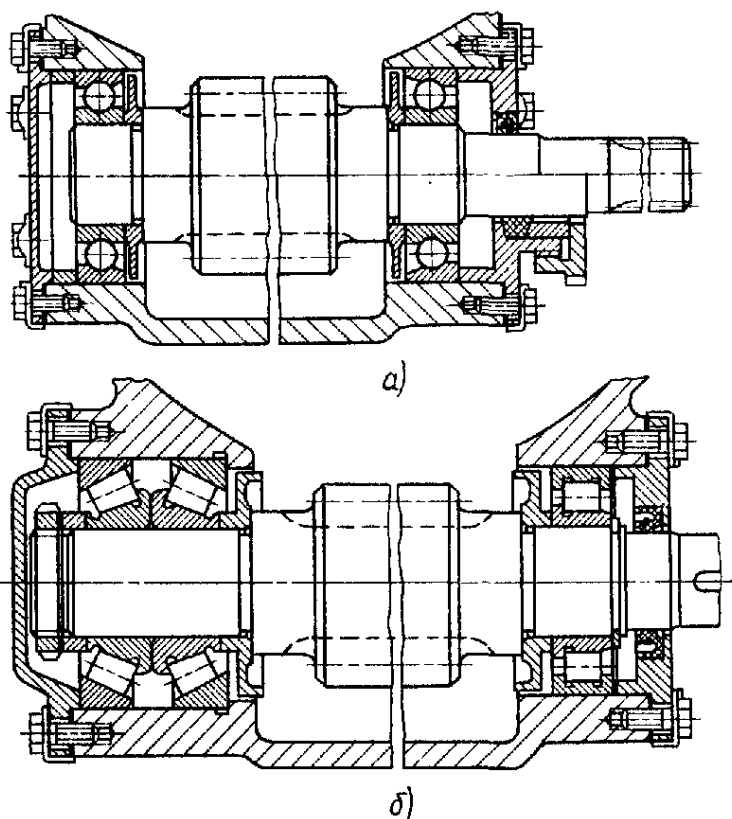


Рис. 11.15. Типовые конструкции червяков и их опор

цем, прикрепляют болтами к ступице колеса (рис. 11.14, б). Фланец выполняют по возможности симметричным по отношению к венцу для меньшего искажения рабочих поверхностей зубьев вследствие температурных деформаций. Эту конструкцию применяют для колес больших и средних диаметров.

3. Наиболее рациональная конструкция — биметаллическая, бронзовый венец которой отлит в форму с предварительно вставленным в нее центром (рис. 11.14, в). Эту конструкцию применяют в машинах серийного производства.

В червячных передачах, как правило, применяют подшипники качения.

Червяки с небольшим расстоянием между опорами в передачах, не напряженных в тепловом отношении, допускается устанавливать на радиально-упорных подшипниках по одному в опоре (установка «враспор») (рис. 11.15, а). У червяков с большим расстоянием между опорами, работающих в напряженном тепловом режиме, ставят в одной опоре плавающий подшипник, а в другой — два радиально-упорных или один сдвоенный, воспринима-

ющие осевые усилия в обоих направлениях (рис. 11.15, б).

Для вала червячного колеса ввиду его небольшой длины применяют по одному радиально-упорному (обычно коническому роликовому) подшипнику в опоре, которые устанавливают враспор.

Корпуса крупных редукторов делают с верхней крышкой, а малых — с боковой крышкой. Корпуса делают чугунными и алюминиевыми.

§ 11.12. СМАЗКА

В связи с неблагоприятными условиями для возникновения жидкостного трения в червячных передачах рекомендуют применять более вязкие масла, чем в других передачах. Вместе с тем в связи с использованием для червячных колес цветных металлов не следует применять активные противозадирные присадки.

Рекомендуют применять глубокоочищенные легированные индустриальные масла ИГП в зависимости от скорости скольжения:

Скорость скольжения, м/с	менее 1	1...4	3,5...6
Масла ИГП	250; 182	182; 152	152; 114

При работе в условиях повторно-переменного режима следует применять масла вязкостью на ступень ниже, а при температуре окружающей среды 25...50 °С — на одну ступень выше.

При отсутствии масел ИГП или неполной загрузке передачи можно применять нелегированные нефтяные масла с вязкостью, выбираемой по параметру $\sigma_H^2 / (10^3 v_{ск})$, где σ_H — контактное напряжение, МПа; $v_{ск}$ — скорость скольжения, м/с:

$\sigma_H^2 / (10^3 v_{ск})$	1,25	3,2	8	20	50
$v_{100}, \text{сСт}$ ($10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$)	8,5	12	17	26	42

В червячных передачах, применяемых обычно при повторно-кратковременных режимах работы, желательно смазывание погружением в масляную ванну на всю высоту сцепляющихся зубьев, в том числе

в передачах с верхним расположением червяка. При этом необходимы мероприятия для предотвращения вытекания масла, т. е. применение герметизирующих паст, обеспечение жесткости фланцев. Смазывание маслоразбрызгивающими кольцами неэффективно.

В быстроходных мощных передачах с верхним расположением червяка применяют принудительную смазку от насоса непосредственно в зону зацепления.

§ 11.13. ПЕРЕДАЧИ С ВОГНУТЫМ ПРОФИЛЕМ ВИТКОВ ЧЕРВЯКА И ГЛОБОИДНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передачи с вогнутым профилем витков червяка ZT. В этих передачах контактные линии располагаются более благоприятно (под большими углами к скорости скольжения), т. е. они имеют лучшие условия для образования масляного клина, а также большие приведенные радиусы кривизны. Несущая способность таких передач на 30—60 % больше, чем обычных цилиндрических (большие значения — при больших скоростях); потери на трение в них до двух раз меньше.

Радиус кривизны профиля витков червяка можно выбирать по зависимости [16].

$$r = \frac{h_{a1}^* x}{\sin \alpha} \left(1 + \frac{2,2q}{z_2} \right) m,$$

где x — коэффициент смещения червяка (и инструмента при нарезании колеса), применяемый во избежание подрезания зубьев колеса: при $z_2 = 26 \dots 40$ $x = 1,0 \dots 1,2$; при $z_2 > 60$ x возрастает до 1,5; h_{a1}^* — коэффициент высоты головки зуба.

Координата центра дуги от оси червяка

$$e = 0,5d_1 + r \sin \alpha.$$

Основные геометрические соотношения для цилиндрических червячных передач распространяются на передачи с вогнутым

профилем червяка. Рекомендуются лишь некоторые небольшие уточнения:

наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{a2} = d_{a2} + \frac{1}{3} (7 - z_1) (2 - x) m;$$

ширина зубчатого венца

$$b_2 = \psi d_1 - (2x - 1) m,$$

где $\psi = 0,75$ при $z_1 = 1$ и 2; $\psi = 0,67$ при $z_1 = 4$;

длина нарезанной части шлифованного червяка

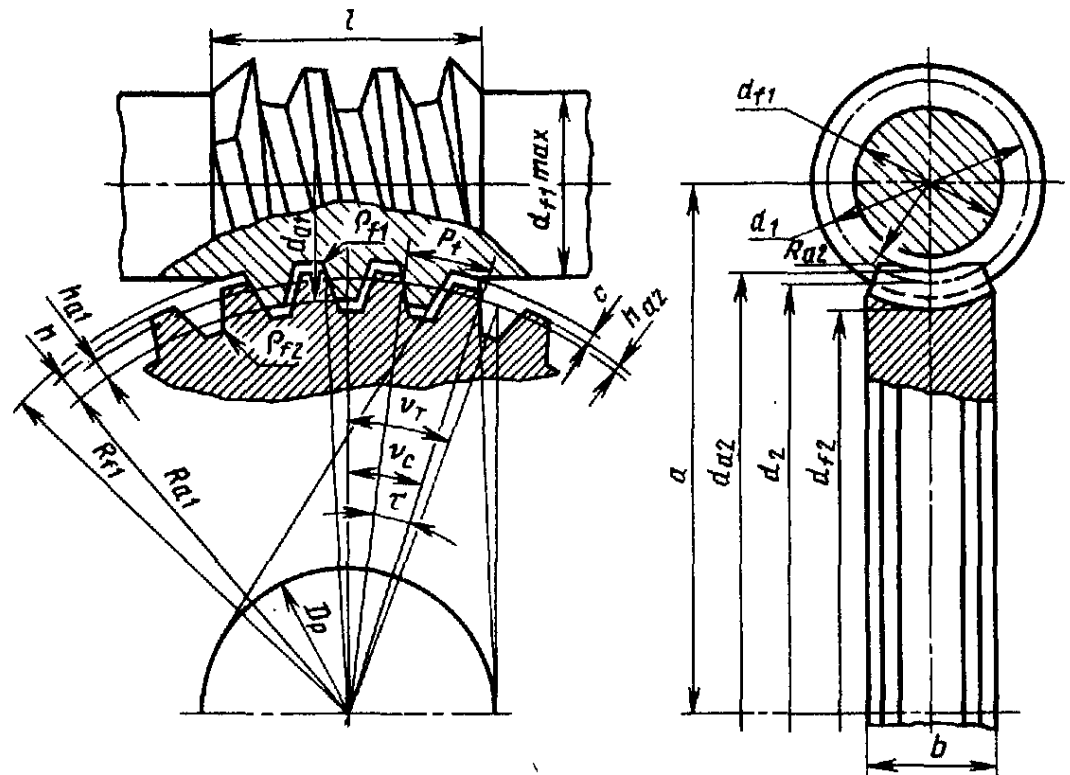
$$b_1 = (16 + 0,06z_2) (0,9 + 0,1z_1) m.$$

Глобоидные передачи. Несущую способность червячных передач можно существенно повысить, если выполнить червяк и колесо глобоидными (рис. 11.16, 11.17). При этом увеличиваются числа зубьев в зацеплении, приведенные радиусы кривизны и контактные линии в зацеплении располагаются под большим углом к направлению скорости скольжения, что улучшает условия для образования масляных клиньев в зацеплении. Несущая способность глобоидных передач при условии точного изготовления и надлежащего охлаждения около полутора раз больше, чем передач с цилиндрическими червяками¹ с линейчатыми рабочими поверхностями.

Глобоидные передачи вследствие своих малых габаритов и, следовательно, малой поверхности теплоотдачи оказываются сильно напряженными в тепловом отношении, поэтому их применяют преимущественно в повторно кратковременном режиме и с искусственным охлаждением. Применение глобоидных передач более эффективно для больших моментов, чем для малых.

В СССР применяют глобоидные передачи с прямолинейными профилями зубьев колеса и витков червяка в центральной

Рис. 11.16. Схема глобоидной передачи



плоскости. Профили образуются прямыми, касательными к профильной окружности.

Для ограничения номенклатуры дорогого инструмента глобоидные передачи стандартизованы (ГОСТ 9369—77, ГОСТ 24438—80, ГОСТ 17696—80). В основу стандартизации положены следующие

варьируемые независимые параметры: межосевые расстояния, делительные диаметры червяков (в среднем сечении), передаточные числа (т. е. отношения фиксированных значений z_2 и z_1), ширина венца червячного колеса. В отличие от большинства других зубчатых и зубчато-

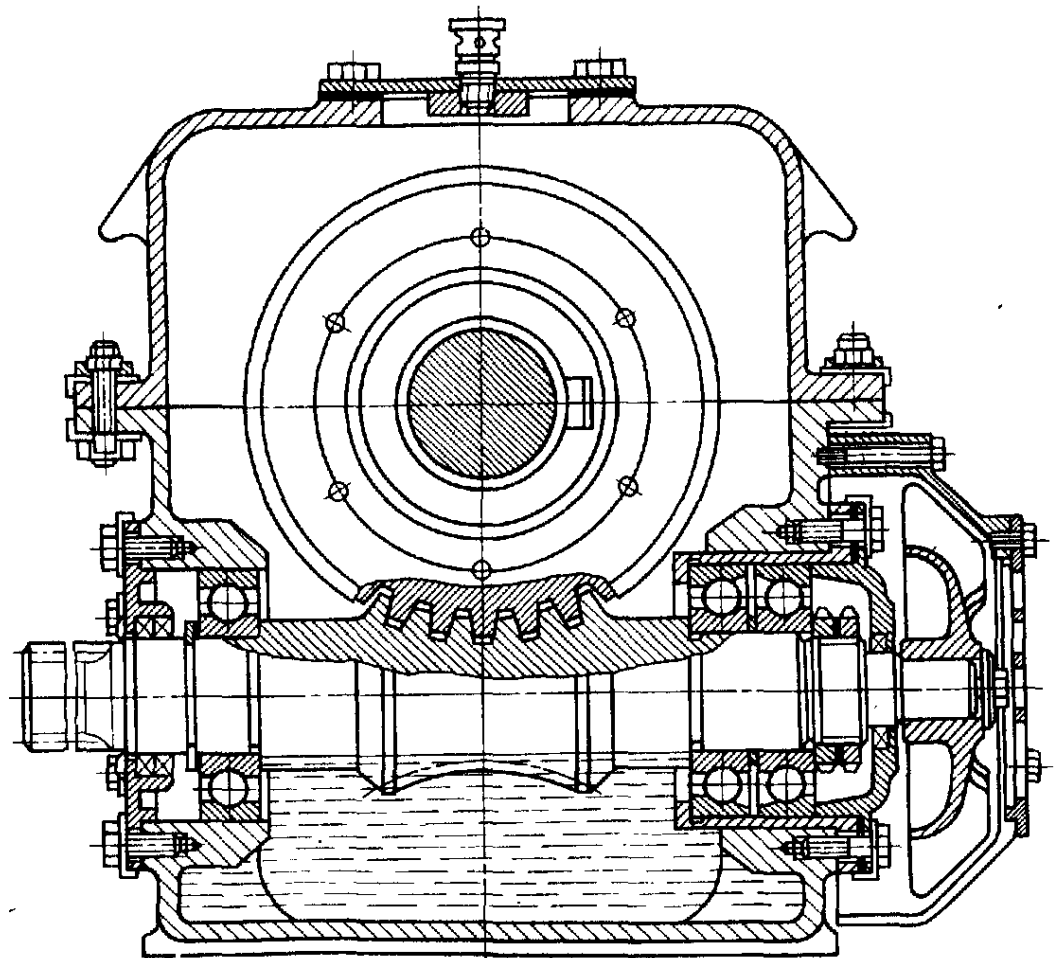


Рис. 11.17. Червячный редуктор

винтовых передач значения модуля не стандартизованы и не округляются, так как одним комплектом резцов можно нарезать червяки разного модуля, а стандартизация модуля не позволяет сократить число фрез (одной фрезой все равно нельзя нарезать колеса с разными числами зубьев).

Значения межосевых расстояний стандартизованы в диапазоне от 40 до 1600 мм, причем предпочтительные значения распределены по ряду $Ra 10$.

Делительные диаметры червяков установлены трех рядов. Меньшие диаметры червяков (1-й ряд) выбирают в целях уменьшения потерь на трение для быстроходных передач, работающих при постоянных нагрузках. Повышенные диаметры из 2-го и 3-го рядов обеспечивают большую жесткость и способность восприятия перегрузок при повторно кратковременных режимах.

Номинальные передаточные числа установлены от 10 до 90, предпочтительные — по ряду $R10$.

Геометрические расчеты глобоидных передач подобны геометрическим расчетам червячных передач с цилиндрическим червяком.

Основным критерием работоспособности глобоидных передач является износостойкость.

Расчет производят по зависимостям, основанным на обобщении большого экспериментального материала, наблюдений в эксплуатации и опыта изготовителей [23].

Технология изготовления и сборки глобоидных передач существенно сложнее, чем червячных с цилиндрическим червяком. Нужен больший и более дорогой комплект инструмента и специальное оборудование. При сборке необходима выверка точного положения вдоль оси не только червячного колеса, но и червяка.

Поэтому область применения глобоидных передач сужается и расширяется область применения червячных передач с вогнутым профилем червяка.

§ 12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек и цепи, охватывающей звездочки и зацепляющейся за их зубья (рис. 12.1). Применяют также цепные передачи с несколькими ведомыми звездочками. Кроме перечисленных основных элементов, цепные передачи включают натяжные устройства, смазочные устройства и ограждения.

Цепь состоит из соединенных шарнирами звеньев, которые обеспечивают подвижность или «гибкость» цепи.

Цепные передачи могут выполняться в широком диапазоне параметров (см. с. 252).

Широко используют цепные передачи в сельскохозяйственных и подъемно-транспортных машинах, нефтебуровом оборудовании, мотоциклах, велосипедах, автомобилях.

Цепные передачи применяют: а) при средних межосевых расстояниях, при которых зубчатые передачи требуют промежуточных ступеней или паразитных зубчатых колес, не вызываемых необходимостью получения нужного передаточного отношения; б) при жестких тре-

бованиях к габаритам или в) при необходимости работы без проскальзывания (препятствующего применению клиноременных передач).

Кроме цепных приводов, в машиностроении применяют цепные устройства, т. е. цепные передачи с рабочими органами (ковшами, скребками) в транспортерах, элеваторах, экскаваторах и других машинах.

К достоинствам цепных передач относят: 1) возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний; 2) меньшие, чем у ременных передач, габариты; 3) отсутствие скольжения; 4) высокий КПД; 5) малые силы, действующие на валы, так как нет необходимости в большом начальном натяжении; 6) возможность легкой замены цепи; 7) возможность передачи движения нескольким звездочкам.

Вместе с тем цепные передачи не лишены недостатков: 1) они работают в условиях отсутствия жидкостного трения в шарнирах и, следовательно, с неизбежным их износом, существенным при плохом смазывании и попадании пыли и грязи; износ шарниров приводит к увеличению шага звеньев и длины цепи, что вызывает необходимость применения натяжных устройств; 2) они требуют более высокой точности установки валов, чем клиноременные передачи, и более сложного ухода — смазывания, регулировки; 3) передачи требуют установки в картерах; 4) скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает колебания передаточного отношения, хотя эти колебания небольшие (см. § 12.7).

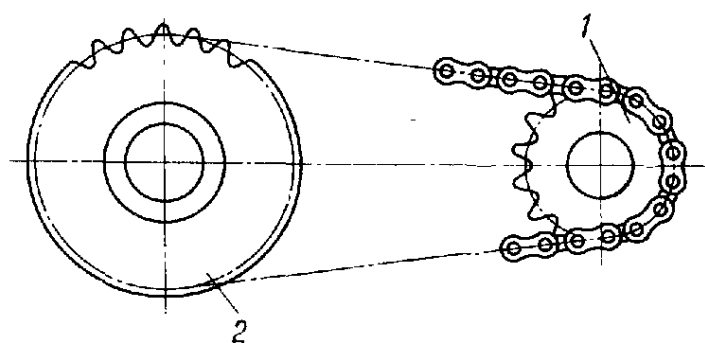


Рис. 12.1. Схема цепной передачи

§ 12.2 ЦЕПИ

Цепи, применяемые в машиностроении, по характеру выполняемой ими работы подразделяют на две группы: приводные и тяговые. Цепи стандартизованы, их производят на специализированных заводах. Выпуск только приводных цепей в СССР превышает 80 млн. м в год. Ими оснащается ежегодно более 8 млн. машин.

В качестве **приводных** применяют роликовые, втулочные и зубчатые цепи. Для них характерны малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и изнosoустойчивые шарниры (для обеспечения долговечности).

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной силовой характеристикой — раз-

рушающая нагрузка, устанавливаемая опытным путем. В соответствии с международными стандартами применяют цепи с шагом, кратным 25,4 мм (т. е. ~ 1 дюйму).

В СССР изготавливают следующие приводные роликовые и втулочные цепи по ГОСТ 13568—75*:

- ПРЛ — роликовые однорядные нормальной точности;
- ПР — роликовые повышенной точности;
- ПРД — роликовые длиннозвенные;
- ПВ — втулочные;
- ПРИ — роликовые с изогнутыми пластинами,

а также роликовые цепи по ГОСТ 21834—76* для буровых установок (в быстросходных передачах).

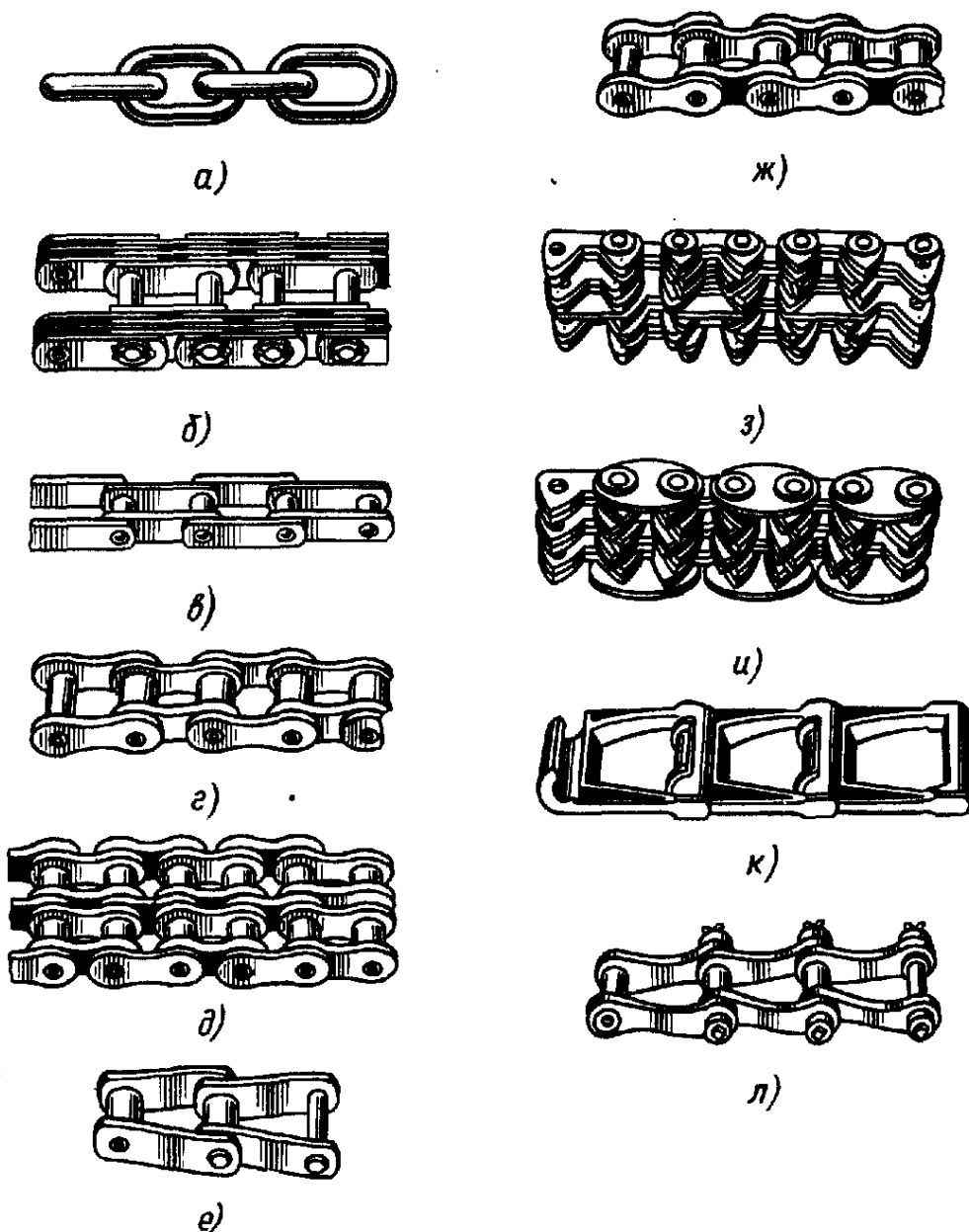


Рис. 12.2. Основные типы цепей:

а — грузовая круглозвенная; б — грузовая пластинчатая шарнирная; в — тяговая втулочная; г — приводная роликовая однорядная; д — то же, двухрядная; е — приводная роликовая с изогнутыми пластинами; ж — приводная втулочная; з — приводная зубчатая с внутренними направляющими пластинами; и — приводная зубчатая с боковыми направляющими пластинами; к — приводная фасоннозвенная крючковая; л — приводная фасоннозвенная втулочно-штыревая

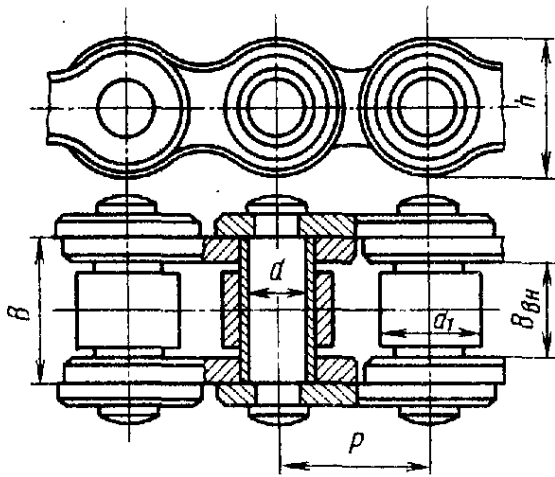


Рис. 12.3. Роликовая цепь

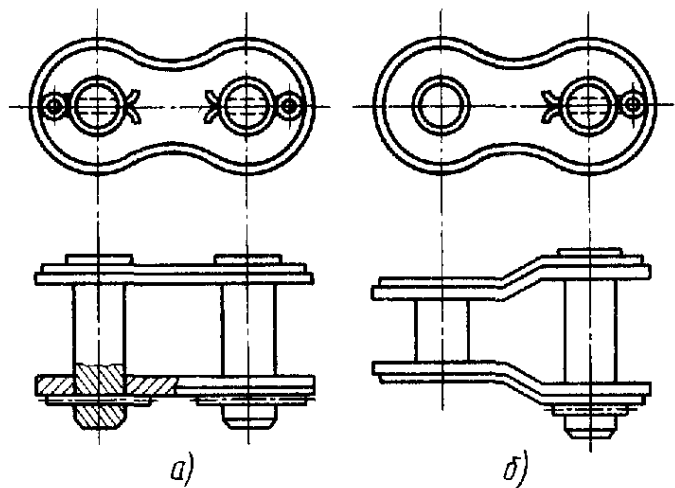


Рис. 12.4. Соединительное (а) и переходное (б) звенья роликовой цепи

Роликовые цепи (рис. 12.2, г, д и 12.3) — это цепи со звеньями, каждое из которых выполнено из двух пластин, напрессованных на валики (наружные звенья) или на втулки (внутренние звенья). Втулки надеты на валики сопряженных звеньев и образуют шарниры. Наружные и внутренние звенья в цепи чередуются.

Втулки, в свою очередь, несут ролики, которые входят во впадины между зубьями на звездочках и сцепляются со звездочками. Благодаря роликам трение скольжения между цепью и звездочкой заменяется трением качения, что уменьшает износ зубьев звездочек. Пластины очерчивают контуром, напоминающим цифру 8 и приближающим пластины к телам равного сопротивления растяжению.

Валики (оси) цепей выполняют ступенчатыми или гладкими.

Концы валиков расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемны. Концы цепи соединяют соединительными звеньями с закреплением валиков шплинтами (рис. 12.4, а) или расклепыванием. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют специальные переходные звенья (рис. 12.4, б), которые, однако, слабее, чем основные; поэтому обычно стремятся применять цепи с четным числом звеньев.

При больших нагрузках и скоростях во избежание применения цепей с боль-

шими шагами, неблагоприятных в отношении динамических нагрузок, применяют многорядные цепи (см. рис. 12.2, д). Их составляют из тех же элементов, что и однорядные, только их валики имеют увеличенную длину. Передаваемые мощности и разрушающие нагрузки многорядных цепей почти пропорциональны числу рядов.

Характеристики роликовых цепей повышенной точности ПР приведены в табл. 12.1. Роликовые цепи нормальной точности ПРЛ стандартизованы в диапазоне шагов 15,875...50,8 и рассчитаны на разрушающую нагрузку на 10...30 % меньше, чем у цепей повышенной точности.

Длиннозвенные роликовые цепи ПРД выполняют в удвоенном шагом по сравнению с обычными роликовыми. Поэтому они легче и дешевле обычных. Их целесообразно применять при малых скоростях, в частности, в сельскохозяйственном машиностроении.

Втулочные цепи ПВ по конструкции совпадают с роликовыми, но не имеют роликов, что удешевляет цепь и уменьшает габариты и массу при увеличенной площади проекции шарнира (см. рис. 12.2, ж). Эти цепи изготовляют с шагом только 9,525 мм и применяют, в частности, в мотоциклах и в автомобилях (привод к распределительному валу). Цепи показывают достаточную работоспособность.

12.1. Приводные роликовые цепи по ГОСТ 13568—75 * (см. рис. 12.3)

Обозначение цепи	Шаг цепи P , мм	Расстояние между внутренними пластинами, $B_{вн}$, мм	Диаметр валка d , мм	Диаметр ролика d_1 , мм	Ширина внутренней пластины h , мм	Ширина внутреннего звена B , мм	Проекция площади шарнира A , мм ²	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи q , кг
ПР-8-460	8,00	3,00	2,31	5,00	7,5	4,77	11	4,60	0,20
ПР-9,525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	8,53	28	9,10	0,45
ПР-12,7-900-1	12,7	2,4	3,66	7,75	10,0	4,9	17,9	9,00	0,30
ПР-12,7-900-2	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	5,80	21	9,00	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	8,90	40	18,20	0,65
ПР-12,7-1820-2 *	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	11,3	50	18,20	0,75
ПР-15,875-2270-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	10,78	55	22,70	0,80
ПР-15,875-2270-2 *	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	13,95	71	22,70	1,0
ПР-19,05-3180 *	19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	17,75	105	31,80	1,9
ПР-25,4-5670 *	25,40	15,88	7,95	15,88	24,2	22,61	180	56,70	2,6
ПР-31,75-8850 *	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	27,46	260	88,50	3,8
ПР-38,1-12700 *	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	35,46	395	127,00	5,5
ПР-44,45-17240 *	44,45	25,40	12,70	25,70	42,4	37,19	475	172,40	7,5
ПР-50,8-22680 *	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	45,21	645	226,80	9,7

* Цепи, которые могут изготавливаться двух- или трехрядными.

Роликовые цепи с изогнутыми пластинами ПРИ набирают из одинаковых звеньев, подобных переходному звену (см. рис. 12.2, е). В связи с тем, что пластины работают на изгиб и поэтому обладают повышенной податливостью, эти цепи применяют при динамических нагрузках (ударах, частых реверсах и т. д.).

В обозначении роликовой или втулочной цепи указывают: тип, шаг, разруша-

ющую нагрузку и номер ГОСТа (например, *Цепь ПР-25,4-5670 ГОСТ 13568—75 **). У многорядных цепей в начале обозначения указывают число рядов.

Зубчатые цепи (см. рис. 12.2, з, и; рис. 12.5, табл. 12.2) — это цепи со звеньями из наборов пластин. Каждая пластина имеет по два зуба со впадиной между ними для размещения зуба звездочки. Рабочие (внешние) поверхности зубьев этих пластин (поверхности контакта со звездочками, ограничены плоскостями и наклонены одна к другой под углом вклинивания α , равным 60°). Этими поверхностями каждое звено садится на два зуба звездочки. Зубья звездочек имеют трапециевидный профиль.

Пластины в звеньях раздвинуты на толщину одной или двух пластин сопряженных звеньев.

В настоящее время в основном изготавливают цепи с шарнирами качения (см. рис. 12.5), которые стандартизованы (ГОСТ 13552—81*).

Для образования шарниров в отверстия звеньев вставляют призмы с цилиндрическими рабочими поверхностями.

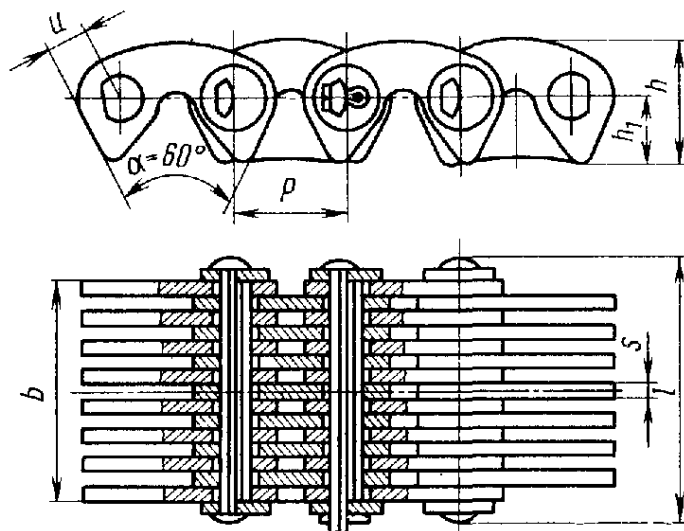


Рис. 12.5. Зубчатая цепь с шарнирами качения

12.2. Приводные зубчатые цепи ПЗ-1 с шарнирами качения (ГОСТ 13552—81 *) одностороннего зацепления * (см. рис. 12.5)

Шаг P , мм	Ширина b , мм	Ширина пластины, h , мм	Расстояние оси шарнира до вершины зуба h_1 , мм	Размер u , мм	Толщина пластины s , мм	Разрушающая нагрузка на 1 мм ширины цепи, H	Масса 1 м цепи на 1 см ширины, кг
12,7	22,5...52,5 (через 6 мм)	13,4	7,0	4,76	1,5	1000	0,58
15,875	30...70 (через 8 мм)	16,7	8,7	5,95	2,0	1270	0,72
19,05	45...93 (через 12 мм)	20,1	10,5	7,14	3,0	1500	0,86

* ГОСТ 13552—81 * включает также цепи ПЗ-2 с шагами 25,4 и 31,75 мм, рассчитанные на двустороннее зацепление.

Призмы опираются на лыски. При специальном профилировании отверстий пластин и соответствующих поверхностей призм можно получить в шарнире практически чистое качение. Имеются экспериментальные и эксплуатационные данные о том, что ресурс зубчатых цепей с шарнирами качения во много раз выше, чем цепей с шарнирами скольжения.

Во избежание бокового сползания цепи со звездочек предусматривают направляющие пластины, представляющие собой обычные пластины, но без выемок для зубьев звездочек. Применяют внутренние (см. рис. 12.9) или боковые направляющие пластины. Внутренние направляющие пластины требуют проточки соответствующей канавки на звездочках. Они обеспечивают лучшее направление при высоких скоростях и имеют основное применение.

Достоинствами зубчатых цепей по сравнению с роликовыми являются меньший шум, повышенная кинематическая точность и допускаемая скорость, а также повышенная надежность, связанная с многопластинчатой конструкцией. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже. Поэтому они имеют ограниченное применение и вытесняются роликовыми цепями.

Тяговые цепи подразделяют на три основных типа: пластинчатые по ГОСТ 588—81* (см. рис. 12.2, б, в); разборные по ГОСТ 589—85; круглозвенные (нор-

мальной и повышенной прочности) соответственно по ГОСТ 2319—81 (см. рис. 12.2, а).

Пластинчатые цепи служат для перемещения грузов под любым углом к горизонтальной плоскости в транспортирующих машинах (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.). Они обычно состоят из пластин простой формы и осей со втулками или без втулок; для них характерны большие шаги, так как боковые пластины часто используют для закрепления полотна транспортера. Скорости движения цепей этого типа обычно не превышают 2...3 м/с.

Круглозвенные цепи используют в основном для подвеса и подъема грузов.

Существуют специальные цепи, передающие движение между звездочками с взаимно перпендикулярными осями. Валики (оси) двух соседних звеньев такой цепи взаимно перпендикулярны.

§ 12.3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРИВODНЫХ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Мощности, для передачи которых применяют цепные передачи, изменяются в диапазоне от долей до сотен киловатт, в общем машиностроении обычно до 100 кВт. Межосевые расстояния цепных передач достигают 8 м.

Частоты вращения звездочек и скорость ограничиваются

12.3. Наибольшие рекомендуемые $n_{н.р}$ и предельные $n_{пр}$ частоты вращения малой звездочки (мин^{-1})

Тип цепи	Шаг цепи P , мм									
	6	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
ПВ, ПРЛ и ПР	$\frac{3000}{6000}$	$\frac{2500}{5000}$	$\frac{1250}{3150}$	$\frac{1000}{2300}$	$\frac{900}{1800}$	$\frac{700}{1200}$	$\frac{500}{1000}$	$\frac{400}{900}$	$\frac{300}{600}$	$\frac{250}{450}$
ПЗ-1	—	—	$\frac{3300}{4000}$	$\frac{2650}{3300}$	$\frac{2200}{2700}$	—	—	—	—	—

Примечания: 1. В числителе приведены значения частоты вращения $n_{н.р}$, в знаменателе — значения $n_{пр}$.

2. При частоте вращения $n_{н.р}$ число зубьев малой звездочки должно быть $z_1 \geq 15$. При частоте $n_{пр}$ $z_1 \geq 20$ и необходима повышенная точность изготовления звездочек, монтажа передачи и обильное смазывание.

величиной силы удара, возникающей между зубом звездочки и шарниром цепи, износом и шумом передач. Наибольшие рекомендуемые и предельные частоты вращения звездочек приведены в табл. 12.3. Скорости движения цепей обычно не превышают 15 м/с, однако в передачах с цепями и звездочками высокого качества при эффективных способах смазывания достигают 35 м/с.

Средняя скорость цепи, м/с,

$$v = \frac{znP}{60 \cdot 1000},$$

где z — число зубьев звездочки; n — частота ее вращения, мин^{-1} ; P — шаг цепи, мм.

Передаточное отношение определяют из условия равенства средней скорости цепи на звездочках (см. рис. 12.1):

$$z_1 n_1 P = z_2 n_2 P.$$

Отсюда передаточное отношение, понимаемое как отношение частот вращения ведущей и ведомой звездочек,

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где n_1 и n_2 — частоты вращения ведущей и ведомой звездочек, мин^{-1} ; z_1 и z_2 — числа зубьев ведущей и ведомой звездочек.

Передаточное отношение ограничивается габаритами передачи, углами обхва-

та и числами зубьев. Обычно $u \leq 7$. В отдельных случаях в тихоходных передачах, если позволяет место, $u \leq 10$.

Числа зубьев звездочек. Минимальные числа зубьев звездочек ограничиваются износом шарниров, динамическими нагрузками, а также шумом передач. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ, так как угол поворота звена при набегании цепи на звездочку и сбегании с нее равен $360^\circ/z$.

С уменьшением числа зубьев возрастают неравномерность скорости движения цепи и скорость удара цепи о звездочку. Минимальное число зубьев звездочек роликовых цепей в зависимости от передаточного отношения выбирают по эмпирической зависимости

$$z_{1\min} = 29 - 2u \geq 13.$$

В зависимости от частоты вращения $z_{1\min}$ выбирают при высоких частотах вращения $z_{1\min} = 19...23$; средних $17...19$, а при низких $13...15$. В передачах зубчатыми цепями z_{\min} больше на 20...30 %.

По мере износа цепи ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки от ножки к вершине, что приводит в конечном счете к нарушению зацепления. При этом предельно допустимое увеличение шага цепи тем меньше, чем больше число зубьев звездочки. Поэтому максимальное число зубьев ограничивают при использовании роликовых цепей величиной 100...120, а зубчатых 120...140.

Предпочтительно выбирать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу. Еще более благоприятно, с точки зрения износа, выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

Расстояние между осями звездочек и длина цепи. Минимальное межосевое расстояние a_{\min} (мм) определяют из условий:

отсутствия интерференции (т. е. пересечения) звездочек

$$a_{\min} > 0,5(D_{e1} + D_{e2});$$

где D_{e1} и D_{e2} — наружные диаметры звездочек;

чтобы угол обхвата цепью малой звездочки был больше 120° , т. е. угол наклона каждой ветви к оси передачи был меньше 30° . А так как $\sin 30^\circ = 0,5$, то $a_{\min} > d_2 - d_1$.

Оптимальные межосевые расстояния

$$a = (30 \dots 50) P.$$

Обычно межосевые расстояния рекомендуют ограничивать величиной

$$a_{\max} = 80P.$$

Потребное число звеньев цепи W определяют по предварительно выбранному межосевому расстоянию a , шагу P и числам зубьев звездочек z_1 и z_2 :

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{P} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{P}{a};$$

полученное значение W округляют до ближайшего целого (желательно четного) числа.

Эта формула выводится по аналогии с формулой для длины ремня (§ 14.7) и является приближенной. Первые два члена формулы дают потребное число звеньев при $z_1 = z_2$, когда ветви цепи параллельны, третий член учитывает наклон ветвей.

Расстояние между осями звездочек по выбранному числу звеньев цепи (без учета провисания цепи) следует из предыдущей формулы

$$a = \frac{P}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки от силы тяжести и радиального биения звездочек.

Для этого межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 \dots 0,004)a$.

Шаг цепи принят за основной параметр цепной передачи. Цепи с большим шагом имеют большую несущую способность, но допускают значительно меньшие частоты вращения, они работают с большими динамическими нагрузками и шумом. Следует выбирать цепь с минимально допустимым для данной нагрузки шагом.

Обычно $\frac{a}{80} \leq P \leq \frac{a}{25}$; уменьшить шаг зубчатых цепей при конструировании можно, увеличив ее ширину, а для роликковых цепей — применив многорядные цепи. Допустимые шаги по критерию быстроходности передачи следуют из табл. 12.3.

§ 12.4. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ. МАТЕРИАЛЫ ЦЕПЕЙ

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам: 1. Износ шарниров, приводящий к удлинению цепи и нарушению ее зацепления со звездочками (основной критерий работоспособности для большинства передач).

2. Усталостное разрушение пластин по проушинам — основной критерий для быстроходных тяжелонагруженных роликковых цепей, работающих в закрытых картерах с хорошим смазыванием.

3. Проворачивание валиков и втулок в пластинах в местах запрессовки — распространенная причина выхода из строя цепей, связанная с недостаточно высоким качеством изготовления.

4. Выкрашивание и разрушение роликов.

5. Достижение предельного провисания холостой ветви — один из критериев для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием, работающих при отсутствии натяжных устройств и стесненных габаритах.

6. Износ зубьев звездочек.

В соответствии с приведенными причинами выхода цепных передач из строя можно сделать вывод о том, что срок службы передачи чаще всего ограничивается долговечностью цепи.

Долговечность же цепи в первую очередь зависит от износостойкости шарниров.

Материал и термическая обработка цепей имеют решающее значение для их долговечности.

Пластины выполняют из среднеуглеродистых или легированных закаливаемых сталей: 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A твердостью преимущественно 40...50 HRC₃; пластины зубчатых цепей — преимущественно из стали 50. Изогнутые пластины, как правило, изготавливают из легированных сталей. Пластины в зависимости от назначения цепи закаливают до твердости 40...50 HRC₃. Детали шарниров — валики, втулки и призмы — выполняют преимущественно из цементуемых сталей 15, 20, 15X, 20X, 12XH3, 20XH3A, 20X2H4A, 30XH3A и подвергают закалке до 55...65 HRC₃. В связи с высокими требованиями к современным цепным передачам целесообразно применять легированные стали. Эффективно применение газового цианирования рабочих поверхностей шарниров. Многократного повышения ресурса цепей можно достигнуть диффузионным хромированием шарниров. Усталостную прочность пластин роликовых цепей существенно повышают обжатием краев отверстий. Эффективна также дробеструйная обработка.

В шарнирах роликовых цепей для работы без смазочного материала или при скудной его подаче начинают применять пластмассы.

Ресурс цепных передач в стационарных машинах должен составлять 10...15 тыс. ч работы.

§ 12.5. НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ И РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

В соответствии с основным критерием работоспособности цепных передач — износостойкостью шарниров цепи — несущая способность цепных передач может быть определена согласно условию, по которому давление в шарнирах не должно превышать допустимого в данных условиях эксплуатации.

В расчетах цепных передач, в частности в учете условий эксплуатации, связанных с величиной пути трения, удобно использовать простейшую степенную зависимость между давлением p и путем S трения $p^m S = C$, где C в данных ограниченных условиях может рассматриваться как постоянная величина. Показатель m зависит от характера трения; при нормальной эксплуатации передач с хорошей смазкой m около 3 (в условиях скудной смазки m колеблется от 1 до 2).

Допустимая полезная сила, которую может передавать цепь с шарниром скольжения,

$$F = \frac{[p]_0 A}{K_3};$$

здесь $[p]_0$ — допустимое давление, МПа, в шарнирах для средних эксплуатационных условий (табл. 12.4); A — проекция опорной поверхности шарнира, мм², равная для роликовых и втулочных цепей $dB_{\text{вн}}$ [d — диаметр валика; $B_{\text{вн}}$ — ширина внутреннего звена (см. табл. 12.1)]; K_3 — коэффициент эксплуатации.

Коэффициент эксплуатации K_3 может быть представлен в виде произведения частных коэффициентов:

$$K_3 = K_d K_a K_n K_{\text{рег}} K_{\text{см}} K_{\text{реж}} K_{\text{т}}.$$

Коэффициент K_d учитывает динамичность нагрузки; при спокойной нагрузке

12.4. Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей

Шаг P , мм	[p] ₀ , МПа, при частоте вращения малой звездочки, мин ⁻¹											
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800	3200
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5	16,5	15	14	—
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15	—	—	—	—
31,75...38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	—	—	—	—	—
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	—	—	—	—	—	—	—

$K_d=1$; при нагрузке с толчками 1,2...1,5; при сильных ударах 1,8. Коэффициент K_a учитывает длину цепи (межосевое расстояние); очевидно, что чем длиннее цепь, тем реже при прочих равных условиях каждое звено входит в зацепление со звездочкой и тем меньше износ в шарнирах; при $a=(30...50)P$ принимают $K_a=1$; при $a<25P$ $K_a=1,25$; при $a=(60...80)P$ $K_a=0,9$ ¹. Коэффициент K_n учитывает наклон передачи к горизонту; чем больше наклон передачи к горизонту, тем меньше допустимый суммарный износ цепи; при наклоне линии центров звездочек под углом к горизонту до 45° $K_n=1$; при наклоне под углом ψ более 45° $K_n=0,15\sqrt{\psi}$. Коэффициент $K_{рег}$ учитывает регулировку передачи; для передач с регулировкой положения оси одной из звездочек $K_{рег}=1$; для передач с оттяжными звездочками или нажимными роликами $K_{рег}=1,1$; для передач с нерегулируемыми осями звездочек $K_{рег}=1,25$. Коэффициент $K_{см}$ учитывает характер смазывания; при непрерывном смазывании в масляной ванне или от насоса $K_{см}=0,8$, при регулярном капельном или внутришарнирном смазывании $K_{см}=1$; при периодическом смазывании 1,5. Коэффициент $K_{реж}$ учитывает режим работы передачи; при односменной работе $K_{реж}=1$; при двухсменной, учитывая удвоенный путь трения, $K_{реж}=\sqrt[3]{2}\approx 1,25$; при трехсменной $K_{реж}=\sqrt[3]{3}\approx 1,45$. Коэффициент K_T учитывает температуру окружающей среды, при $-25^\circ < T \leq$

$\leq 150^\circ\text{C}$ принимают $K_T=1$; при экстремальных условиях $K_T>1$.

При оценке значения коэффициента эксплуатации K_s необходимо хотя бы ориентировочно учитывать стохастический (случайный) характер ряда влияющих на него параметров.

Если по расчету значение коэффициента $K_s>2...3$, то нужно принять конструктивные меры по улучшению работы передачи.

Приводные цепи проектируют на основе геометрического подобия, поэтому площадь проекции опорной поверхности шарнира для каждого размерного ряда цепей можно представить в виде $A=cP^2$, где c — коэффициент пропорциональности, $c\approx 0,25$ для однорядных цепей, кроме цепей, не входящих в закономерный размерный ряд: ПР-8-460; ПР-12,7-400-1 и ПР-12,7-900-2 (см. табл. 12.1).

Допустимая сила F цепи с m_p рядами

$$F = \frac{cP^2 [p]_0 m_p}{K_s},$$

где m_p — коэффициент рядности цепи, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам:

$$\begin{matrix} z_p=1 & \dots & 2 & 3 \\ m_p=1 & \dots & 1,7 & 2,5 \end{matrix}$$

Допустимый момент (Н·м) на малой звездочке

$$T_1 = \frac{Fd_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{FPz_1}{2\pi \cdot 10^3}.$$

Отсюда шаг цепи

$$P = 18,5 \sqrt[3]{T_1 K_s / (cz_1 m_p [p]_0)}.$$

¹ Можно также принимать $K_a = \sqrt[3]{\frac{L_0}{L}}$,

где L_0 — длина цепи при $a=40P$, а L — длина рассчитываемой цепи в шагах.

В ответственных расчетах следует в выражении для K_s произведение коэффициентов,

имеющих случайный характер, заменить произведением их средних значений K_i умножением на $1 + u_p \sqrt{\sum v_i^2}$, где v_i — коэффициенты вариации отдельных коэффициентов K_i , а u_p — квантиль нормального распределения, выбираемая по таблицам в зависимости от желаемой надежности.

Ориентировочное значение шага одно-рядной цепи (мм)

$$P = (12,8 \dots 13,5) \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}},$$

где коэффициент 12,8 — для цепей ПР, а коэффициент 13,5 — для цепей ПРЛ, T_1 — момент, Н·м.

Подбор цепных передач производят в следующем порядке. Сначала определяют или выбирают число зубьев малой звездочки и проверяют число зубьев большой. Затем задаются шагами цепи с учетом частоты вращения малой звездочки по табл. 12.3 или предварительно определяют шаг по одной из приведенных выше формул, в частности, задавшись ориентировочным значением K_s .

Затем в порядке проверочного расчета определяют момент на малой звездочке, который может передавать цепь, и сопоставляют его с заданным. Обычно эти расчеты делают при нескольких, близких к оптимальным сочетаниям параметров и выбирают оптимальный вариант.

Для цепных передач с высокими требованиями по надежности дополнительно следует выполнять расчет, позволяющий определить вероятность безотказной работы при заданном ресурсе эксплуатации t . В этом случае

$$t = \frac{[\Delta P]}{\omega + u_p S_w},$$

где $[\Delta P]$ — предельное увеличение шага цепи; u_p — квантиль нормального распределения, по которой из таблиц определяют вероятность безотказной работы; ω и S_w — средняя скорость и среднее квадратическое отклонение скорости увеличения шага цепи (численные значения накапливаются).

Долговечность цепей наиболее реально оценивать по методу подобия на ос-

нове установленного из опыта эксплуатации или испытаний ресурса передачи, принимаемой за эталонную. Этот ресурс по И. И. Ивашкову умножается на отношение уточненных корректирующих коэффициентов для эталонной и рассчитываемой передач.

Корректирующие коэффициенты:

по твердости шарниров при работе со смазкой и загрязнением абразивами: поверхности без термообработки 2, при объемной закалке 1, при цементации 0,65;

по давлению в шарнирах (p/p_0), где при непрерывной смазке $x=1,5 \dots 2,5$, при периодической смазке без загрязнения абразивами $x=1$, то же с абразивным загрязнением при объемной закалке $x=0,6$;

по условию работы при смазывании маслом: без абразивного загрязнения 1, в абразивной среде 10...100;

по характеру смазывания: периодическое нерегулярное 0,3, регулярное 0,1, в масляной ванне 0,06 и т. д.

Передачи зубчатыми цепями с шарнирами качения подбирают по фирменным данным или же полуэмпирическим зависимостям из критерия износостойкости.

Вначале выбирают шаг цепи в зависимости от частоты вращения малой звездочки (см. табл. 12.3).

Затем определяют ширину цепи (мм) в зависимости от момента T_1 (Н·м) на малой звездочке

$$B = \frac{F \sqrt[3]{v} K_s}{4P} = 1570 \frac{T \sqrt[3]{v} K_s}{z_1 P^2}.$$

При определении коэффициента эксплуатации K_s допускается ограничиваться учетом коэффициента угла наклона K_n и при $v > 10$ м/с коэффициента влияния центробежных сил $K_v = 1 + 1,1 \cdot 10^{-3} v^2$.

§ 12.6. ПОСТОЯННЫЕ СИЛЫ В ВЕТВЯХ ЦЕПИ И НАГРУЗКИ НА ВАЛЫ

Ведущая ветвь цепи в процессе работы испытывает постоянную нагрузку F_1 , со-

стоящую из полезной силы F и натяжения ведомой ветви F_2 :

$$F_1 = F + F_2.$$

Натяжение ведомой ветви с заведомым запасом обычно принимают

$$F_2 = F_q + F_u,$$

где F_q — натяжение от действия силы тяжести; F_u — натяжение от действия центробежных нагрузок на звенья цепи.

Натяжение F_q (Н) определяется приближенно, как для абсолютно гибкой нерастяжимой нити:

$$F_q = \frac{ql^2}{8f} g \cos \psi,$$

где q — масса одного метра цепи, кг; l — расстояние между точками подвеса цепи, м; f — стрела провеса, м; g — ускорение свободного падения, м/с²; ψ — угол наклона к горизонту линии, соединяющей точки подвеса цепи, который приближенно принимают равным углу наклона передачи.

Принимая l равным межосевому расстоянию a и $f = 0,02a$, получаем упрощенную зависимость

$$F_q = 60qa \cos \psi \geq 10q.$$

Натяжение цепи от центробежных нагрузок F_u (Н) для цепных передач определяют по аналогии с ременными передачами, т. е.

$$F_u = qv^2,$$

где v — скорость движения цепи, м/с.

Центробежная сила, действующая по всему контуру цепи, вызывает дополнительный износ шарниров.

Расчетная нагрузка на валы цепной передачи несколько больше полезной окружной силы вследствие натяжения цепи от массы. Ее принимают $k_m F$. При горизонтальной передаче принимают $k_m = 1,15$, при вертикальной $k_m = 1,05$.

Цепные передачи всех типов проверяют на прочность по значениям разрушающей нагрузки $F_{\text{разр}}$ (см. табл. 12.1) и натяжению наиболее нагруженной ветви $F_{1\text{max}}$,

определяя условную величину коэффициента запаса прочности

$$K = \frac{F_{\text{разр}}}{F_{1\text{max}}},$$

где $F_{1\text{max}} = F + F_q + F_u + F_d$ (определение F_d см. § 12.7).

Если значение коэффициента запаса прочности $K > 5 \dots 6$, то полагают, что цепь удовлетворяет условиям статической прочности.

§ 12.7. КОЛЕБАНИЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ И ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ

При работе цепной передачи движение цепи определяется движением шарнира звена, вошедшего последним в зацепление с ведущей звездочкой. Каждое звено ведет цепь при повороте звездочки на один угловой шаг, а потом уступает место следующему звену. В связи с этим скорость цепи при равномерном вращении звездочки не постоянна. Скорость цепи максимальна в положении звездочки, при котором радиус звездочки, проведенный через шарнир, перпендикулярен ведущей ветви цепи.

В произвольном угловом положении звездочки, когда ведущий шарнир повернут относительно перпендикуляра к ведущей ветви под углом α , продольная скорость цепи (рис. 12.6, а)

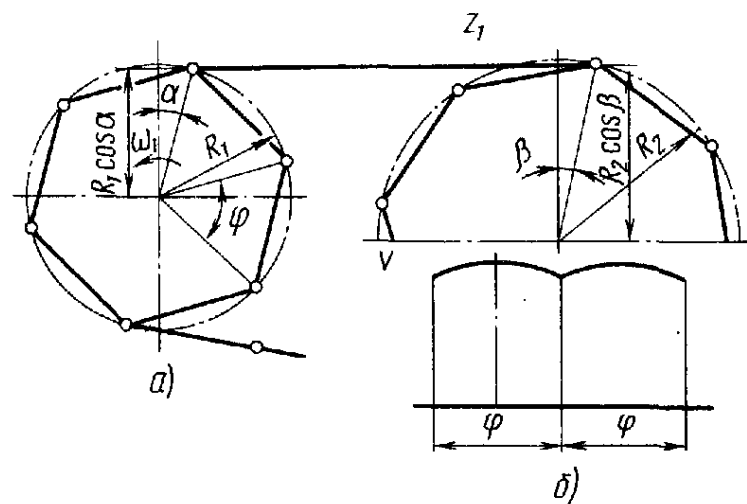


Рис. 12.6. Кинематическая схема цепной передачи и график скорости цепи

$$v = \omega_1 R_1 \cos \alpha,$$

где ω_1 — постоянная угловая скорость ведущей звездочки; R_1 — радиус расположения шарниров цепи (начальной окружности) ведущей звездочки.

Так как угол α изменяется в пределах от 0 до $\frac{\pi}{z_1}$, то скорость цепи изменяется от v_{\max} до $v_{\max} \cos \frac{\pi}{z_1}$.

Мгновенная угловая скорость ведомой звездочки

$$\omega_2 = \frac{v}{R_2 \cos \beta},$$

где R_2 — радиус начальной окружности ведомой звездочки; β — угол поворота шарнира, примыкающего к ведущей ветви цепи (по отношению к перпендикуляру на эту ветвь), изменяющийся в пределах от 0 до $\frac{\pi}{z_2}$.

Отсюда мгновенное передаточное отношение

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} \frac{\cos \beta}{\cos \alpha}.$$

Из этой формулы и рис. 12.6, б можно видеть, что:

1) передаточное отношение не постоянно;

2) равномерность движения тем выше, чем больше числа зубьев звездочек, так как тогда $\cos \alpha$ и $\cos \beta$ ближе к единице; основное значение имеет увеличение числа зубьев малой звездочки;

3) равномерность движения можно заметно повысить, если сделать так, чтобы в ведущей ветви укладывалось целое число звеньев; при соблюдении этого условия равномерность тем выше, чем ближе одно к другому числа зубьев звездочек; при $z_1 = z_2$ $u = \text{const}$.

Переменность передаточного отношения можно иллюстрировать коэффициентом неравномерности вращения ведомой звездочки при равномерном вращении ведущей звездочки:

$$\varepsilon = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_{2\text{ср}}}.$$

Например, для передачи с $z_1 = 18$ и $z_2 = 36$ ε изменяется в пределах 1,1...2,1 %. Меньшее значение соответствует передаче, у которой в ведущей ветви укладывается целое число W_1 звеньев, а большее — передаче, у которой $W_1 + 0,5$ звеньев.

Динамические нагрузки цепных передач вызываются:

а) переменным передаточным отношением, приводящим к ускорениям масс, соединяемых цепными передачами;

б) ударами звеньев цепи о зубья звездочек при входе в зацепление новых звеньев.

Рассмотрим динамические нагрузки, вызываемые переменным передаточным отношением. Примем вначале, что ведущая звездочка в связи со значительными присоединенными массами вращается равномерно и что число зубьев ведомой звездочки достаточно велико; тогда в качестве причины неравномерности движения можно рассматривать только зацепление цепи с ведущей звездочкой.

Скорость набегания цепи на ведущую звездочку в момент времени τ (см. рис. 12.6)

$$v = \omega_1 R_1 \cos \alpha = \omega_1 R_1 \cos \left(\frac{\pi}{z_1} - \omega_1 \tau \right),$$

где τ отсчитывается от момента входа звена в зацепление со звездочкой.

Ускорение цепи

$$j = \frac{dv}{d\tau} = \omega_1^2 R_1 \sin \left(\frac{\pi}{z_1} - \omega_1 \tau \right).$$

Наибольшее ускорение цепи при $\tau = 0$

$$j_{\max} = \omega_1^2 R_1 \sin \frac{\pi}{z_1} = \frac{\omega_1^2 P}{2}.$$

Принимаем цепь невесомой и заменяем массу ведомой звездочки и присоединенных деталей приведенной массой, сосредоточенной в шарнире цепи, по условию равенства моментов инерции относительно оси вращения:

$$m_2 = \theta_2 / R_2^2,$$

где θ_2 — момент инерции ведомой звездочки и присоединенных к ней масс; R_2 — радиус расположения шарниров цепи на ведомой звездочке.

Наибольшая динамическая нагрузка на цепь по закону Ньютона в предположении, что цепь абсолютно жесткая,

$$F_d = m_2 j_{\max} \approx 0,5 m_2 \omega_1^2 P.$$

В общем случае, учитывая податливость цепи и возникающие в ней колебания, получаем

$$F_d = 0,5 m_2 \omega_1^2 P k_u,$$

где

$$k_u = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega'}{\omega}\right)^2} = \frac{1}{1 - z_1^2 \omega_1^2 m_2 k_u} \quad \text{извест-}$$

ный из теории колебаний коэффициент нарастания колебаний. Здесь $\omega' = \omega_1 z_1$ — круговая частота вынужденных колебаний;

$\omega = \sqrt{\frac{1}{k_u m_2}}$ — круговая частота собственных колебаний системы; k_u — податливость цепи.

Упругие удлинения цепей определяются контактными деформациями в шарнирах, которые вызываются давлением в шарнирах и зависят от площади проекций шарниров.

Представляем податливость (м/Н) ведущей ветви цепи в форме, как для прямого растягиваемого стержня (или проволоки):

$$k_u = l / E_u A,$$

где l — длина ветви, м; A — площадь проекции шарнира, мм²; E_u — коэффициент, равный для роликовых цепей с учетом контактных деформаций $(2,1 \dots 2,5) 10^2$.

Можно также определять податливость цепи непосредственно через коэффициенты контактной податливости в шарнирах.

Формула для динамической нагрузки указывает на возможность резонанса колебаний, который, однако, выражается неярко вследствие большого демпфирования колебаний в цепях. Для большинства режимов работы цепных передач частота вынужденных колебаний больше, чем собственных, и коэффициент нарастания колебаний меньше единицы. Следовательно, равномерность вращения цепной передачи обычно выше, чем по изложенному кинематическому расчету.

Если приведенная масса ведущей звездочки (с присоединенными к ней массами) m_1 соизмерима с приведенной массой ведомой звездочки (с присоединенными массами) m_2 , то в предыдущие формулы вместо m_2 следует подставлять приведенную массу

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}.$$

Сила удара при входе звеньев в зацепление оценивается из равенства кинетической энергии удара набегающего звена цепи энергии деформации системы.

Приведенную массу рабочего участка цепи оценивают равной массе 1,7...2 звеньев.

Обильное смазывание может существенно снижать силу удара.

§ 12.8. ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ

Потери на трение в цепных передачах складываются из потерь: а) на трение в шарнирах; б) на трение между пластинами; в) на трение между звездочкой и звеньями цепи, а в роликовых цепях также между роликом и втулкой, при входе звеньев в зацепление и выходе из зацепления; г) на трение в опорах; д) потерь на разбрызгивание масла.

Основными являются потери на трение в шарнирах и опорах.

Потери на разбрызгивание масла существенны только при смазывании цепи окунанием на предельной для этого вида смазки скорости $v = 10 \dots 15$ м/с.

Средние значения КПД при передаче полной расчетной мощности достаточно точно изготовленных и хорошо смазываемых передач составляют 0,96...0,98.

Цепные передачи располагают так, чтобы цепь двигалась в вертикальной плоскости, причем взаимное положение по высоте ведущей и ведомой звездочек может быть произвольным. Оптимальными расположениями цепной передачи являются горизонтальное и наклонное под углом до 45° к горизонту. Вертикально расположенные передачи требуют более тщательной регулировки натяжения цепи, так как ее провисание не обеспечивает самонатяжения; поэтому целесообразно хотя бы небольшое взаимное смещение звездочек в горизонтальном направлении.

Ведущей в цепных передачах может быть как верхняя, так и нижняя ветви. Ведущая ветвь должна быть верхней в следующих случаях:

а) в передачах с малым межосевым расстоянием ($a < 30P$ при $u > 2$) и в передачах, близких к вертикальным, во избежа-

ние захвата провисающей верхней ведомой ветвью дополнительных зубьев;

б) в горизонтальных передачах с большим межосевым расстоянием ($a > 60P$) и малыми числами зубьев звездочек во избежание соприкосновения ветвей.

Натяжение цепей. Цепные передачи в связи с неизбежным удлинением цепи в результате износа и контактных обмятий в шарнирах, как правило, должны иметь возможность регулирования ее натяжения. Предварительное натяжение существенно в вертикальных передачах. В горизонтальных и наклонных передачах зацепление цепи со звездочками обеспечивается натяжением от собственной силы тяжести цепи, но стрела провисания цепи должна быть оптимальной в указанных выше пределах.

Для передач с углом наклона до 45° к горизонту стрелу провисания f выбирают приблизительно равной $0,02a$. Для передач, близких к вертикальным, $f = (0,01 \dots 0,015)a$.

Натяжение цепи регулируют:

а) перемещением оси одной из звездочек;

б) регулируемыми звездочками или роликами.

Желательна возможность компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, после чего два звена цепи удаляют.

Регулирующие звездочки и ролики следует по возможности устанавливать на ведомой ветви цепи в местах ее наибольшего провисания. При невозможности установки на ведомой ветви их ставят на ведущей, но для уменьшения вибраций — с внутренней стороны, где они работают как оттяжные. В передачах с зубчатой цепью ПЗ-1 регулирующие звездочки могут работать только как оттяжные, а ролики как натяжные. Число зубьев регулирующих звездочек выбирают равным числу малой рабочей звездочки или большим. При этом в зацеплении с регулирующей звездочкой должно быть не меньше трех звеньев цепи. Перемещение регулирующих звездочек и роликов в цепных

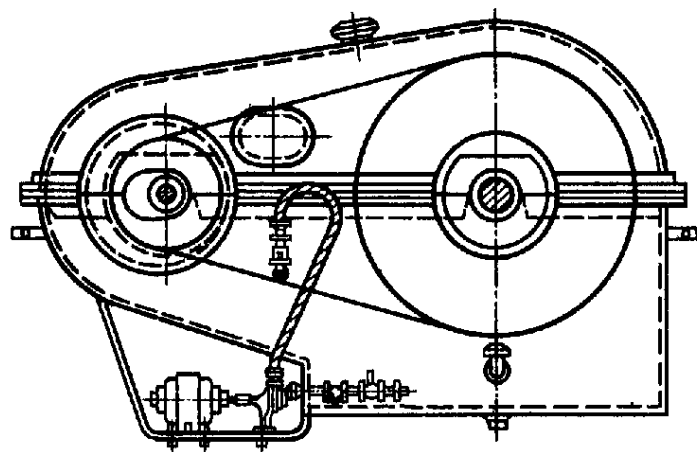


Рис. 12.7. Картер цепной передачи

передачах аналогично таковому в ременных передачах и осуществляется грузом, пружиной или винтом. Наибольшее распространение имеет конструкция звездочки с эксцентрической осью, поджимаемой спиральной пружиной.

Известно успешное применение цепных передач роликовыми цепями повышенного качества в закрытых картерах при хорошем смазывании с неподвижными осями звездочек без специальных натяжных устройств.

Картеры. Для обеспечения возможности непрерывного обильного смазывания цепи, защиты от загрязнений, бесшумности работы и для обеспечения безопасности эксплуатации цепные передачи заключают в картеры (рис. 12.7).

Внутренние размеры картера должны обеспечивать возможность провисания цепи, а также возможность удобного обслуживания передачи. Для наблюдения за состоянием цепи и уровнем масла картер снабжают окном и указателем уровня масла.

§ 12.9. ЗВЕЗДОЧКИ

Профилирование звездочек роликовых цепей в основном производят по ГОСТ 591—69, предусматривающему износоустойчивые профили без смещения (рис. 12.8, а) для кинематических точных передач и со смещением для остальных передач (рис. 12.8, б). Профиль со смещением отличается тем, что впадина

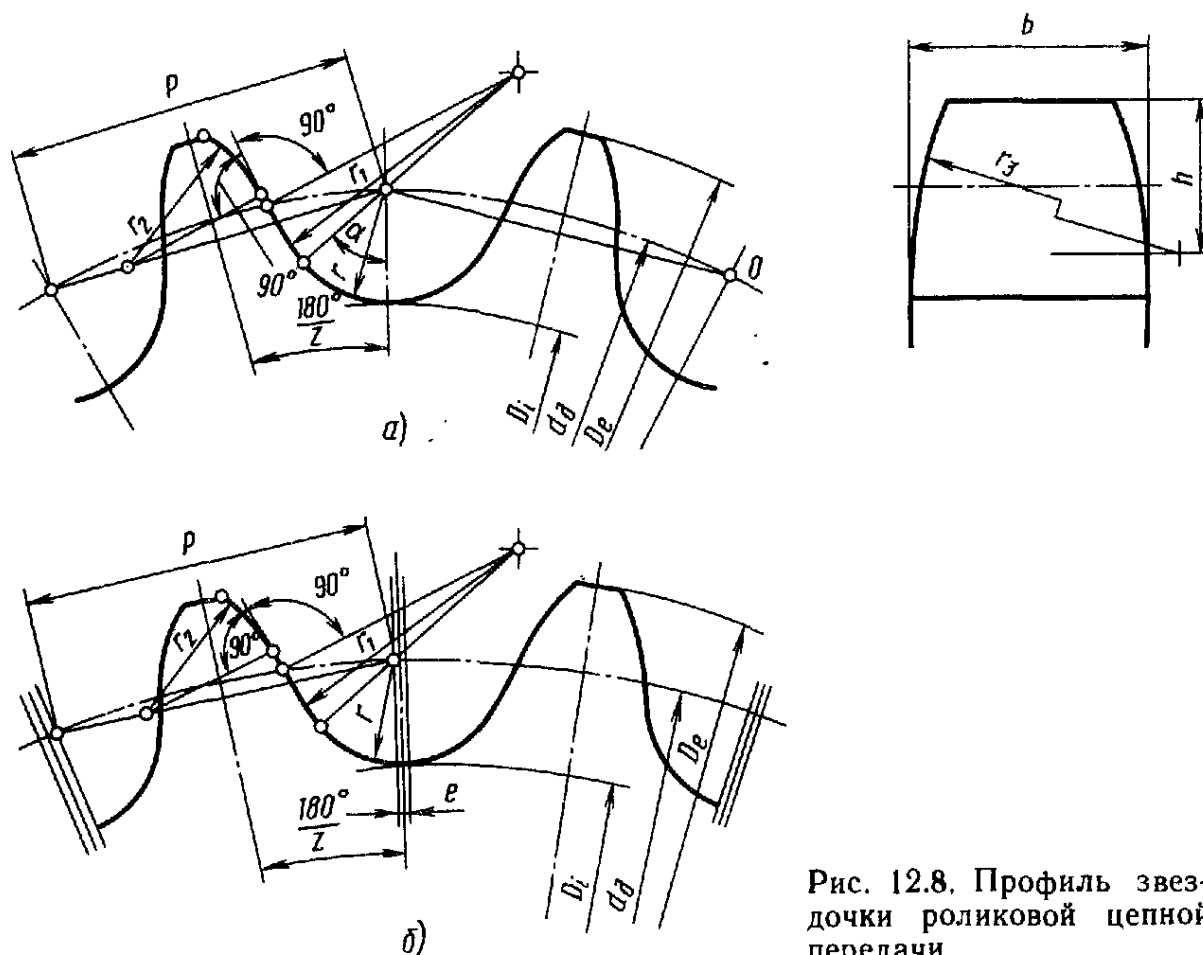


Рис. 12.8. Профиль звездочки роликовой цепной передачи

очерчена из двух центров, смещенных на величину $e = 0,03P$.

Шарниры звеньев цепи, находящиеся в зацеплении со звездочкой, располагают на делительной окружности звездочки.

Диаметр делительной окружности из рассмотрения треугольника с вершинами в центре звездочки и в центрах двух смежных шарниров

$$d_d = \frac{P \sin \frac{180^\circ}{z}}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

Диаметр окружности выступов

$$D_e = P \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right)$$

Профили зуба состоят из: а) впадины, очерчиваемой радиусом $r = 0,5025d_1 + 0,05$ мм, т. е. немного большим половины диаметра ролика d_1 ; б) дуги, очерчиваемой радиусом $r_1 = 0,8d_1 + r$; в) прямолинейного переходного участка; г) головки, очерчиваемой радиусом r_2 . Радиус r_2 выбирают таким, чтобы ролик цепи не катился по всему профилю зуба, а плавно входил в соприкосновение с зубом звездочки в рабочем положении на дие

впадины или немного выше. Профиль звездочки обеспечивает зацепление с цепью, имеющей до определенной степени увеличенный шаг вследствие износа. При этом ролики цепи контактируют с участками профиля зубьев, более удаленными от центра звездочек.

В уточнении ГОСТ 591—69* коэффициент высоты зуба изменяется от 0,48 при отношении шага к диаметру ролика цепи $P/d_1 = 1,4 \dots 1,5$ до 0,565 при $P/d_1 = 1,8 \dots 2,0$.

Ширина (мм) зубчатого венца звездочки для однорядной, двух- и трехрядной $b_1 \approx 0,9B_{\text{вн}} - 0,15$, где $B_{\text{вн}}$ — расстояние между внутренними пластинами.

Радиус r_3 зуба в продольном сечении (для плавного набегания цепи) и координату h центра кривизны от окружности вершин зубьев принимают $r_3 \approx 1,7d_1$ и $h = 0,8d_1$.

При скорости цепи до 5 м/с допустимо по ГОСТ 592—81 применять упрощенный профиль звездочек, состоящий из впадины, очерченной по дуге, прямолинейного рабочего участка и закругления по дуге у вершин. Профиль позволяет сократить

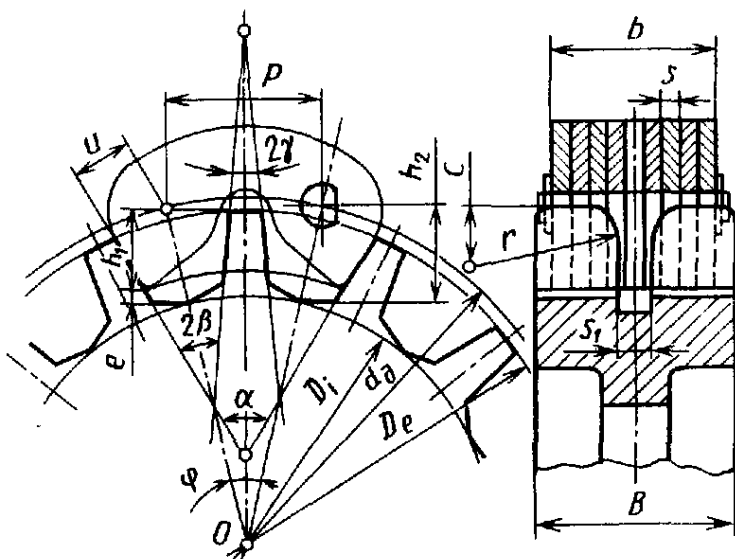


Рис. 12.9. Профиль звездочки передачи зубчатой цепью ($r=P$, $c=0,4P$, $s_1=2s$)

комплект инструмента для нарезания звездочек.

Профилирование звездочек передач с зубчатыми цепями по ГОСТ 13576—81 (рис. 12.9) значительно проще, так как рабочие профили зубьев прямолинейны.

В передаче полезной нагрузки участвуют 3...7 зубьев (в зависимости от общего числа зубьев звездочки), затем следует переходный участок с ненагруженными зубьями и, наконец, 2...4 зуба, работающих тыльной стороной.

Диаметр делительной окружности звездочек определяется по той же зависимости, что и для роликовых цепей.

Диаметр окружности выступов

$$D_e = P \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z}.$$

Высота зуба $h_2 = h_1 + e$,

где h_1 — расстояние от линии центров пластины до ее основания; e — радиальный зазор, равный $0,1P$.

Угол вклинивания цепи $\alpha = 60^\circ$. Двойной угол впадины зуба $2\beta = \alpha - \varphi$, угол заострения зуба $\gamma = 30^\circ - \varphi$, где $\varphi = 360^\circ/z$.

Звенья неизношенной зубчатой цепи входят в зацепление с зубьями звездочки рабочими гранями обоих зубьев. В результате вытяжки от износа в шарнирах цепь располагается на большем радиусе и звенья цепи контактируют с зубьями звездочки только по одной рабочей грани.

Ширина зубчатого венца звездочки с внутренним направлением $B = b + 2s$, где s — толщина пластины цепи.

Звездочки с большим числом зубьев тихоходных передач (до 3 м/с) при отсутствии ударных нагрузок допустимо изготавливать из чугуна марки СЧ 20, СЧ 30 с закалкой. В неблагоприятных условиях с точки зрения износа, например в сельскохозяйственных машинах, применяют антифрикционный и высокопрочный чугун с закалкой.

Основные материалы для изготовления звездочек: среднеуглеродистые или легированные стали 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН с поверхностной или общей закалкой до твердости 45...55 HRC, или цементуемые стали 15, 20Х, 12ХН3А с цементацией на 1...1,5 мм и закалкой до HRC, 55...60. При необходимости бесшумной и плавной работы передач мощностью $P \leq 5$ кВт и $v \leq 8$ м/с можно изготавливать венцы звездочек из пластмасс — текстолита, полиформальдегида, полиамидов, что приводит к снижению шума и к повышению долговечности цепей (в связи со снижением динамических нагрузок).

Вследствие невысокой прочности пластмасс применяют также металлопластмассовые звездочки.

Звездочки (рис. 12.10) по конструктивному оформлению аналогичны зубчатым колесам. В связи с тем, что зубья звездочек в роликовых передачах имеют относительно небольшую ширину, звез-

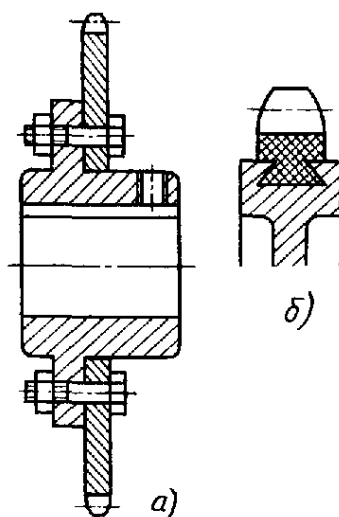


Рис. 12.10. Звездочки

дочки нередко изготавливают из диска и ступицы, соединяемых болтами, заклепками или сваркой.

Для облегчения замены после износа, звездочки, устанавливаемые на валах между опорами, в машинах с трудной разборкой делают разъемными по диаметральной плоскости. Плоскость разъема проходит через впадины зубьев, для чего число зубьев звездочки приходится выбирать четным.

§ 12.10. СМАЗЫВАНИЕ

Для ответственных силовых передач следует по возможности применять непрерывное картерное смазывание видов:

а) окунанием цепи в масляную ванну, причем погружение цепи в масло в самой глубокой точке не должно превышать ширины пластины; применяют до скорости цепи 10 м/с во избежание недопустимого взбалтывания масла;

б) разбрызгивание с помощью специальных разбрызгивающих выступов или колец и отражающих щитков, по которым масло стекает на цепь, применяют при скорости 6...12 м/с в случаях, когда уровень масла в ванне не может быть поднят до расположения цепи;

в) циркуляционное струйное смазывание от насоса, наиболее совершенный способ, применяют для мощных быстроходных передач;

г) циркуляционное центробежное с подачей масла через каналы в валах и звездочках непосредственно на цепь; применяют при стесненных габаритах передачи, например, в транспортных машинах;

д) циркуляционное смазывание распылением капель масла в струе воздуха под давлением; применяют при скорости более 12 м/с.

В среднескоростных передачах, не имеющих герметичных картеров, можно применять пластичное внутришарнирное или капельное смазывание. Пластичное внутришарнирное смазывание осуществляют периодическим, через 120...180 ч, погружением цепи в масло, нагретое до темпе-

ратуры, обеспечивающей его разжижение. Пластичный смазочный материал применяют при скорости цепи до 4 м/с, а капельное смазывание — до 6 м/с.

В передачах с цепями крупных шагов предельные скорости для каждого способа смазывания несколько ниже.

При периодической работе и низких скоростях движения цепи допустимо периодическое смазывание с помощью ручной масленки (через каждые 6...8 ч). Масло подается на нижнюю ветвь у входа в зацепление со звездочкой.

При капельном ручном, а также струйном смазывании от насоса необходимо обеспечивать распределение смазочного материала по всей ширине цепи и попадание его между пластинами для смазывания шарниров. Подводить смазку предпочтительно на внутреннюю поверхность цепи, откуда под действием центробежной силы она лучше подается к шарнирам.

В зависимости от нагрузки для смазывания цепных передач применяют масла индустриальные И-Г-А-46...И-Г-А-68, а при малых нагрузках И-Г-А-32.

Начали выпускать для работы при легких режимах цепи, не требующие смазывания, трущиеся поверхности которых покрыты самосмазывающимися антифрикционными материалами.

§ 12.11. ЦЕПНЫЕ ВАРИАТОРЫ

Цепные вариаторы (рис. 12.11) строят по схеме передач с раздвижными конусами. Их выполняют в виде двух пар раздвижных зубчатых конусов-звездочек и сложной цепи с поперечными выдвижными пластинами. Передаточное отношение регулируют, сближая одну пару конусов и раздвигая другую, причем цепь меняет свое положение на конусах.

Сцепление цепи с конусами-звездочками осуществляется выдвижными пластинами цепи, которые входят во впадины на конусах. Выдвижение пластин происходит потому, что против зуба на одном конусе располагается впадина на противоположном и наоборот.

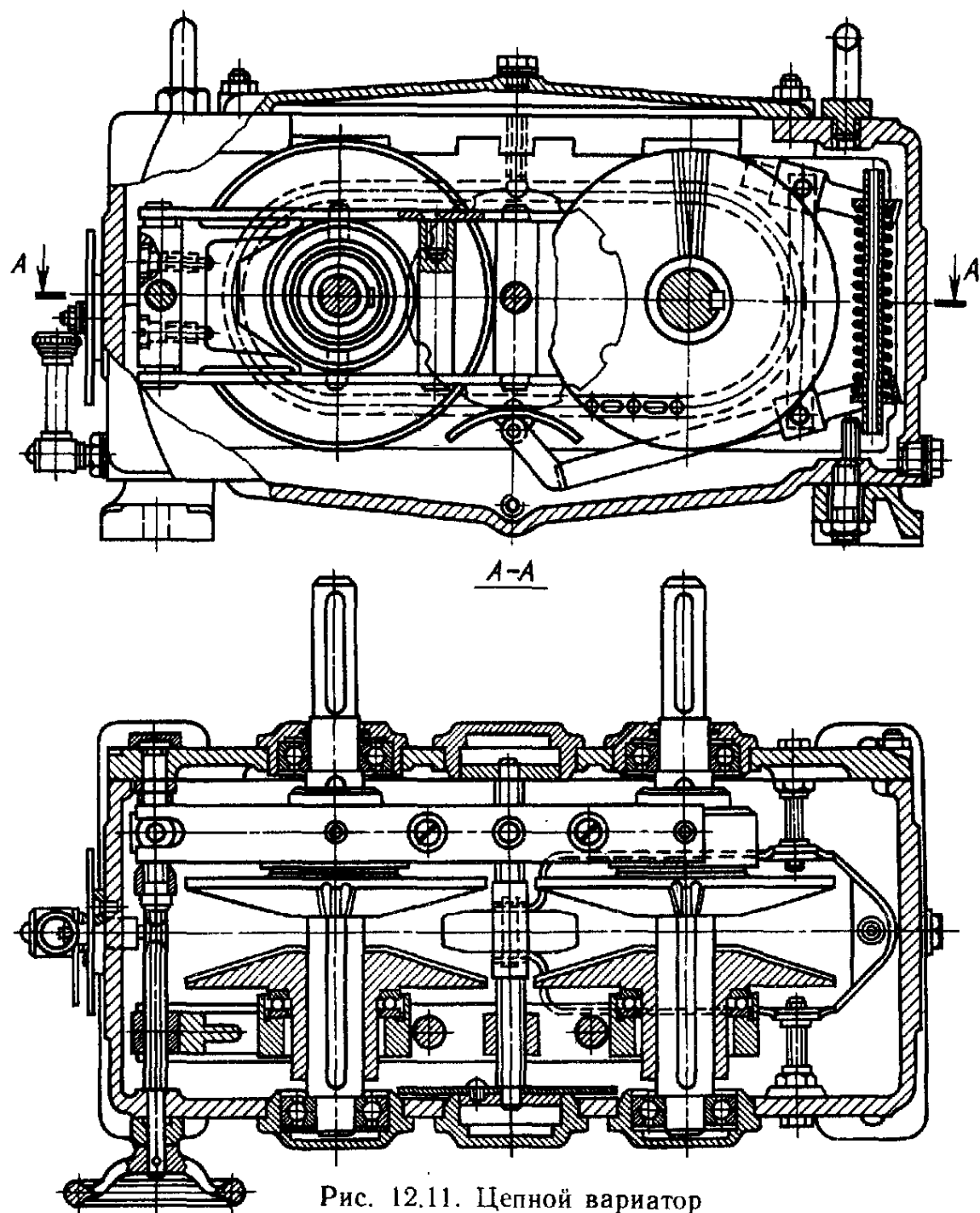


Рис. 12.11. Цепной вариатор

Число зубьев на каждой звездочке (зубчатом конусе) обычно 60, угол конусности около 150° . Наибольший диапазон регулирования частоты вращения $\frac{n_{\max}}{n_{\min}} = 7$, мощность до 100 кВт. Скорость приводного вала обычно $600 \dots 950 \text{ мин}^{-1}$. Скорость цепи до 14 м/с, КПД в зависимости от передаточного отношения равен $0,85 \dots 0,95$. Срок службы цепей свыше 5000 ч.

Кроме зубчатых цепных вариаторов, применяют также фрикционные цепные вариаторы. В них конусные диски выполняют гладкими, а цепи вместо поперечных пластин имеют ролики в коллодных фрикционных вариаторах. До-

стоинства роликов по сравнению с коллодками заключаются в повышении КПД вариатора и прочности сцепления ввиду закатывания роликов между конусными дисками. Наибольший диапазон регулирования передаточного отношения 10, скорость цепи — до 16 м/с.

Цепные вариаторы хорошо зарекомендовали себя в работе, но для их изготовления требуется специальная технологическая оснастка, и поэтому их нецелесообразно выпускать в единичном производстве. Применяют также ступенчатые коробки скоростей с цепными передачами.

В СССР цепные вариаторы изготавливают в диапазоне мощностей $1,5 \dots 18,5 \text{ кВт}$.

§ 13.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Фрикционные передачи — это передачи, в которых движение от ведущего тела к ведомому передается силами трения.

Простейшая фрикционная передача между параллельными валами состоит из двух роликов, прижимаемых друг к другу с заданной силой (рис. 13.1, а). При вращении ведущего ролика в месте контакта возникают силы трения, которые приводят во вращение ведомый ролик. Заменив цилиндрические ролики коническими (рис. 13.1, б), можно осуществить передачу между валами с пересекающимися осями. Выполнив одно из тел качения с переменным радиусом качения, можно осуществить передачу с переменным передаточным отношением (вариатор). Простейшим примером такой передачи является лобовая передача (рис. 13.2), состоящая из диска и ролика. При передвижении ролика вдоль оси вала меняется радиус качения на диске и, следовательно, передаточное отношение.

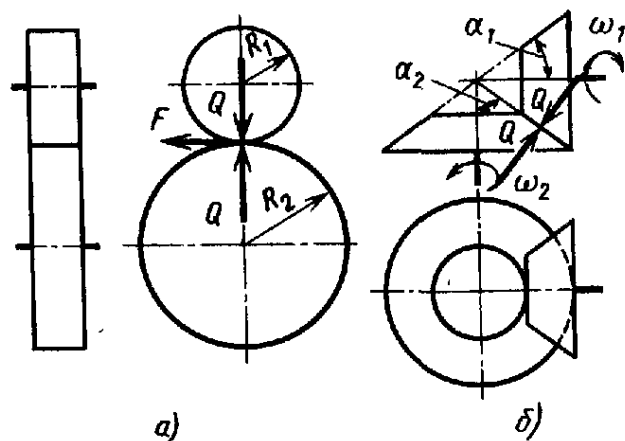


Рис. 13.1. Схемы фрикционных передач для постоянного передаточного отношения:

а — цилиндрическими катками; б — коническими катками

Для передачи окружной силы F фрикционной передачей тела качения должны быть прижаты одно к другому с силой (см. рис. 13.1)

$$Q = \frac{SF}{f},$$

где f — коэффициент трения; S — запас сцепления, принимаемый в силовых передачах равным 1,25...2, а в передачах приборов — до 3.

Расчетные значения коэффициентов трения: сталь по стали со смазкой в условиях роликовых вариаторов 0,04...0,05, в условиях дисковых вариаторов 0,015...0,035, без смазки сталь — текстолит и ретинакс 0,3...0,35, закаленная сталь — металло-керамика ФАБ-П 0,3...0,35, сталь — асбесто-смоляная пластмасса КФ-2 04; закаленная сталь — закаленная сталь 0,15...0,18.

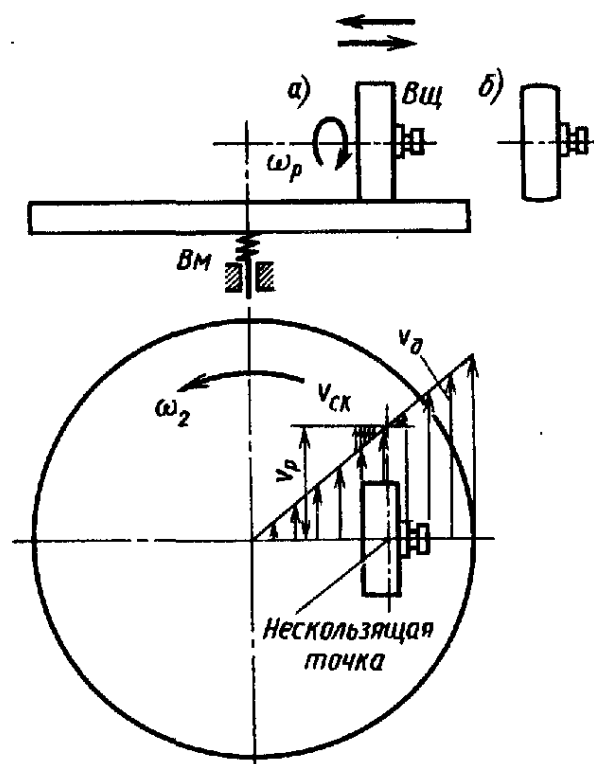


Рис. 13.2. Лобовая передача

По силе Q ведут расчет на прочность тел качения, а также расчет валов и подшипников передачи.

Фрикционные передачи работают с небольшим скольжением. Все передачи имеют упругое скольжение, вызываемое упругими деформациями поверхностных слоев. В передачах, работающих в масле, сказывается влияние масляного слоя. В вариаторах дополнительно наблюдается геометрическое скольжение, связанное с неодинаковым изменением скорости по длине контакта у тел качения. Например, в лобовой передаче (см. рис. 13.2) скорость v_p на ролике вдоль образующей постоянна, а на диске v_d — пропорциональна радиусу. Поэтому чистое качение наблюдается в одной точке, а в других имеет место скольжение со скоростью $v_{ск}$.

Если действующий момент превышает предельный, создаваемый силами трения, то наступает буксование, которое является недопустимым.

Передаточное отношение фрикционной передачи ¹ (см. рис. 13.1, а, б)

$$u = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1 \xi}{R_2},$$

где n_1 и n_2 — частота вращения ведущего и ведомого тел качения, мин^{-1} ; R_1 и R_2 — соответственно их радиусы; ξ — коэффициент, учитывающий скольжение и изменяющийся от 0,995 для передач, работающих без смазки, до 0,95 для вариаторов, работающих в масле, при значительных передаточных отношениях.

Для конической фрикционной передачи отношение радиусов R_1 и R_2 тел качения можно заменить отношением синусов углов наклона α_1 и α_2 образующих конусов и записать передаточное отношение в следующем виде:

$$u = \frac{\sin \alpha_1 \xi}{\sin \alpha_2}.$$

¹ В регулируемых передачах (по опыту станкостроения) удобно применять u в такой форме: $u = n_2/n_1$.

Достоинства фрикционных передач:

а) простота тел качения;

б) равномерность вращения, что позволяет применять фрикционные передачи в машинах при высоких скоростях, а также в приборах, например в приборе для проверки точности зубчатых колес;

в) возможность бесступенчатого регулирования частоты вращения.

Последнее является решающим для применения фрикционных вариаторов.

Недостатки фрикционных передач:

а) большие нагрузки на валы и подшипники или необходимость применения специальных конструкций с разгруженными опорами (например, при коэффициенте трения 0,25 и запасе сцепления 1,5 сила взаимодействия между телами качения в 6 раз превышает полезную окружающую силу);

б) необходимость специальных нажимных устройств для прижатия одного тела качения к другому;

в) опасность повреждения передачи при буксовании и в отдельных случаях неравномерный износ тел качения;

г) невозможность, в отличие от передач зацеплением, получения абсолютно точных средних передаточных отношений из-за проскальзывания и неизбежных погрешностей диаметров тел качения, а поэтому невозможность применения передачи при необходимости жесткой кинематической связи, не допускающей накопления угловых ошибок.

Применяются фрикционные передачи в основном в бесступенчатых вариаторах. Современные фрикционные вариаторы могут конкурировать с электрическими и гидравлическими благодаря своей простоте и малым габаритам при достаточно высоком КПД. Их применение ограничивается большими успехами и возможностями электрического регулирования скорости. Все же за рубежом фрикционные вариаторы имеют большее применение, чем в СССР. Фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением довольно широко применяют в приборах. Применение этих передач в машиностро-

нии весьма ограничено из-за большей целесообразности применения зубчатых передач, имеющих меньшие габариты. Широко применяются передачи колесо — рельс и колесо — дорожное полотно самоходного транспорта.

Основные характеристики. Фрикционные передачи и вариаторы выполняют для мощностей от ничтожно малых (ручное регулирование приборов) до нескольких сотен киловатт. У большинства фрикционных передач и вариаторов передаваемая мощность не превосходит 20 кВт. Для больших мощностей преимущественно строят вариаторы с многими зонами контакта.

Передаточные отношения в силовых передачах выбирают до 1/7, в силовых передачах с разгруженными валами до 1/15 и в ручных передачах приборов до 1/25.

Наибольший диапазон регулирования частот вращения (отношение наибольшей частоты вращения на выходе к наименьшей) $D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$ простых фрикционных

вариаторов может достигать до 3...4, сдвоенных вариаторов до 12...16, обычно 4...8.

Применение больших диапазонов регулирования связано с значительным понижением КПД и предельной мощности на малых частотах вращения.

Общие вопросы конструирования. Одно тело качения к другому в простейших передачах и вариаторах малых мощностей и частот вращения прижимается с постоянной силой: начальной затяжкой специальных пружин или других упругих элементов системы; реже собственной силой тяжести или центробежной силой.

В передачах, включаемых и выключаемых путем сцепления и расцепления, сжатие тел качения совмещается с управлением и осуществляется от руки или с помощью гидравлических или других устройств.

Постоянную силу прижатия приходится выбирать по максимально полезной окружающей силе, которая обычно действует редко.

Так как потери на трение и изнашивание в значительной степени определяются силой прижатия тел качения, то передачи с постоянной силой прижатия работают с повышенным износом и потерями на трение.

Ответственные передачи выполняют самозатягивающимися с силой прижатия тел качения, изменяющейся пропорционально изменению передаваемого вращающего момента благодаря клиновому механизму.

В последнее время предложено поджатие роликов от реактивного момента через замкнутую гидравлическую систему.

Форму тел качения передач с постоянным передаточным отношением выбирают такой, чтобы было чистое качение. Для этого передачи между параллельными осями выполняют с цилиндрическими роликами, а передачи между пересекающимися осями — с коническими роликами, имеющими общую вершину. Передачи с желобчатой формой тел качения, в которых на опоры действуют меньшие силы, допустимы только в случаях, когда износ и потери на трение практической роли не играют, например при очень медленных перемещениях.

В современных вариаторах форму и расположение тел качения выбирают такими, чтобы скольжение на площадке контакта было минимальным и условия работы приближались бы к чистому качению.

Тела качения фрикционных передач выполняют с начальным касанием по линии (см. рис. 13.2, а) или в точке (см. рис. 13.2, б). Начальное касание по линии обычно применяют в передачах, у которых отсутствует или мало скольжение по длине площадки контакта в связи с формой тел качения. Передача должна быть точно изготовлена или начальные и упругие перекосы валов должны хорошо компенсироваться податливостью тел качения.

Передачи выполняют для работы в масле и без смазочного материала. Для первых характерны большая долговечность и надежность. Работа их подчи-

няется контактно-гидродинамической теории смазки, связана с резким повышением вязкости масла в зоне контакта и соответственным повышением коэффициента трения. Целесообразно применение специальных фрикционных масел на синтетической основе с повышенными коэффициентом трения, сопротивлением заеданию и изнашиванию. Передачи, работающие без смазывания, требуют ввиду большего коэффициента трения меньших сил прижатия тел качения, имеют меньшее проскальзывание и более высокнй КПД. Для тел качения этих передач необходима надежная изоляция от попадания масла из подшипников во избежание буксования, влекущего за собой выход из строя передачи.

Материалы. Основные требования, предъявляемые к материалам тел качения: а) высокая износостойкость и поверхностная прочность; б) высокий коэффициент трения во избежание больших сил прижатия; в) достаточно высокий модуль упругости во избежание повышенных потерь на трение, связанных с размерами площадки контакта.

Закаленная сталь по закаленной стали обеспечивает наименьшие габариты и высокий КПД передачи, но требует точного изготовления передачи и высокого качества отделки поверхностей трения. Наиболее пригодными являются шарикоподшипниковые стали типа ШХ15, а также стали типа 18ХГТ и 18Х2Н4МА. Передачи, как правило, работают в масле.

Для материалов сталь — пластмасса требуются менее высокая точность изготовления и отделка контактирующих поверхностей. Передачи работают без смазки. В связи с большим коэффициентом трения на валы действуют меньшие силы, чем при металлических телах качения. Основной материал, применяемый до последнего времени, был текстолит.

В настоящее время применяют специальные фрикционные пластмассы с асбестовым и целлюлозным наполнителем, коэффициент трения которых доходит до 0,5.

По результатам испытаний хорошие показатели получаются у ретинакса ФК-16Л, ФК-24А и пластмассы КФ-3.

Перспективно применение пар закаленной стали — спеченные сплавы, из которых хорошими свойствами обладает металло-керамика ФАБ-П на основе алюминиевой бронзы.

Более надежны передачи, у которых ведущее тело сделано из менее твердого материала, чем ведомое, так как при случайном буксовании на последнем не образуются лыски.

Применяют обрешиненные тела качения, обеспечивающие весьма высокий коэффициент трения, однако падающий с увеличением влажности воздуха.

§ 13.2. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Передачи с постоянным передаточным отношением. Примером таких передач являются конические и цилиндрические реверсивные передачи винтовых прессов. Передача (рис. 13.3) имеет два ведущих конуса, поочередно сцепляемых с ведомым конусом осевым перемещением ведущего вала. При этом ведомый вал, связанный с винтом, получает то правое, то левое вращение, а винт соответственно осуществляет рабочий и обратный ходы. Материал конусов обычно чугуи, рабочую поверхность ведомого конуса покрывают прорезиненной тканью или прессованным

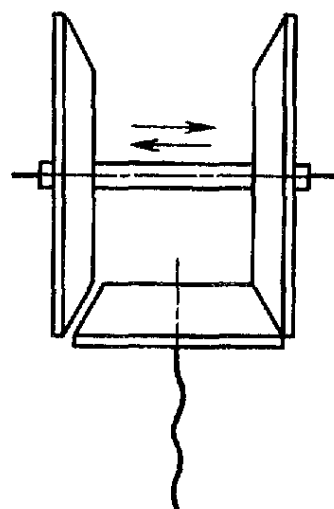


Рис. 13.3. Коническая реверсивная передача пресса

асбестом. Обод ведомого конуса иногда изготавливают из текстолита.

Правомерно применение соосных фрикционных передач с полностью уравновешенными силами по схеме простого планетарного редуктора. При необходимости большой редукции можно применять фрикционные волновые передачи, но они работают с существенной потерей скорости.

Фрикционные передачи в приборостроении характеризуются преимущественно пружинным поджатием, малой шириной поясков контакта или начальным касанием в точке и в случае необходимости очень большой редукцией.

Бесступенчатые фрикционные передачи по кинематике удобно разделять на простые передачи, передачи с промежуточными телами качения (сдвоенные) и планетарные передачи; а по форме тела качения, у которого изменяются радиусы качения, — на дисковые или лобовые, конусные, шаровые и торовые.

По разветвлению потока мощности передачи делят на однопоточные и многопоточные.

Лобовые вариаторы (см. рис. 13.2) вследствие значительной разности скоростей на площадке касания уступают вариаторам других конструкций по КПД и износостойкости. Однако благодаря своей простоте, возможности выполнения их реверсивными, а также благодаря перпендикулярности осей ведущего и ведомого валов, что в ряде случаев упрощает кинематическую схему машины, простые лобовые вариаторы иногда применяют, в частности, в малых винтовых прессах и приборах.

Конусные многодисковые вариаторы по схеме Байера имеют тела качения — пакеты конических раздвижных дисков и пакеты раздвижных дисков с коническими поясками (рис. 13.4).

Регулирование частот вращения осуществляется смещением осей промежуточных валов, в результате чего меняется расстояние от оси вращения до площадок контакта конических дисков с сопряженными дисками; диапазон регулирования до 5.

Движение от приводного вала передается с помощью ускоряющих зубчатых передач ($u=3...3,8$) с паразитными колесами промежуточным валам, а от них через фрикционную передачу на ведомый вал, соосный приводному. Число потоков в зависимости от мощности вариатора 3, 4 и 6.

Число конических дисков в пакете выбирают в зависимости от мощности, т. е. 10...15. Угол конусности дисков $2...3^\circ$. Ширина пояска контакта около 0,1 минимального рабочего радиуса диска. Отношение наружных диаметров дисков с буртами и диаметров конических дисков 2,4...2,7. Сжатие дисков осуществляется клиновым механизмом. Тела качения выполняют из высокопрочной закаленной стали; они работают в масле. В связи с большим числом площадок контакта и большими радиусами кривизны передачи могут передавать значительные мощности.

Так как при понижении частоты вращения ведомого вала резко возрастает коэффициент трения в связи с изменением радиусов кривизны дисков в зоне контакта, то регулирование передаточного отношения происходит с предельной мощностью, близкой к постоянной.

Среди фрикционных вариаторов с жесткими телами качения многодисковые вариаторы являются наиболее перспективными.

Шаровой соосный сдвоенный вариатор (рис. 13.5) имеет тела качения в виде двух соосно расположенных на входном и выходном валах конусных чашек 1 и 2 и четырех шаров 3. Регулирование частот вращения достигается поворотом геометрических осей вращения шаров, благодаря чему одновременно увеличивается радиус качения шаров по одной чашке и уменьшается радиус качения по другой чашке. Когда оси вращения шаров параллельны оси вариатора, передаточное отношение равно единице. Поворот осей вращения шаров осуществляется поворотом осей направляющих роликов 4,

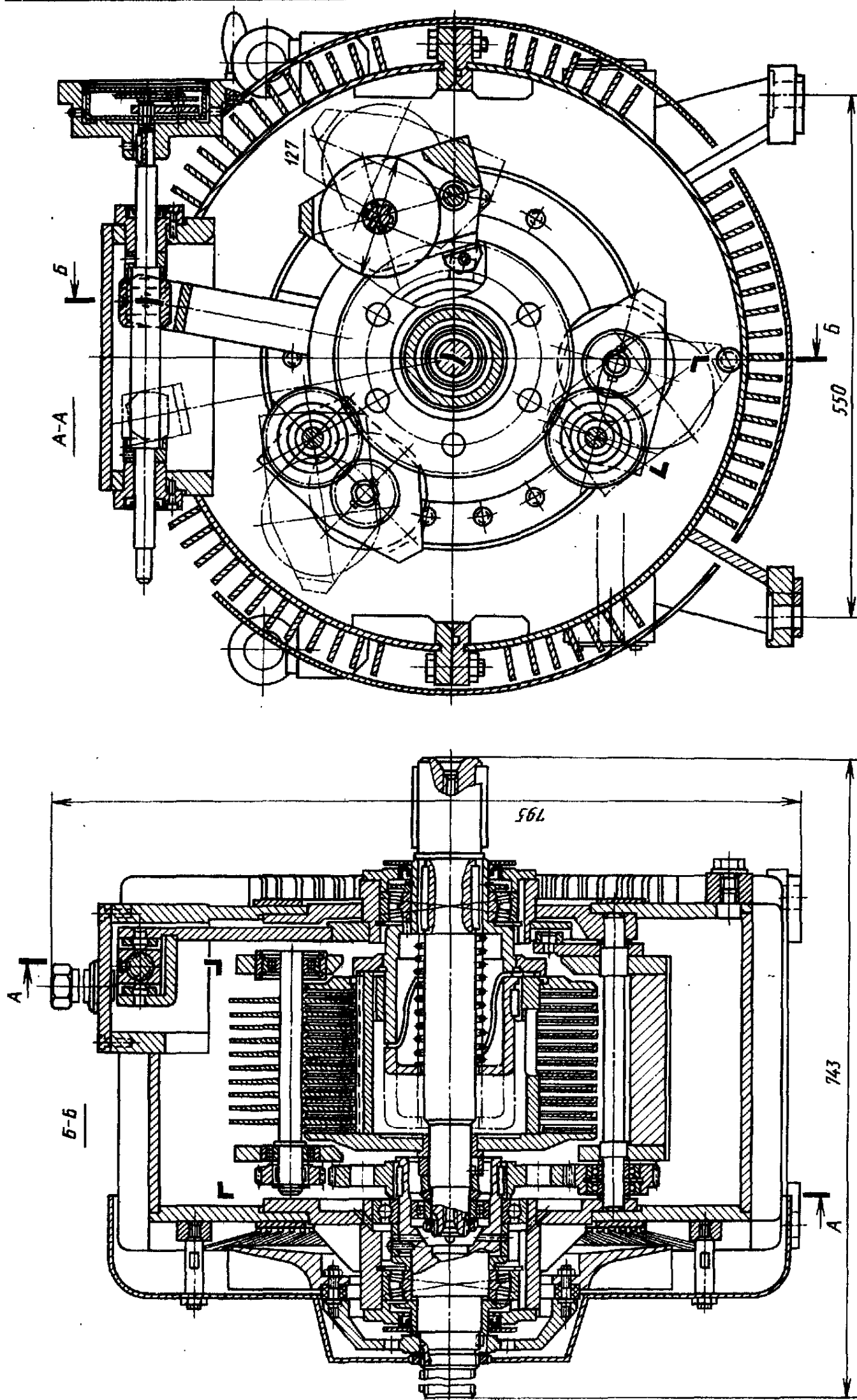


Рис. 13.4. Многодисковый вариатор с коническими раздвижными дисками

встроенных в червячные колеса 5. Последние согласованно поворачиваются центрально расположенным червяком 6, управляемым с помощью валика 8, который проходит через сверление в ведомом валу вариатора.

Тела качения прижимаются одно к другому благодаря передаче момента между чашками и валами через два независимых нажимных устройства в виде шайб с канавками переменной глубины и шариков 7. Сила прижатия увеличивается с ростом вращающего момента.

Независимые нажимные устройства устраняют или уменьшают проскальзывание как при пуске, так и при толчках, воспринимаемых вариатором от приводимой машины. Диапазон регулирования вариатора 10...12, мощность обычно до 3 кВт.

Материал тел качения — закаленная до высокой твердости сталь.

Торовый вариатор (рис. 13.6, г) несет на входном и выходном валах торовые чашки, между которыми вращаются два или три ролика. Таким образом, выходной вал вращается в сторону, противоположную вращению входного вала. Рабочий профиль чашек очерчен дугами окружности из общего центра. Частота вращения регулируется наклоном осей вращения роликов. Когда оси вращения роликов перпендикулярны оси вариатора, передаточное отношение равно единице.

Вращающий момент от входного вала к ведущей чашке и от ведомой чашки к выходному валу передается через независимые нажимные устройства в виде шайб с канавками переменной глубины и шариков.

Преимущественно применяемые материалы тел качения — сталь по текстолиту (текстолитовыми выполняют ободы роликов).

Вариатор имеет начальное касание по линии и работает без смазывания и без повышенного нагрева. Диапазон регулирования вариатора 2,5...8, преимущественно 4...6,3.

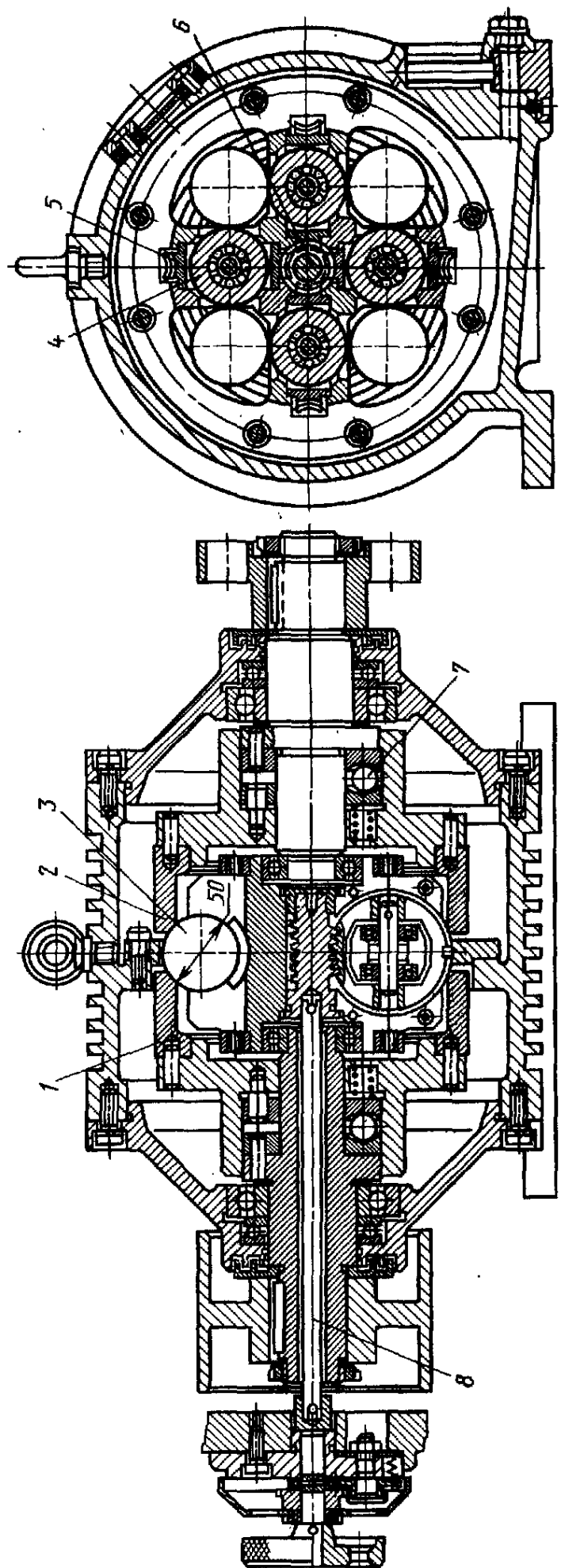


Рис. 13.5. Шаровой вариатор

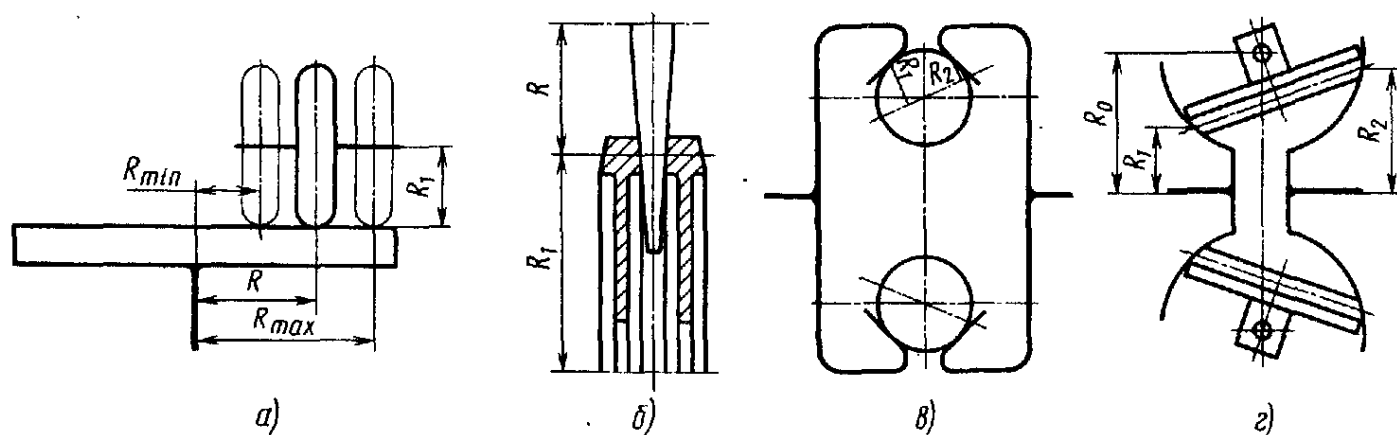


Рис. 13.6. Кинематические схемы вариаторов к расчету

Схема вариатора обеспечивает малую разность скоростей на площадке контакта и почти постоянное отношение силы прижатия тел качения к окружной силе. Однако вариатор не получил значительного распространения из-за сложности и высоких требований к точности изготовления. Первая конструкция была разработана в сороковых годах в ЦНИИТ-МАШе; достаточно технологические конструкции с необходимыми эксплуатационными показателями разработаны в Ростовском институте сельскохозяйственного машиностроения.

Современные тенденции развития фрикционных вариаторов: реализация принципа многоконтатности, замыкание сил прижатия тел качения благодаря многопоточности, автоматическое регулирование сил прижатия с изменением момента, переход на передачи, работающие в масляной ванне, — существенно подняли технико-экономические показатели вариаторов.

Фрикционные приводы с широким диапазоном регулирования выполняют по дифференциальной схеме.

§ 13.3. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ

Кинематический расчет. Передаточные отношения простых вариаторов (рис. 13.6, а и б):

$$u = \frac{n}{n_0} = \frac{R_1 \xi}{R_2};$$

$$u_{\min} = \frac{R_1 \xi}{R_{\max}};$$

$$u_{\max} = \frac{R_1 \xi}{R_{\min}},$$

где n и n_0 — частоты вращения на выходе и входе передачи, мин^{-1} ; ξ — коэффициент, учитывающий скольжение.

Потребное отношение наибольшего рабочего радиуса к наименьшему

$$\frac{R_{\max}}{R_{\min}} = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = D,$$

где D — диапазон регулирования, равный n_{\max}/n_{\min} .

Передаточные отношения сдвоенных вариаторов с промежуточным звеном (рис. 13.6, в и г):

$$u = \frac{n}{n_0} = \frac{R_1 \xi}{R_2}; \quad u_{\min} = \frac{n_{\min}}{n_0} = \frac{R_{\min} \xi}{R_{\max}};$$

$$u_{\max} = \frac{n_{\max}}{n_0} = \frac{R_{\max} \xi}{R_{\min}}.$$

Потребная частота вращения на входе передачи равна среднему геометрическому из n_{\min} и n_{\max} :

$$n_0 = \frac{\sqrt{n_{\min} n_{\max}}}{\xi}.$$

Потребное отношение наибольшего радиуса к наименьшему

$$\frac{R_{\max}}{R_{\min}} = \sqrt{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}} = \sqrt{D}.$$

Расчеты на прочность. Тела качения нужно проверять по контактным напряжениям на площадке касания.

Расчет ведут для наиболее неблагоприятного случая, при котором, как следует из формулы Герца (§ 9.2), максимально отношение нормальной силы Q к эквивалентному радиусу кривизны ρ :

$$Q = \frac{SF}{f} = \frac{2 \cdot 10^3 ST_1}{fd_1};$$

При параллельности осей ведущего и ведомых тел качения

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \alpha}{d_1} \pm \frac{2 \cos \alpha}{d_2} = \\ = \frac{2(1 \pm d_1/d_2) \cos \alpha}{d_1}.$$

Здесь дополнительно T_1 — расчетный момент (Н·м) на теле качения 1; d_1 и d_2 — диаметры тел качения в расчетном положении: $\rho_1 = 0,5d_1/\cos \alpha$ и $\rho_2 = 0,5d_2/\cos \alpha$ — радиусы кривизны; α — половина угла конусности $u = d_1/d_2$.

Подставив выражения для Q и ρ в формулу Герца для сжатия цилиндров, определяем

$$d_1 = \frac{26,5}{[\sigma]_H} \sqrt{\frac{SET_1(1 + d_1/d_2) \cos \alpha}{fb}},$$

где b — ширина пояса контакта; $[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение.

Для лобовой передачи $d_2 = \infty$ и $\alpha = 0$,

$$\text{соответственно } d_1 = \frac{26,5}{[\sigma]_H} \sqrt{\frac{SET_1}{fb}}.$$

Допускаемые контактные напряжения можно принимать равными длительным пределам поверхностной выносливости с минимальными коэффициентами запаса.

Для закаленных сталей с твердостью $\geq 60\text{HRC}$, можно принимать при начальном касании по линии $[\sigma]_H = 800 \dots 1200$ МПа, при начальном касании в точке — до 2500 МПа.

Контактные напряжения для текстолита 35...60 МПа, для ретинакса до 80 МПа (при модуле упругости $E = 1,3 \cdot 10^4$ МПа), для металлокерамики ФАБ-П до 150 МПа (при $E = 7,5 \cdot 10^4$ МПа).

Учет расчетного срока службы и переменности режима работы при выборе допускаемых контактных напряжений см. § 10.12.

§ 13.4. ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ, КПД И РАСЧЕТ НАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Потери, связанные с неодинаковым изменением скорости по длине площадки касания (геометрическим скольжением), являются для вариаторов наиболее существенными.

Координату Δ сечения, в котором происходит чистое качение и которое определяет передаточное отношение, находят по условию равновесия одного из тел качения (рис. 13.7).

Рассмотрим основной случай — начальное касание тел качения по линии. Предполагаем, что длина площадки касания мала по сравнению с длиной образующих конусов. Тогда изменением плеч сил трения по длине площадки касания относительно оси тел качения можно пренебречь и принять, что окружная сила равна разности сил трения на площадке касания:

$$F = fQ \frac{2\Delta}{b},$$

отсюда координата

$$\Delta \approx \frac{F}{Qf} \frac{b}{2}.$$

Координата Δ отсчитывается от середины линии касания в сторону, соответствующую уменьшению скорости вращения на выходе.

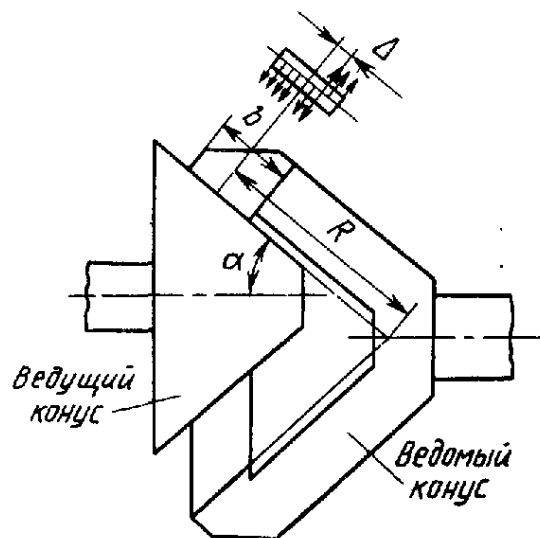


Рис. 13.7. Схема нескальзающей точки и потерь на трение

При постоянной силе прижатия одного тела качения к другому координата Δ растет вместе с увеличением передаваемого момента и вследствие этого уменьшается передаточное отношение передачи. Предельным является случай, когда запас сцепления равен единице, т.е. $Qf = F$, тогда $\Delta \approx 0,5b$.

Как следует из формулы для Δ , в самозатягивающихся передачах, в которых сила нажатия Q возрастает пропорционально вращающему моменту или окружной силе F , координата Δ , а следовательно, и передаточное отношение с изменением нагрузки изменяется значительно меньше, чем в простых передачах.

Для простоты рассмотрим потери на трение для предельного случая, когда запас сцепления равен единице: $\Delta = b/2$.

Средняя скорость скольжения на площадке касания

$$v_{\text{ск}} = 0,5b (\omega_1 \sin \alpha_1 \pm \omega_2 \sin \alpha_2),$$

где $\omega_1 \sin \alpha_1$ и $\omega_2 \sin \alpha_2$ — угловые скорости вращения образующих конусов вокруг вершины (см. рис. 13.1, б).

Потери мощности на трение

$$P_1 = Qf v_{\text{ск}} = 0,5Qfb (\omega_1 \sin \alpha_1 \pm \omega_2 \sin \alpha_2).$$

Подводимую мощность P определяем как произведение окружной силы $F = Qf_c$ (f_c — действительный коэффициент сцепления в передаче) на окружную скорость $v_1 = \omega_1 R_1$ (R_1 — радиус качения первого тела качения):

$$P = Qf_c \omega_1 R_1.$$

Относительные потери на трение

$$\psi_1 = \frac{P_1}{P} = \frac{b}{2R_1} (\sin \alpha_1 \pm u \sin \alpha_2).$$

Потери, связанные с проскальзыванием во фрикционных передачах, работающих в масле, теоретически можно определять из решения контактно-гидродинамической задачи с учетом контактных деформаций

тел качения. Приблизительно относительные потери ψ_2 можно принимать равными экспериментально установленным величинам относительного скольжения, которые для передач современных схем не превышают 2...3 %.

Потери в подшипниках в связи с большими силами прижатия одного тела качения к другому играют существенную роль, а для передач на подшипниках скольжения — доминирующую.

Абсолютные и относительные потери в подшипниках

$$P_3 \approx Q (f_1 r_1 \omega_1 + f_2 r_2 \omega_2);$$

$$\psi_3 \approx \frac{1}{f_c} \left(\frac{f_1 r_1}{R_1} + \frac{f_2 r_2}{R_2} \right),$$

где r_1 и r_2 — радиусы шеек валов; f_1 и f_2 — приведенные коэффициенты трения в подшипниках.

В случаях консольного расположения тел качения, когда суммарная сила на опоры больше силы Q , это должно учитываться приведенным коэффициентом трения в опорах.

Общий КПД передачи с опорами

$$\eta = 1 - \sum \psi,$$

где $\sum \psi$ — сумма относительных потерь.

Расчет нажимных механизмов. Рассмотрим расчет на наиболее сложном примере торового вариатора (рис. 13.8), имеющего переменный

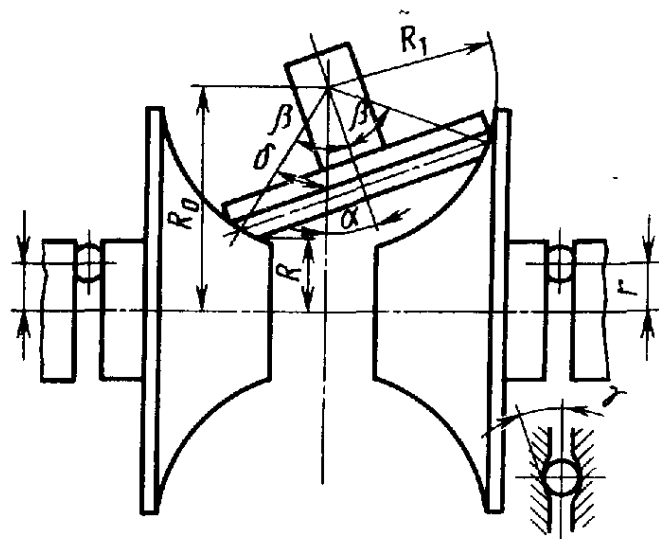


Рис. 13.8. Схема к расчету клинового нажимного механизма

угол контакта тел качения с осью. Окружная реактивная сила от ролика, приложенная на радиусе R относительно оси вариатора, вызывает окружную силу на шариках зажимного механизма FR/r . Осевая сила, создаваемая нажимным механизмом с углом подъема канавки γ ,

$$F_a = \frac{FR \operatorname{ctg} \gamma}{r}.$$

Нормальная сила в контакте тел качения

$$Q = \frac{F_a}{\sin \delta} = \frac{FR \operatorname{ctg} \gamma}{r \sin \delta}.$$

Условие работы передачи, которое должно удовлетворяться во всех положениях ролика, следующее:

$$\frac{F}{Q} = \frac{r \sin \delta \operatorname{tg} \gamma}{R} \leq f.$$

По этому условию, общему для вариаторов с шариковым нажимным механизмом, определяют необходимый угол γ подъема нажимного механизма.

Для торового вариатора (см. рис. 13.8)

$$R = R_0 - R_1 \cos \delta,$$

$$\text{а } \delta = \beta - \alpha.$$

§ 14.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня, надетого на шкивы с натяжением и передающего окружную силу с помощью трения (рис. 14.1). Предусматривается также натяжное устройство. Возможны передачи с двумя или несколькими ведомыми шкивами.

Основное применение ременные передачи имеют: а) для привода от электродвигателей небольшой и средней мощности машин-орудий; б) для привода от первичных двигателей (внутреннего сгорания) электрических генераторов, сельскохозяйственных и других машин.

Ремины выполняют с сечением в виде узкого прямоугольника — плоские ремни (рис. 14.1, а); трапециевидного сечения — клиновые ремни (рис. 14.1, б) и поликлиновые ремни (рис. 14.1, в); круглого сечения — круглые ремни (рис. 14.1, г) и зубчатые ремни (рис. 14.13).

Наиболее широкое распространение в машинах имеют клиновые и плоские ремни. Плоские ремни применяют как простейшие, испытывающие минимальные напряжения изгиба на шкивах; клиновые и

поликлиновые — в связи с их повышенной тяговой способностью. Зубчатые ремни используют благодаря тому, что они обладают достоинствами передач зацеплением. Круглые ремни применяют для передачи малых мощностей, преимущественно в приборах, настольных станках, швейных и бытовых машинах.

Клиновые ремни в передаче применяют по несколько штук, чтобы варьировать нагрузочную способность и избежать больших напряжений изгиба у одного ремня, который получился бы увеличенного сечения. Плоские ремни, позволяющие изменением ширины ремня варьировать нагрузочную способность, применяют по одному в передаче.

Достоинства ременных передач, определяющие области их применения: 1) возможность передачи движения на значительные расстояния; 2) плавность работы — смягчение толчков, бесшумность; 3) возможность работы с высокими частотами вращения; 4) малая стоимость.

Недостатки ременных передач: 1) значительные габариты — обычно в несколько раз большие, чем у зубчатых; 2) неизбежность некоторого упругого скольжения ремня; 3) повышенные силы на валы и опоры, так как для передачи сил трения нужны значительные силы прижатия и их приходится назначать по максимальной нагрузке; 4) необходимость, за редкими исключениями, устройств для натяжения ремня; 5) необходимость предохранения ремня от попадания масла; 6) малая долговечность ремней в быстроходных передачах.

Ременные передачи, как правило, применяют между параллельными валами, вращающимися в одну сторону (так на-

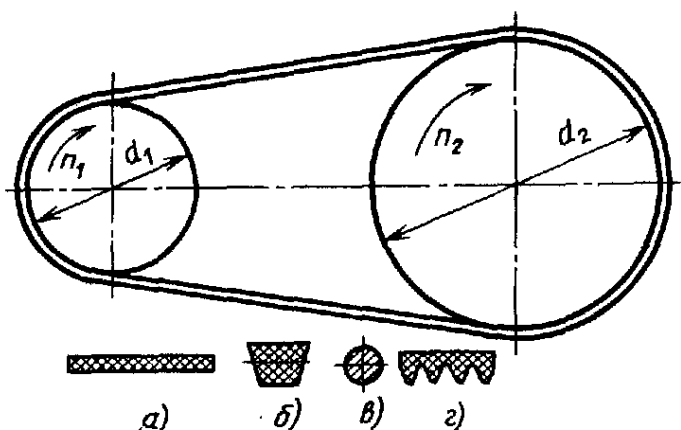


Рис. 14.1. Схема ременной передачи

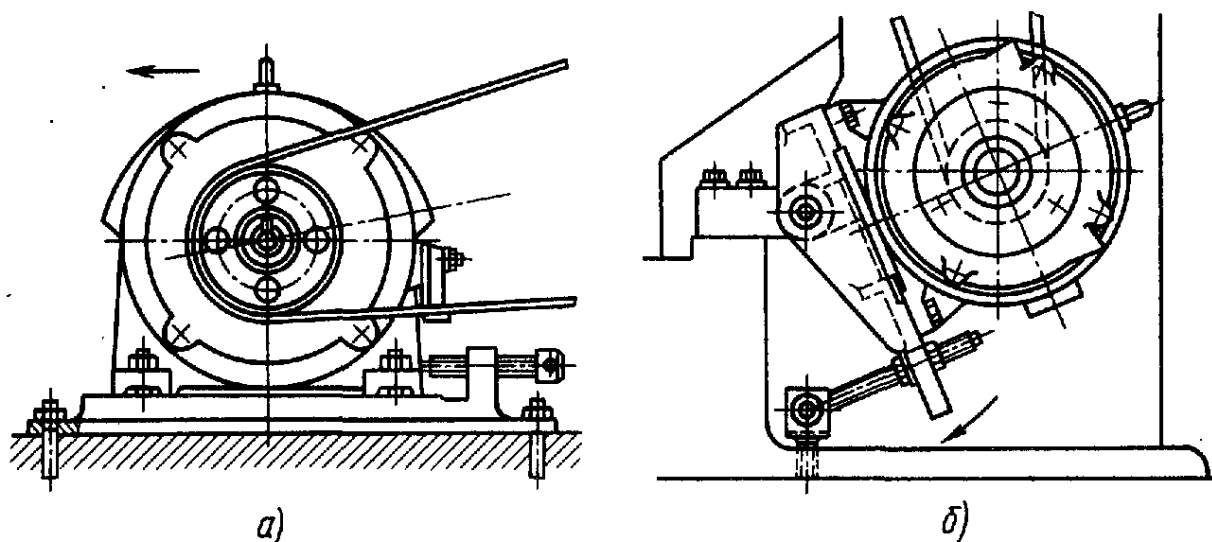


Рис. 14.2. Устройства натяжения ремней:

a — по салазкам; *б* — поворотом качающейся плиты

зываемые открытые передачи). При этом ремень подвергается растяжению и изгибу.

Условием работы ременных передач является натяжение ремня, которое должно сохраняться во время эксплуатации.

Натяжение обеспечивают одним из следующих способов:

- 1) перемещением одного из шкивов (рис. 14.2);
- 2) натяжным роликом, позволяющим периодическую перестановку или автоматически поддерживающим натяжение ремня, грузом или пружиной (см. рис. 14.23);
- 3) предварительным упругим растяжением ремня (наименее надежный способ, выходящий из употребления);
- 4) автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от нагрузки (см. рис. 14.16).

§ 14.2. МАТЕРИАЛЫ ПЛОСКИХ ПРИВОДНЫХ РЕМНЕЙ

Общие требования к материалам приводных ремней. Ремень должен иметь: а) достаточную прочность при переменных напряжениях и износостойкость; б) достаточный коэффициент трения со шкивами во избежание больших сил начального натяжения; в) невысокую изгибную жесткость во избежание боль-

ших напряжений изгиба при огибании шкивов.

У большинства современных ремней прочность обеспечивается специальными слоями корда, а повышенный коэффициент трения — пропиткой или обкладками. Несущие слои, расположенные по центру тяжести сечений, имеют высокий модуль упругости.

Синтетические тканые ремни. Синтетические ремни (ОСТ 17-969—84) являются наиболее перспективными ввиду их повышенной прочности, долговечности и возможности обеспечить достаточно высокий коэффициент трения.

В СССР синтетические ремни изготавливаются в ограниченном диапазоне размеров из мешковых капроновых тканей просвечивающего переплетения (табл. 14.1). Они пропитываются раствором полиамида С-6 и покрываются пленкой на основе этого полиамида с нитрильным каучуком. Удельная разрушающая нагрузка составляет для ремней толщиной 0,8 и 1,0 мм соответственно 60 и 90 Н/мм, модуль упругости при растяжении статический 1200 и 1400 МПа и динамический 1400 и 1650 МПа. Допустимая скорость ремня при толщине 0,8 мм до 75 м/с, при толщине 1 мм до 40 м/с.

14.1. Размеры синтетических ремней по ОСТ 17-969-84 и ТУ 17-21-598—87

Ширина, мм	Внутренняя длина, мм	Предельное отклонение (\pm), мм	
		ширины	длины
10	250, 260, 280, 300, 320, 340, 350, 380	$\pm 0,25$	2
15	400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600		
20	630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950		
25;		$\pm 0,5$	2,5
30;	1000, 1060, 1120, 1180,		
40;	1250, 1320, 1400		
50		$\pm 0,75$	4,5
60	1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000		
80	2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000		
100	3150, 3350		

Примечание. Толщина 0,8 и 1,0 мм.

Кордшнуровые ремни с лавсановым шиуром являются наиболее совершенными из прорезиненных ремней. Ремни изготовляются Волжским и Красноярским заводами резинотехнических изделий по ТУ 38-105514—77. Несущий слой представляет собой лавсановый кордшнур диаметром 1,1 мм, расположенный по винтовой линии в резиновом слое. Для обеспечения прочности на наружной и внутренней поверхностях предусмотрено покрытие в виде диагонально закроенной ткани ОТ-40.

Удельная разрушающая нагрузка при растяжении для ремня толщиной 0,7 мм не менее 280 Н/мм, а статический модуль упругости 370 МПа.

Ширины ремней: 30; 40; 50 и 60 мм — с предельным отклонением ± 1 мм, толщина 2,8 мм с предельным отклонением $\pm 0,5$ мм. Внутренние длины: 500, 550, 600, 650, 700, 750, 800, 850, 900, 1000, 1050, 1100, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000, до 5600 мм. Допустимая скорость до 35 м/с.

Резинотканевые ремни (ГОСТ 23831—79*). Эти ремни состоят из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани — бельтинга, связанных вулканизированной резиной. Они применяются в диапазоне размеров по ширине от 20 до 1200 мм. Поставляются в рулонах. До последнего времени они были основными плоскими ремнями.

Преимущественное распространение из ремней этой группы имеют нарезные ремни типа А как более гибкие и позволяющие большие скорости. Они состоят из нарезанных соответственно ширине ремня слоев ткани. Для повышения гибкости их выполняют с резиновыми прослойками между прокладками. Кромки пропитаны специальным водоупорным составом.

Ширины, мм, ремней типа А: 20, 25, 30, 40, 45, 50, 60, (65), 70, 75, 80, 100, (115), (120), 125, 150, (175), 200, 225, 250, (275), 300, 400, 450, (550), 600 и т. д. до 1200 мм

Ремни прорезиненные кордшнуровые с лавсановым шиуром. В прорезиненных ремнях резина обеспечивает работу ремня как единого целого, повышенный коэффициент трения, защищает корд от повреждений. Недостатком этих ремней является разрушающее действие на них минеральных масел, бензина, щелочей.

14.2. Толщина резинотканевых ремней и минимальные диаметры шкивов

Число прокладок	Толщина ремня δ , мм, из бельтинга 820		Диаметр шкива d_{\min} , мм, при v	
	с прокладками	без прокладок	30 м/с	5 м/с
3	4,5	3,75	160	80
4	6	5	224	112
5	7,5	6,25	280	160

через 100. Ремни шириной, обозначенной в скобках, желательно не применять.

Толщины ремней и минимальные диаметры шкивов приведены в табл. 14.2.

Модуль упругости 200...350 МПа. Допускаемые скорости ремня до 30 м/с.

Резинотканевые ремни выполняются также с защищенными кромками: послойно завернутые типа В, состоящие из центральной прокладки, обернутой кольцевыми слоями ткани со взаимно смещенными стыками, и спирально завернутые типа В, выполняемые из одного куска ткани. Эти ремни более жесткие, допускают скорость до 15...20 м/с и требуют шкивов больших диаметров.

Кожаные ремни обладают универсальными эксплуатационными свойствами, высокой несущей способностью и долговечностью, допускают работу со значительными скоростями (40...45 м/с), хорошо работают в условиях переменных и ударных нагрузок, ввиду своей гибкости могут работать на шкивах малых диаметров. Кожаные ремни предназначены для передачи малых и средних мощностей и имеют ширину 20...300 мм; применяются крайне редко из-за дефицитности.

Хлопчатобумажные ремни применяют в легких быстроходных передачах со шкивами малых диаметров. Они более дешевы, чем другие, но менее долговечны и более чувствительны к повреждению кромок. Выпускаются ремни цельнотканые самосвязанного переплетения 4-, 6-, 8-слойные шириной 30...250 мм и бесконечные тканые и шитые ремни шириной 30, 40 и 50 мм. Ремни выходят из употребления.

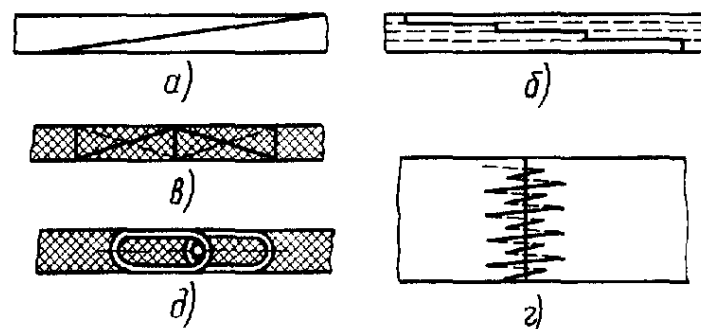


Рис. 14.3. Соединения концов ремней

Соединение концов ремней. Клиновые, поликлиновые, зубчатые и быстроходные плоские ремни изготавливают бесконечными замкнутыми. Часть плоских ремней выпускают в виде длинных лент и хранят в рулонах. Это вызвано технологией изготовления и большим разнообразием требуемых длин.

Основной, наиболее совершенный способ соединения ремней — склеивание, которое производят для слосных ремней по ступенчатой поверхности, а для однородных — по косому срезу (рис. 14.3, а, б). Места склейки прорезиненных ремней дополнительно вулканизируют.

Применяют также сшивку и соединение металлическими соединителями как более простые способы для цеховых условий при замене ремней в небыстроходных передачах. Одним из наиболее надежных способов считают сшивку встык жнльными струнами с косыми проколами (рис. 14.3, в, г), при которых струны выходят на поверхность ремня только в отдельных точках и мало изнашиваются.

Из металлических соединителей лучшими являются проволочные спирали, которые продеваются в отверстия, пробитые в каждом ремне и после прессования обжимают коицы ремней. Шарнир создается в результате совмещения спиралей и продевания через них оси (рис. 14.3, д).

Потребную величину упругого растяжения ΔL ремня при надевании на шкивы (т. е. разницу длин ремня, надетого на шкивы, и ремня в свободном состоянии) легко подсчитать, зная длину ремня L , модуль упругости ремня E и требуемое напряжение начального натяжения, выбираемое с учетом последующей вытяжки ремня из традиционных материалов, $\sigma_0 = 1,8...$

$$3 \text{ МПа: } \Delta L = \frac{\sigma_0}{E} L.$$

§ 14.3. КЛИНОВЫЕ РЕМНИ

Клиновые ремни — это ремни трапецевидного сечения с боковыми рабочими сторонами, работающие на шкивах с канавками соответствующего профиля (рис. 14.4). Глубина канавок шкивов должна

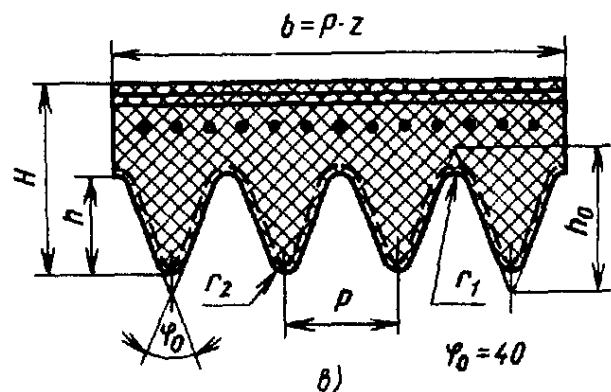
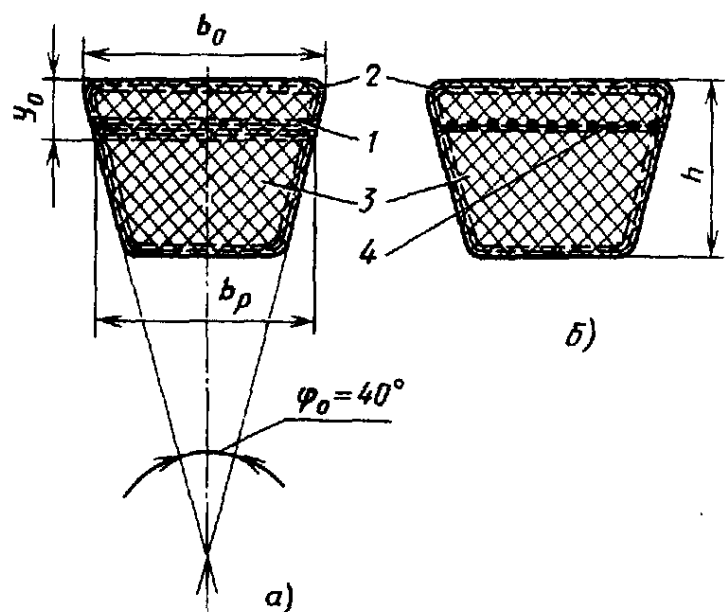


Рис. 14.4. Клиновые и поликлиновые ремни:

1 — слой кордткани; 2 — слой прорезиненной ткани (обертка); 3 — резина; 4 — кордшнур

быть такой, чтобы между внутренней поверхностью ремней и дном желобков шкива сохранялся зазор.

Ремни благодаря клиновому действию отличаются повышенными силами сцепления со шкивами и, следовательно, повышенной тяговой способностью. Трапецевидная форма сечения ремня из-за большой высоты неблагоприятна с точки зрения изгиба на шкивах и КПД.

Это компенсируется тем, что ремень изготавливают из материала с малым модулем упругости, кроме основного несущего слоя, который имеет небольшую толщину и располагается по нейтральному слою ремня.

Ремень должен быть гибким для возможности работы на шкивах малых диаметров и вместе с тем иметь достаточную поперечную жесткость во избежание глубокого заклинивания в канавках шкивов и радиального скольжения вследствие поперечного сжатия.

Клиновый ремень состоит из следующих частей (рис. 14.4, а, б):

1) корда, представляющего собой основной несущий слой, расположенный примерно по центру тяжести сечения ремня;

2) резиновых слоев, расположенных над и под несущим слоем (кордом), условно называемых слоями растяжения и сжатия;

3) обертки ремня в виде нескольких слоев прорезиненной ткани, намотанной диагонально.

Корд выполняют из химических волокон: вискозы, капрола, лавсаи.

В кордтканевых ремнях (см. рис. 14.4, а) корд выполнен в виде нескольких слоев кордткани с основой из крученых шнуров и тонких редких нитей утка.

В кордшнуровых ремнях (см. рис. 14.4, б) корд состоит из одного слоя кордшнура, намотанного по винтовой линии и заключенного в слой мягкой резины для уменьшения трения.

Кордтканевые ремни применимы при нестесненных габаритах передачи; в этом случае они обладают достаточной долговечностью. Кордшнуровые ремни, как более гибкие и долговечные, применяют для передач, работающих в напряженных условиях, в частности при необходимости шкивов малых диаметров. Происходит постепенный общий переход на кордшнуровые ремни.

Слой растяжения ремней выполняют из резины средней твердости. Слой сжатия выполняют из более твердой резины. Слои растяжения для увеличения поперечной жесткости ремня могут включать по несколько слоев ткани, раскроенной так, чтобы нити ткани были расположены под углом 45° к оси ремня. Слои ткани в основном применяют для широких вариаторных ремней.

Для работы на шкивах малых диаметров применяют ремни с зубьями на внутренней, а иногда на внутренней и наружной поверхностях.

14.3. Размеры сечения (см. рис. 14.4, а) и длины клиновых ремней; минимальные диаметры шкивов

Тип ремня	Обозначение сечения	b_p , мм	b_0 , мм	h , мм	y_0 , мм	A , мм ²	Предельные расчетные длины, мм	d_{\min} , мм	T_1 , Н·м
Клиновые по ГОСТ 1284.1—80 * и 1284.3—80 *	O(Z)	8,5	10	6	2,1	47	400...2500	63	< 25
	A(A)	11	13	8	2,8	81	560...4000	90	11...70
	B(B)	14	17	10,5	4,0	138	800...6300	125	40...190
	B(C)	19	22	13,5	4,8	230	1800...10 600	200	110...550
	Г(D)	27	32	19	6,9	476	3150...15 000	315	450...2000
	Д(E)	32	38	23,5	8,3	692	4500...18 000	500	1100...4500
Клиновые узкие по ТУ 38-40534—75 и ТУ 38-105161—84	E	42	50	30	11	1170	6300...18 000	800	> 2200
	УО	8,5	10	8	2	56	630...3550	63	< 150
	УА	11	13	10	2,8	93	800...4500	90	90...400
	УБ	14	17	13	3,5	159	1250...8000	140	300...2000
	УВ	19	22	18	4,8	278	2000...8000	224	> 1500

Примечание. В скобках даны обозначения ремней в международной системе. T_1 — момент на быстроходном шкиве; A — площадь поперечного сечения ремня.

Клиновые ремни выпускают бесконечными. Угол клина ремней в выпрямленном состоянии $\varphi_0 = 40^\circ \pm 1^\circ$ (см. рис. 14.4, а, б).

Клиновые ремни выпускают: нормальных сечений с отношением большего основания b_0 трапецевидного сечения к высоте $h \approx 1,6...1,7$; узкие с $\frac{b_0}{h} \approx 1,2...$

1,3 и широкие с $\frac{b_0}{h} \approx 3,3...3,4$ для вариаторов. Основное применение в настоящее время имеют ремни нормальных сечений (табл. 14.3). Узкие клиновые ремни появились в связи с повышением прочности корда, при равных габаритах передачи они позволяют передавать в 1,5...2 раза большие мощности, могут работать при более высоких скоростях и с большой частотой перегибов. Поэтому они будут вытеснять ремни нормальных сечений. Переход на узкие вентиляторные ремни в автомобилях в связи с большей долговечностью этих ремней позволил существенно сократить общий выпуск вентиляторных ремней.

Расчетные длины ремней измеряют по нейтральному слою в натянутом состоянии. Их располагают для ремней нормальных сечений по ряду предпочтительных чисел R40 с предпочтением длин по ряду R20, а для узких ремней — по ряду R20.

Модуль упругости на растяжение клиновых кордканевых ремней 250...400 МПа, кордшнуровых и узких 500...600 МПа.

Модуль упругости на изгиб ремней сечений А, Б, В при $\sigma_0 = 0,9$ МПа около 400 МПа.

Применяют также ремни с несущим слоем из стальных тросов. Они значительно уже, чем ремни нормальных сечений, работают с малым упругим скольжением и вытяжкой, имеют высокий КПД, допускают высокие скорости, но менее долговечны (в СССР не выпускаются).

При необходимости работы ремней обеими сторонами с раздачей значительной мощности применяют двусторонние клиновые ремни с сечением в виде шестиугольника.

Поликлиновые ремни (ТУ 38-105763—84) — бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми выступами — ребрами на внутренней поверхности, входящими в кольцевые клиновые канавки в шкивах (рис. 14.4, в). Ремни сочетают достоинства плоских ремней — монолитность и гибкость — и клиновых — повышенную силу сцепления со шкивами. Несущий слой ремней выполняют в виде кордшнура из химических волокон: вискозы, стекловолокна или лавсана.

Нормализованы три сечения поликлиновых ремней (табл. 14.4). Угол клина $\varphi_0 = 40^\circ$, теоретическая высота профиля $e_t = 1,374 P$, где P — шаг; длины ремней —

14.4. Размеры поликлиновых ремней (см. рис. 14.4, в) и параметры передач по ТУ 38105763—84

Обозначение сечения ремней	P , мм	H , мм	h , мм	r_1 , мм	r_2 , мм	Предельные расчетные длины L_p , мм	Число клиньев		d_{\min} , мм	T_1 , Н·м
							рекомендуемое	наибольшее		
К	2,4	4	2,15	0,1	0,4	400...2000	2...36	36	40	< 40
Л	4,8	9,5	4,68	0,2	0,7	1250...4000	4...20	50	80	18...35
М	9,5	16,7	9,6	0,4	1,0	2000...4000	4...20	50	180	> 130

Примечания: 1. Ремни К могут заменять клиновые ремни О и А; Л заменяют Б и В; М заменяют В, Г, Д, Е.

2. T_1 — момент на быстроходном шкиве.

по ряду предпочтительных чисел R40. Передачи с поликлиновыми ремнями имеют меньшие габариты, чем другие ременные передачи, работают со скоростями до 40 м/с и с передаточными отношениями до 10...15.

Круглые ремни. Применяют кожаные, капроновые и хлопчатобумажные круглые ремни, иногда прорезиненные. Диаметры ремней берут в пределах 3...12 мм, обычно 4...8 мм. Минимально допустимое отношение диаметра малого шкива к диаметру ремня ≈ 20 , рекомендуемое 30.

Профиль канавок выбирают полукруглым с радиусом, равным радиусу ремня, или трапецевидным с углом 40° .

§ 14.4. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Мощности. Ременные передачи применяют преимущественно в диапазоне мощностей 0,3...50 кВт. Встречаются передачи до 1500 кВт и выше, но в новых машинах мощные (свыше 300 кВт) ременные передачи из-за больших габаритов применяют весьма редко.

Скорости и передаточные отношения. Скорости плоских ремней из традиционных материалов изменяются в диапазоне 5...30 м/с. Однако выполнение ремней из новых материалов и более совершенных конструкций позволяет при-

менять быстроходные передачи со скоростью ремня до 80...100 м/с (подробнее см. § 14.2). Скорости клиновых ремней сечений О, А, Б, В не должны превышать 25 м/с, а сечений Г, Д, Е — 30 м/с. Скорости узких клиновых и поликлиновых ремней — до 40 м/с.

Верхний предел скоростей ограничивается ухудшением условий работы ремней в связи с ростом действующих на них центробежных сил, нагревом, образованием воздушных подушек между ремнем и шкивами и, как следствие, резким понижением долговечности и КПД передач.

Для обеспечения минимального сечения ремня следовало бы выбирать скорость в верхней части диапазона, однако это не всегда целесообразно. Значительный диапазон скоростей связан с тем, что обычно решающим критерием при проектировании ременных передач являются габариты. Поэтому при малых передаваемых мощностях или малых потребных частотах вращения оказывается нецелесообразным увеличивать диаметры шкивов, чтобы обеспечить оптимальную скорость и минимальное сечение ремня.

Предельные значения передаточных отношений в ременных передачах определяются допустимыми габаритами передачи, а также условием получения достаточного угла обхвата на малом шкиве. Можно получить передаточные отношения до 10 (клиноременные пере-

дачи, плоскоременные передачи с натяжным роликом). Однако передаточные отношения ременных передач обычно не более 4...5.

Области рационального применения плоскоременных передач — высокие скорости и требования к плавности работы.

Клиноременные передачи являются передачами универсального применения, их преимущества особо проявляются при малых межосевых расстояниях, при больших передаточных отношениях, а также при передаче вращения на несколько шкивов, при вертикальных осях шкивов и т. д.

В клиноременных передачах, как и в других передачах с бесконечными (кольцевыми) ремнями, желательно располагать шкивы консольно для облегчения смены ремней, иначе для замены оборвавшегося ремня необходима разборка машины. В клиноременных передачах желательно регулировать натяжения ремней перемещением одного из шкивов. Применение натяжного или оттяжного ролика удорожает передачу и увеличивает ее габариты.

При больших передаточных отношениях и ремнях высокого качества можно применять клиноременную передачу, в которой малый шкив делается желобчатым, а большой для удешевления — цилиндрическим. Если передаточные отношения больше приводимых ниже значений:

сечение ремня	А	Б	В	Г	Д	Е
u_{min}	4	3,75	3,5	3,25	3	3

то передача по тяговой способности эквивалентна обычной клиноременной и ее рас-

считывают как обычную клиноременную. Ремни сечения 0 для такой передачи не применяют из-за неустойчивости положения на большом шкиве.

Межосевое расстояние в плоскоременных передачах можно назначать в широких пределах.

Минимальное межосевое расстояние обычно выбирают по условию, при котором угол обхвата на малом шкиве был бы не меньше 150° . Максимальное межосевое расстояние ограничивается экономическими показателями: стоимостью ремней, габаритами передачи и т. д. Оптимальное межосевое расстояние $a_{opt} = 2(d_1 + d_2)$.

В клиноременных передачах

$$a_{min} = 0,55(d_1 + d_2) + h,$$

где d_1 и d_2 — диаметры малого и большого шкивов; h — высота сечения ремня.

При больших a во избежание существенного уменьшения углов обхвата рекомендуют ведущую ветвь располагать внизу.

Оптимальное межосевое расстояние в зависимости от диаметра большого шкива d_2 и передаточного отношения u из условия обеспечения необходимого угла обхвата на малом шкиве:

u	1	2	3	4	5	6 и более
a_{opt}/d_2	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85

Габариты ременных передач в значительной степени определяются минимально допустимыми диаметрами шкивов. Последние, в свою очередь, определяют напряжения изгиба и долговечность ремней.

Допускаемые отношения диаметра шкива к толщине плоского ремня приведены

14.5. Отношение наименьшего допускаемого диаметра шкива к толщине ремня в плоскоременных передачах

Ремни	D_{min}/δ		Ремни	D_{min}/δ	
	рекомендуемое	допускаемое		рекомендуемое	допускаемое
Синтетические	100	50	Кожанные	35	25
Прорезиненные	40	30	Хлопчатобумажные цельнотканые	30	25

в табл. 14.5, а минимальные диаметры шкивов для клиновых ремней — в табл. 14.3.

Следует иметь в виду, что долговечность ремней, тяговая способность и КПД передач резко падают с уменьшением диаметров шкивов, поэтому если габариты позволяют, следует избегать минимальных диаметров шкивов.

§ 14.5. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ. РАБОТА РЕМНЯ НА ШКИВАХ

Основные критерии расчета ременных передач: 1) тяговая способность или прочность сцепления ремня со шкивом; 2) долговечность ремня.

Если не будет выдержано первое условие, ремень начнет буксовать; если не будет выдержано второе условие, ремень будет слишком быстро выходить из строя.

В настоящее время для клиновых и поликлиновых ремней применяется комплексный расчет на выносливость и тяговую способность, а для плоских ремней, испытывающих меньшие напряжения изгиба, пока сохраняется расчет на тяговую способность с последующей проверкой на выносливость.

Работа упругого ремня связана с упругим скольжением по шкивам. Неизбежность упругого скольжения при работе передачи следует из того, что натяжение, а следовательно, и относительное удлинение ведущей и ведомой ветвей ремня различны. При обегании ремнем ведущего шкива натяжение его падает (рис. 14.5). Ремень укорачивается и проскальзывает по шкиву. На ведомом шкиве ремень удлиняется и опережает шкив. Скольжение происходит не по всей дуге обхвата α , а на некоторой части ее β , называемой дугой скольжения.

Сила трения между ремнем и шкивом передается в основном на дуге скольжения, но частично благодаря тангенциальной податливости ремня также на дуге

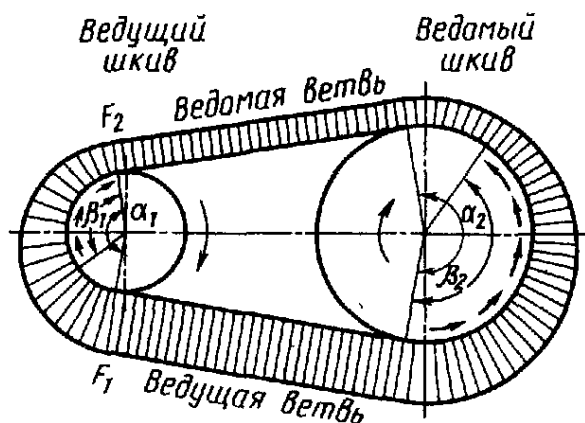


Рис. 14.5. Скольжение в ременной передаче

покоя. В обычных расчетах передачу силы трения на дуге покоя не учитывают. Дуга скольжения располагается со стороны сбегания ремня со шкива.

Со стороны набегающего ремня находится дуга покоя, т. е. дуга постоянного сцепления ремня со шкивом. Окружная скорость каждого шкива равна скорости набегающей ветви ремня.

При холостом ходе упругое скольжение и дуга скольжения равны нулю. По мере роста нагрузки дуга скольжения растет; когда она достигает всей дуги обхвата, начинается буксование передачи.

Согласно условию постоянства массы ремня, пробегающего в единицу времени через данное неподвижное сечение, относительное упругое скольжение ремня равно разности относительных удлинений ведущей ϵ_1 и ведомой ϵ_2 ветвей ремня:

$$\xi_y = \epsilon_1 - \epsilon_2.$$

Выразив ϵ_1 и ϵ_2 по закону Гука через натяжения ветвей ведущей F_1 и ведомой F_2 площадь сечения A и модуль упругости ремня E , получаем

$$\xi_y = \frac{F_1 - F_2}{EA}.$$

§ 14.6. КИНЕМАТИКА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Окружные скорости (м/с) на шкивах (см. рис. 14.1)

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} \text{ и } v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60},$$

где d_1 и d_2 — диаметры соответственно ведущего и ведомого шкивов, м; n_1 и n_2 — частоты вращения в минуту ведущего и ведомого шкивов, мин^{-1} .

Вследствие неизбежного скольжения окружная скорость на ведомом шкиве v_2 меньше скорости v_1 на ведущем:

$$v_2 = (1 - \xi) v_1.$$

Отсюда истинное передаточное отношение

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}.$$

Для расчетов могут быть приняты следующие значения относительного скольжения ξ : плоские ремни 0,01; клиновые кордтканевые 0,02 и кордшнуровые 0,01.

§ 14.7. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ В РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

При проектировании ременных передач нужно определять следующие геометрические параметры: угол γ между ветвями ремня, угол α_1 обхвата на малом шкиве, длину ремня L , а также межосевое расстояние a (при использовании бесконечных ремней).

Угол между ветвями передачи определяется из вспомогательного треугольника O_1AO_2 (рис. 14.6):

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{\Delta}{a}, \text{ где } \Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}.$$

Отсюда γ в радианах

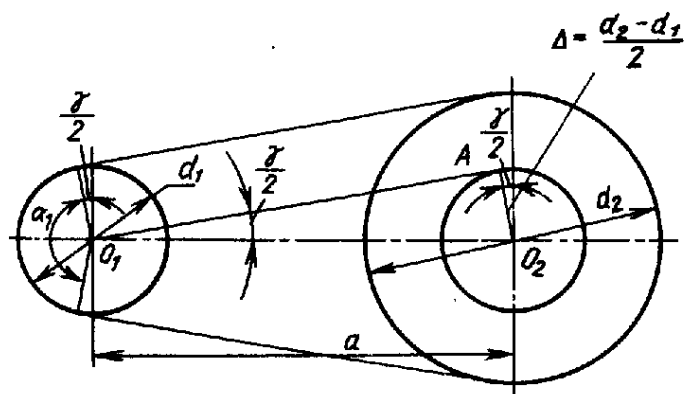


Рис. 14.6. Схема ременной передачи

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{\Delta}{a} \approx \frac{2\Delta}{a}.$$

Угол обхвата на малом шкиве в градусах

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma^\circ \approx 180^\circ - \frac{2\Delta}{a} 57,3^\circ.$$

Для плоскоременной передачи рекомендуют брать минимальный угол обхвата 150° , для клиноременной передачи 120° , однако и при угле 90° клиноременная передача работает достаточно надежно.

Длина ремня (без учета провисания и начального деформирования) определяется как сумма длин дуг шкивов на углах обхвата и длин прямолинейных участков ремня:

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \gamma \frac{(d_2 - d_1)}{2}.$$

Преобразуем формулу, используя приближенную зависимость $\cos \frac{\gamma}{2} \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\gamma}{2} \right)^2$ подставив значения γ и заменив

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = d_{\text{ср}}:$$

$$L \approx 2a + \pi d_{\text{ср}} + \frac{\Delta^2}{a}.$$

Расстояние между осями шкивов при выбранной длине ремня L

$$a = \frac{L - \pi d_{\text{ср}}}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(L - \pi d_{\text{ср}})^2 - 8\Delta^2}.$$

При расчетах длин ремней и межосевых расстояний клиноременных передач оперируют расчетными диаметрами шкивов по нейтральному слою ремня.

§ 14.8. СИЛЫ И НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЯХ

Окружная сила на шкивах или передаваемая нагрузка ремня (Н)

$$F_t = \frac{2K_F T}{d} = \frac{10^3 K_F P}{v},$$

где T — момент, Н·м, на шкиве диаметром d , м; P — передаваемая мощность, кВт;

14.6. Коэффициент динамичности нагрузки и режима работы K_F

Характер нагрузки	Типы машин	K_F
Спокойная пусковая до 120 % нормальной	Электрические генераторы; вентиляторы; центробежные насосы и компрессоры; ленточные транспортеры; станки с непрерывным процессом резания	1
Умеренные колебания. Пусковая до 150 % нормальной	Поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами; пластинчатые транспортеры; станки-автоматы	1,1...1,2
Значительные колебания. Пусковая до 200 % нормальной	Реверсивные приводы; станки строгальные и долбежные; поршневые насосы и компрессоры с одним и двумя цилиндрами; транспортеры винтовые и скребковые; элеваторы	1,25...1,4
Ударная и резконеравномерная. Пусковая до 300 % нормальной	Подъемники, экскаваторы, драги; эксцентриковые и винтовые прессы; ножницы, молоты, бегуны, мельницы	1,5...1,6

Примечание. При частых и резких пусках двигателя коэффициент K_F следует повышать на 0,15.

K_F — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы (табл. 14.6).

Многие ремни неоднородны. Текстильные ремни не непрерывны по сечению. Однако при расчете все ремни условно можно рассматривать как сплошные и однородные и вести расчет по номинальным напряжениям.

Напряжение от передаваемой окружной силы F_t

$$\sigma_{F_t} = \frac{F_t}{A},$$

где A — площадь сечения ремня, мм².

Начальное натяжение ремня F_0 выбирают по условию, при котором ремень мог бы передавать полезную нагрузку, сохраняя натяжение достаточно длительное время, не получая большой вытяжки, и имел бы удовлетворительную долговечность.

Значения начальных напряжений $\sigma_0 = F_0/A$ см. в расчетах передач (§ 14.9).

Соотношение натяжений ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей при работе без учета центробежных сил определяют по известному уравнению Л. Эйлера, выведенному для нерастяжимой нити, скользящей по цилиндру.

Записываем условия равновесия по осям x и y элемента дуги ремня с центральным углом $d\alpha$ (рис. 14.7); принимаем, что

$$\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2} \text{ и } \cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1, \text{ тогда}$$

$$\sum X=0 \quad dF_n - (F + dF) \frac{d\alpha}{2} - F \frac{d\alpha}{2} = 0;$$

$$\sum Y=0 \quad F + dF - F - f dF_n = 0.$$

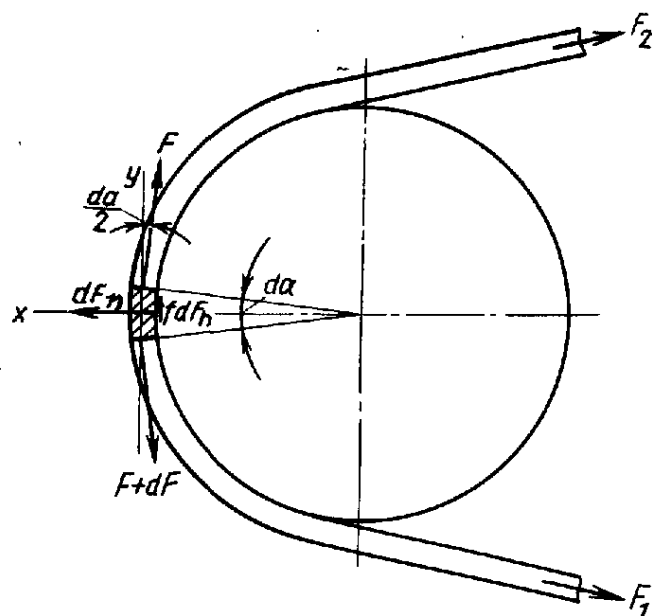


Рис. 14.7. Схема сил, действующих на элемент ремня

где dF_n — нормальная сила, действующая на элемент ремня от шкива; f — коэффициент трения.

Решив совместно эти уравнения, получаем

$$\frac{dF}{F} = f d\alpha.$$

После интегрирования по дуге скольжения и подстановки пределов F_1 , F_2 и 0, β

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\beta},$$

где e — основание натуральных логарифмов; β — угол скольжения, приближенно принимаемый равным 0,7 угла обхвата α .

Формула показывает, что отношение F_1/F_2 сильно зависит от коэффициента трения и угла скольжения. Решая полученное уравнение с очевидным условием $F_1 - F_2 = F_t$, получаем

$$F_1 = F_t \frac{q}{q-1} \text{ и } F_2 = F_t \frac{1}{q-1},$$

где $q = e^{f\beta}$.

Соответствующие напряжения растяжения в ведущей и ведомой ветвях:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \text{ и } \sigma_2 = \frac{F_2}{A}.$$

Центробежная сила вызывает напряжения растяжения в ремне, как в свободном вращающемся кольце:

$$\sigma_u = 10^{-6} \gamma v^2,$$

где σ_u — напряжения в ремне, МПа; v — скорость ремня, м/с; γ — плотность материала ремня, кг/м³.

Значения плотности ремней γ : про- резиненных кордшнуровых и тканевых и клиновых 1100...1200 кг/м³, хлопчатобумажных 900...1000 кг/м³, кожаных 1000...1100 кг/м³.

При изгибе ремня толщиной δ на шкиве диаметра D относительные удлинения наружных волокон по геометрическим условиям равны δ/D . Напряжения изгиба в предположении постоянства модуля упругости E .

$$\sigma_u = E \frac{\delta}{D}.$$

Уточненные расчеты ведут по опасным волокнам корда, учитывая кривизну ремня при изготовлении и т. д.

Модули упругости работавших ремней, а также испытанных после предварительного длительного нагружения больше, чем новых. Значения модуля упругости ремней см. в § 14.2 и 14.3.

При расчете приведенной крутильной податливости ременной передачи необходимо учитывать, что только половина окружного усилия идет на увеличение нагрузки ведущей ветви, а половина — на разгрузку ведомой ветви. Тогда крутильная податливость (угол, в радианах, от момента, равного единице)

$$e = \frac{l}{2r^2 E A z},$$

где l — длина рабочей ветви; r — радиус шкива; E , A и z — соответственно модуль упругости, площадь и число ремней.

Суммарные напряжения в ремне (рис. 14.8):

а) в ведущей ветви

$$\sigma = \frac{F_1}{A} + \sigma_u;$$

б) в ведомой ветви (минимальные напряжения)

$$\sigma_{\min} = \frac{F_2}{A} + \sigma_u;$$

в) максимальные напряжения на дуге покоя ведущего малого шкива

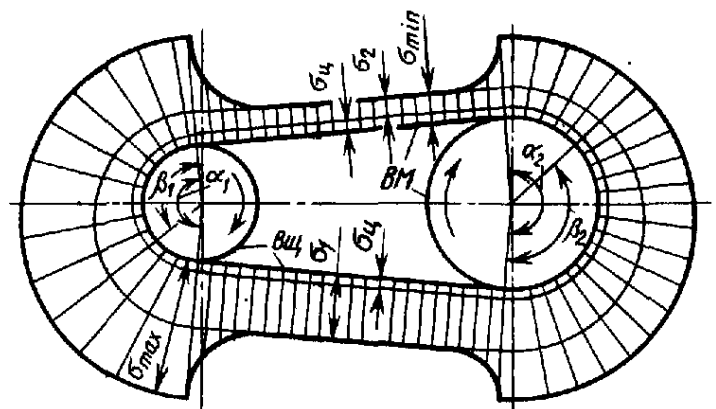


Рис. 14.8. Эпюра суммарных напряжений

$$\sigma_{\max} = \frac{F_1}{A} + \sigma_n + \sigma_{\text{ц.}}$$

Это выражение используют в расчетах на долговечность.

Как показано на эпюре суммарных напряжений в ремне (рис. 14.8), в местах набегания ремней на шкивы и сбегания ремней не происходит резких скачков напряжений, так как ремни постепенно меняют радиусы кривизны.

§ 14.9. РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ ПО ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Расчет основан на кривых скольжения (рис. 14.9), которые строят в координатах: коэффициент тяги — относительное скольжение. Коэффициент тяги

$$\varphi = \frac{F_1}{F_1 + F_2} = \frac{F_1}{2F_0} = \frac{\sigma_F}{2\sigma_0} \quad \text{характеризует}$$

уровень нагрузки передачи. Отсюда напряжение в ремне от передаваемой нагрузки $\sigma_F = 2\sigma_0\varphi$.

Относительное скольжение

$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1},$$

где v_1 и v_2 — окружные скорости на ведущем и ведомом шкивах.

Кривые скольжения получают экспериментально: при постоянном натяжении F_0 постепенно повышают полезную нагрузку F_1 и измеряют скольжение ξ .

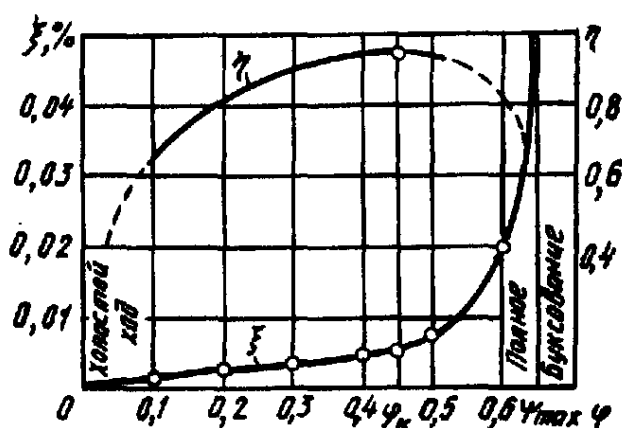


Рис. 14.9. Кривые скольжения и КПД

До некоторого определенного критического значения коэффициента тяги φ_k скольжение ξ вызывается упругими деформациями ремня, которые пропорциональны коэффициенту тяги, т. е. нагрузке, и кривая скольжения имеет соответственно прямолинейный характер.

При дальнейшем росте нагрузки возникает дополнительное проскальзывание и суммарное скольжение возрастает быстрее, чем нагрузка. Затем кривая скольжения резко поднимается вверх и при некотором предельном значении коэффициента тяги φ_{\max} наступает полное буксование.

КПД передачи, как обычно, вначале растет с ростом нагрузки вследствие уменьшения влияния потерь холостого хода. Он достигает максимума в зоне критического значения коэффициента тяги, а потом начинает падать в связи с дополнительными потерями на буксование.

Кривые скольжения и КПД показывают, что оптимальная нагрузка ременных передач лежит в зоне критических значений коэффициента тяги, где наиболее высокий КПД. При меньших нагрузках передача недоиспользуется. Переход за критическое значение коэффициента тяги допустим только при пиковых нагрузках и весьма кратковременных перегрузках. Работа в этой области связана с повышенным износом ремня и потерей скорости.

Основные испытания ременных передач с построением кривых скольжения и КПД проводят для типовых условий: $v = 10$ м/с, $\alpha = 180^\circ$; δ/d для плоских ремней из традиционных материалов берут $1/25$, а из синтетических $1/100$ (δ — толщина ремня); экспериментально установлены также влияние условий работы, угла обхвата, скорости и других факторов.

Средние критические значения коэффициента тяги φ_k устанавливают по экспериментальным данным: для прорезиненных и кожаных ремней $\sim 0,6$, для хлопчатобумажных $\sim 0,5$, для синтетических $0,45 \dots 0,5$.

Для прорезиненных кордных и резино-тканевых ремней φ_{\max}/φ_k равно $1,15 \dots$

14.7. Допускаемое напряжение σ_{Fi} от передаваемой нагрузки синтетических ремней σ_0

Условие работы передачи	σ_0 , МПа	$[\sigma_{Fi}]$, МПа
Периодическое регулирование при $d_1/\delta \leq 80$	4	5
	5	6
Автоматически обеспечиваемое постоянное натяжение при $d_1/\delta > 80$	7,5	8,5
Автоматически регулируемое переменное натяжение при $d_1/\delta > 80$	10	10,5

1,3, для хлопчатобумажных цельнотканых 1,25...1,4, для кожаных 1,35...1,5.

Расчеты ременных передач на тяговую способность производятся по напряжению $\sigma_{Fi} = F_i/b\delta$ или по удельной нагрузке $p = F_i/b$, которые устанавливаются по экспериментальным кривым скольжения.

Для синтетических ремней в пределах толщин 0,4...1,2 мм установлены следующие значения допускаемого напряжения в зависимости от начального напряжения σ_0 (табл. 14.7).

Удельная допускаемая нагрузка, Н/мм,

$$[p]_0 = [\sigma_{Fi}]_0 \delta.$$

Для резинотканевых ремней, имеющих i слоев, вначале выбирают удельную силу начального натяжения, отнесенную к одному слою ткани и к единице ширины ремня $S_{01} = F_0/bi$. Для передач с натяжением силами упругости при малом межосевом расстоянии и угле наклона передачи более 60° $S_{01} = 2$ Н/мм; при том же способе натяжения, но большем межосевом расстоянии и угле наклона меньше 60° $S_{01} = 2,25$ и при автоматическом натяжении $S_{01} = 2,5$.

Допускаемую удельную окружную силу $[p]_0$ (Н/мм) при начальных напряжениях $S_{01} = 2$ Н/мм принимают по табл. 14.8.

Допускаемая удельная окружная сила при начальных напряжениях S_{01} , равных 2,25, 2,5 и 3 Н/мм, увеличивается соответственно в 1,08, 1,18 и 1,32 раза. Для ре-

14.8. Допускаемая удельная окружная сила $[p]_0$ резинотканевых ремней из бельтинга БКНЛ-65 и Б-820 при $S_{01} = 2$ Н/мм

Тип ремня	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Удельная окружная сила $[p]_0$, Н/мм
Кордшнуровый	100	2,5
	180	4,5
	≥ 220	6,5
Тканевый: двухслойный	80	5,0
	100	5,2
	≥ 125	5,3
трехслойный	125	7,1
	160	7,3
	≥ 200	7,5
четырёхслойный	180	10,2
	224	10,5
	≥ 280	10,7
пятислойный	250	12,7
	315	13,0
	≥ 400	13,2

зинотканевых ремней с основой и утком из синтетических нитей ТА и ТК значения $[p_0]$ выше. Значения $[p_{01}]$ на каждый слой допустим в пределе до 1/15 прочности слоя.

Значения $[p_0]$ для конечных кордшнуровых ремней в зависимости от толщины:

δ , мм =	2,2...3,1	3,5...4,5	5...6
$[p_0]$, Н/мм =	1,5	6,5	8,5

Для кожаных ремней $[\sigma_{Fi}]_0 = 1,7$, для хлопчатобумажных 1,5 МПа.

Влияние основных параметров передачи и условий работы учитывают корректирующими коэффициентами, с помощью которых находят расчетное допускаемое напряжение $[\sigma_{Fi}]$ и допускаемую удельную нагрузку $[p]$ в действительных условиях работы:

$$[\sigma_{Fi}] = [\sigma_{Fi}]_0 C \text{ и } [p] = [p]_0 C,$$

где $C = C_0 C_p C_a C_v$.

C_0 — коэффициент, учитывающий условия натяжения ремня и расположение

14.9. Скоростной коэффициент C_v

Ремень	C_v при скорости ремня, м/с						
	1	5	10	15	20	25	30
Обыкновенные плоские	1,04	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68
Плоские синтетические	1,03	1,01	1,00	0,99	0,97	0,95	0,92
Клиновые	1,05	1,04	1,00	0,94	0,85	0,74	0,60

передачи. В передачах горизонтальных и близких к ним увеличение массы ремня улучшает условия сцепления его со шкивами, в передачах вертикальных и близких к вертикальным — ухудшает условия сцепления его с нижним шкивом. Для передач с автоматическим натяжением ремня грузом или пружиной $C_0=1$. Для передач с периодическим перетягиванием ремня при угле наклона линии центров передачи к горизонту $0...60^\circ$ $C_0=1$, при $60...80^\circ$ $C_0=0,9$, при $80...90^\circ$ $C_0=0,8$;

C_p — коэффициент режима работы при односменной работе, равен 1, двухсменной 0,87, трехсменной 0,72;

C_α — коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата. С уменьшением угла обхвата α тяговая способность передач понижается: $C_\alpha=1-c_\alpha(180-\alpha)$; для плоских ремней $c_\alpha=0,003$, для клиновых при $\alpha=150...180^\circ$ $c_\alpha=0,0025$; точнее и во всем диапазоне для клиновых $C_\alpha=1,24(1-e^{-\alpha/110})$, для поликлиновых $C_\alpha=1,37(1-e^{-\alpha/135})$;

C_v — скоростной коэффициент, вводимый для передач без автоматического регулирования натяжения ремня и учитывающий ослабление сцепления ремня со шкивом под действием центробежной силы $C_v=1-c_v(0,01v^2-1)$ (табл. 14.9).

Для плоских среднескоростных ремней из традиционных материалов $c_v=0,04$; для быстроходных: прорезиненных 0,03, хлопчатобумажных 0,02, синтетических 0,01; для клиновых 0,05.

Как показывают эксперименты, прочность сцепления ремня со шкивом зависит от отношения δ/d_1 , поэтому допустимые полезные напряжения в плоских синтетических и резинотканевых и клиновых ремнях даются в зависимости от δ/d_1 . Для других ремней вводится коэффициент

C_δ , равный для кожаных ремней $1,6—15 \delta/d_1$, для хлопчатобумажных $1,4—10 \delta/d_1$.

Окончательно полные (с учетом коэффициента динамичности) силы F_t , которые могут передаваться ремнями, рассчитываются по допускаемому напряжению $[\sigma_F]_0$ или по удельной нагрузке $[p]_0$:

$$F_t = A [\sigma_F] C \text{ и } F_t = b [p]_0 C.$$

При проектировании передач по требуемой окружной силе $F_t = 2K_F \cdot 10^3 T_1/d_1$ соответственно определяется потребная площадь ремня A , мм, или ширина b , мм:

$$A = \frac{F_t}{[\sigma_F]_0 C}; \quad b = \frac{F_t}{[p]_0 C}.$$

§ 14.10. КОМПЛЕКСНЫЙ РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ И ТЯГОВУЮ СПОСОБНОСТЬ. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Идея расчета состоит в следующем. Записываем выражение для максимального напряжения σ_{\max} ремня:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_n + \sigma_c,$$

где σ_1 — напряжение растяжения в ведущей ветви ремня; σ_n — напряжение изгиба на малом шкиве; σ_c — напряжение от центробежных сил.

Затем заменяем σ_{\max} на предельное напряжение по выносливости на основе уравнения кривой усталости Велера $\sigma_{\max}^m N = C$ или $\sigma_{\max} = C/N^{1/m}$, где N — общее эквивалентное число циклов изменения напряжений из расчета по два цикла за один пробег ремня.

Напряжение σ_1 выражаем через напряжение σ_{F_i} от передаваемой нагрузки из условия прочности сцепления по Эйлеру:

$$\sigma_1 = \sigma_{F_i} \frac{q}{q-1},$$

где $q = e^{f\beta}$.

Напряжение $\sigma_n = 2Ey/d_e$, где y — расстояние от нейтральной оси до опасного волокна; d_e — эквивалентный диаметр шкива.

Напряжение $\sigma_u = 10^{-6} \gamma v^2$, где γ — плотность материала ремня, кг/м³.

Из этого уравнения получаем выражение для расчетного напряжения σ_{F_i} удовлетворяющего условиям прочности и тяговой способности:

$$\sigma_{F_i} = \frac{q-1}{q} \left[\frac{C}{N^{1/m}} - \frac{2Ey}{d_e} - \gamma v^2 \cdot 10^{-6} \right].$$

Общее эквивалентное число циклов нагружений $N = 2 \cdot 3600 v L_h$, где v — частота пробегов ремня v/L_p , L_p — длина ремня, L_h — расчетный ресурс ремня.

Эквивалентный диаметр шкива $d_e = d_1 K_n$, где K_n — коэффициент, предназначенный по ISO для учета разного напряжения изгиба на шкивах передачи (на основе гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений), $K_n \approx 1,14 - 0,14e^{2,43(1-u)}$.

Расчет клиноременных передач регламентирован ISO, в нем принято $m=5$, $L_h = 24\,000$ ч и соответственно $N = 173 \times 10^6 v$, расстояние от нейтральной оси до наиболее удаленного волокна выражено через основной параметр сечения b_p .

Соответственно расчетное напряжение, МПа,

$$\sigma_{F_i} = 5,55/v^{0,09} - 6 b_p^{1,57}/d_e - 10^{-3} v^2.$$

Для узких ремней кривые усталости лучше аппроксимируются прямыми в полупологарифмической системе координат.

Соответственно $\sigma_{\max} + a \lg N = C$.

При $m=5$ и $L_h = 24\,000$ ч расчетное напряжение

$$\sigma_{F_i} = (27,1 - 5,1 \lg v) b_p^{-0,421} - 49 b_p/d_e - 1,12 \cdot 10^{-3} v^2.$$

Допускаемое напряжение для ремней нормальных сечений и узких в реальных условиях эксплуатации

$$[\sigma_{F_i}] = \sigma_{F_i} C_\alpha C_p,$$

где C_α — коэффициент влияния угла обхвата; C_p — коэффициент режима работы (см. § 14.9).

Влияние скорости и диаметр шкивов учитывается в исходном уравнении.

Число ремней

$$z = \frac{F_t}{[\sigma_{F_i}] A_1 C_z},$$

где $F_t = 2K_F T_1/d_1$ (см. с. 287); коэффициент C_z учитывает неравномерность распределения нагрузки между ремнями:

z	2...3	4...6	> 6
C_z	0,95	0,9	0,85

Для выбора C_z числом ремней предварительно приходится задаваться.

Эти формулы достаточно удобны для расчета на машинах и калькуляторах.

В ГОСТ 1284.3—80* предусматривается форма расчета на той же научной основе по таблицам мощностей P_0 , которые может передавать один ремень простой двухшкивной передачи при данной скорости и данном диаметре малого шкива при $u=1$, $\alpha=180^\circ$, длине L_0 , ресурсе L_h и спокойной работе. Таблицы P_0 можно заменить графиками (рис. 14.10).

Мощность, которую может передать один ремень в реальных условиях,

$$[P_1] = P_0 C_\alpha C_p C_L C_u.$$

Коэффициенты угла обхвата C_α и режима C_p см. в § 14.9; коэффициент длины ремня $C_L = \sqrt[6]{L/L_0}$; коэффициент передаточного числа, учитывающий уменьшенные напряжения изгиба на большем шкиве:

$$C_u = 1 \dots 1,1 \quad 1,2 \quad 1,4 \quad 1,8 \quad \geq 2,5$$

$$C_u = 1 \dots 1,04 \quad 1,07 \quad 1,1 \quad 1,12 \quad 1,14$$

Необходимое число ремней

$$z = \frac{PK_F}{[P_1] C_z}.$$

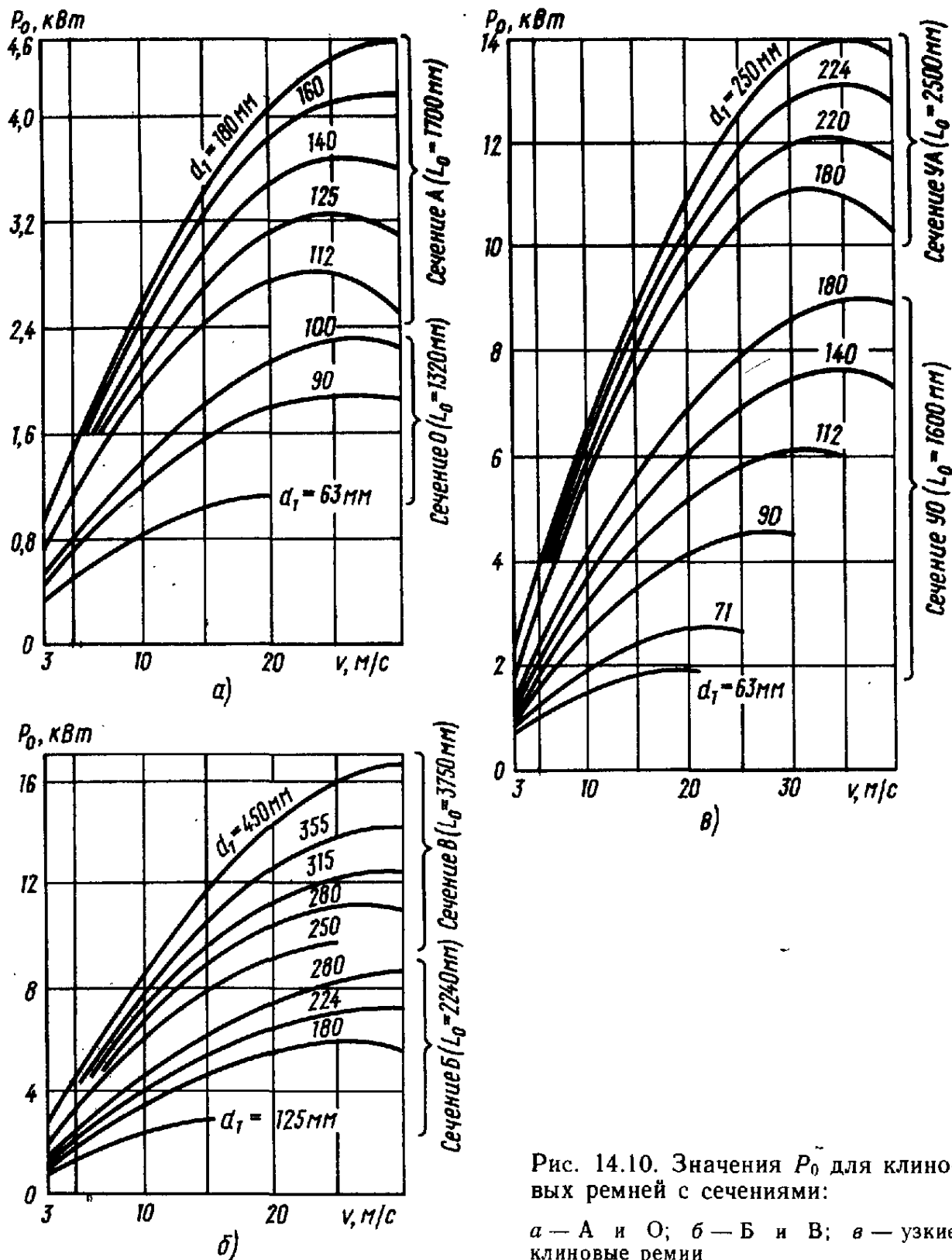


Рис. 14.10. Значения P_0 для клиновых ремней с сечениями:

а — А и О; б — Б и В; в — узкие клиновые ремни

§ 14.11. РАСЧЕТ ПОЛИКЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ

Расчет по своей основе аналогичен расчету клиновых ремней, обеспечивает прочность ремня и прочность сцепления со шкивом. Ниже, в соответствии с данными НИИРП, расчеты приведены в несколько упрощенной форме.

Расчетная сила, передаваемая одним ребром в реальных условиях,

$$F_1 = F_0 C_\alpha C_v C_d C_L,$$

где

$$C_\alpha = 1,37 (1 - e^{-\alpha/135});$$

$$C_L = \sqrt[6]{L/L_0};$$

Параметры поликлиновых ремней:

§ 14.13. ПОРЯДОК ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

1. Выбирают тип ремня.
2. Определяют диаметры шкивов, м:

$$d_1 = (0,11...0,13) \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}}, \quad d_2 = u d_1 / (1 - \xi),$$

где P — мощность, Вт; n_1 — частота вращения, мин⁻¹.

Затем проверяют скорость ремня и при необходимости корректируют диаметр шкива. Для быстроходных и мощных передач целесообразно задаваться оптимальной скоростью ремня и по ней определять диаметры шкивов. Для встроенных передач при необходимости минимальных габаритов задаются минимальной толщиной ремня и выбирают d_1 в соответствии с минимально допустимым отношением d_{\min}/δ .

3. Выбирают межосевое расстояние в соответствии с требованиями конструкции машины и проверяют угол обхвата на малом шкиве.

4. Определяют площадь и ширину ремня по тяговой способности. Расчет приходится вести путем последовательных приближений, обычно задаваясь отношением d/δ , равным $(d/\delta)_{\min}$ или близким к нему.

5. Проверяют соответствие требуемого ремня стандартам и рациональность выбранного варианта по габаритам передачи.

6. Определяют силы, действующие на валы.

§ 14.14. ПОРЯДОК ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

1. Выбирают по табл. 14.3 профиль ремня и диаметр малого шкива. Большие размеры профиля в таблице соответствуют более тихоходным передачам и наоборот.

2. Проверяют скорость ремня и сопоставляют ее с оптимальной.

Для быстроходных и мощных передач при отсутствии жестких требований к габаритам целесообразно выбирать оптимальную скорость, по ней определять диаметр малого шкива и затем по табл. 14.3 проверять, чтобы он не был меньше минимально допустимого.

3. Выбирают межосевое расстояние в соответствии с конструкцией машины в рекомендуемых для клиноременных передач пределах.

4. Определяют длину ремня, округляют ее до ближайшего стандартного размера и определяют уточненное межосевое расстояние.

5. При расчете по ISO определяют предельное номинальное напряжение и допустимое

напряжение $[\sigma]$ в реальных условиях, а по нему число ремней. При расчете по ГОСТ 1284.3—80* в графической форме определяют по рис. 14.10 мощность P_0 , которую может передать один ремень в типовых условиях, потом мощность $[P_1]$ в реальных условиях и потребное число ремней z .

6. Оценивают рациональность полученного варианта по габаритам и числу ремней.

7. Определяют силы, действующие на валы.

§ 14.15. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ НА ЭВМ

В связи с тем, что рациональные параметры ременных передач в настоящее время можно определить только методом последовательных приближений, целесообразно использовать алгоритм с циклической структурой как наиболее экономич-

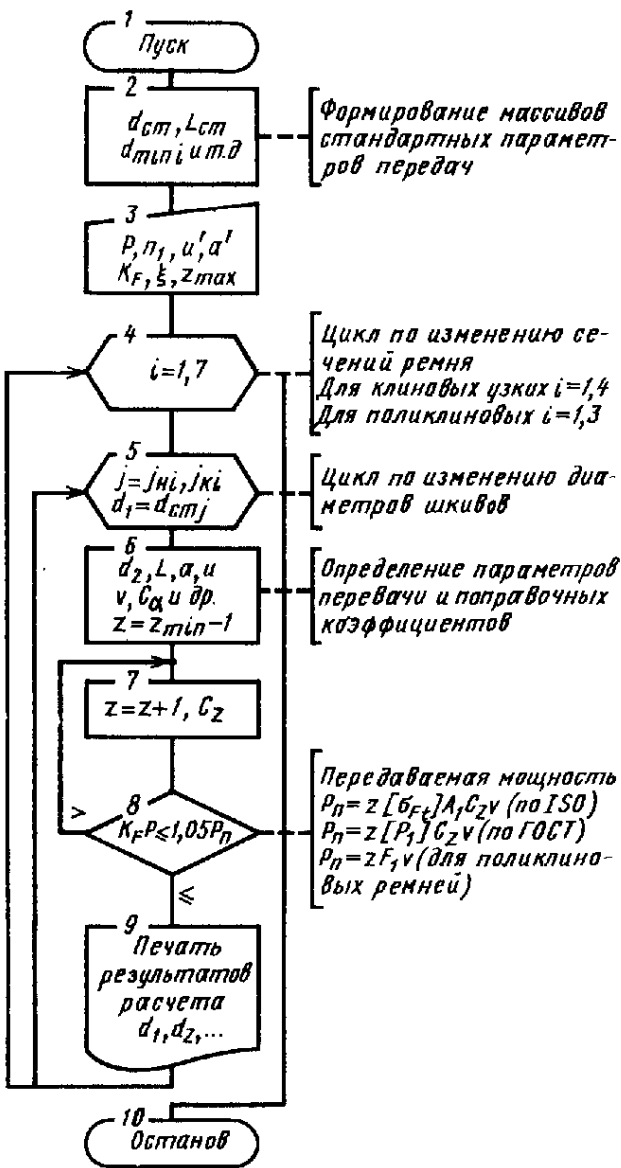


Рис. 14.12. Схема алгоритма расчета клиноременных передач на ЭВМ

ной с точки зрения объема программы. Во внешнем цикле организован перебор сечений ремня (символы действия 4...9 на схеме алгоритма рис. 14.12). Последовательный перебор стандартных диаметров малого шкива, начиная с минимально возможного для данного сечения, позволяет определить геометрические размеры передачи и необходимое число ремней.

Переход к следующему шагу осуществляется, если число ремней окажется больше максимального, заданного в исходных данных, или меньше одного. Обычно результаты расчета содержат от трех до восьми вариантов передач, обладающих наименьшими габаритами. Исходными данными для расчета являются мощность на ведущем валу, частота его вращения, необходимое передаточное число и межосевое расстояние, условия работы, относительное скольжение ремня и максимально допустимое число ремней в передаче. В результате расчета на печать выдаются геометрические размеры передачи, уточненные значения передаточного числа и межосевого расстояния, силы, действующей на валы, стоимость комплекта ремней. Это позволяет провести сравнительный анализ полученных вариантов и сделать окончательный выбор передачи.

§ 14.16. ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫМИ РЕМНЯМИ

Зубчатые ремни (ОСТ 38 05114—76) выполняют бесконечными плоскими с выступами на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах (рис. 14.13). Достоинства передач: относительно малые габариты, отсутствие скольжения, возможность больших передаточных чисел, высокий КПД, малые силы на валы и опоры. Передаваемые мощности изменяются в широком диапазоне. Так, выпускают ремни для передачи мощности до 200 кВт, а уникальные — до 750 кВт. Передаточные отношения обычно — до 12 (иногда до 20), КПД 0,92—0,98. Ремни выполняют из резины на

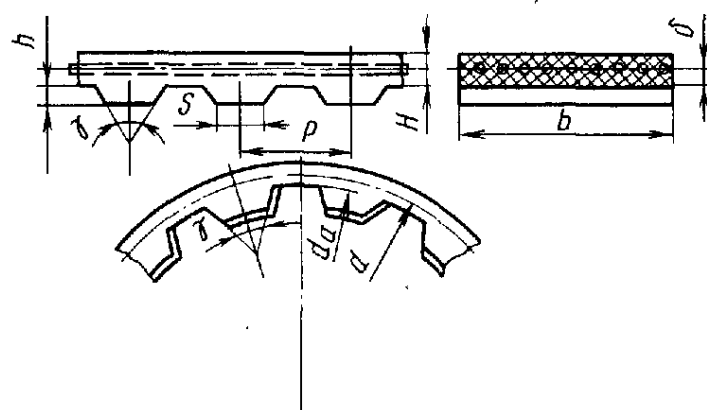


Рис. 14.13. Зубчатый ремень

14.10. Ремни приводные зубчатые по ОСТ 38 05114—76 (см. рис. 14.13)

$m = \frac{P}{\pi}$	P	S	h	H	δ	γ°	b	z_p	$S_{ш}$	$h_{ш}$
1,0	3,14	1,0	0,8	1,6	0,4	50	3,0...12,5	40...160	1,0	1,3
1,5	4,71	1,5	1,2	2,2	0,4	50	3,0...20,0	40...160	1,5	1,8
2,0	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6	50	5,0...20,0	40...160	1,8	2,2
3,0	9,42	3,0	2,0	4,0	0,6	40	12,5...50,0	40...160	3,2	3,0
4,0	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8	40	20,0...100	48...250	4,0	4,0
5,0	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8	40	25,0...100	48...200	4,8	5,0
7,0	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8	40	40,0...125	56...140	7,5	8,5
10,0	31,42	12,0	9,0	15,0	0,8	40	50,0...200	56...100	11,5	12,5

- Примечания: 1. z_p — число зубьев ремня из ряда: 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250.
 2. Ширина ремня b выбирается из ряда: 3,0; 4,0; 5,0; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,05; 63,0; 80,0; 100,0; 125,0; 160,0; 200,0 мм.
 3. Длина ремня $L_p = \pi m z_p$.
 4. Обозначения $S_{ш}$ и $h_{ш}$ относятся к шкивам.

основе бутадиен-нитрильных каучуков, полиуретана или неопрена. Несущий слой выполняют из стального, навитого по винтовой линии троса или троса из стекловолокна.

Основным параметром передачи, как и зубчатой, является модуль $m = P/\pi$, где P — шаг ремня. Форма зубьев ремня трапецеидальная: высота зубьев $h = (0,6 \dots 0,9) m$, наименьшая ширина зубьев $S = (1 \dots 1,2) m$, угол профиля $\gamma = 50$ или 40° (табл. 14.10).

Разработана зубчатоременная передача с полукруглым профилем зубьев (А.с. 775476, СССР), обеспечивающим существенно более равномерное распределение напряжений в ремне, возможность повышения нагрузок на 40 %, более плавный вход зубьев в зацепление.

Основные геометрические размеры ремня и впадины шкива (рис. 14.14):

m	P	R_1	h_1	h_2	R_2	δ
3	9,42	2,5	4	4,05	2,65	0,6
4	12,57	3,5	5	5,05	3,65	0,8
5	15,71	4,5	6	6,05	4,70	0,8

При проектировании передачи (ОСТ 38-05227—81. Передачи зубчатые ременные. Методы расчета) предварительное значение модуля, мм, выбирают по упрощенной зависимости

$$m = 3,5 \sqrt[3]{\frac{10^3 P_1}{n_1}},$$

где P_1 — мощность, кВт.

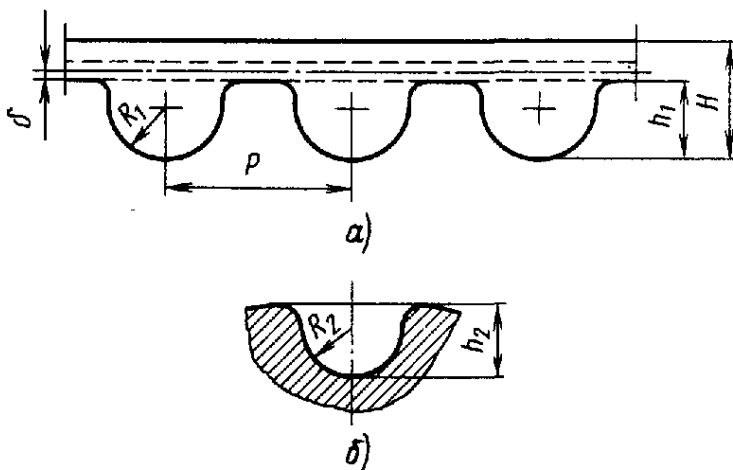


Рис. 14.14. Зубчатый ремень с зубьями полукруглого профиля (а) и профиль впадины шкива (б)

Далее по таблице из ОСТ 38-05114—76 выбирают число зубьев малого шкива z_1 в зависимости от его частоты вращения.

Диаметры делительных окружностей шкивов, измеряемых по расположению осей металлоторсов, мм,

$$d_1 = m_1 z_1 \text{ и } d_2 = m_2 z_2.$$

Окружная скорость ремня, м/с,

$$v = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3).$$

Минимальное межосевое расстояние выбирают $a_{\min} = 0,5(d_1 + d_2) + C$, где $C = 2m$ при $m \leq 5$ и $C = 3m$ при $m > 5$ мм.

Длина ремня предварительно определяется, как для других ременных передач, окончательное межосевое расстояние определяется с учетом числа зубьев ремня z_p .

Расчетная сила, передаваемая зубчатым ремнем,

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 K_F T_1}{d_1} \text{ или } F_t = 10^3 K_F P_1 / v,$$

где K_F — коэффициент режима работы или динамичности, выбираемый по ОСТ, или в связи с повышенной жесткостью зубчатых ремней он на 30...50 % больше, чем для обычных ременных передач; v — скорость ремня, м/с; P_1 — передаваемая мощность, кВт, d_1 — диаметр шкива, м.

Допустимая удельная сила на 1 мм ширины ремня

$$F_y = [F]_0 C_u C_z C_p,$$

где $[F]_0$ — см. в табл. 14.11; C_u — коэффициент, вводимый для ускорительных передач:

u	...	1,0...0,8	0,8...0,6
C_u	...	1,0	0,95
u	...	0,6...0,4	0,4...0,3
C_u	...	0,9	0,85

$C_z = 1 - 0,2(6 - z_0)$ — коэффициент, вводимый при малом числе зубьев $z_0 < 6$ в зацеплении на малом шкиве; C_p — коэффициент, вводимый при наличии роликов и равный соответственно 0,9 и 0,8 при одном и двух роликах внутри контура и 0,7 при ролике вне контура.

14.11. Параметры зубчаторемennых передач из ОСТ 38-05227—81 (метод расчета)

Параметры	Модуль m , мм							
	1	1,5	2	3	4	5	7	10
Допускаемая удельная сила $[F]_0$, Н/мм	2,5	3,5	5,0	9,0	25,0	30,0	32,0	42,0
Та же сила при полукруглых канавках	—			12,0	35,0	42,0	—	
Наибольшее передаточное число	7,7	10,0	11,5	12,0	8,0	8,0	5,7	4,7
Наименьшее допустимое число зубьев z_1	13	10			15		18	
Наибольшее число зубьев z_2	100		115		120			85
Рекомендуемое число зубьев z_1 при n_1 , мин ⁻¹ :								
1000	13	10		12	16		22	
1500	14	11		14	18		24	
3000	15	12		16	20		26	
Погонная масса $q \cdot 10^4$, кг/(м·мм)	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	7,0	8,0	11,0
Податливость ремня шириной 1 мм на длине одного шага $\lambda \cdot 10^4$, мм ² /Н	7	8	9	14	6	8	11	16

Число зубьев в зацеплении на малом шкиве

$$z_0 = z_1 \alpha / 360,$$

где α — угол обхвата на малом шкиве, град (см. рис. 14.6).

Ширина ремня

$$b = \frac{F_t}{(F_y - qv^2) C_{\text{ш}}},$$

где q — масса 1 м ремня шириной 1 мм (табл. 14.11), а весь второй член знаменателя — удельная центробежная сила; $C_{\text{ш}}$ — коэффициент, учитывающий неполные витки каната у боковых поверхностей ремня:

b	≤ 16	20	25	32,40
$C_{\text{ш}}$	0,7	0,95	1,0	1,05
b	50,63	80, 100	> 100	
$C_{\text{ш}}$	1,10	1,15	1,20	

При $z_0 < 6$ рекомендуют проверять давление на зубьях ремня

$$p = \frac{F_t \varphi}{z_0 b h} \leq [p]_z,$$

где $\varphi \approx 2$ — коэффициент концентрации нагрузки между зубьями, по высоте и длине зубьев;

n_1 , мин ⁻¹	100	200	400	1000
$[p]_z$, МПа	2,5	2,0	1,5	1,0
n_1 , мин ⁻¹	2000	5000	10 000	
$[p]_z$, МПа	0,75	0,50	0,35	

Диаметры вершин зубьев шкивов

$$d_{a1} = d_1 - 2\delta + k_1; \quad d_{a2} = d_2 - 2\delta + k_2,$$

где δ — расстояние от впадины ремня до оси троса; k_1 и k_2 — поправки к диаметрам шкивов в целях более равномерного распределения сил между зубьями:

$$k_1 = 0,2 (F_t / b) \lambda z_1; \quad k_2 = 0,2 (F_t / b) \lambda z_2,$$

λ — податливость металлокорда (см. табл. 14.11).

Шкивы выполняют с рабочей шириной большей, чем ширина ремня, на один модуль. В передачах с вертикальными осями и при $u \geq 3$ делают фланцы на обоих шкивах, в остальных — на малом.

В передачах с прямобочным профилем ремня канавки на шкивах также делают прямобочными, но начиная с $m > 2$ мм — с углом $\gamma = 42^\circ$. В передачах с полу-

круглым профилем зубьев ремня канавки на шкивах делают также полукруглыми с радиусами на 0,15...0,2 мм больше радиуса профиля ремня и с закруглениями у вершин (см. рис. 14.14).

§ 14.17. РАСЧЕТ ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ НА ЭВМ

На рис. 14.15 показана укрупненная схема алгоритма расчета зубчато-ременной передачи, которая позволяет для заданных условий определить параметры передач с минимально возможными габаритами при наиболее полном использовании нагрузочной способности ремня.

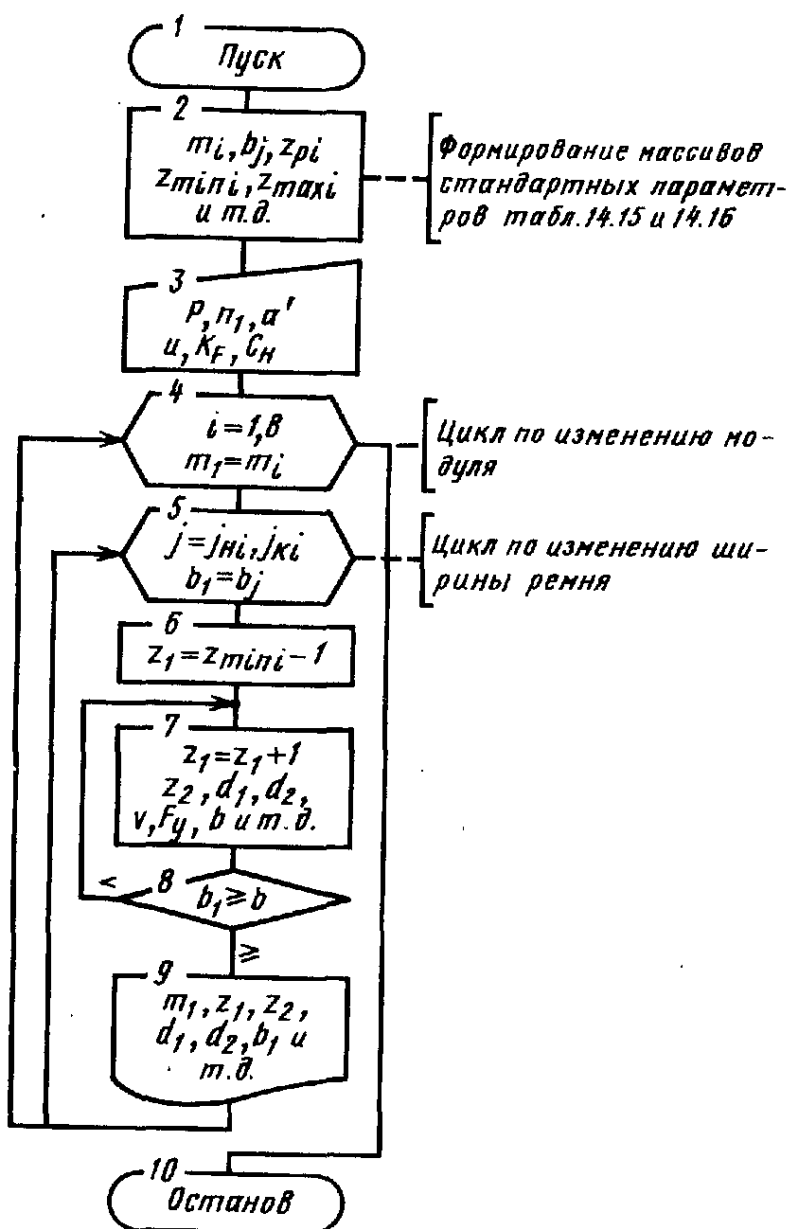


Рис. 14.15. Схема алгоритма расчета зубчато-ременных передач

Исходными данными являются: мощность на ведущем валу и частота его вращения, ориентировочное значение межосевого расстояния, передаточное число и условия работы передачи. Выходные данные: модуль, ширина и число зубьев ремня, а также шкивов, уточненное значение межосевого расстояния, геометрические параметры шкивов, нагрузки на валах, стоимость ремня и т. д.

При фиксированном значении модуля (внешний цикл) и заданной ширине ремня организован перебор чисел зубьев малого шкива, начиная с минимального допустимого значения (итерационный цикл с символами действия 7 и 8). Результаты расчета выводятся на печать, как только будет выполнено условие: расчетная ширина ремня меньше или равна стандартной ширине.

В целях упрощения на схеме алгоритма не показаны процедуры проверок выполнения некоторых очевидных условий: $u \leq u_{\max i}$, $p \leq [p]$, $b/d_1 \leq 1$, а также округления чисел зубьев ремня до ближайшего стандартного значения и т. д. Таким образом, из всего множества рассчитываемых вариантов на печать обычно выдается 6...10 вариантов, из которых выбирают один наиболее подходящий для конкретных условий.

§ 14.18. ПЕРЕДАЧИ С НАТЯЖНЫМИ РОЛИКАМИ И С АВТОМАТИЧЕСКИ РЕГУЛИРУЕМЫМ НАТЯЖЕНИЕМ

Натяжные ролики в основном применяют в плоскоремennых передачах с большими передаточными отношениями и малыми расстояниями между осями. Передачи выполняются с неподвижными осями шкивов и удобны в эксплуатации, так как в них облегчено надевание ремня на шкив. Зато ремень имеет меньший ресурс, чем на рабочих шкивах, так как он изгибается на ролике в другую сторону; при этом сильно повышаются требования к соединениям концов ремней, повышается стоимость передачи.

Натяжные ролики в реверсивных передачах применять нецелесообразно.

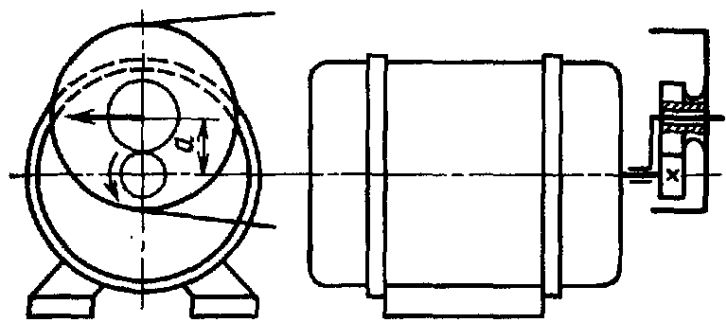


Рис. 14.16. Схема передачи с автоматическим регулированием напряжения

Диаметр ролика $d_p = (0,8...1) d_{\min}$, где d_{\min} — минимальный рекомендуемый диаметр шкива.

Для увеличения угла обхвата на малом шкиве ролик ставят ближе к малому шкиву. Однако во избежание понижения долговечности ремня расстояние между роликом и малым шкивом рекомендуют принимать $a_1 \geq 0,5 d_{\min}$.

Угол обхвата ремнем ролика α_p не должен быть слишком мал для большего постоянства натяжения ремня при вытяжке. Рекомендуют принимать угол около 60° . Обычно ось качающегося рычага совмещают с осью малого шкива. Момент груза или силу пружины для натяжения ремня необходимо делать регулируемы.

Ремень должен быть тонким, без утолщения в шивке.

В связи с хорошей работой клиновых ремней при малых углах обхвата шкивов натяжные ролики в клиноременных передачах применяют только при невозможности перемещений осей валов. Рекомендуется располагать ролик с внутренней стороны ремня, что позволяет избегать перегибов ремня в обратную сторону. Ролик делают желобчатым с диаметром $\geq d_{\min}$.

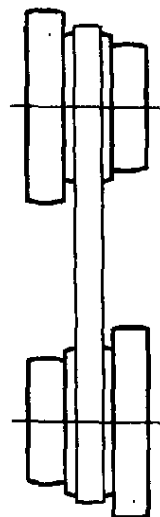
Ременная передача может быть выполнена с самонатяжением ремня, т. е. с увеличением натяжения пропорционально нагрузке, что резко увеличивает КПД передачи, ресурс ремня и подшипников. Для этого приводной электродвигатель должен быть выполнен качающимся вокруг оси, смещенной по отношению к оси ротора (рис. 14.16). Ремень натягивается вследствие поворота двигателя при возрастании силы в ведущей ветви ремня.

Смещение a осей, обеспечивающее требуемое соотношение $q = F_1/F_2$ натяжений ветвей ремня, легко определяется из уравнения моментов. Для простейшего случая параллельности ветвей ($u=1$) смещение $a = 0,5d(q-1)/(q+1)$.

§ 14.9. РЕМЕННЫЕ ПРИВОДЫ С ПЕРЕМЕННОЙ СКОРОСТЬЮ ВРАЩЕНИЯ

Ступенчатое изменение скорости достигается ступенчатыми шкивами (рис. 14.7).

Рис. 14.17. Схема ступенчато-шкивной передачи



Для изменения скорости ремень перекидывают с одной ступени на другую. Число ступеней на каждом шкиве обычно равно 2...4. Ступенчато-шкивные передачи в настоящее время применяются только для малых мощностей, например, в настольных станках, механизированном ручном инструменте и т. д.

Бесступенчатые передачи выполняют в виде передач клиновыми ремнями с раздвижными конусными шкивами (рис. 14.18). На каждом валу установлены по два конусных диска-шкива, рабочие поверхности которых образуют канавку для клинового ремня. Скорость регулируется при раздвижении одной пары конусов и сближении второй.

Диапазон регулирования скорости передачи зависит от ширины ремня. Стандартные клиновые ремни допускают регулирование в диапазоне $D = n_{2\max}/n_{2\min}$ от 1,45 (сечения В, Г, Д) до 1,7 (сечения О, А, Б).

Преимущественно применяют передачи со специальными широкими ремнями, которые обеспечивают диапазон регулирования до 8...10.

Основные параметры широких ремней согласно ГОСТ 24848.1—81 приведены в табл. 14.12. Угол клина ремня в свободном состоянии $\varphi = 34^\circ$, угол у шкивов $\varphi = 26^\circ$ при $D=9$, $\varphi = 28^\circ$ при $D=5$ и $D=3,2$.

При расположении ремня на разных диаметрах конусных шкивов угол клина ремня различен, поэтому правильный контакт обеспечивается специальным профи-

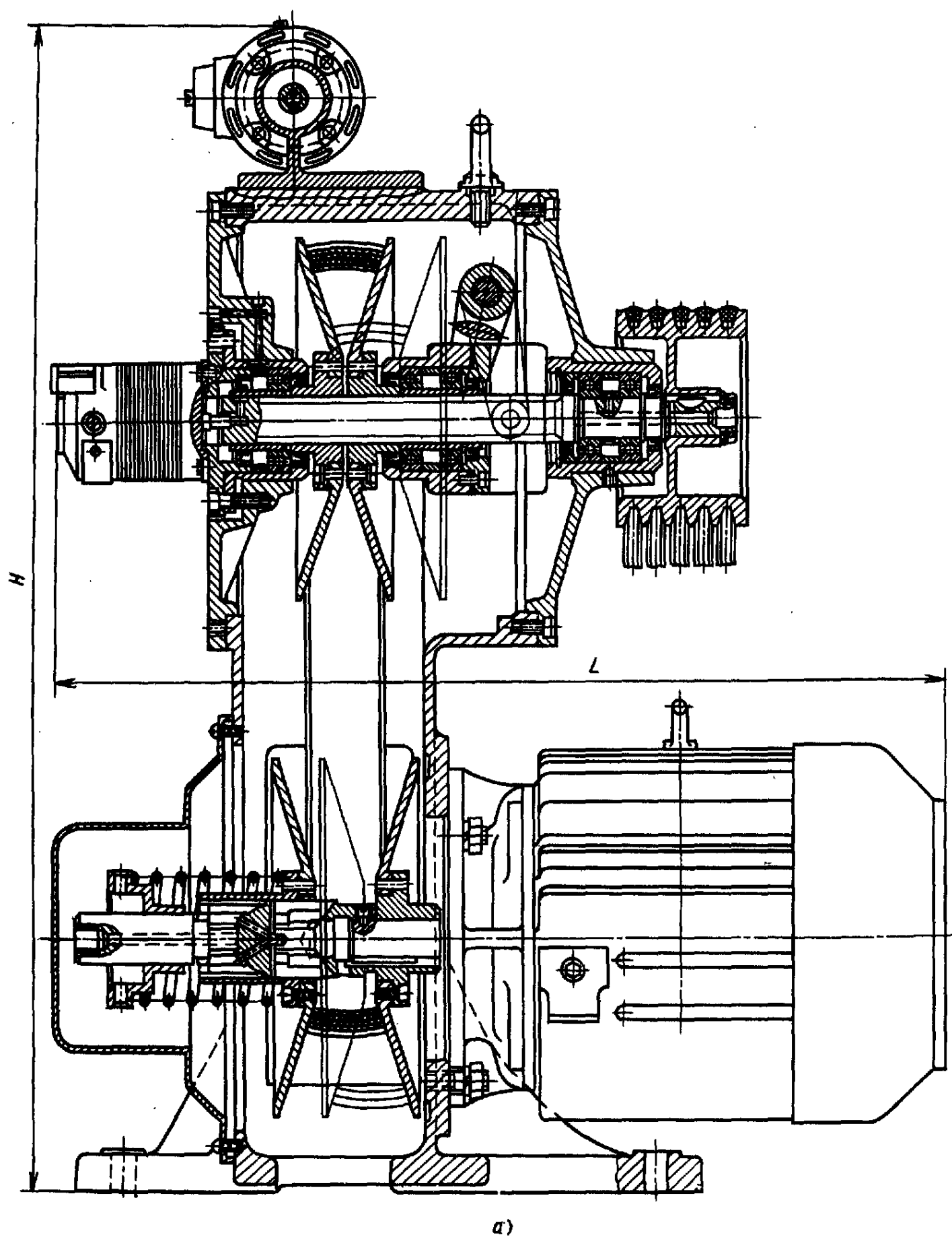
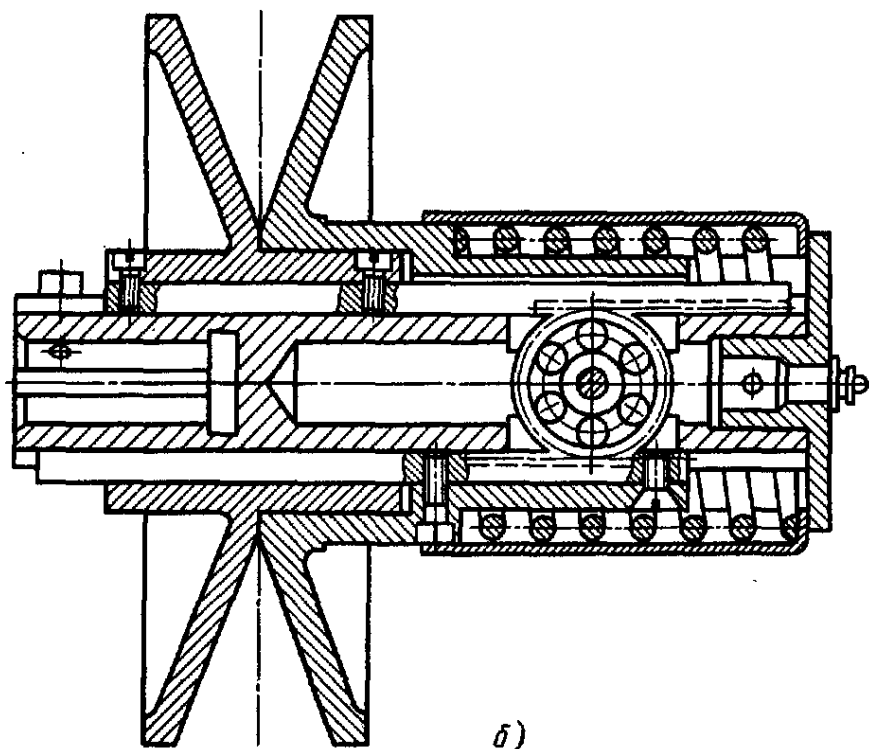


Рис. 14.18. Клиноременный вариатор (а) и раздвижной шкив (б)

Продолжение
рис. 14.18.



14.12. Широкие клиновые ремни

Расчетная ширина b_p , мм	Ширина верхнего основания b_0 , мм	Высота h , мм	Предельный диапазон регулирования D_{\max}	Минимальный расчетный диаметр шкива $d_{p \min}$, мм	Предельные расчетные длины L_p , мм	Передаваемая мощность P_0 , кВт, при $v = 20$ м/с
20	22	6,5	8,5	36	560...1250	0,75
25	27	8	8,5	45	710...1600	1,35
32	34	10	9	56	900...2000	2,25
40	43	13	9	71	1120...2500	3,6
50	53	16	9	90	1400...3150	6,0
63	67	20	9	112	1800...4000	9,0
80	85	25	5	140	2240...5000	

лированием образующих шкивов по дуге окружности. Ремни для передач с большим диапазоном регулирования выполняют с зубьями по внутренней поверхности.

Оптимальное начальное напряжение для передач мощностью до 14 кВт составляет $\sigma_0 = 0,5 \dots 0,6$ МПа, а для передач большей мощности $\sigma_0 = 0,7 \dots 0,8$ МПа.

Минимальные расчетные диаметры шкивов при диапазоне регулирования $D = 5$ в 1,5 раза больше, чем при $D = 8,5 \dots 9$, а при $D = 3,2$ в 2...2,5 раза больше.

Мощность P , которую может передавать широкий ремень при симметричном регулировании скорости в реальных условиях по ГОСТ 24848.3—81

$$P = \frac{P_0 C_v C_\alpha C_p C_L}{K_F},$$

где P_0 — мощность (см. табл. 14.12 при $v = 20$ м/с, $\alpha = 180^\circ$ и спокойной нагрузке), кВт; C_v — коэффициент, учитывающий скорость:

v , м/с	5	10	15	20	25	30	35
C_v	0,30	0,60	0,85	1,0	1,10	1,05	0,90

$C_\alpha = 1,26(1 - e^{\alpha/113})$ — коэффициент угла обхвата; C_p — коэффициент режима работы; K_F — коэффициент динамичности нагрузки, принимается как для клиноременных передач (см. табл. 14.6); C_L — коэффициент длины ремня:

L , мм	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
C_L	0,88	0,93	0,97	1,0	1,04	1,07	1,12

Псковским машиностроительным производственно-техническим объединением вы-

пускаются по разработкам ЭНИМСа вариаторы ВР1 и ВР3 в корпусном исполнении. Вариатор ВР1 приводится электродвигателем с $P=7\ldots 10$ кВт, имеет диапазон регулирования $D=4$, частоту вращения $n_2=750\ldots 3000$ мин⁻¹ при частоте на входе n_1 , равной 1500 и 500...2000 при $n_1=1000$ мин⁻¹. Ремень $b_p \times h \times l = 63 \times 20 \times 1600$ мм.

Вариатор ВР3 имеет $P=3$ кВт, $n_1=1500$, $n_2=750\ldots 3000$ мин⁻¹, ремень $40 \times 13 \times 1120$ мм.

Оба вариатора построены по схеме регулирования скорости перемещениями двух иакрест расположенных конусов, причем ведомый конус перемещается механизмом управления, а ведущий поджимается пружиной.

Для встройки в станки и другие машины ЭНИМСом разработаны передачи в виде обособленных встраиваемых узлов ведущих и ведомых шкивов: ВРВ3 с характеристикой ВР3 и ВРВ5 ($P=17$ кВт, $D=3,2$, $n_1=1500$, $n_2=840\ldots 2700$ мин⁻¹, ремень $50 \times 22 \times 1800$ мм). Эти шкивы закрепляются на валу электродвигателя и ведомом валу. В передачах, предназначенных для работы с постоянной мощностью, механизм управления должен перемещаться ведомый конус, а для работы с постоянным моментом — ведущий. Недостатком ременных передач с раздвижными шкивами является опасность появления контактной коррозии на поверхностях контакта шкивов и вала. Для предотвращения коррозии необходима надежная смазка.

§ 14.20. ШКИВЫ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Шкивы имеют: а) обод, непосредственно несущий ремень; б) ступицу, сажаемую на вал; в) диск или спицы, соединяющие обод со ступицей.

Диаметры шкивов определяют из расчета ременной передачи, а потом округляют по ряду R40 (ГОСТ 17383—73*).

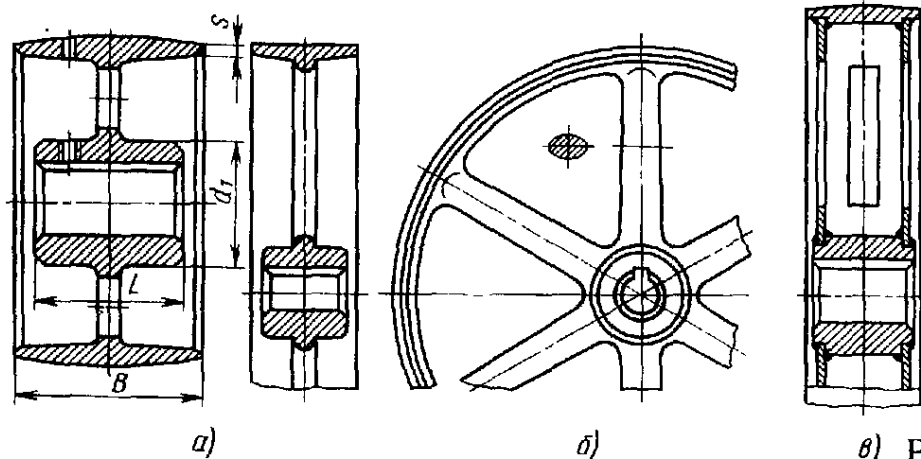
Ширины B шкивов для плоскоремennых передач выбирают в зависимости от ширины ремней b :

b . . .	10	16	20	25	32	40
B . . .	16	20	25	32	40	50
h . . .	0,3	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6
b . . .	50	63	71	80	90	
B . . .	63	71	80	90	100	
h . . .	0,8	1,0	1,0	1,0	1,0	

Для предотвращения сползания ремня рабочую поверхность одного из шкивов, преимущественно большего, делают выпуклой со стрелой выпуклости h . Во избежание повышенного изнашивания шероховатость поверхности не должна быть больше $Rz=10$ мкм. При скорости ремня $v > 40$ м/с во избежание образования воздушных подушек на шкивах делают кольцевые канавки.

Шкивы обычно изготовляют: а) чугунами литыми; б) стальными сварными; в) из легких сплавов литыми; г) неметаллическими и пластмассовыми.

Чугунные шкивы (рис. 14.19) обычно применяют при скорости $v \leq 30$ м/с, а шкивы из особо прочного или модифицированного чугуна при $v \leq 45$ м/с. Шкивы малых диаметров до 300...350 мм выполняют с дисками сплошными или с отверстиями (рис. 14.19, а) для уменьшения массы и удобства крепления, шкивы больших диаметров — со ступицами (рис. 14.19, б). Спицы обычно имеют эллиптическое сечение, вытянутое в плоскости вращения, и переменное по длине.



в) Рис. 14.19. Шкивы для плоских ремней

14.13. Расчетные диаметры клиноременных шкивов (по ГОСТ 20898—80)

Угол профиля α° (рис. 14.20)	Диаметры шкивов, мм, для сечения ремня						
	О	А	Б	В	Г	Д	Е
34	63...71	90...112	125...160	—	—	—	—
36	80...100	125...160	180...224	224...315	315...450	500...560	—
38	112...160	180...400	250...500	355...630	500...900	630...1120	800...1400
40	≥ 180	≥ 450	≥ 560	≥ 710	≥ 1000	≥ 1250	≥ 1600

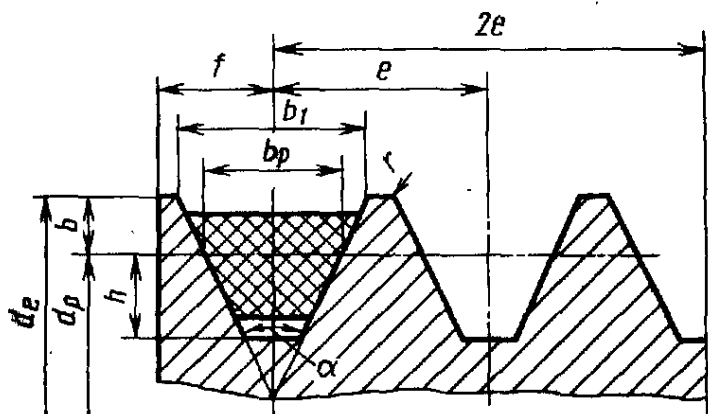


Рис. 14.20. Профиль канавок клиноременного шкива

14.14. Размеры профиля канавок шкивов (ГОСТ 20889—80)

Параметры профиля, мм (см. рис. 14.20)		Сечение ремня по ГОСТ 1284.1—80 *						
		О	А	Б	В	Г	Д	Е
b_p		8,5	11,0	14,0	19,0	27,0	32,0	42,0
b		2,5	3,3	4,2	5,7	8,1	9,6	12,5
h , не менее		7,0	8,7	10,8	14,3	19,9	23,4	30,5
e		12,0	15,0	19,0	25,5	37,0	44,5	58,0
f		8,0	10,0	12,5	17,0	24,0	29,0	38,0
r		0,5	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0	2,5
b_1 при α°	34°	10,0	13,0	16,6	—	—	—	—
	36°	10,1	13,1	16,7	22,7	32,3	38,2	—
	38°	10,2	13,3	16,9	22,9	32,6	38,6	50,6
	40°	10,2	13,4	17,0	23,1	32,9	38,9	51,1

14.15. Размеры профиля канавок шкивов для поликлиновых ремней (см. рис. 14.21)

Сечение ремня	p	S	l_t	e	Δ
К	2,4	3,5	3,30	$2,35 \pm 0,1$	1,0
Л	4,8	5,6	6,60	$4,85 \pm 0,15$	2,4
М	9,5	10,0	13,05	$10,35 \pm 0,2$	3,5

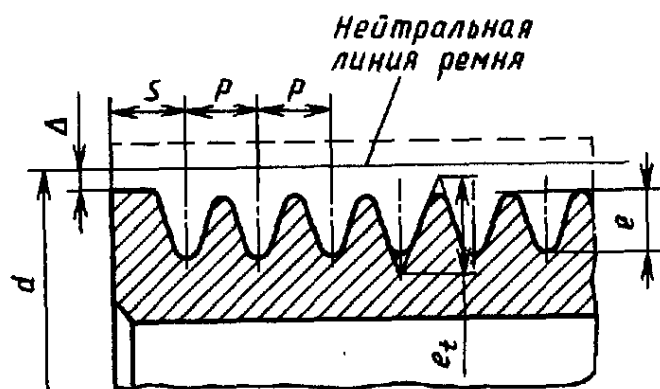


Рис. 14.21. Профиль канавок шкива для поликлиновых ремней

Стальные сварные шкивы (рис. 14.19, а) применяют при $v = 60$ м/с, штампованные при $v = 80$ м/с.

Шкивы из легких сплавов весьма перспективны для быстроходных передач; при $v \leq 100$ м/с их могут изготовлять методами точного литья.

Шкивы из неметаллических материалов применяются в связи с малой плотностью и повы-

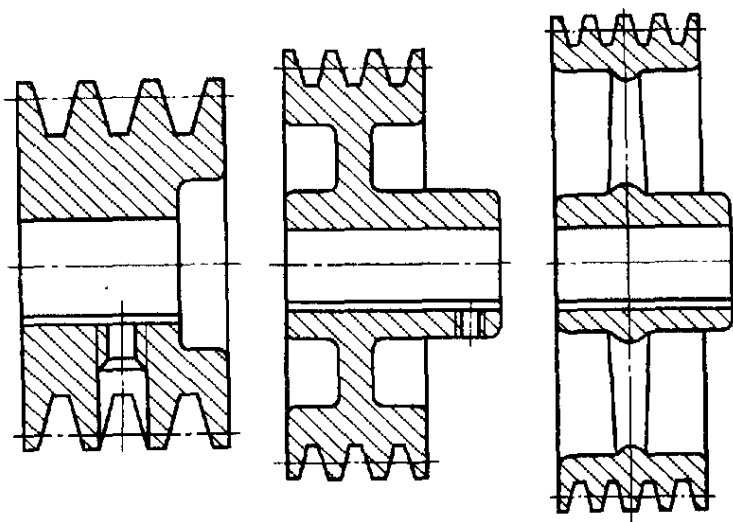


Рис. 14.22. Клиноременные шкивы

шенным коэффициентом трения. Предельные скорости назначают в зависимости от прочности материала.

Особенности конструирования клиноременных шкивов. При огибании ремнем шкива наружные растягиваемые слои ремня сжимаются в поперечном направлении, а внутренние сжимаемые расширяются в поперечном направлении. Поэтому угол профиля ремня уменьшается; изменение угла тем больше, чем меньше отношение диаметра к высоте профиля ремня.

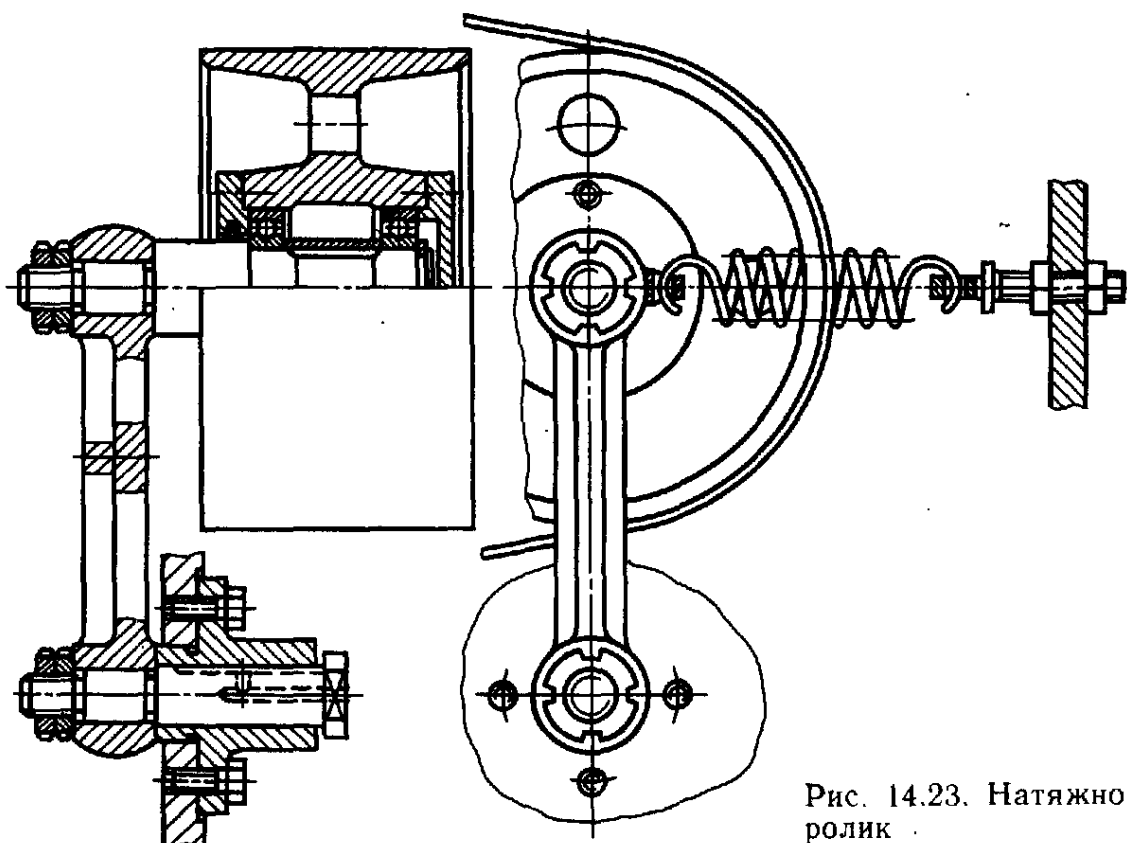


Рис. 14.23. Натяжной ролик

Для обеспечения правильного контакта ремня со шкивом углы канавок шкивов выбирают в зависимости от диаметра по табл. 14.13 и 14.14.

Профили шкивов определяются профилями ремней и регламентированы ГОСТом на клиновые ремни (см. табл. 14.14 и рис. 14.20). Профили канавок шкивов для

поликлиновых ремней см. в табл. 14.15 и рис. 14.21; клиноременные шкивы (рис. 14.22) выполняют из тех же материалов, что и плоскоременные.

Натяжные ролики. Ролики, как правило, вращаются на подшипниках качения, смазываемых пластичной смазкой (рис. 14.23).

Назначение передач винт — гайка — преобразование вращательного движения в поступательное. Передачи обеспечивают большой выигрыш в силе, возможность получения медленного движения, большую несущую способность при малых габаритах, возможность достижения высокой точности перемещений, простоту конструкции и изготовления.

К недостаткам передач скольжения следует отнести большие потери на трение и низкий КПД, а поэтому невозможность применения при больших скоростях перемещений. Скорость скольжения в резьбе больше скорости осевого перемещения в $1/\sin \psi$ раз, где ψ — угол подъема резьбы, т. е. обычно в 10...40 раз.

Наиболее характерные области применения передач винт — гайка: поднятие грузов (в домкратах); нагружение в испытательных машинах; осуществление процесса механической обработки (в винтовых прессах, станках), управление оперением самолетов; точные делительные перемещения (в измерительных машинах, станках); установочные перемещения для настройки и регулирования машин; перемещение рабочих органов роботов.

Передачи винт — гайка делятся на передачи скольжения и качения.

Передачи скольжения сохранили применение благодаря простоте конструкции.

В отличие от крепежных резьб, в которых важна повышенная надежность против самоотвинчивания, в передаточных (грузовых и ходовых) винтах важно малое трение. Поэтому для этих винтов применяют резьбы с малыми углами профиля — трапецеидальные (см. § 7.2). Трапецеидальную резьбу в основном диапазоне диаметров выполняют мелкой, сред-

ней и крупной. Основное применение имеет средняя резьба. Мелкую резьбу применяют для перемещений повышенной точности и малых перемещений. Крупную резьбу применяют в тяжелых по критерию изнашивания условиях работы.

Для очень точных перемещений применяют трапецеидальные резьбы с уменьшенным углом профиля и прямоугольные резьбы, преимуществом которых является меньшее влияние неизбежных радиальных биений винта на точность перемещений, а также несколько меньшие потери на трение.

Недостатком прямоугольной резьбы, препятствующим ее распространению, является трудность изготовления, т. е. невозможность окончательной обработки фрезерованием и шлифованием.

Для точных винтов делительных и измерительных машин иногда применяют треугольные резьбы с углом профиля 30° или даже 60° , которые могут быть изготовлены с малыми шагами.

Для винтов, подверженных большим односторонним осевым нагрузкам, например, в прессах, нажимных устройствах прокатных станов применяют упорную резьбу (см. § 7.2).

Материалы винтов в первую очередь должны обладать достаточно высокой износостойкостью и хорошей обрабатываемостью. Материалы тяжело нагруженных винтов должны иметь высокую прочность, а точных винтов — не иметь остаточных напряжений.

Слабонапряженные и тихоходные винты, не подвергаемые закалке, изготавливают из сталей 45, 50 или А45, А50 и А40Г (с содержанием 0,15—0,5 % свинца), У10А; а подвергаемые закалке — из сталей 65Г,

40X и др; азотируемые — из сталей 40XФА, 18ХГТ. Азотирование обеспечивает высокую износостойкость и минимальное деформирование при упрочнении. Поэтому его рекомендуют применять для ходовых винтов станков. Повысить износостойкость винтов можно электро-механическим упрочнением (совмещением наклепа и поверхностной закалки).

Материал гаек — бронзы оловянные БрО10Ф1, БрО4Ц7С5 и др. и цинковый сплав ЦАМ 10-5, а при малых скоростях и нагрузках — антифрикционный чугун. Гайки больших и средних диаметров заливает антифрикционным сплавом.

Резьбу на винтах изготавливают нарезанием, фрезерованием, а также накаткой. Точные резьбы после термической обработки шлифуют.

Передача винт — гайка может быть выполнена с вращающимся винтом и поступательно перемещаемой гайкой (наиболее распространенное исполнение), с вращающимся и одновременно поступательно перемещаемым винтом при неподвижной гайке (простые домкраты, рис. 15.1), а также с вращающейся гайкой и поступательно перемещаемым винтом. Для увеличения

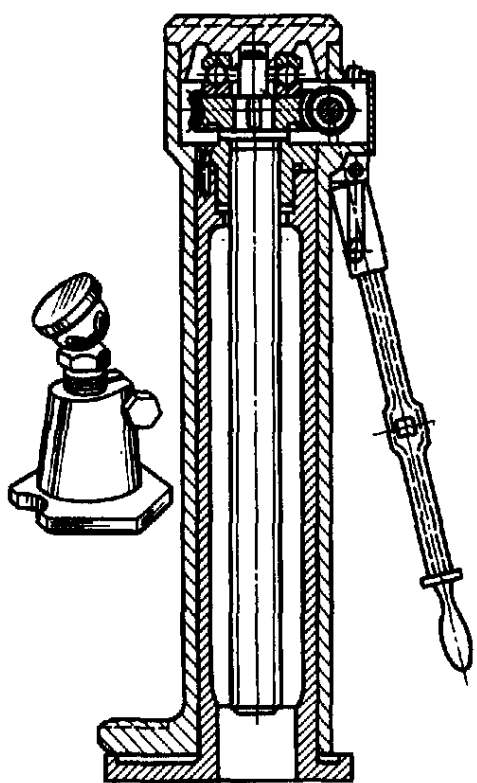


Рис. 15.1. Винтовой и бутылочный домкрат

хода применяют телескопические конструкции с двумя винтовыми парами.

Для очень медленных перемещений применяют винты с дифференциальной резьбой, т. е. с двумя резьбами одного направления, но с разными шагами. При повороте винта на один оборот подвижный узел перемещается на величину, равную разности шагов резьб, которая может быть очень малой.

В некоторых случаях применяют передачи дифференциального типа с вращением и винта, и гайки. Эти передачи позволяют осуществлять привод и сложение движений от двух источников. Например, в механических самоходных головках станков привод рабочей подачи часто осуществляется от главного двигателя вращением винта, а быстрый отвод и под-вод от другого двигателя — вращением гайки.

При необходимости особо точных перемещений, в прецизионных станках применяют корректирующие устройства, компенсирующие ошибки винтов. Это достигается небольшими поворотами гайки, благодаря чему перемещаемый узел получает малые дополнительные поступательные перемещения. Проверив точность выполнения ходового винта, изготавливают специальную коррекционную линейку, которая воздействует на рычаг поворота гайки.

Конструкции винтов должны удовлетворять общим требованиям, предъявляемым к конструкциям валов: не иметь буртиков большого диаметра (требующих при обычной цилиндрической заготовке превращения в стружку большого объема металла), не иметь резких переходов и т. д.

Длинные винты для облегчения изготовления выполняют составными. Соединение осуществляется свинчиванием (рис. 15.2) с дополнительным креплением при помощи клиньев или конических штифтов. Реже применяют сварку.

Винты обычно устанавливают на двух опорах, расположенных по концам. Короткие винты выполняют с одной опорой, причем второй опорой служит гайка.

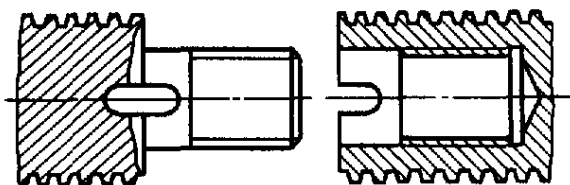


Рис. 15.2. Соединение ходовых винтов

Очень длинные винты выполняют с промежуточной опорой, поддерживающей нарезанную часть винта. Промежуточные опоры выполняют переставными вдоль оси, или откидными, или половинными, полуохватывающими винт, чтобы они не мешали перемещению гайки, выполняемую также половинной.

Осевую фиксацию вращающихся винтов от перемещений в обе стороны осуществляют обычно в одной опоре. Длинные винты иногда фиксируют в двух опорах, чтобы винт в обе стороны работал на растяжение.

Простые гайки скольжения выполняют в форме втулок с фланцем для осевого крепления (рис. 15.3, а и б). Вращающиеся гайки поддерживаются подшипниками скольжения, охватывающими гайку, и шариковыми подпятниками или подшипниками качения.

Гайки для точных перемещений узлов, подверженных знакопеременным нагрузкам, выполняют с компенсацией зазора. Это достигается применением сдвоенных

гаек, которые для регулирования смещаются одна относительно другой в осевом направлении (рис. 15.3, в).

В случае необходимости периодического расцепления винта и гайки, например, в токарно-винторезных станках применяют гайки, состоящие из двух половин с разъемом по диаметральной плоскости, сцепляемые и расцепляемые обычно с помощью кулачков-улиток.

Для обеспечения долговечности винтов необходима их хорошая защита от загрязнений. Для этого применяют телескопические трубы, цилиндрические гармоника, витую металлическую ленту и пр.

Основной причиной выхода из строя передач винт — гайка является износ. Для обеспечения необходимой износостойкости передачи прежде всего нужно, чтобы среднее давление в резьбе не превышало допустимое:

$$p = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [p],$$

где F — расчетная осевая сила, действующая на винт; d_2 — средний диаметр резьбы; h — рабочая высота профиля, принимаемая для трапецидальной резьбы равной $0,5 P$, для упорной $0,75 P$, а для треугольной метрической $0,54 P$, где P — шаг резьбы; $z = H/P$ — число витков резьбы на высоте гайки H .

Подставив в формулу давления значения h и z , получаем для трапецидальной резьбы

$$p = \frac{2F}{\pi d_2 H} \leq [p].$$

Отсюда, вводя обозначение отношения высоты гайки к среднему диаметру резьбы $\psi_H = H/d_2$, получаем расчетную формулу для среднего диаметра резьбы трапецидального профиля

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi \psi_H [p]}}.$$

Значения ψ_H выбирают обычно в пределах 1,2...2,5. Большие значения выбирают для резьб меньших диаметров и наоборот.

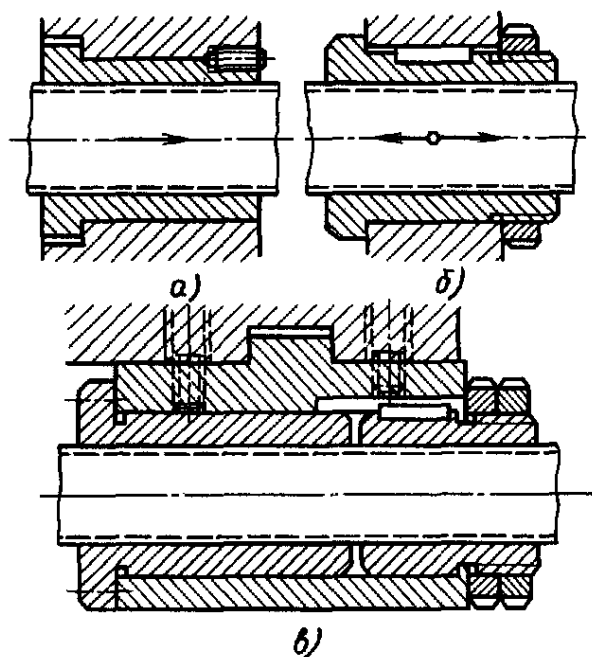


Рис. 15.3. Гайки скольжения

Допускаемое давление в резьбе для пар: закаленная сталь — бронза 10...15 МПа, незакаленная сталь — бронза 7...8 МПа, незакаленная сталь — чугун 5 МПа. При редкой работе передачи, а также при гайках малой высоты давление в резьбе может быть повышено до 20 %; в случае, если винт нагружается не во время вращения, давление может быть значительно повышено. При работе винтов нажимных устройств прокатных станов допускают давления до 15...20 МПа. Давление в резьбе винтов, служащих для точных перемещений, например, делительных цепей станков должно быть в 2...3 раза меньше, чем в резьбе винтов общего назначения.

Сильно нагруженные винты проверяют на прочность по эквивалентному напряжению

$$\sigma_3 = \sqrt{\left(\frac{F}{A_1}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{W_{01}}\right)^2} \leq [\sigma],$$

где T — момент, скручивающий винт; A_1 и W_{01} — площадь и момент сопротивления кручению сечения винта по внутреннему диаметру резьбы, или проверяют на устойчивость.

Допускаемое напряжение во избежание местных пластических деформаций материала выбирают $[\sigma]_p \leq \sigma_T/3$.

Длинные винты, подверженные сжимающей нагрузке, проверяют на продольный изгиб. За расчетное принимают крайнее положение гайки, когда винт подвергается сжатию на максимальной длине.

Условие устойчивости винта по Эйлеру

$$F \leq \frac{\pi^2 EJ}{S(\mu l)^2},$$

где μl — приведенная длина (μ — коэффициент приведения; l — для двухопорных винтов — расстояние между опорами, а для винтов, у которых второй опорой служит гайка, — расстояние между опорой и серединой гайки); S — коэффициент безопасности, принимаемый обычно равным 3...4; J — приведенный осевой момент

инерции сечения винта, который можно определять по следующей, основанной на экспериментальных данных формуле:

$$J = \frac{\pi d_1^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{d}{d_1} \right),$$

где d и d_1 — диаметры резьбы винта соответственно наружный и внутренний.

Формула для F применима при $\mu l \geq 100 i$ или приближенно $\mu l \geq 25 d_1$, где $i = \sqrt{J/A_1}$ — радиус инерции сечения винта (A_1 — площадь сечения винта).

Винты любой длины можно проверять по объединенному условию прочности и устойчивости, пользуясь формулой

$$\sigma = \frac{F}{A_1} \leq [\sigma]_{сж\varphi},$$

где $[\sigma]_{сж}$ — допускаемое напряжение на сжатие; φ — коэффициент понижения допускаемого напряжения в зависимости от гибкости стержня $\mu l/i$:

$\mu l/i$. . .	0	10	20	30	40	50	60	70
	1,00	0,98	0,95	0,91	0,89	0,86	0,82	0,76
φ	1,00	0,97	0,95	0,91	0,87	0,83	0,79	0,72
$\mu l/i$. . .	80	90	100	110	120	130	140	150
	0,70	0,62	0,51	0,43	0,37	0,33	0,29	0,26
φ	0,65	0,55	0,43	0,35	0,30	0,26	0,23	0,21

Нижние значения φ относятся к сталям повышенного качества.

Опоры скольжения винтов с отношением $l/d \leq 2$ и опоры качения при одном подшипнике в опоре можно считать шарнирными.

Тогда для винтов с одной опорой и направлением в гайке $\mu = 1$. Для винтов на двух опорах, если винты могут подвергаться сжатию на всей длине, гайка вместе с опорой может рассматриваться как заделка, причем тогда $\mu = 0,7$. Если максимальная часть длины винта, работающая на сжатие, $l_1 = 0,8l$, то $\mu = 0,6$; если $l_1 = 0,6l$, то $\mu = 0,5$.

Опоры винтов из двух жестких подшипников качения, раздвинутых на некоторое расстояние друг от друга, приближаются к заделке.

Частота вращения винтов не должна превышать 85 % критической частоты.

15.1. Шариковинтовые пары

Диаметр резьбы d_0 , мм	Шаг резьбы P , мм	Сила предварительного натяга F_n , кН	Наибольшая нагрузка F_d , кН	Наибольшая статическая нагрузка, кН	Осевая жесткость, кН/мм, не менее	Наибольшая частота вращения, мин ⁻¹	Допустимый вращающий момент, Н·м
25	5	1,3	8,9	20	0,42	2000	4,8
32	5	1,9	11	26,7	0,59	1560	7,2
40	5	2,5	12,3	35,3	0,74	1250	11,5
40	10	4,0	30,4	61,1	0,62	1250	25
50	10	5,7	34,10	80,2	0,84	1000	42
63	10	7,6	38,3	106,9	1,09	800	56
80	10	10	42,8	141,3	1,43	625	75
80	20	14	84,3	212,1	1,24	625	92
100	10	12,5	47,0	179,5	1,86	500	200
100	20	22	93,1	275,8	1,78	500	320

Передачи винт — гайка качения применяют в механизмах точных перемещений, в следящих системах и в ответственных силовых передачах.

КПД передач качения (без предварительного натяга) достигает 0,9. Силы трения в передачах зависят от скорости. В резьбе в большинстве случаев полностью выбирается зазор и создается предварительный натяг, обеспечивающий высокую осевую жесткость.

Основное применение из передач винт — гайка качения имеют шариковые передачи. На винте и в гайке выполняют винтовые канавки, которые служат дорожками качения для шариков.

Шариковые передачи применяют в широком диапазоне размеров. В станкостроении их изготавливают централизованно по ОСТ 1-1-72-6—81 (табл. 15.1). Диапазоны длин в станках обычно до 2...3 м, наибольшие длины 7...8 м. Диаметр шариков обычно составляет 0,6 шага винта.

Наибольшее распространение имеет полукруглый профиль канавок с радиусом, превышающим на 3...5 % радиусы шариков, и с углом контакта шариков $\alpha = 45^\circ$ (рис. 15.4, а).

При недопустимости осевых зазоров гайки с этим профилем делают сдвоенными и смещают одну относительно другой в осевом направлении прокладками (рис. 15.4, в) или пружинами, иногда путем поворота.

Успешно применяют также профиль «стрельчатая арка» (рис. 15.4, б), который труднее в изготовлении, но позволяет создать предварительный натяг подбором диаметров шариков.

В передачах с малым ходом гайку удлиняют настолько, чтобы при крайних ее положениях шарики не выходили за пределы резьбы гайки.

В большинстве конструкций шарики перемещаются по замкнутой траектории в гайке. Выкатываясь из резьбы, они возвращаются в исходное положение по обводным каналам, которые выполнены в специальных вкладышах (рис. 15.5), вставленных в окна гайки. Шарики не выводятся из контакта с винтом, а переваливаются через выступ резьбы. Обычно

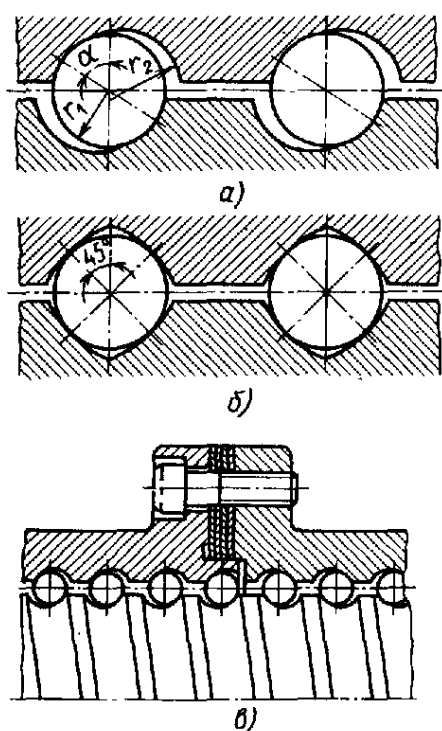


Рис. 15.4. Шариковая пара винт—гайка

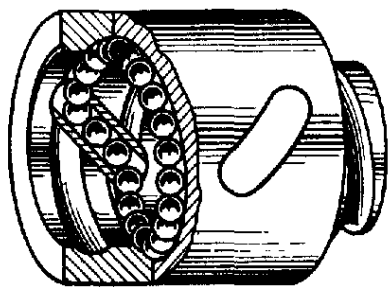


Рис. 15.5. Устройство возврата шариков в гайке качения

в гайке предусматривают три вкладыша, и их располагают под углом 120° один к другому, причем шарики разделены на три независимо циркулирующие группы.

Рабочие поверхности закаливают до твердости 60 HRC₃ и выше. Винты изготовляют из сталей: ХВГ и 7ХГ2ВМ с объемной закалкой, 8ХФ с закалкой при индукционном нагреве и 20ХЗМВФ с азотированием. Для гаек применяют стали 9ХС, ШХ15, ХВГ с объемной закалкой и цементируемые стали 18ХГТ, 12ХНЗА и др.

Передачи требуют высокой точности изготовления.

Допустимые погрешности шага винтов, мкм:

Класс точности	Н	П	В	А
Погрешности на 1 об.	8	6	4	3
Погрешности на 1 м.	63	40	25	15

Для обеспечения точности позиционирования (установки узлов в заданное положение) колебания момента сил трения в резьбе должны быть минимальными.

Передачи требуют хорошей защиты от загрязнений, которая преимущественно обеспечивается гармоникообразными мехами и пластмассовыми уплотняющими гайками с двумя — тремя выпуклыми витками по профилю канавок. Уплотняющие гайки крепятся к каждому торцу основной гайки.

Допустимую статическую нагрузку рассчитывают по допускаемым напряжениям по Герцу 2500...3000 МПа.

При напряжении 2500 МПа нагрузка на один шарик (Н) $F_1 \approx 20 d^2$, где d — диаметр шарика, мм.

Общая осевая допустимая статическая нагрузка на винт (грузоподъемность)

$$F = z_p F_1 \sin \alpha \cos \psi,$$

где $z_p = 0,7 z$ — расчетное число шариков; z — общее число шариков, находящихся в контакте; α — угол контакта шариков (обычно $\alpha = 45^\circ$); ψ — угол подъема резьбы (обычно до $\psi = 2...5^\circ$).

Эту нагрузку принимают за расчетную для тихоходных, периодически работающих передач. При ресурсе L , выраженном в миллионах оборотов винта, большем $20/z_1$, допускаемую нагрузку уменьшают умножением на $\sqrt[3]{20/z_1 L}$. Здесь 20 миллионов — число циклов нагружений, при котором определяются характеристики материала; z_1 — число шариков на одном витке.

Зависимости для статической грузоподъемности F_s , динамической грузоподъемности F_d при 10^6 циклов нагружения и жесткости j в Н/мкм, полученные методом статистического моделирования в лаборатории МВТУ им. Баумана (для сравнения):

$$F_s = 116 D_0^{,96} d^{1,13} i_B k_T;$$

$$F_d = 170 D_0^{,436} d^{1,69} i_B^{0,6} k_T;$$

$$j = 1,3 F_n^{0,4} D_0 d^{-0,76} i_B^{0,6} k_T,$$

где F_n — натяг в Н, k_T — коэффициент точности:

Класс точности	С	А	В	П	Н
k_T	1,0	0,98	0,96	0,95	0,93

Нагрузка F_d из табл. 15.1 и формулы соответствует ресурсу 1 млн. оборотов винта. Если ресурс больше 1 млн., то нагрузку уменьшают делением на $\sqrt[3]{L}$.

Трение качения в резьбовой паре может быть также достигнуто выполнением передачи винтом, несоосным с гайкой, свободно вращающейся на подшипниках качения. В этих передачах при вращении винта гайка вращается, но с меньшей угловой скоростью, обусловленной тем, что средний диаметр резьбы у гайки больше, чем у винта. Соответственно относительное осевое перемещение за оборот винта много меньше шага. Передача не требует про-

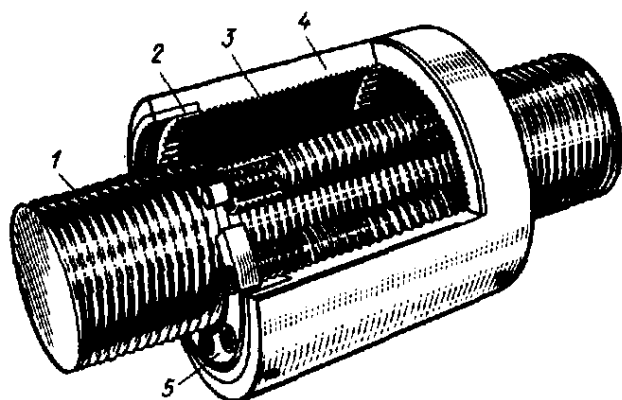


Рис. 15.6. Роликовая пара винт—гайка

межуточных тел качения, позволяет получать медленные плавные перемещения.

Применение передачи ограничивается следующими обстоятельствами: необеспеченностью точного и постоянного передаточного отношения, так как вращение гайки осуществляется силами трения; необходимостью специального профилирования резьбы или взаимного наклона осей винта и гайки; пониженной жесткостью и несущей способностью.

Во избежание скачкообразного изменения передаточного отношения необходимо, чтобы момент сопротивления вращению гайки был гарантированно меньше момента в резьбе.

В роликовых планетарных передачах винт — гайка (рис. 15.6) для обеспечения трения качения между резьбой винта 1 и резьбой гайки 4 катаются резьбовые ролики 3, которые одновременно являются сателлитами планетарных зубчатых передач с внутренним зацеплением. Углы подъема резьбы на гайке и роликах одинаковы. Для этого резьба гайки делается многозаходной с числом заходов (целое число), равным отношению средних диаметров резьбы и роликов. Это обеспечивает невыкатывание роликов из гайки. На роликах нарезана треугольная резьба с выпуклым профилем, обеспечивающим точечный начальный контакт.

На концах роликов нарезаны зубья, которые сцепляются с зубьями на венцах 2, запрессованных в гайку по ее концам. Эти зацепления исключают возможность проскальзывания роликов. Ролики направляются сепараторами 5.

Число заходов винта берется равным числу заходов гайки. В связи с малым шагом и большим передаточным числом передачи удобно встраиваются в машины, не требуя специальных редуцирующих передач от приводного электродвигателя.

Роликовые планетарные передачи винт — гайка обладают большей несущей способностью и жесткостью, чем шариковые. Поэтому роликовые передачи следует считать перспективными.

В связи с тем, что в передачах винт — гайка скольжения практически невозможно осуществить гидродинамическую смазку, применяют гидростатические пары винт — гайка (рис. 15.7). На рабочих поверхностях витков гайки посередине их высоты делают выточки, которые не имеют выхода к торцам гаек (перекрываются мастикой или клеем). Ширина выточек составляет $1/3 \dots 1/4$ высоты профиля. Через отверстия в выточки подводится масло под давлением. Масло проходит через отдельные дроссели для каждой (правой и левой) стороны витка. Давление масла в выточках меньше, чем в сети; оно определяется соотношением гидравлических сопротивлений в дросселях и в зазорах. При действии на пару осевой нагрузки зазоры с одной стороны витков (по направлению силы) уменьшаются, но при этом сопротивление вытеканию масла увеличивается и давление в соответствующей

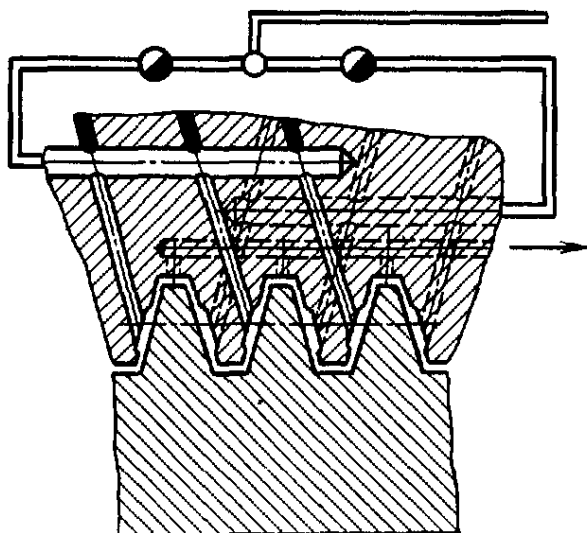


Рис. 15.7. Гидростатическая пара винт—гайка

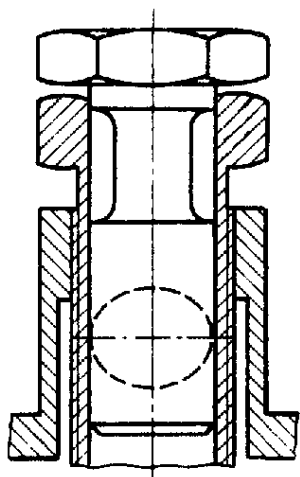


Рис. 15.8. Волновая передача винт—гайка

шей канавке повышается. С другой стороны витков в связи с увеличением зазора давление масла падает. Таким образом возникают гидравлические силы, которые уравнивают внешнюю силу и стремятся к выравниванию зазоров.

По условию одинаковой несущей способности с обычными передачами винт — гайка давление масла выбирают порядка 4 МПа, а высоту профиля резьбы — в 2 раза большую, чем у обычной трапецидальной резьбы.

Достоинства гидростатических пар винт — гайка: малое трение, отсутствие

изнашивания, отсутствие зазора при работе передачи (гидравлический натяг), повышенная точность (вследствие осреднения циклических ошибок).

Для превращения вращательного движения в медленное поступательное удобно применять **волновые передачи** винт — гайка (рис. 15.8). В этих передачах винт тонкостенный, деформируемый в радиальном направлении.

В результате деформирования винта вращающимся генератором, имеющим форму эллиптического цилиндра, винт входит в зацепление с резьбой гайки и обкатывается по ней. Так как периметр резьбы винта меньше длины окружности резьбы гайки, то винт смещается в осевом направлении на величину шага, деленного на передаточное число фрикционной волновой передачи вращательного движения.

При типичных для волновых передач передаточных числах порядка 100 можно получить линейные перемещения на один оборот генератора, равные нескольким микрометрам или сотым миллиметра.

Можно выполнять винт жестким, а гайку гибкой, деформируемой охватывающим генератором.

§ 16.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Вращающиеся детали машины устанавливаются на валах или осях, обеспечивающих постоянное положение оси вращения этих деталей.

Валы — детали, предназначенные для передачи крутящего момента вдоль своей оси и для поддержания вращающихся деталей машин¹. Простейшие прямые валы имеют форму тел вращения. Валы вращаются в подшипниках. Так как передача крутящих моментов связана с возникновением сил, например сил на зубьях зубчатых колес, сил натяжения ремней и т. д., валы обычно подвержены действию не только крутящих моментов, но также поперечных сил и изгибающих моментов.

¹ Лишь небольшая часть валов, например гибкие валы, часть торсионных валов, не поддерживает вращающиеся детали.

Валы по назначению можно разделить на валы передач, несущие детали передач — зубчатые колеса, шкивы, звездочки, муфты (рис. 16.1, а и б) — и на коренные валы машин и другие специальные валы, несущие кроме деталей передач рабочие органы машин двигателей или орудий — колеса или диски турбин, кривошпы, инструменты, зажимные патроны и т. д. (рис. 16.1, в—д).

По форме геометрической оси валы разделяют на прямые и коленчатые. Коленчатые валы (рис. 16.1, д) применяют при необходимости преобразования в машине возвратно-поступательного движения во вращательное или наоборот, причем они совмещают функции обычных валов с функциями кривошпов в кривошипно-ползунных механизмах. Особую группу составляют гибкие валы с изменяемой формой геометрической оси.

Оси предназначены для поддержания вращающихся деталей и не передают

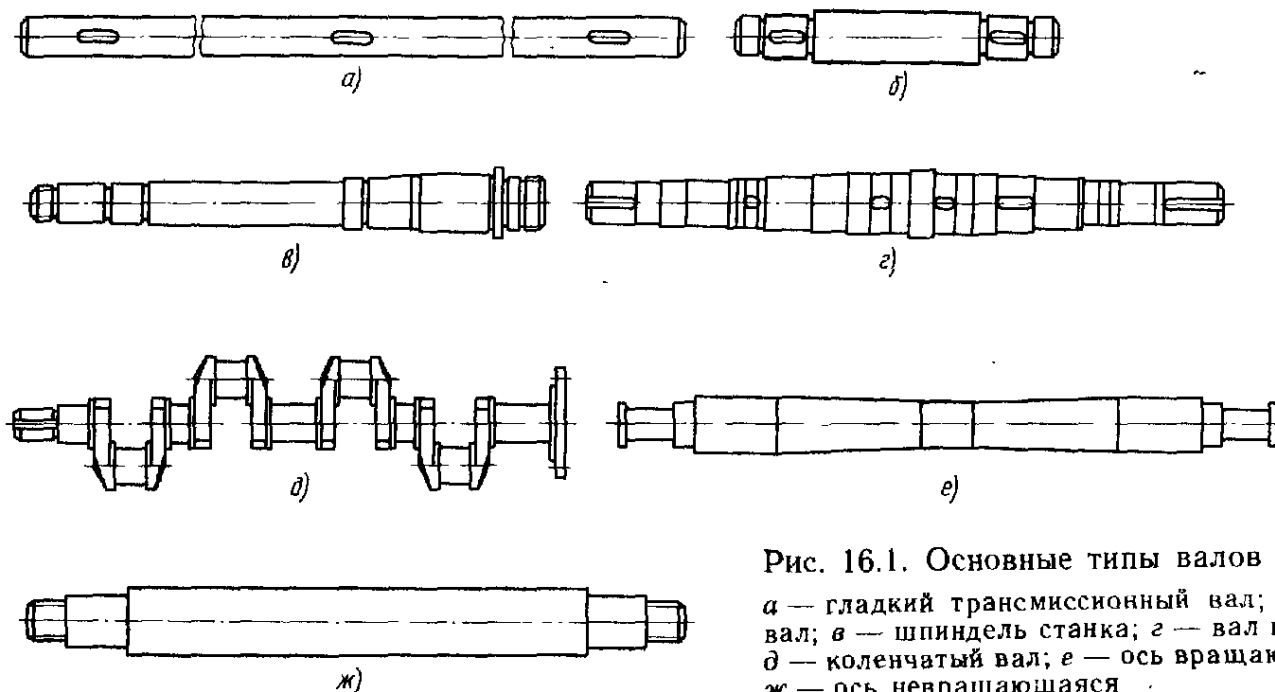


Рис. 16.1. Основные типы валов и осей:

а — гладкий трансмиссионный вал; б — ступенчатый вал; в — шпиндель станка; г — вал паровой турбины; д — коленчатый вал; е — ось вращающаяся вагонная; ж — ось невращающаяся

полезного крутящего момента. Обычно они подвергаются воздействию поперечных сил, изгибающих моментов и не учитываемых при расчетах крутящих моментов от сил трения.

Оси (рис. 16.1, *е—ж*) разделяют на вращающиеся, обеспечивающие лучшую работу подшипников, и неподвижные, требующие встройки подшипников во вращающиеся детали.

Валы и оси имеют аналогичные формы и общую функцию — поддерживать вращающиеся детали.

Опорные части валов и осей называют цапфами или шейками.

Прямые валы разделяют на валы постоянного диаметра (валы трансмиссионные и судовые многопролетные, см. рис. 16.1, *а*); валы ступенчатые (большинство валов, см. рис. 16.1, *б—г*); валы с фланцами для соединения по длине, а также валы с нарезанными шестернями. По форме сечения валы разделяют на гладкие, шлицевые и профильные.

Форма вала по длине определяется распределением нагрузки и условиями технологии изготовления и сборки.

Эпюры изгибающих моментов по длине валов, как правило, не постоянны и обычно сходят к нулю к концевым опорам или к концам валов. Крутящий момент обычно передается не на всей длине вала. Поэтому по условию прочности допустимо и целесообразно конструировать валы переменного сечения, приближающиеся к телам равного сопротивления.

Практически валы выполняют ступенчатыми. Эта форма удобна в изготовлении и сборке; уступы валов могут воспринимать большие осевые силы.

Желательно, чтобы каждая насаживаемая на вал неразъемная деталь проходила по валу до своей посадочной поверхности без натяга во избежание повреждения поверхностей и ослабления посадок.

Валы могут быть полыми. Полый вал с отношением диаметра отверстия к наружному диаметру 0,75 легче сплошного равнопрочного почти в 2 раза. Практически полые валы применяют при жестких требова-

ниях к массе и при необходимости прохода сквозь валы или размещения внутри валов других деталей. В массовом производстве иногда применяют полые сварные валы постоянного сечения из ленты, намотанной по винтовой линии. При этом экономится до 60 % металла.

Круглая качественная сталь для валов поставляется длиной до 6—7 м, поэтому более длинные валы делают составными, что необходимо также по условиям монтажа и транспортирования. Валы соединяют с помощью соединительных муфт или фланцев на валах. Фланцы делают на фасонных чугунных валах и на тяжело нагруженных стальных валах. К стальным валам фланцы обычно приваривают или их выполняют высадкой.

Узкие упорные буртики на валах выполнять нецелесообразно, так как это приводит к увеличению диаметров заготовок и к переводу в стружку значительного количества металла.

Диаметры посадочных поверхностей (под ступицы зубчатых колес, шкивов, звездочек и других деталей) выбирают из стандартного ряда посадочных размеров, диаметры под подшипники качения — из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников качения. Перепад диаметров ступеней определяется: стандартными диаметрами посадочных поверхностей под ступицы и подшипники, достаточной опорной поверхностью для восприятия осевых сил при заданных радиусах закругления кромок и размерах фасок и, наконец, условиями сборки. Перепад диаметров ступеней вала при наличии призматических шпонок желательно выбирать так, чтобы иметь возможность разборки без удаления шпонок из вала. Перепад диаметров должен быть минимальным.

Если тихоходный вал имеет несколько шпоночных канавок по длине, то во избежание перестановки вала при фрезеровании их целесообразно размещать в одной плоскости.

Цапфы (шейки) валов, работающие в подшипниках скольжения, выполняют: цилиндрическими; коническими; сфериче-

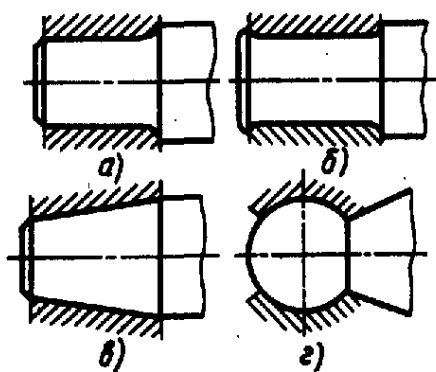


Рис. 16.2. Основные типы цапф валов под подшипники скольжения

скими (рис. 16.2). Основное применение имеют цилиндрические цапфы. Концевые цапфы для облегчения сборки и фиксации вала в осевом направлении обычно делают несколько меньшего диаметра, чем соседний участок вала (рис. 16.2, а). Иногда цапфы при разъемных подшипниках делают с буртами для предотвращения осевых смещений в обоих направлениях (рис. 16.2, б). Конические цапфы (рис. 16.2, в) применяют для регулирования зазора в подшипниках, а иногда также для осевого фиксирования вала. Зазор регулируют осевым перемещением вала или вкладыша подшипника. Сферические цапфы (рис. 16.2, г) ввиду трудности их изготовления применяют только при необходимости значительных угловых смещений оси вала.

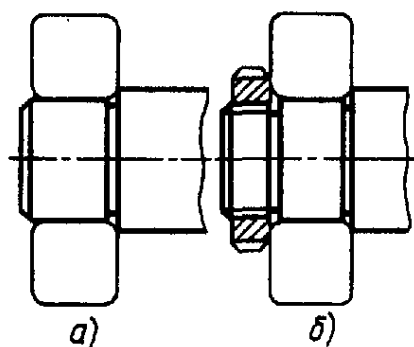


Рис. 16.3. Цапфы под подшипники качения: а — цилиндрическая без крепления; б — с резьбой

Цапфы валов для подшипников качения (рис. 16.3) характеризуются меньшей длиной, чем цапфы для подшипников скольжения. Исключение составляют конструкции с двумя подшипниками качения в опоре. Как правило, цапфы для подшипников качения выполняют цилиндрическими. В редких случаях применяют конические цапфы с малой конусностью — для регулирования зазоров в подшипниках упругим деформированием колец. Цапфы для подшипников качения нередко выполняют с резьбой или другими средствами для закрепления колец.

Посадочные поверхности под ступицы деталей, насаживаемых на вал, выполняют цилиндрическими или коническими. Основное применение имеют ци-

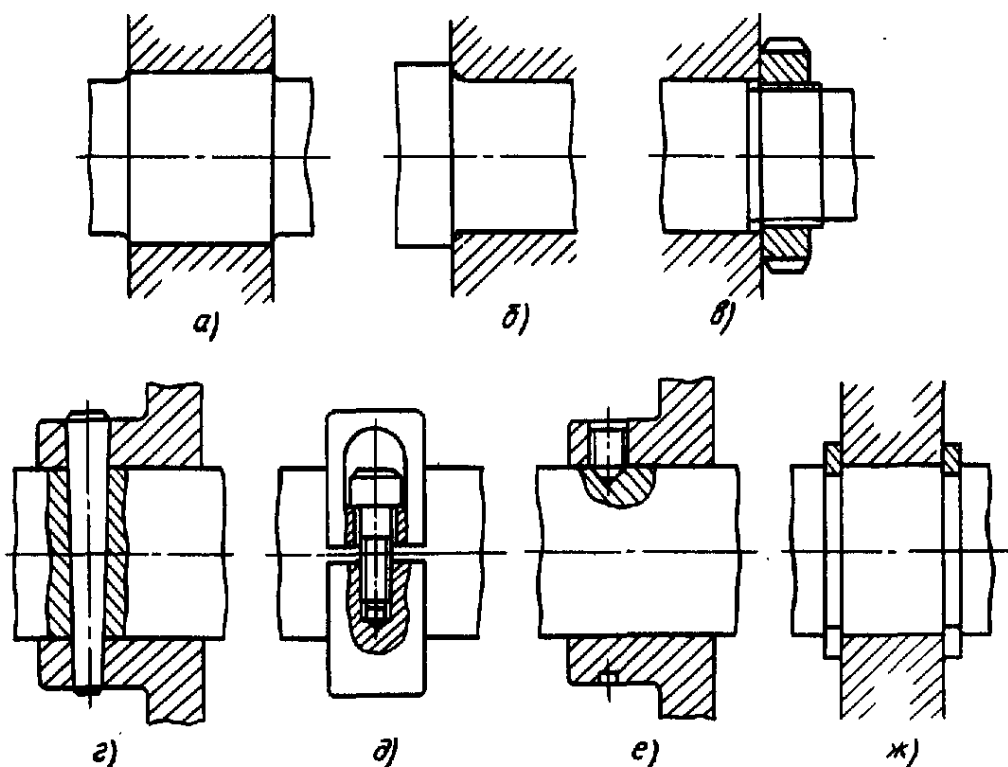


Рис. 16.4. Средства восприятия осевых нагрузок и осевого крепления деталей на валах:

а — посадка с натягом; б — упор в уступ; в — гайка; г — конический штифт; д — клеммовое соединение; е — стопорный винт; ж — пружинное кольцо

линдрические поверхности как более простые. Конические поверхности применяют: для облегчения постановки на вал и снятия с него тяжелых деталей, для обеспечения заданного натяга, для быстрой смены деталей типа сменных шестерен и для повышения точности центрирования деталей. В последнее время конические соединения с большим натягом получили широкое распространение.

Осевые нагрузки на валы от насаженных на них деталей передаются следующими способами:

1) тяжелые нагрузки — упором деталей в уступы на валу, посадкой деталей с натягом (рис. 16.4, *а, б*);

2) средние нагрузки — гайками, штифтами (рис. 16.4, *в и г*);

3) легкие нагрузки (и предохранение от перемещений случайными силами) — стопорными винтами, клеммовыми соединениями, пружинными кольцами (рис. 16.4, *д—ж*).

Сопротивление валов усталости определяется относительно малыми объемами металла в зонах значительной концентрации напряжений. Поэтому особо эффективны специальные конструктивные и технологические мероприятия по повышению выносливости валов.

Наблюдаемое резкое понижение сопротивления усталости валов в местах посадок в основном связано с концентрацией давления и фреттинг-коррозией, вызываемой местными проскальзываниями и кромочными давлениями. Конструктивные средства повышения выносливости показаны на рис. 16.5. Наиболее эффективно утол-

щение вала на длине ступицы. Весьма эффективно также поверхностное упрочнение.

Упрочнением подступичных частей поверхностным наклепом (обкаткой роликами или шариками) можно повысить предел выносливости валов с концентрацией напряжений на 80...100 %, причем этот эффект распространяется на валы диаметром 500—600 мм и более. Такое упрочнение получило в настоящее время широкое распространение.

Прочность валов в местах шпоночных, шлицевых и других разъемных соединений со ступицей может быть повышена применением: эвольвентных шлицевых соединений; шлицевых соединений с внутренним диаметром, равным диаметру вала на соседних участках, или с плавным выходом шлицев на поверхность, обеспечивающим минимум концентрации напряжений изгиба; шпоночных канавок, изготовляемых дисковой фрезой и имеющих плавный выход на поверхность; бесшпоночных соединений.

Переходные участки валов между двумя ступенями разных диаметров выполняют следующих типов.

1. С канавкой для выхода шлифовальных кругов (рис. 16.6, *а*). Канавки обычно выполняют на валах диаметром 10...50 мм шириной 3 мм и глубиной 0,25 мм, а на валах диаметром 50...100 мм — шириной 5 мм и глубиной 0,5 мм. Канавки должны иметь максимально возможные радиусы закруглений. Канавки существенно повышают стойкость шлифовальных кругов при обработке. Од-

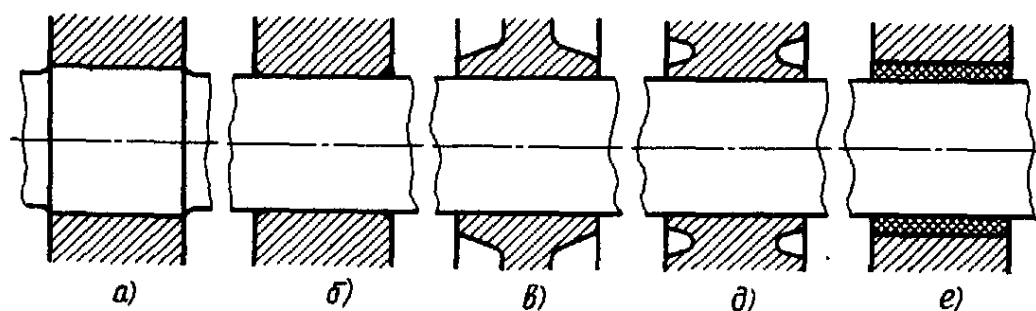


Рис. 16.5. Конструктивные средства повышения сопротивления валов усталости в местах посадок:

а — утолщение подступичной части; *б* — закругление кромок ступицы; *в* — утонение ступицы; *г* — разгрузочные канавки; *е* — втулки или заливки в ступице из материала с низким модулем упругости

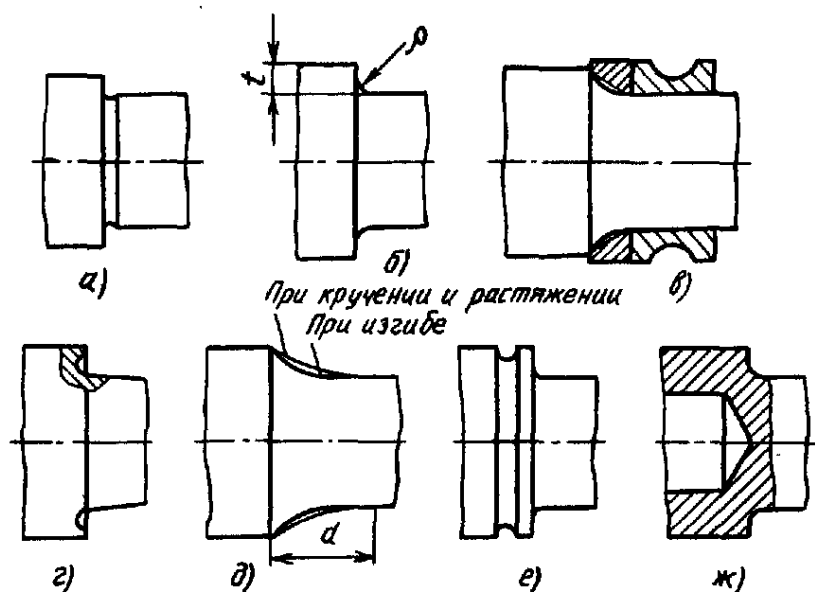


Рис. 16.6. Переходные поверхности валов:

а — с канавкой для выхода шлифовального круга; б — постоянного радиуса; в — под промежуточное кольцо; г — эллиптическая с поднутрением; д — оптимальной формы при изгибе (внутренняя кривая) и при кручении и растяжении (наружная кривая); е — с разгрузочной канавкой; ж — с отверстием в ступени большого диаметра

иako они вызывают значительную концентрацию напряжений и понижают прочность валов при переменных напряжениях.

Канавки выполняют в валах, диаметры которых определяются условиями жесткости (в частности, валах коробок передач), и на концевых участках валов, на которых изгибающие моменты невелики. Канавки также нужны на концах участков с резьбой для выхода резьбонарезного инструмента.

2. С переходной поверхностью — галтелью постоянного радиуса (рис. 16.6, б). Радиус p выбирают меньше радиуса закругления или радиального размера фаски насаживаемых деталей.

Для шеек под подшипники качения рекомендуют $p/d = 0,02 \dots 0,04$, $t/p \approx 3$ (меньшие значения для больших диаметров); здесь d — диаметр меньшей из сопрягаемых ступеней; t — высота уступа, т. е. полуразность диаметров ступеней.

Желательно, чтобы радиус закругления в сильнонапряженных валах был больше или равен $0,1d$. Однако это условие далеко не всегда можно выдержать, так как при этом увеличиваются осевые размеры. При высокой напряженности вала возможно осевое базирование деталей по самой переходной поверхности, но это исполнение весьма трудно в технологическом отношении. Когда радиус галтели сильно ограничивается радиусом закругления кромок насаживаемых деталей, ставят проставочные кольца (рис. 16.6, в).

3. С переходной поверхностью — галтелью специальной формы. Опасной зоной обычно является переход галтели в ступень меньшего диаметра; поэтому в заданных габаритах целесообразно делать галтель переменного радиуса кривизны с увеличением радиуса в зоне перехода к ступени меньшего диаметра. Применяют галтели эллиптической формы и чаще галтели, очерчиваемые двумя радиусами кривизны. Переменность радиуса кривизны галтели повышает несущую способность вала на 10 %. Галтели с поднутрением (рис. 16.6, г) увеличивают длину базирования ступиц. Однако полировать галтели с поднутрением трудно.

Подбором галтели оптимальной формы на длине $0,75 \dots 1$ диаметра вала (рис. 16.6, д) можно практически избавиться от концентрации напряжений. Однако использовать такие формы можно в редких случаях, например в торсионных валах (т. е. валах, служащих пружиной, работающей на кручение), на свободных участках сильнонапряженных валов и т. д.

Повышение прочности валов в переходных сечениях достигается также удалением малонапряженного материала: выполнением разгрузочных канавок (рис. 16.6, е) и высверливанием отверстий в ступенях большого диаметра (рис. 16.6, ж). Эти мероприятия обеспечивают более равномерное распределение напряжений и снижают концентрацию напряжений.

Пластическим упрочнением галтели (обкаткой роликами, а при больших диамет-

рах валов — чеканкой) можно повысить несущую способность валов в 1,5...2 раза.

§ 16.2. МАТЕРИАЛЫ И ОБРАБОТКА ВАЛОВ И ОСЕЙ

Выбор материала и термической обработки валов и осей определяется критериями их работоспособности, в том числе критериями работоспособности цапф с опорами. Значимость последних критериев в случае опор скольжения может быть определяющей.

Основными материалами для валов и осей служат углеродистые и легированные стали благодаря высоким механическим характеристикам, способности к упрочнению и легкости получения цилиндрических заготовок прокаткой.

Для большинства валов применяют термически обрабатываемые среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х. Для высоконапряженных валов ответственных машин применяют легированные стали: 40ХН, 40ХН2МА, 30ХГТ, 30ХГСА и др. Валы из этих сталей обычно подвергают улучшению, закалке с высоким отпуском или поверхностной закалке с нагревом ТВЧ и низким отпуском (шлицевые валы).

Быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, требуют весьма высокой твердости цапф; их изготавливают из цементуемых сталей 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ или азотируемых сталей типа 38Х2МЮА. Высокую износостойкость имеют хромированные валы. По опыту автомобилестроения хромирование шеек коленчатых валов увеличивает ресурс до перешлифовки в 3...5 раз.

Для валов, размеры которых определяются условиями жесткости, прочные, термически обработанные стали целесообразно применять только тогда, когда это определяется требованиями долговечности цапф, шлицев и других изнашиваемых поверхностей. Валы больших диаметров изготавливают из труб с приварными или насадными фланцами или сварными из листов также с приварными фланцами. Применение

сварных валов мощных гидротурбин приводит к экономии 20...40 % металла.

Для изготовления фасонных валов — коленчатых, с большими фланцами и отверстиями — и тяжелых валов наряду со сталью применяют высокопрочные чугуны (с шаровидным графитом) и модифицированные чугуны. Меньшая прочность чугунов валов в значительной степени компенсируется более совершенными формами валов (особенно коленчатых), меньшей чувствительностью в многоопорных валах к смещению опор (благодаря меньшему модулю упругости) и меньшей динамической нагрузкой ввиду повышенной демпфирующей способности.

В качестве заготовок для стальных валов диаметром до 150 мм обычно используют круглый прокат, для валов большего диаметра и фасонных валов — поковки.

Валы подвергают токарной обработке и последующему шлифованию посадочных поверхностей. Высоконапряженные валы шлифуют по всей поверхности. Шероховатость поверхности под подшипники качения в зависимости от класса точности подшипников и диаметра назначают от $Ra = 0,16...0,32$ мкм под высокоточные подшипники до $Ra = 1,5...2,5$ мкм под подшипники класса точности 0, а под подшипники скольжения в зависимости от условий работы $Ra = 1...0,16$ мкм.

Торцы валов для облегчения насадки деталей, во избежание обмятий и повреждения рук рабочих выполняют с фасками.

§ 16.3. РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ. КРИТЕРИИ РАСЧЕТА

Валы и вращающиеся оси обычно рассматривают как балки на шарнирных опорах. Для валов, вращающихся в подшипниках качения, установленных по одному в опоре (рис. 16.7, а), эта схема обеспечивает получение достаточно точных результатов. У валов, вращающихся в подшипниках качения, установленных по два в опоре (рис. 16.7, б), основные реакции воспринимаются подшипниками, расположенными

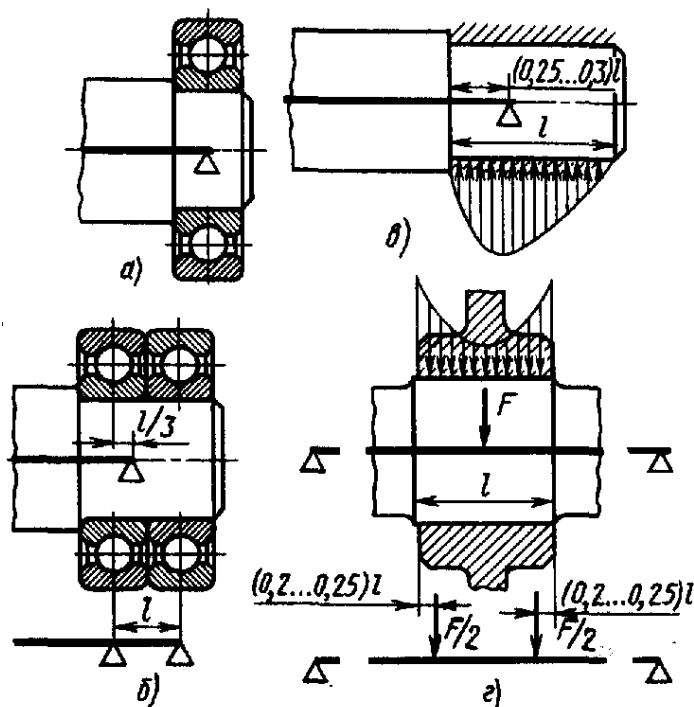


Рис. 16.7. Расчетные схемы валов

со стороны нагруженного пролета. Внешние подшипники нагружены значительно меньше, а если они расположены не вплотную к внутренним, то иногда в них возникают реакции, направленные в противоположную сторону, чем реакции во внутренних подшипниках. Поэтому условные шарнирные опоры валов точнее совмещать с внутренними подшипниками или располагать на одной трети расстояния между подшипниками одной опоры ближе к внутренним подшипникам. Точный расчет особо ответственных валов следует производить с учетом совместной работы с подшипниками как многоопорных балок на упругих опорах.

У валов, вращающихся в несамоустанавливающихся подшипниках скольжения (рис. 16.7, в), давление по длине подшипников вследствие деформации валов распределяется не симметрично. Условную шарнирную опору следует располагать на расстоянии $(0,25...0,3)l$ от торца подшипника, но не более половины диаметра вала от кромки подшипника со стороны нагруженного пролета. Точный расчет следует производить с учетом совместной работы с подшипниками.

Силы на валы передаются через насаженные навалы детали: зубчатые колеса, звездочки, шкивы, муфты и т. д. При

простых расчетах принимают, что насаженные на вал детали передают сосредоточенные силы и моменты валу на середине своей ширины и эти сечения принимают за расчетные. В действительности силы взаимодействия между ступицами и валами распределены на длине ступиц, и последние работают совместно с валами (рис. 16.7, г). Точнее, за расчетные следует принимать моменты в сечениях на расстоянии $(0,2...0,25)l$ от кромок ступицы, где l — длина ступицы, и в этих же сечениях принимать сосредоточенными силы взаимодействия ступицы и вала. Для большинства валов современных быстроходных машин решающее значение имеет сопротивление усталости. Усталостные разрушения составляют до 40...50 % случаев выхода валов из строя. При работе с большими перегрузками может проявляться малоцикловая усталость. Для тихоходных валов из нормализованных, улучшенных и закаленных с высоким отпускком сталей ограничивающим критерием может быть также статическая несущая способность при пиковых нагрузках (отсутствие недопустимых остаточных деформаций). Наконец, для валов из хрупких и малопластичных материалов (чугуны, низкоотпущенные стали) при ударных нагрузках и низких температурах — сопротивление хрупкому разрушению.

Совместная работа валов с деталями передач и подшипниками приводит к необходимости расчета валов по критерию жесткости, а для валов быстроходных машин — по критерию виброустойчивости.

§ 16.4. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Валы испытывают действие напряжений изгиба и кручения, оси — только изгиба. Постоянные по величине и направлению радиальные силы вызывают в неподвижных осях постоянные напряжения, а во вращающихся осях и валах — напряжения, изменяющиеся по знакопеременному симметричному циклу. Вращающиеся вместе с осями и валами постоянные нагрузки, например, от

неуравновешенности вращающихся деталей вызывают постоянные напряжения.

Предварительное определение диаметра вала, необходимое для выполнения эскиза вала и последующего основного расчета, производят с помощью эмпирических зависимостей или по условному расчету на кручение. Так, диаметр ведомого вала каждой ступени цилиндрического редуктора выбирают равным 0,35...0,4 межосевого расстояния ступени. Диаметры шеек коленчатых валов определяют по эмпирическим формулам в зависимости от диаметра цилиндра двигателя; диаметры шпинделей станков — в зависимости от основного геометрического размера станка и т. д.

При отсутствии надежных эмпирических зависимостей и относительно небольшом влиянии изгиба следует пользоваться условным расчетом на кручение.

Эту форму расчета выбирают потому, что еще не определены размеры вала по длине и не могут быть вычислены изгибающие моменты.

Условие прочности на кручение

$$T = 9550 \frac{P}{n} \approx 0,2d^3 [\tau],$$

откуда

$$d \approx c \sqrt[3]{\frac{P}{n}}.$$

Здесь T — крутящий момент, Н·м; P — мощность, кВт; n — частота вращения, мин⁻¹; d — диаметр вала, мм; $[\tau]$ — условные допускаемые напряжения при кручении, МПа; c — коэффициент.

Так как в расчете не учитывается изгиб, то значения $[\tau]$ выбирают пониженными. Часто принимают $[\tau] = 15...30$ МПа, тогда $c = 150...120$.

Для основного расчета валов и осей необходимо вычислять изгибающие и крутящие моменты в опасных сечениях. При расчете валов строят эпюры этих моментов. При действии на вал нагрузок в разных плоскостях их обычно раскладывают на две взаимно перпендикулярные

плоскости, одной из которых принимается плоскость действия одной из сил. Если силы расположены в плоскостях под углом 30°, то их можно совместить в одну плоскость. При отклонениях сил от координатных плоскостей на угол, меньший 15°, их можно совмещать с последними. Для определения результирующего момента изгибающие моменты M_x и M_y во взаимно перпендикулярных плоскостях складывают геометрически по формуле

$$M_E = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

Опасное сечение определяется эпюрами моментов, размерами сечений вала и концентрацией напряжений. Обычно положение опасного сечения при известном опыте можно легко определить без расчетов. В отдельных случаях делают расчеты для двух сечений.

Проверка статической прочности валов, работающих с большими перегрузками, и упрощенные расчеты валов.

Номинальное эквивалентное напряжение в опасном сечении

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_\tau}{\tau_\tau}\right)^2 \tau^2} \leq \frac{\sigma_\tau}{S},$$

где σ и τ — напряжения изгиба и кручения; σ_τ и τ_τ — пределы текучести материала при растяжении и кручении; S — запас прочности.

Выразив напряжения через моменты и приняв $\tau_\tau/\sigma_\tau = 0,58$ (по энергетической теории прочности), можно записать

$$\sigma_E = \frac{32 \cdot 10^3}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + 0,75T^2} \leq [\sigma].$$

При проверке статической прочности при перегрузках под M и T нужно понимать номинальные моменты, умноженные на коэффициенты перегрузки.

Расчет на статическую прочность по номинальным напряжениям ввиду его удобства успешно используют также для проектного расчета — определения диаметров осей и валов с последующей проверкой на сопротивление усталости. В этом случае

16.1. Допускаемые номинальные напряжения $[\sigma]$ для валов и вращающихся осей

Источник концентрации напряжения	Диаметр вала, мм	[σ], МПа, для сталей			
		35, Ст5 $\sigma_s \geq 500$ $\sigma_{-1} \geq 220$	45, Ст6 $\sigma_s \geq 600$ $\sigma_{-1} \geq 260$	45, закалка $\sigma_s \geq 850$ $\sigma_{-1} \geq 340$	40X, закалка $\sigma_s \geq 1000$ $\sigma_{-1} \geq 400$
Деталь, надетая на вал по переходной посадке	30	80	85	90	95
	50	65	70	75	80
	100	60	65	70	75
Напрессованная деталь (без усиления вала)	30	58	63	67	70
	50	48	50	55	60
	100	45	48	50	55
Ступенчатое изменение диаметра вала с переходной поверхностью	30	60	70	80	90
	50	55	65	75	80
	100	50	55	65	70

расчет обычно ведут по номинальным моментам, а допускаемые напряжения выбирают по табл. 16.1. Технологические упрочнения позволяют существенно повысить допускаемые напряжения.

Диаметр оси, работающей на изгиб, определяют из предыдущей формулы, приняв

$$T=0 \text{ и } \frac{32}{\pi} = 10;$$

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{10^4 M}{[\sigma]}},$$

где $[\sigma] = \sigma_r / S$ — допускаемое напряжение.

Диаметр вала, работающего на изгиб и кручение,

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{10^4 \sqrt{M^2 + 0,75 T^2}}{[\sigma]}}.$$

По известному номинальному напряжению в опасном сечении легко исключить случаи, в которых условия сопротивления усталости заведомо удовлетворяются. Уточненный расчет производить нет необходимости, если

$$\sigma_E < \varepsilon \sigma_{-1} / (K_\sigma S),$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала при изгибе со знакопеременным симметричным циклом; ε — коэффициент влияния абсолютных размеров; K_σ — эффективный

коэффициент концентрации напряжений в опасном сечении; S — запас прочности по усталости.

Это выражение представляет собой упрощенный в сторону увеличения запаса прочности расчет на сопротивление усталости, в котором не учитывается изменение касательных напряжений по более благоприятному циклу, чем напряжения изгиба, и различие коэффициентов концентрации напряжений изгиба и кручения и т. д.

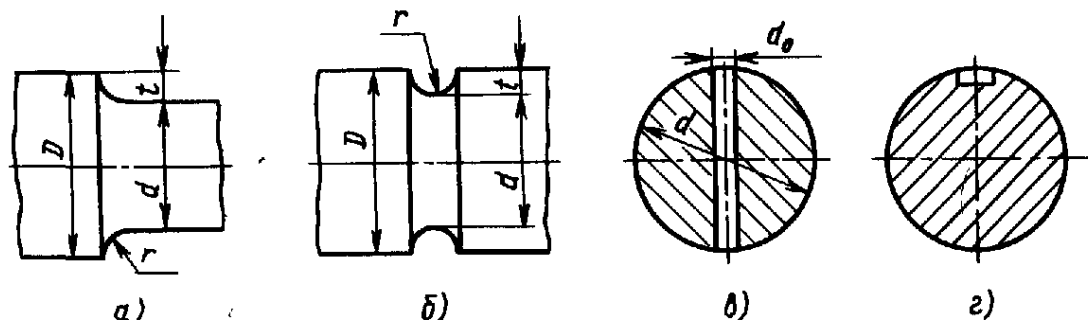
Современные расчеты на сопротивление усталости отражают характер изменения напряжений, характеристики сопротивления усталости материалов, концентрацию напряжений, влияние абсолютных размеров, шероховатости поверхности и поверхностного упрочнения. Расчет обычно производят в форме проверки коэффициента запаса прочности по усталости. Для расчета необходимо знать постоянные σ_m и τ_m и переменные σ_a и τ_a составляющие напряжений. Коэффициент запаса прочности определяют по уравнению

$$\frac{1}{S^2} = \frac{1}{S_\sigma^2} + \frac{1}{S_\tau^2},$$

где S_σ — коэффициент запаса по нормальным напряжениям (отсутствие кручения):

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m};$$

Рис. 16.8. Основные концентраторы напряжений



S_τ — коэффициент запаса по касательным напряжениям (отсутствие изгиба):

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

Здесь σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости материала соответственно при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом; $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ — суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости соответственно при изгибе и кручении $K_{\sigma D} = (K_\sigma/\epsilon + K_F - 1)/K_V$; $K_{\tau D} = (K_\tau/\epsilon + K_F - 1)/K_V$, ϵ — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (см. табл. 16.6); K_F — коэффициент влияния шероховатости поверхности (см. табл. 16.7); K_V — коэффициент влияния упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением; ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты, характеризующие чувствительность

материала к асимметрии цикла напряжений.

Для сталей $\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_b$ (где σ_b — предел прочности в МПа), $\psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma$. При поверхностных упрочнениях коэффициенты ψ_σ и ψ_τ значительно выше, в частности для цементованных образцов $\psi_\sigma = 0,5 \dots 0,6$.

Справочные данные по эффективным коэффициентам концентрации напряжений. Галтель (рис. 16.8, а). Значения K_σ и K_τ в зависимости от отношений t/r , r/d и от предела прочности материала приведены в табл. 16.2.

Выточка (рис. 16.8, б). Значения K_σ и K_τ приведены в табл. 16.3.

Поперечное отверстие (рис. 16.8, в). Значения K_σ и K_τ , вычисленные по отношению к сечению нетто в зависимости от d_0/d и σ_b , приведены в табл. 16.4.

16.2. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в ступенчатом переходе с гантелью (см. рис. 16.8, а)

$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_σ при σ_b , МПа				K_τ при σ_b , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,30	1,30	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,95	1,45	1,45	1,5	1,55
	0,10	1,45	1,55	1,65	1,85	1,4	1,4	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,50	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

16.3. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ для валов с выточкой (см. рис. 16.8, б)

Напряженное состояние	σ_a , МПа	При отношении r/d								
		0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05
Изгиб (K_σ)		При отношении $t/r=0,5$				При отношении $t/r=1$				
	500	1,95	1,85	1,75	1,65	1,5	2,15	2,05	1,95	1,85
	700	2,05	1,95	1,85	1,75	1,55	2,25	2,15	2,1	1,95
	900	2,15	2,05	1,95	1,9	1,6	2,4	2,3	2,2	2,1
	1200	2,3	2,2	2,1	2,05	1,75	2,6	2,5	2,35	2,25
		При отношении $t/r=2$				При отношении $t/r=5$				
	500	2,35	2,25	2,15	—	—	2,45	2,35	—	—
	700	2,5	2,4	2,3	—	—	2,65	2,5	—	—
	900	2,65	2,5	2,4	—	—	2,8	2,65	—	—
	1200	2,85	2,7	2,6	—	—	3,05	2,85	—	—
Кручение (K_τ)	500	1,7	1,6	1,5	1,4	1,2	—	—	—	—
	700	1,9	1,75	1,65	1,5	1,25	—	—	—	—
	900	2,1	1,95	1,8	1,65	1,3	—	—	—	—
	1200	2,4	2,2	2,05	1,8	1,4	—	—	—	—

16.4. Эффективные коэффициенты концентрации для валов в месте поперечного отверстия (см. рис. 16.8, в)

σ_a , МПа	K_σ при d_0/d		K_τ при $d_0/d = 0,05 \dots 0,25$
	0,05...1	0,15...0,25	
≤ 700	2,0	1,8	1,75
900	2,15	1,9	1,9
≥ 1000	2,3	2,1	2,0

Шпоночная канавка (рис. 16.8, г). Значения K_σ и K_τ , вычисленные по отношению к сечению нетто, приведены в табл. 16.5. Значения K_σ соответствуют

одной шпоночной канавке, выполненной торцевой фрезой, и значения K_τ — двум шпоночным канавкам, но данные таблицы можно использовать для расчета валов как с одной, так и с двумя канавками.

Шлицевые валы. Значения K_σ и K_τ приведены в табл. 16.5.

Расчет шлицевых валов на изгиб следует вести по сечению нетто; расчет на кручение — по внутреннему диаметру, так как выступы принимают весьма малое участие в передаче крутящего момента.

Значения коэффициента влияния абсолютных размеров поперечного сечения ϵ приведены в табл. 16.6.

16.5. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шлицевых, шпоночных и резьбовых участков валов

σ_a , МПа	K_σ для шлицев	K_τ для шпоночных шлицев	K_τ для эвольвентных шлицев	K_σ для валов со шпонками	K_τ для валов со шпонками	K_σ для резьбы
500	1,45	2,25	1,43	1,6	1,4	1,8
600	1,55	2,36	1,46	1,75	1,5	1,95
700	1,60	2,45	1,49	1,9	1,7	2,2
800	1,65	2,55	1,52	2,05	1,9	2,3
900	1,70	2,65	1,55	2,2	2,0	2,45
1000	1,72	2,70	1,58	2,3	2,2	2,6

16.6. Значения коэффициента влияния абсолютных размеров ϵ в зависимости от диаметра вала

Напряженное состояние	Материал	Значения ϵ при диаметре вала, мм							
		15	20	30	40	50	70	100	200
Изгиб	Углеродистая сталь	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
Изгиб, кручение для всех сталей	Высокопрочная легированная сталь	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

16.7. Значения коэффициента влияния шероховатости поверхности K_F

Механическая обработка поверхности	Среднее арифметическое отклонение профиля R_a , мкм	Значение коэффициента K_F при σ_b , МПа		
		400	600	1200
Шлифование	0,32...0,08	1	1	1
Обточка	2,5...0,32	1,05	1,10	1,25
Обдирка	20...5	1,20	1,25	1,5
Необработанная поверхность с окашлиной и т. д.	—	1,35	1,5	2,2

Шероховатость. Значения коэффициента влияния шероховатости поверхности приведены в табл. 16.7. С повышением прочности стали растут требования к микрогеометрии поверхности. При грубой обработке поверхности предел выносливости высокопрочных сталей оказывается не выше, чем у обычных среднеуглеродистых сталей. Особенно чувствительны к качеству поверхности титановые сплавы.

Напрессованные на вал детали. Влияние на сопротивление усталости напрессовки деталей существенно зависит от размера. Поэтому ее влияние и влияние размера нельзя учитывать независимыми коэффициентами и приходится учитывать общим коэффициентом $(K_\sigma/\epsilon)_0$ (рис. 16.9):

$$\frac{K_\sigma}{\epsilon} = \left(\frac{K_\sigma}{\epsilon} \right)_0 \xi' \xi'';$$

$$\frac{K_\tau}{\epsilon} = 0,4 + 0,6 \left(\frac{K_\sigma}{\epsilon} - 1 \right),$$

где $\xi' = 0,305 + 0,0014\sigma_b$ — коэффициент, учитывающий предел прочности материала

вала σ_b в МПа; $\xi'' = 0,65 + 0,014p$ (при $p \leq 25$ МПа) и $\xi'' = 1$ (при $p > 25$ МПа) — коэффициент, учитывающий давление p в посадке в МПа.

При действии в одном сечении нескольких источников концентрации напряжений от формы учитывают наиболее опасный.

Поверхностные упрочнения являются мощным средством повышения выносливости валов. При поверхностных упрочнениях повышается прочность наиболее напряженного поверхностного слоя и в нем создаются остаточные напряжения сжатия. Коэффициенты влияния упрочнения приведены в табл. 16.8.

Коэффициент запаса прочности по усталости. В средних условиях коэффициенты запаса $S = 1,5 \dots 2,5$. Если диаметры валов определяются условиями жесткости, то значения S получаются существенно большими.

Учет переменности режима нагрузки. Если вал работает в условиях нестационарных нагружений и необходимо воз-

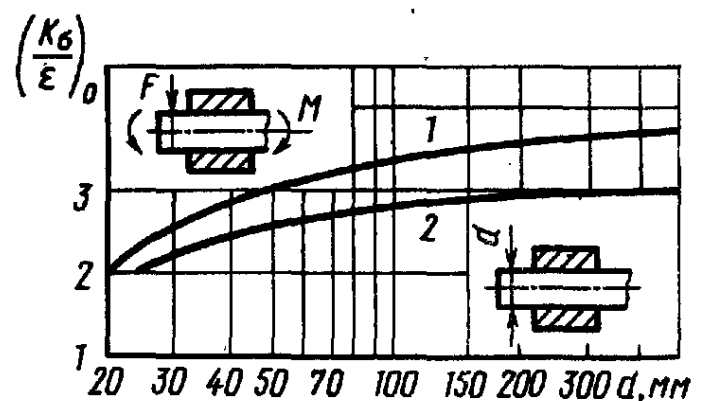


Рис. 16.9. Значения коэффициента $(K_\sigma/\epsilon)_0$ для валов с напрессованными деталями при изгибе:

1 — через напрессованную деталь передается сила или изгибающий момент; 2 — через напрессованную деталь не передаются силы или изгибающие моменты

16.8. Коэффициенты влияния упрочнения K_V при поверхностной обработке *

Вид упрочнения	Образец	
	без концентрации напряжений	с концентрацией напряжений **
Закалка ТВЧ углеродистых и легированных сталей	1,2...1,5	1,5...2,5
Азотирование при глубине слоя 0,1...0,4 мм	1,1...1,15	1,3...2,0
Цементация при толщине слоя 0,2...0,6 мм	1,1...1,5	1,2...2,0
Обкатка роликами углеродистых и легированных сталей	1,1...1,25	1,3...1,8
Обдувка дробью углеродистых и легированных сталей	1,1...1,2	1,1...1,5

* На основе опытов на образцах с $d = 30...40$ мм.

** Большие значения при большей концентрации напряжений.

можно более полное использование ресурсов прочности, расчет ведут по эквивалентному напряжению σ_E , действие которого эквивалентно действию всего комплекса фактических напряжений:

$$\sigma_E = \sqrt[m]{\frac{1}{N_G a} \sum \sigma_i^m N_i} \leq \sigma_{\max},$$

где N_G — число циклов, соответствующее абсциссе точки перегиба кривой усталости, принимаемое равным $(3...5)10^6$ для валов небольших сечений и 10^7 для валов больших сечений; N_i — общее число циклов нагружений при напряжении σ_i ; m — показатель степени кривой усталости деталей, который можно оценивать по формуле $m = C/K_{\sigma D}$, где $K_{\sigma D}$ — суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости; C — коэффициент (для деталей из углеродистых сталей $C = 12...20$, из легированных $C = 20...35$). В практических расчетах часто для деталей из легированных сталей берут $m = 9$, а для углеродистых $m = 6$.

Коэффициент a получается экспериментально. Обычно он близок к единице, поэтому в расчетах принимается равным единице. Значения меньше единицы получаются при неблагоприятных распределениях нагрузок, кратковременных больших перегрузках и длительном действии напряжений низкого уровня.

Суммируются под корнем члены с напряжениями выше 0,7 предела выносливости.

По приведенным напряжениям проверяют запас прочности, пользуясь обычными формулами расчета на сопротивление усталости.

Если по расчету σ_E окажется больше σ_{\max} , то это значит, что деталь работает в зоне горизонтального участка кривой усталости и σ_E принимают равным σ_{\max} . Этот случай стал довольно частым для современных быстроходных машин.

Уточнение расчетов прочности при переменных режимах возможно применением скорректированной линейной гипотезы суммирования напряжений С. В. Серенсена, В. П. Когаева, по которой $\sum \frac{n_i}{N_i} > a_p$, при-

чем суммирование производят по амплитудам, превышающим пределы выносливости деталей $a_p = (\sigma_{am} - 0,5\sigma_{-1D}) / (\sigma_{a\max} - 0,5\sigma_{-1D})$, где $\sigma_{am} = \xi \sigma_{a\max}$ — средняя эффективная амплитуда напряжений,

а $\xi = \sum \frac{\sigma_{ai} n'_i}{N'_i}$; σ_{ai} — амплитуда напряжений, большие или равные $0,5\sigma_{-1D}$; n'_i — общие числа (или числа в одном блоке) циклов действия каждой, а $N'_i = \sum n'_i$. Если a_p получается больше 0,1, то его принимают равным 0,1.

Для условий работы деталей универсальных машин, подчиняющихся типовым плавным законам распределения нагрузок во времени с частым чередованием больших и малых нагрузок (например, станки, автомобили и т. д.), опыты в пределах $3 \cdot 10^8$ общих чисел циклов нагружений показывают некоторое повышение пределов выносливости (см. с. 188).

Вероятностный расчет на прочность становится весьма актуальным в связи с тем, что нагрузки являются случайными функциями времени и пределы выносливости имеют большие колебания из-за неоднородности материала, технологии изготовления и других факто-

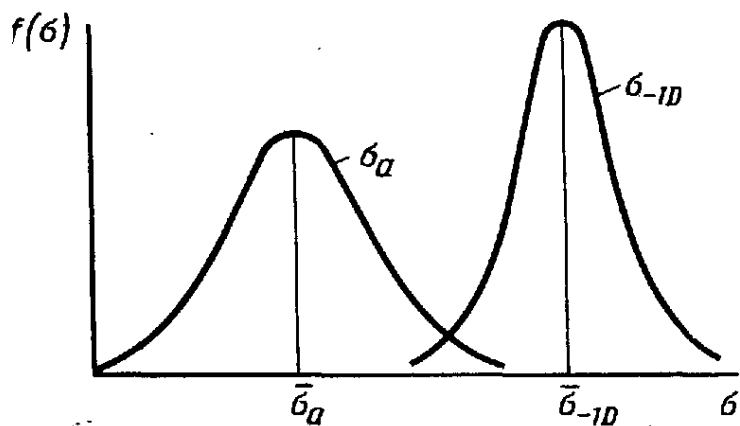


Рис. 16.10. Плотность вероятности амплитуд напряжений σ_a и пределов усталости деталей σ_{-1D}

ров. Для расчетов используют наиболее распространенный и простой нормальный закон распределения пределов выносливости σ_{-1D} и амплитуд переменных напряжений σ_a ,

$$\text{где } \sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}.$$

На графике (рис. 16.10) показаны кривые плотности вероятности σ_{-1D} и σ_a , причем их пересечение свидетельствует о возможности разрушения.

Условие неразрушения с заданной вероятностью, характеризуемой коэффициентом u_p (квантилью нормального распределения):

$$\bar{\sigma}_{-1D} - \bar{\sigma}_a + u_p S_\sigma = 0,$$

где $\bar{\sigma}_{-1D}$ и $\bar{\sigma}_a$ — средние значения σ_{-1D} и σ_a ;

$$S_\sigma = \sqrt{S_{-1D}^2 + S_a^2};$$

(S_{-1D} и S_a — средние квадратические отклонения σ_{-1D} и σ_a); u_p — квантиль, берется из таблиц математических справочников для нормального распределения по выбранной вероятности неразрушения.

При проверочных расчетах из приведенного уравнения определяют квантиль

$$u_p = - \frac{\bar{\sigma}_{-1D} - \bar{\sigma}_a}{\sqrt{S_{-1D}^2 + S_a^2}}.$$

и по нему из таблиц — вероятность неразрушения.

Квантиль может быть выражена через коэффициент безопасности \bar{n} по средним значениям предела выносливости и амплитуды $\bar{n} = \bar{\sigma}_{-1D} / \bar{\sigma}_a$. Для этого числитель и знаменатель следует разделить на $\bar{\sigma}_a$. Тогда

$$u_p = - \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_{-1D}^2 + v_a^2}},$$

где коэффициенты вариации

$$v_{-1D} = S_{-1D} / \bar{\sigma}_{-1D} \text{ и } v_a = S_a / \bar{\sigma}_a.$$

При проектном расчете следует задаваться вероятностью неразрушения, по таблицам определять квантиль u_p и по ней коэффициент безопасности \bar{n} . Далее расчет можно вести обычным путем. Вероятность неразрушения является гораздо более правильным критерием, чем условный коэффициент безопасности.

В начале рассматриваем коэффициент вариации предела выносливости точно изготовленных деталей из материала одной плавки v_1 , являющейся функцией L/\bar{G} (рис. 16.11), где L — наиболее напряженная часть периметра или весь периметр поперечного сечения детали; $\bar{G} = \frac{1}{\sigma_{\max}} \frac{d\sigma_1}{dx}$ — градиент первого главного напряжения детали.

Для деталей круглого сечения при изгибе с вращением и при растяжении $L = \pi d$. Для деталей прямоугольного сечения при пульсационном изгибе в одной плоскости, например для зубьев $L = b$, при знакопеременном изгибе $L = 2b$ (b — ширина сечения).

Для ступенчатого вала диаметрами d и D с переходной поверхностью радиуса r при изгибе

$$\bar{G} = \frac{2,6}{r} (1 + \psi) + \frac{1}{d},$$

где

$$\text{при } \frac{D}{d} \geq 1,5 \quad \psi \approx 0;$$

$$\text{при } \frac{D}{d} < 1,5$$

$$\psi = \frac{1}{2} \frac{1}{2\sqrt{\frac{t}{r}} + 1},$$

$$t = \frac{D - d}{2};$$

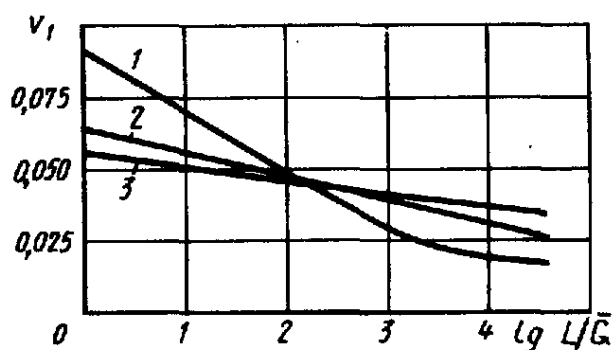


Рис. 16.11. Зависимость коэффициента вариации v_1 от $\lg L/\bar{G}$:

1 — сталь 45 при изгибе с вращением; 2 — то же, сталь 40X; 3 — сталь 45 при консольном изгибе в одной плоскости

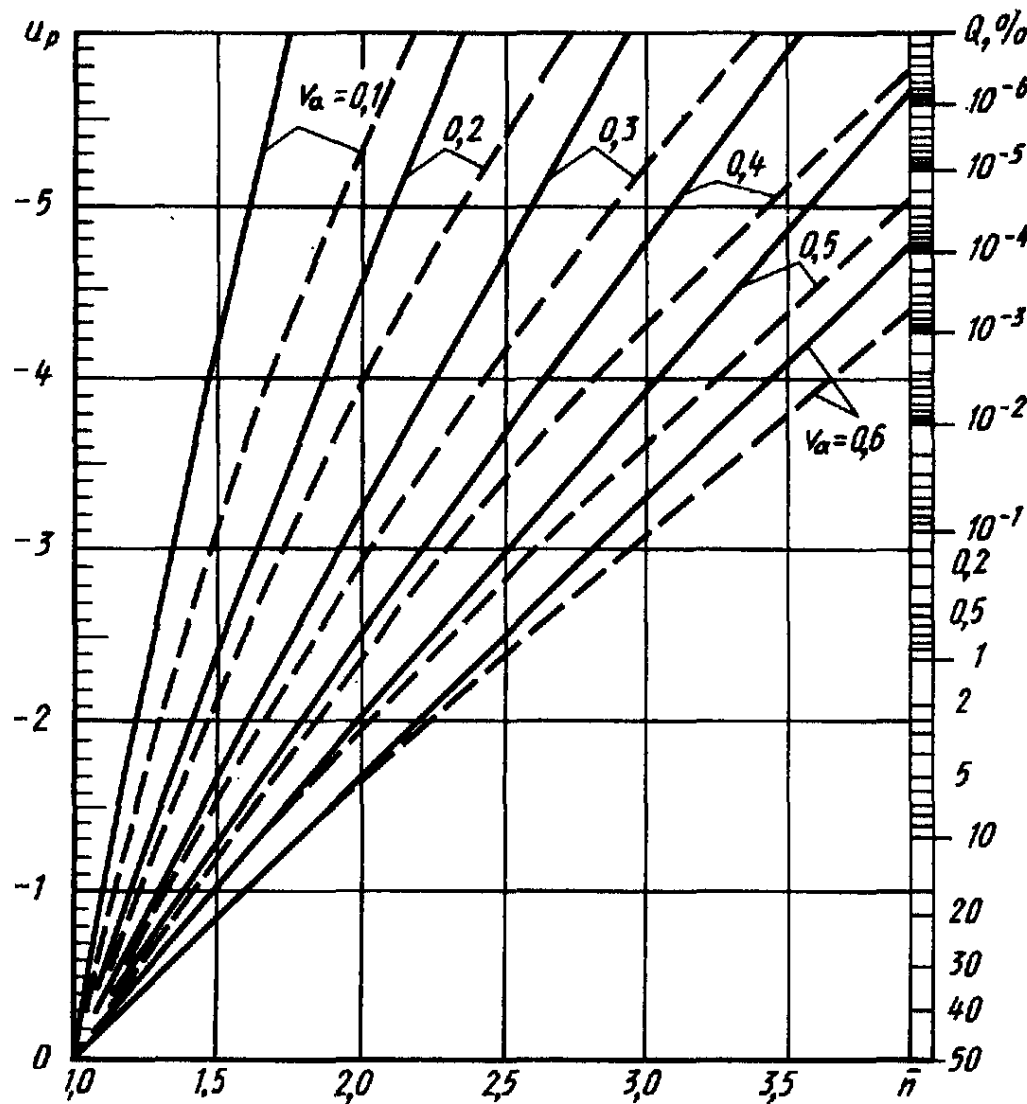


Рис. 16.12. Зависимость вероятности разрушения Q и квантили u_p от коэффициента запаса n и коэффициентов вариации v_a и v_{-1D} (значения v_a обозначены на кривых)

— — — $v_{-1D} = 0,04$;

- - - $v_{-1D} = 0,08$

Для валов с глубокими гиперболическими выточками при изгибе $\bar{G} = 2/r + 1/d$. Для образцов с такими же выточками при растяжении-сжатии $\bar{G} = 2/r$.

Распределение пределов выносливости наиболее точно подчиняется логарифмически нормальному закону. Правомерно результаты опытов, обработанные под это распределение, потом аппроксимировать для последующих расчетов нормальным.

В общем случае коэффициент вариации пределов выносливости деталей

$$v_{-1D}^2 = v_1^2 + v_2^2 + v_3^2,$$

где v_2 — коэффициент вариации, характеризующий межплавочное рассеяние пределов выносливости образцов, принимаемый в первом приближении равным коэффициенту вариации пределов прочности; его принимают равным 0,06...0,1; v_3 — коэффициент вариации теоретического коэффициента концентрации напряжений в связи с рассеянием радиусов переходных поверхностей, приближенно $v_3 = (0,3...0,45) v_r$, где v_r — коэффициент вариации радиусов галтелей, соответственно $v_3 = 0,03...0,1$.

Коэффициенты v_a вариации амплитуд нагрузок устанавливают на основе изучения опыта эксплуатации машин и приводят в специальной литературе. Коэффициенты v_a могут дости-

гать существенных значений и доминировать над v_{-1D} .

При практических расчетах вероятность разрушения удобно проверять по графику (рис. 16.12), построенному по приведенным зависимостям.

§ 16.5. РАСЧЕТЫ НА ЖЕСТКОСТЬ

Необходимая жесткость валов при изгибе в основном определяется условиями правильной работы передач и подшипников.

Прогибы валов мало сказываются на работе передач гибкой связью, поэтому валы ременных и цепных передач обычно не рассчитывают на жесткость. Упругие перемещения валов зубчатых передач вызывают взаимный наклон колес и концентрацию нагрузки по длине зубьев, а также вызывают раздвигание осей, которое неблагоприятно для передач Новикова, а для эвольвентных приводит лишь к некоторому небольшому уменьшению продолжительности зацепления.

Проверку концентрации нагрузки по длине зубьев и достаточности жесткости валов по этому критерию см. на с. 180.

Жесткость валов, вращающихся в несамоустанавливающихся подшипниках скольжения, должна быть достаточной, чтобы обеспечить необходимую равномерность распределения давления по длине подшипников. Расчет валов и подшипников в совместной работе при рассмотрении задачи как контактной и как гидродинамической приводится в специальной литературе. Применяют также упрощенные расчеты, в которых допустимый угол упругой линии вала в опоре (в радианах) выбирают равным минимальному диаметральному зазору в подшипнике, деленному на длину подшипника. Эти расчеты не могут считаться достаточно обоснованными, так как контактные деформации и упругие углы поворота корпусов соизмеримы с зазорами в подшипниках.

Жесткость валов, вращающихся в шарикоподшипниках, должна обеспечиваться такой, чтобы шарики не защемлялись в результате перекоса колец. Это условие обычно выдерживается и не требует специальной проверки. Жесткость валов, вращающихся в роликоподшипниках, должна обеспечивать достаточно равномерное распределение давления по длине роликов. Ввиду отсутствия экспериментальных данных по влиянию перекосов на долговечность подшипников этот расчет носит условный характер. В современных конструкциях роликоподшипников ролики или дорожки качения наружных колец делают с так называемой бомбиной, т. е. с несколько выпуклым профилем. Для этих подшипников соответствующая проверка отпадает.

Существуют эмпирические зависимости допустимых прогибов и углов наклона упругих линий валов. Угол взаимного наклона валов под зубчатыми колесами должен быть меньше 0,001 рад, угол наклона вала в радиальном шарикоподшипнике до 8', в радиально-упорном с углом контакта 12° и 26° до 6 и 5', в цилиндрическом роликоподшипнике с короткими роликами без бомбины до 4', с бомбиной

до 10', в коническом без бомбины до 2', с бомбинованными роликами 6' и т. д. Максимальный прогиб валов асинхронных электродвигателей не должен быть больше 0,1 от воздушного зазора. Однако эти зависимости имеют частный характер и не могут заменить расчетов.

Изгибная жесткость валов важна также с точки зрения колебаний.

Прогибы и углы наклона упругой линии валов определяют обычными методами сопротивления материалов. Для простых расчетных случаев следует пользоваться готовыми формулами, рассматривая вал как брус постоянного сечения приведенного диаметра (табл. 16.9).

Для расчета ступенчатых валов, а при сложных нагружениях также для расчета гладких валов следует пользоваться интегралами Мора.

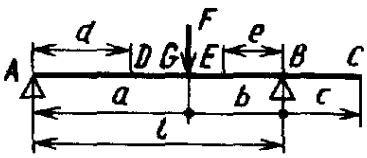
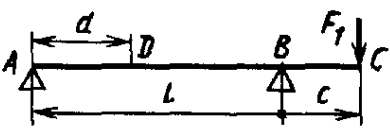
Необходимая крутильная жесткость валов определяется различными критериями.

Статические упругие угловые деформации кинематических цепей могут сказываться на точности работы машин, например точных винторезных и зуборезных станков, делительных машин и т. д. Упругие деформации приводов медленных перемещений могут способствовать возникновению скачкообразных движений. В связи с этим, например, углы закручивания длинных ходовых валов тяжелых станков ограничиваются величинами порядка 5' на 1 м длины. Упругие деформации разветвленных приводов от одного двигателя для перемещения, в частности мостовых кранов, порталов, поперечин тяжелых станков, могут привести к заклиниванию направляющих.

Для вала-шестерни недостаточная крутильная жесткость может привести к увеличенной концентрации нагрузки по длине зубьев.

Для валов машин, в которых опасны крутильные колебания, например в приводах от поршневых двигателей, крутильная жесткость валов имеет большое значение с точки зрения предотвращения резонансных колебаний и стойкости зубчатых передач.

16.9. Формулы упругих углов наклона и прогибов двухопорных балок

Угол θ наклона, прогиб y		
θ_A	$\frac{Fab(l+b)}{6EJl}$	$-\frac{F_1cl}{6EJ}$
θ_B	$-\frac{Fab(l+a)}{6EJl}$	$\frac{F_1cl}{3EJ}$
θ_C	θ_B	$\frac{F_1c(2l+3c)}{6EJ}$
θ_D	$\frac{Fb(l^2-b^2-3d^2)}{6EJl}$	$\frac{F_1c(3d^2-l^2)}{6EJl}$
θ_E	$-\frac{Fa(l^2-a^2-3e^2)}{6EJl}$	—
θ_F	$\frac{Fab(b-a)}{3EJl}$	—
y_D	$\frac{Fbd(l^2-b^2-d^2)}{6EJl}$	$-\frac{F_1cd(l^2-d^2)}{6EJl}$
y_E	$\frac{Fae(l^2-a^2-e^2)}{6EJl}$	—
y_F	$\frac{Fa^2b^2}{3EJl}$	—
y_C	$\theta_B c$	$\frac{F_1c^2(l+c)}{3EJ}$

Для большинства валов крутильная жесткость не играет существенной роли и проверять валы на жесткость нет необходимости. В технической литературе довольно широко указывается на допустимый угол закручивания валов $1/4^\circ$ на 1 м длины. Указанная норма очень стара и не является технически обоснованной. В отдельных случаях она многократно превышает. Это особенно относится к валам малого диаметра, так как напряжения обратно пропорциональны кубу диаметра вала, а углы закручивания на единицу длины — четвертой степени. Например, углы закручивания карданных валов автомобиля (диаметром 30—50 мм) достигают нескольких градусов на 1 м длины.

Угол закручивания цилиндрического участка вала длиной l (мм) под действием крутящего момента T (Н·м)

$$\varphi = \frac{10^3 T l}{G J_0} \text{ или}$$

$$\varphi = e T,$$

где G — модуль сдвига (МПа); J_0 — полярный момент инерции сечения вала (мм^4); e — податливость цилиндрического участка вала.

Для участка, ослабленного шпоночными канавками, в правую часть формул вводят коэффициент понижения жесткости

$$k = \frac{1}{1 - \frac{4nh}{d}},$$

где h — глубина шпоночной канавки; n — коэффициент, равный 0,5 — при одной шпонке, 1 — при двух шпонках, устанавливаемых одна к другой под углом 90° , $n=1,2$ — устанавливаемых под углом 180° , 0,4 — при двух тангенциальных шпонках под углом 120° .

Угол закручивания участка вала с прямобоковыми зубьями (шлицами) можно определить в соответствии с экспериментальными данными, как круглого, с приведенным диаметром $d_{вн} + 0,3(d_n - d_{вн})$, где d_n и $d_{вн}$ — соответственно диаметры наружный и внутренний.

Податливости или углы закручивания отдельных ступеней ступенчатых валов складывают. При этом прибавляют дополнительную податливость каждого переходного участка, учитывающую, что наружные волокна ступени большего диаметра работают не на всей длине:

$$e_1 = \frac{32}{\pi G} \frac{l_\phi}{d_1^4},$$

где

$$\frac{l_\phi}{d_1} = C \sqrt[3]{\frac{\Delta d}{d_1}},$$

C — коэффициент, зависящий от отношения r/d_1 следующим образом:

r/d_1	0	0,05	0,1	0,2
C	0,12	0,10	0,08	0,05

$\Delta d = d_2 - d_1$ — перепад (разность диаметров ступеней); d_1 и d_2 — диаметр меньшей и большей ступени; r — радиус переходной поверхности; l_ϕ — фиктивная дополнительная длина участка малого диаметра.

Напрессованные ступицы можно рассматривать как работающие совместно с валами; при этом вводят дополнительные податливости по аналогии со ступенчатыми переходами валов. Для одного перехода

$$e_2 = \frac{32\lambda}{\pi G} \left(\frac{1}{d^4} - \frac{1}{D^4} \right),$$

где d — диаметр вала; D — диаметр ступицы; λ принимается в пределах $(0,25 \dots 0,33)d$, меньшие значения соответствуют посадкам с малыми натягами.

Податливость фланцевого соединения принимают равной податливости цилиндрического вала длиной, равной суммарной толщине фланцев, и диаметром, соответствующим осевой окружности фланцевых болтов.

При расчете крутильной податливости привода необходимо учитывать влияние прогнозов

вала и деформаций смятия в шпоиках и шлицах. При этом суммарное угловое перемещение в случае наличия подвижных соединений вал — ступица может превысить угол закручивания вала в несколько раз (в коробках скоростей станков).

§ 16.6. РАСЧЕТЫ ВАЛОВ НА ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ

В колебаниях, наблюдаемых в машинах, обычно участвует значительная часть системы, в частности основная кинематическая цепь машины, основные несущие детали.

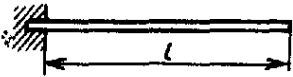
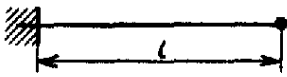
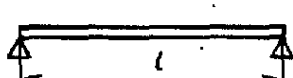
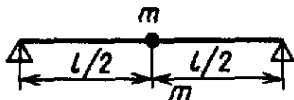
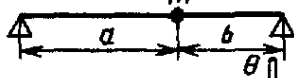
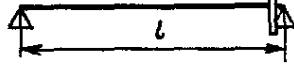
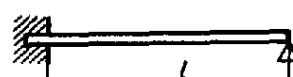

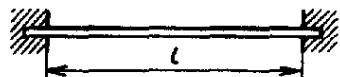

Самостоятельные колебания отдельных передаточных валов типа валов коробок передач не играют существенной роли в динамике машин и поэтому их отдельно не рассматривают. Наоборот, колебания коренных валов с присоединенными узлами и опорами (роторов турбин, коленчатых валов поршневых двигателей, шпинделей станков с обрабатываемыми деталями) могут иметь определяющее значение.

Основное практическое значение для валов имеют расчеты частот собственных колебаний для предотвращения резонанса колебаний, т. е. нарастания амплитуд колебаний при совпадении или кратности частоты возмущающих сил и собственной частоты колебаний. В валах наблюдаются: поперечные или изгибные колебания, а также изгибно-крутильные колебания. Частоты собственных колебаний для простейших валов и осей подсчитывают по формулам, приведенным в табл. 16.10.

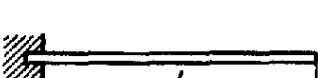

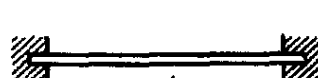

Наибольшее распространение имеют расчеты основных частот колебаний, так как эти колебания обычно являются наиболее опасными.

Основная частота собственных колебаний вала с сосредоточенной массой при учете собственной массы вала наиболее просто определяется, если к сосредоточенной массе прибавить приведенную массу вала. Коэффициент приведения при поперечных колебаниях для консольной оси постоянного сечения с массой на конце равен $33/140$; для двухопорного вала или оси с массой посередине $17/35$; при кру-

16.10. Частоты собственных колебаний, Гц, валов

Поперечные колебания однородных валов	Поперечные колебания невесомых валов с сосредоточенными массами
$f = a_n \sqrt{\frac{EI}{ml^3}}, n = 1; 2; 3$	$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$
 $a_1 = 0,56;$ $a_2 = 3,57;$ $a_3 = 9,84$	 $k = \frac{3EI}{l^3}$
 $a_1 = 1,57;$ $a_2 = 6,28;$ $a_3 = 14,1$	 $k = \frac{48EI}{l^3};$  $k = \frac{3EI l}{a^2 b^2};$  $k = \frac{3EI}{l \theta^2}$
 $a_1 = 2,45;$ $a_2 = 7,96;$ $a_3 = 16,6$	 $k = \frac{12EI l^3}{a^3 b^2 (3l + b)}$
 $a_1 = 3,57;$ $a_2 = 9,84;$ $a_3 = 19,3$	 $k = \frac{192EI}{l^3}$

Продолжение табл. 16.10

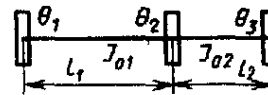
Крутильные колебания однородных валов	Крутильные колебания невесомых валов с дисками
$f = a_n \sqrt{\frac{GJ_0}{\theta l}}$	
 $a_1 = 0,25;$ $a_2 = 0,75;$ $a_3 = 1,25$	 $f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{\theta}},$ где $k = \frac{GJ_0}{l}$
 $a_1 = 0,5;$ $a_2 = 1$	 $f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k(\theta_1 + \theta_2)}{\theta_1 \theta_2}},$ где $k = \frac{GJ_0}{l}$

Продолжение табл. 16.10

Обозначения:

 m — масса валов и насаженных на них деталей, кг; θ — моменты инерции дисков, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, для кругового цилиндра постоянной толщины диаметром D и массой m :

$$\theta = \frac{mD^2}{8};$$

 E, G — модуль упругости материала и модуль сдвига, Н/м^2 ; J, J_0 — осевой и полярный моменты инерции сечений валов, м^4 ; l — длина вала, м; ρ — радиус инерции массы относительно оси колебаний, м. Индексы при коэффициенте a означают номера гармоник.

$$f^2 = \frac{1}{8\pi^2} \left[\frac{k_1}{\theta_1} + \frac{k_1 + k_2}{\theta_2} + \frac{k_2}{\theta_3} \pm \sqrt{\left(\frac{k_1}{\theta_1} + \frac{k_1 + k_2}{\theta_2} + \frac{k_2}{\theta_3} \right)^2 - \frac{4k_1 k_2}{\theta_1 \theta_2 \theta_3} (\theta_1 + \theta_2 + \theta_3)} \right],$$

где $k_1 = \frac{GJ_{01}}{l_1}$; $k_2 = \frac{GJ_{02}}{l_2}$

тильных колебаниях для заземленного одним концом вала с диском на другом 1/3.

Для определения основных частот колебаний валов переменного сечения часто пользуются энергетическим способом. Частоту определяют по условию равенства максимальных значений кинетической и потенциальной энергии колебаний. Предварительно задаются формой упругой линии при колебаниях, за которую обычно принимают упругую линию от равномерно распределенной нагрузки или собственной массы. В многопролетных валах знак нагрузки в смежных пролетах в соответствии с формой низшей частоты колебаний должен быть разным.

Основная частота собственных колебаний валов и осей может быть определена по формуле

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum m_i y_i}{\sum m_i y_i^2}},$$

где m_i — массы, кг, насаженных на вал деталей и отдельных участков вала; y_i — прогибы, м, от всей нагрузки, H (с учетом упругих перемещений в опорах), в сечениях центра массы m_i .

Основными возмущающими силами в большинстве быстроходных валов являются

силы от неуравновешенности вращающихся деталей, частота вращения которых равна частоте вращения валов. При совпадении или кратности частот собственных колебаний валов с частотой их вращения наступает резонанс. Соответствующие частоты вращения валов носят название критических. Критические частоты вращения $n_k = 60 f \text{ мин}^{-1}$, где f — частота собственных поперечных колебаний, Гц.

Как известно из теории колебаний, после перехода через критические частоты вращения наступает динамическое центрирование вала, т. е. центр тяжести несбалансированной массы приближается к геометрической оси вращения. Большинство валов работает в дорезонансной зоне, причем для уменьшения опасности резонанса повышают их жесткость и, следовательно, собственные частоты колебаний. При больших частотах вращения, например, в быстроходных турбинах и центрифугах применяют валы, работающие в зарезонансной зоне. Для того чтобы отойти от области резонанса, валы делают повышенной податливости. При разгоне и торможении проход через критические частоты вращения во избежание аварий осуществляют с возможно большей скоростью; применяют специальные ограничители амплитуд

колебаний; быстровращающиеся детали тщательно балансируют.

Из возможных крутильных колебаний основное значение обычно имеют колебания привода в целом. При определении частот собственных колебаний рассчитываемую систему или вал приводят к валу постоянного диаметра с сосредоточенными массами.

При определении податливости необходимо учитывать контактные деформации в шпоночных и шлицевых соединениях, а также влияние прогибов валов, несущих передачи, на угол закручивания системы. Мелкие массы заменяют одной равнодействующей, приложенной в их центре массы. Систему по возможности сводят к двух- или трехмассовой, позволяющей использовать для определения частот колебаний формулы, приведенные в табл. 16.10.

Расчеты собственных частот колебаний сложных систем производят с помощью электронных вычислительных машин.

§ 16.7. ГИБКИЕ ВАЛЫ

Гибкие валы применяют для передачи крутящего момента между узлами машин или агрегатами, меняющими свое относительное положение при работе. Основные области применения гибких валов: механизированный инструмент, станки с переставными шпинделями, вибраторы, приборы дистанционного управления и контроля, следящие приводы. Основным свойством гибких валов является их малая жесткость при изгибе и значительная жесткость при кручении.

Гибкие валы состоят из нескольких плотно навитых слоев проволоки (рис.

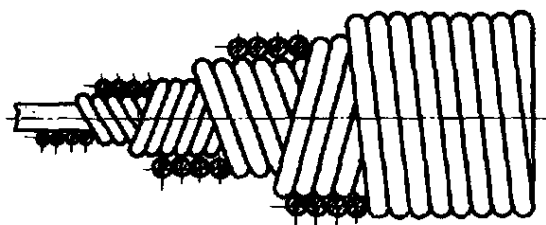


Рис. 16.13. Гибкий вал

16.13). Таким образом, гибкие валы представляют собой многослойные многозаходные витые пружины кручения. Толщина проволоки наружных слоев (для удовлетворения условия равнопрочности) больше, чем внутренних. Соседние слои имеют противоположное направление навивки.

У валов правого вращения наружный слой навит в левую сторону, у валов левого вращения — в правую сторону, поэтому при передаче крутящего момента наружный слой уплотняет внутренние слои вала.

Гибкие валы выпускают нормального типа В1, усиленного типа ВУ для приводов управления и контроля, а также для автомобильных приборов типа В2-А. Валы нормального типа, обычно выполняемые четырьмя-восемью слоями навивки по три-четыре проволоки в каждом слое, применяют для силовых приводов. Валы усиленного типа имеют обычно четыре-восемь слоев навивки по четыре-двенадцать проволок в каждом слое. При повышенных требованиях к стабильности характеристик применяют «нераскручивающиеся» валы, изготавливаемые путем сборки с натягом предварительно изготовленных пакетов проволочных спиралей. Стабильность характеристик обеспечивается тем, что износ проволоки не приводит к образованию межслойных зазоров.

Гибкие валы заключают в броню. Броня направляет гибкий вал, защищает обслуживающий персонал от захвата валом, защищает вал от повреждений, загрязнений и сохраняет на нем пластичную смазку. Броню преимущественно делают металлической или из слоев ткани и резины (тканевая и резиновая броня). Металлическая броня свертывается из оцинкованной стальной ленты фасонного сечения, которая образует замок, уплотняемый асбестовым или хлопчатобумажным шнуром (рис. 16.14, а). Усиленная броня имеет дополнительно внутрен-

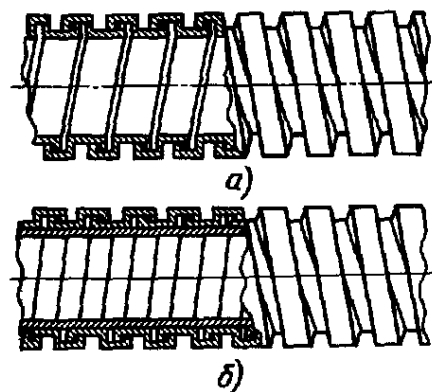


Рис. 16.14. Броня гибких валов

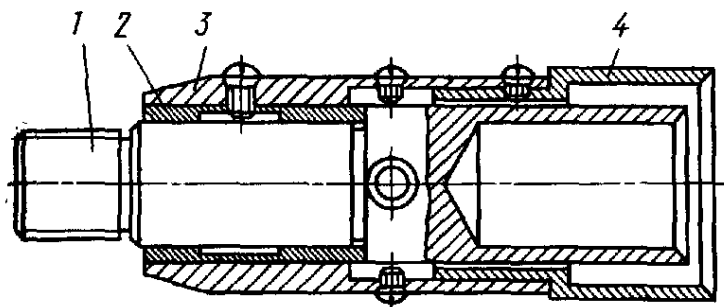


Рис. 16.15. Присоединительная арматура гибких валов

ную спираль из стальной ленты овального сечения или сплющенной проволоки (рис. 16.14, б). Металлическую броню можно покрывать проводочной оплеткой. При повышенных требованиях к герметизации оплетку покрывают слоем вулканизированной резины.

Тканевая броня, применяемая для легких валов, состоит из стальной термически обработанной пружины, покрытой хлопчатобумажными оплетками. При необходимости масло- и водонепроницаемости оплетку покрывают вулканизированной резиной с тканевыми прослойками.

Гибкий вал присоединяют к ведущему и ведомому элементам при помощи арматуры. Обычное выполнение арматуры показано на рис. 16.15.

Гибкий вал впаивают в расточку шпинделя 1, который вращается в подшипнике 2, сидящем в корпусе 3. Последний также несет муфту 4 для закрепления брони. Наряду с обычным выполнением присоединительной арматуры гибких валов на подшипниках скольжения применяют также выполнения на подшипниках качения.

§ 17.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Назначение подшипников — поддерживать вращающиеся валы и оси в пространстве, обеспечивая им возможность вращения или качения, и воспринимать действующие на них нагрузки. Подшипники могут также поддерживать детали, вращающиеся вокруг осей или валов, например шкивы, шестерни и др.

По виду трения подшипники разделяют на подшипники скольжения и качения.

Подшипники качения — это опоры вращающихся или качающихся деталей, использующие элементы качения (шарики или ролики) и работающие на основе трения качения.

Подшипники качения (рис. 17.1 и 17.2) состоят из следующих деталей: а) наружного и внутреннего колец с дорожками качения; б) тел качения (шариков или ро-

ликов); в) сепараторов, разделяющих и направляющих тела качения. В совмещенных опорах одно или оба кольца могут отсутствовать. В них тела качения катятся непосредственно по канавкам вала или корпуса.

Подшипниковые узлы, кроме собственно подшипников качения, включают корпуса с крышками, устройства для крепления колец подшипников, защитные и смазочные устройства.

Подшипники качения — группа деталей, наиболее широко стандартизованных в международном масштабе, взаимозаменяемых и централизованно изготавливаемых в массовом производстве. В настоящее время подшипники качения являются основными видами опор в машинах.

Основные достоинства подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения:

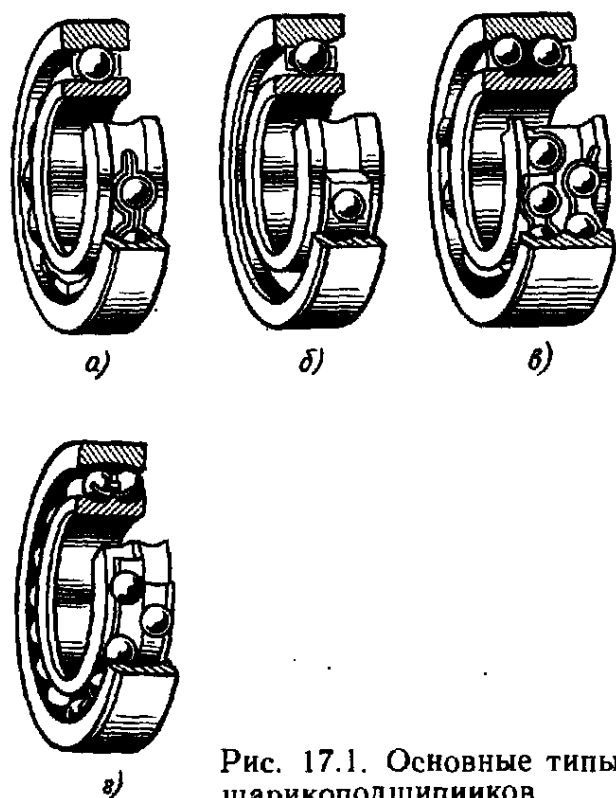


Рис. 17.1. Основные типы шарикоподшипников

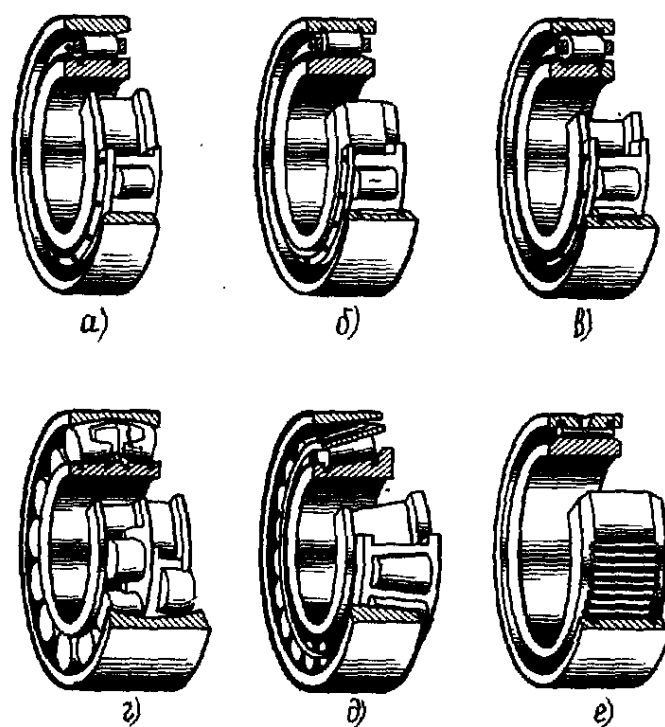


Рис. 17.2. Основные типы роликоподшипников

1) меньшие моменты сил трения и теплообразование; малая зависимость моментов сил трения от скорости; значительно меньшие (в 5—10 раз), чем в подшипниках скольжения, пусковые моменты;

2) значительно меньшие требования по уходу, меньший расход смазочных материалов;

3) большая несущая способность на единицу ширины подшипника;

4) значительно меньший расход цветных металлов, меньшие требования к материалу и к термической обработке валов.

К недостаткам подшипников качения относятся: повышенные диаметральные габариты, высокие контактные напряжения и поэтому ограниченный срок службы при большом его рассеянии, высокая стоимость уникальных подшипников при мелкосерийном производстве, меньшая способность демпфировать колебания, чем у подшипников скольжения, повышенный шум при высоких частотах вращения.

Уже в начале 80-х годов по данным первой Московской подшипниковой выставки отечественная промышленность производит свыше 15 тыс. типоразмеров подшипников от 0,5 мм до 2 м (и более), массой от 0,4 кг до 7 т, общим количеством до миллиарда штук ежегодно.

Подшипники в диапазоне внутренних диаметров 3...10 мм стандартизованы через 1 мм, до 20 мм — через 2...3 мм, до 110 мм — через 5 мм, до 200 мм — через 10 мм, до 500 мм — через 20 мм и т. д.

Подшипники качения разделяют (см. ГОСТ 3395—75) по направлению воспринимаемой нагрузки на:

радиальные, предназначенные для чисто радиальной нагрузки или способные также фиксировать валы в осевом направлении и воспринимать небольшие осевые нагрузки;

радиально-упорные для комбинированной радиальной и осевой нагрузки;

упорные, предназначенные для осевой нагрузки, и упорно-радиальные для осевой и небольшой радиальной нагрузки.

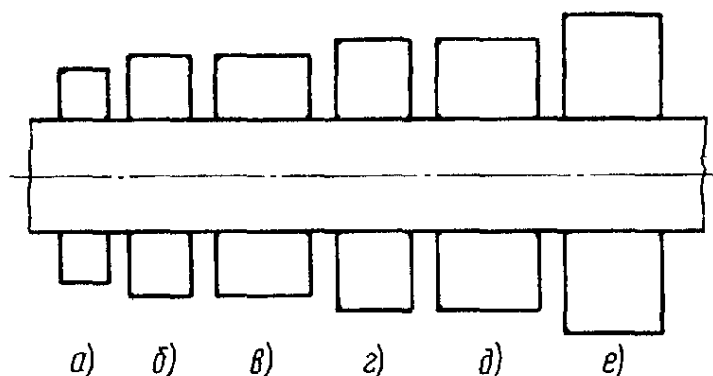


Рис. 17.3. Размерные серии подшипников качения:

а — особо легкая; б — легкая; в — легкая широкая; г — средняя; д — средняя широкая; е — тяжелая

По форме тел качения подшипники разделяют на шариковые и роликовые. Шарикоподшипники (рис. 17.1, а—г) выполняют для всех рассмотренных выше групп по направлению воспринимаемой нагрузки.

Роликоподшипники выполняют следующих типов:

цилиндрические с короткими цилиндрическими роликами (рис. 17.2, а, б, в), сферические с роликами бочкообразной формы (рис. 17.2, г) и игольчатые (рис. 17.2, е) — все радиальные;

конические с коническими роликами радиально-упорные (рис. 17.2, д) и упорные с цилиндрическими, коническими или бочкообразными роликами (рис. 17.3).

Шарикоподшипники в среднем более быстроходны. Роликоподшипники имеют более высокую (в среднем на 50...70 %) грузоподъемность.

По числу рядов тел качения подшипники делят на однорядные (имеющие основное распространение), двух- и многорядные.

По признаку самоустанавливаемости подшипники делят на:

1) несамоустанавливающиеся — все шарико- и роликоподшипники, кроме сферических, из них однорядные шарикоподшипники с двухточечным касанием можно рассматривать как ограничено самоустанавливающиеся;

2) самоустанавливающиеся сферические (рис. 17.1, г и 17.2, г).

Подшипники качения выполняют в стандартных габаритах. По габаритным разме-

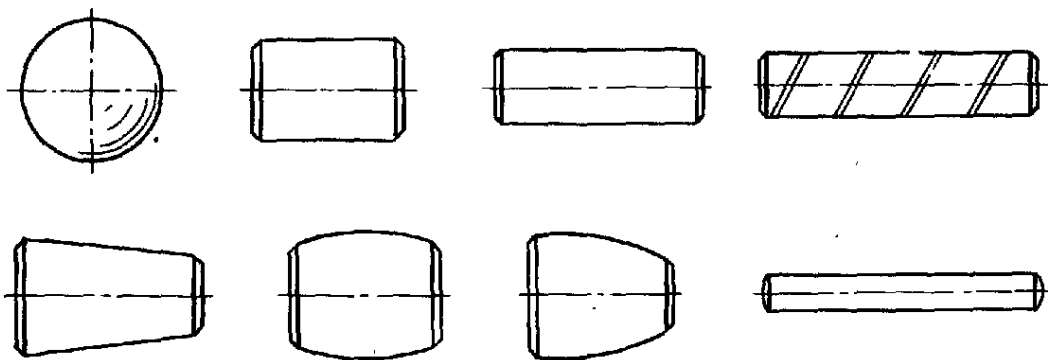


Рис. 17.4. Основные типы тел качения

рам подшипники разделяют на размерные серии: по радиальным габаритным размерам — на сверхлегкие (две серии), особо легкие (две серии), легкие, средние, тяжелые (всего семь серий); по ширине — на узкие, нормальные, широкие и особо широкие (рис. 17.4). Основное распространение имеют особо легкие, легкие и средние серии подшипников.

Подшипники имеют условные обозначения, составляемые из цифр и букв.

Две первые цифры, считая справа, обозначают для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм внутренний диаметр подшипников, деленный на 5 (иначе для обозначения размера пришлось бы занять три цифры). Третья цифра справа совместно с седьмой обозначают серию подшипников всех диаметров, кроме малых (до 9 мм). Основная из особо легких серий обозначается цифрой 1, легкая — 2, средняя — 3, тяжелая — 4, легкая широкая — 5, средняя широкая — 6 и т. д.

Четвертая справа цифра обозначает тип подшипника:

радиальный шариковый однорядный ¹	0
радиальный шариковый двухрядный сферический	1
радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
радиальный роликовый двухрядный сферический	3
роликовый с длинными цилиндрическими роликами или иглами	4
роликовый с витыми роликами	5
радиально-упорный шариковый	6
роликовый конический	7
упорный шариковый	8
упорный роликовый	9

¹ Нули, стоящие левее последней значащей цифры, отбрасывают, что позволяет сократить обозначения для часто употребляемых подшипников.

Пятая или пятая и шестая справа цифры, вводимые не для всех подшипников, обозначают конструктивные особенности подшипников, например угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на наружном кольце, наличие встроенных уплотнений и т. д.

Цифры 6; 5; 4 и 2, стоящие через тире (разделительный знак) перед условным обозначением подшипника, обозначают его класс точности, в порядке возрастания точности. Класс 0 не указывается.

Примеры обозначений подшипников класса точности 0: шариковые радиальные однорядные с внутренним диаметром 50 мм легкой серии 210, средней — 310, тяжелой — 410. Роликоподшипники с внутренним диаметром 80 мм, с короткими цилиндрическими роликами и бортами на внутреннем кольце легкой серии — 2216, средней — 2316, тяжелой — 2416, конические легкой серии — 7216, легкой широкой — 7516, средней — 7316, средней широкой — 7616.

Первый из указанных в примерах подшипников класса точности 5 имеет обозначение 5—210.

§ 17.2. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Шарикоподшипники. Шариковый радиальный однорядный подшипник (рис. 17.5, а) в основном предназначен для восприятия радиальных нагрузок, но может воспринимать и небольшие осевые нагрузки¹.

Как и другие радиальные шарикоподшипники, они обеспечивают осевое фиксирование вала в пределах своего осевого зазора, удовлетворительно работают при перекосе колец на угол не более 8°, являются наиболее массовым типом подшипников.

¹ При осевых нагрузках следует применять подшипники с увеличенными зазорами.

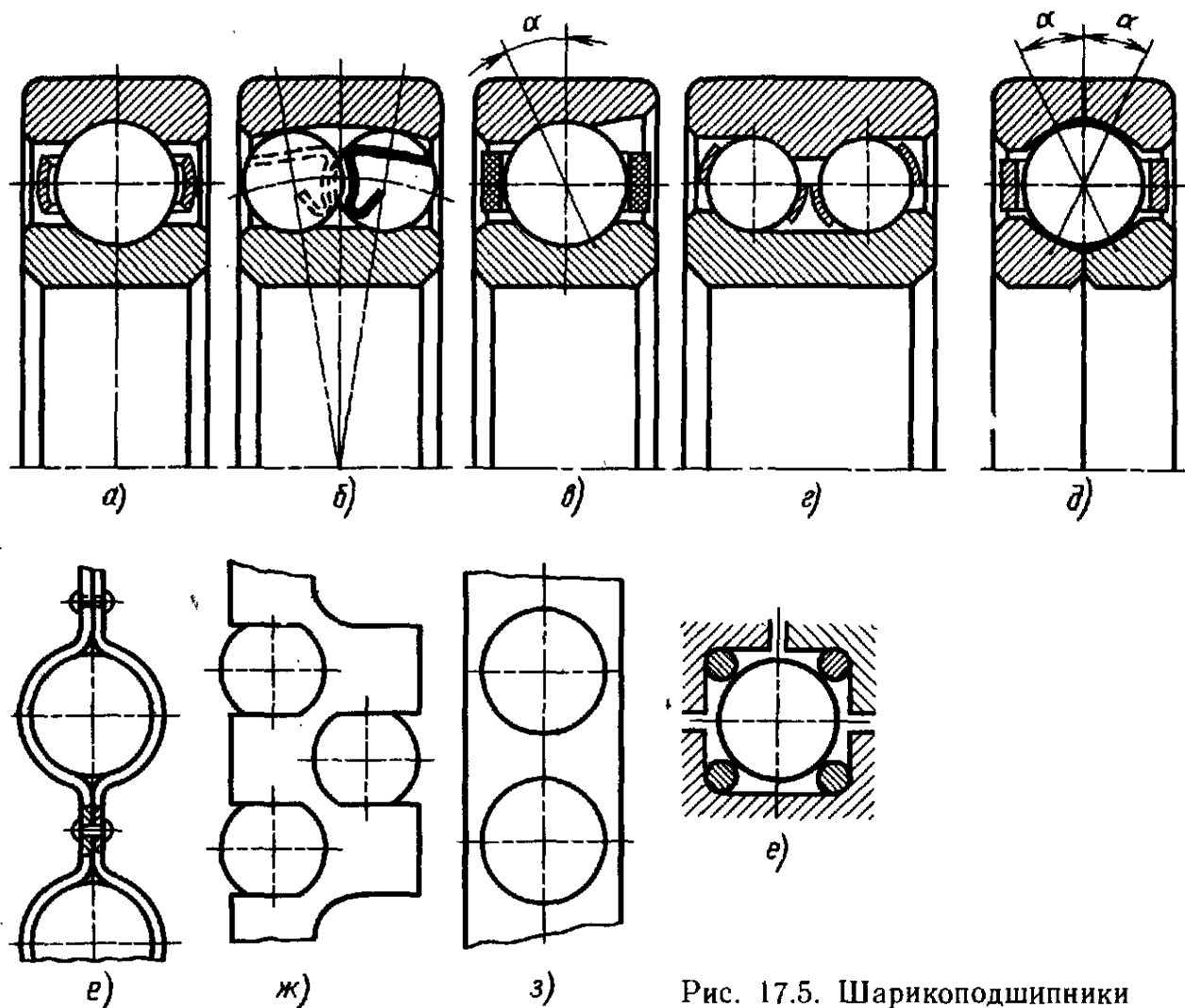


Рис. 17.5. Шарикоподшипники

Диаметр шариков

$$D_w = (0,275 \dots 0,3175) (D - d),$$

где D и d — наружный и внутренний диаметры подшипника.

Число шариков $z \approx 2,9 \frac{D+d}{D-d}$.

Номинальные радиусы профилей дорожек качения внутреннего кольца обычно $\rho_r = 0,515 D_w$ (см. рис. 17.10, а).

Подшипник обычно выполняют со стальным штампованным (змейковым) сепаратором, состоящим из двух половин, соединенных заклепками (рис. 17.5, е). При высоких скоростях (более 15 м/с на шейке вала) применяют массивные сепараторы (рис. 17.5, з).

Подшипник заполняют шариками при взаимном радиальном смещении колец. Подшипник выполняют также с канавками для ввода шариков (тип 70000), что позволяет увеличить число шариков в подшипнике и его радиальную грузоподъемность

на 40 %; осевую нагрузку такой подшипник не воспринимает.

Шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник (рис. 17.5, б) предназначен для восприятия радиальных нагрузок в условиях возможности значительных (до $1,5 \dots 4^\circ$) перекосов колец подшипников вследствие несоосности отверстий под подшипники (в разных корпусах) и больших упругих деформаций валов. Подшипник допускает осевую фиксацию вала и очень небольшую осевую нагрузку.

Дорожку качения наружного кольца выполняют по сферической поверхности, описанной из центра подшипника, что обеспечивает подшипнику самоустанавливаемость. Подшипник обычно выполняют со стальным штампованным сепаратором так называемого лепесткового типа (рис. 17.5, ж). При скорости на шейке вала выше 10 м/с следует применять массивные сепараторы.

Шариковый радиально-упорный подшипник (рис. 17.5, в) предназначен для восприятия совместно действующих радиальных и односторонних осевых нагрузок. Может воспринимать чисто осевую нагрузку. Применяется преимущественно при средних и высоких частотах вращения.

Один из бортов наружного или внутреннего кольца срезан почти полностью, что позволяет закладывать в подшипник на 45 % больше шариков того же диаметра, чем в обычный радиальный подшипник.

Подшипник выполняют с номинальными углами контакта шариков с кольцами $\alpha = 12^\circ$ (тип 36000), $\alpha = 26^\circ$ (тип 46000) и $\alpha = 36^\circ$ (тип 66000). Радиальная грузоподъемность этих подшипников больше, чем радиальных однорядных подшипников, на 30...40 %. Основной тип применяемых сепараторов — массивный. Подшипники выполняют неразъемными (их сборку и разборку осуществляют с нагревом наружного кольца) и разъемными со съемным наружным кольцом. Подшипники часто устанавливают по два и более в опору, что обеспечивает большую грузоподъемность опоры, способность воспринимать двусторонние осевые нагрузки, возможность выборки зазора и создания предварительного натяга. Подшипники с $\alpha > 20^\circ$ на валах, кроме коротких, устанавливают по два в опору (см. рис. 17.14, а, в, г).

Шариковый радиально-упорный двухрядный подшипник (рис. 17.5, г) предназначен для восприятия значительных радиальных, осевых и комбинированных нагрузок в условиях высоких требований к жесткости. Изготавливается с предварительным натягом (см. § 17.11).

Шариковый радиально-упорный однорядный подшипник с разъемным внутренним (или наружным) кольцом и контактом в трех или четырех точках (рис. 17.5, д) предназначен для работы при радиальных и двусторонних осевых нагрузках в условиях стесненных габаритов по оси. Радиальная грузоподъемность при четырехточечном контакте и повышенном

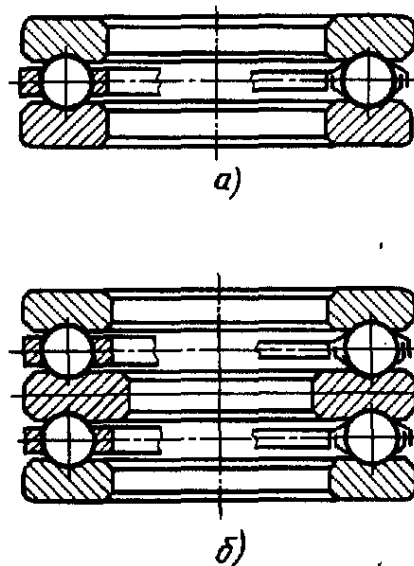


Рис. 17.6. Упорные шарикоподшипники

числе шариков выше грузоподъемности однорядных радиальных подшипников.

Шариковый упорный подшипник (рис. 17.6, а) предназначен для восприятия односторонних осевых нагрузок. Удовлетворительно работает при низких и средних частотах вращения, когда скорость на валу не более 5...10 м/с (верхние значения — для подшипников легких серий средних размеров). При высоких частотах вращения подшипник работает плохо вследствие центробежных сил и гироскопических моментов, действующих на шарики. На горизонтальных валах он работает хуже, чем на вертикальных, и требует хорошей регулировки или постоянного поджатия колец пружинами.

Диаметр шарика $D_w \approx 0,375(D - d)$.

Число шариков $z \approx 3,56 \frac{D+d}{D-d}$. Радиус же-

лоба $\rho \approx 0,54D_w$.

Одно кольцо подшипника устанавливают на вал по посадке с натягом.

Подшипник может выполняться со сферическими подкладками-шайбами, которые компенсируют неточности изготовления деталей подшипникового узла (вследствие неизбежных толчков и вибраций неподвижное кольцо занимает положение, перпендикулярное к оси вращения вала). Однако вследствие значительного трения на опорной поверхности подшипник не может полностью самоустанавливаться за каждый оборот и компенсировать изогнутость

вала или неперпендикулярность к оси вращения опорной поверхности заплечика вала под кольцо подшипника.

Подшипник может выполняться двусторонним со средним, закрепляемым на валу кольцом, имеющим два желоба (рис. 17.6, б).

Для деталей большого диаметра (до 4 м) выполнение колец подшипников представляет большие технологические трудности; поэтому каждое кольцо иногда заменяют двумя расположенными в специальных канавках кольцами из проволоки, между которыми катятся шарики (рис. 17.5, е).

Число шариков $z \approx 2,2D_{pw}/D_w$, где D_{pw} — диаметр окружности, проходящей через центры шариков, D_w — диаметр шарика. Материал проволоки — пружинная сталь с 375...540 НВ. Толщина проволоки $\delta \approx 0,25D_w$. Дорожки качения формируют прикаткой или шлифованием с последующей прикаткой. Ширина дорожки $l = 0,2\delta$. Углы контакта шариков выбирают в радиальных подшипниках $15...35^\circ$, в радиально-упорных $35...45^\circ$, в упорных $45...60^\circ$.

Роликоподшипники. Роликовый радиальный подшипник с короткими роликами (рис. 17.7, а) предназначен для восприятия повышенных радиальных нагрузок. Грузоподъемность его на несколько десятков процентов выше грузоподъемности однорядного радиального шарикового. Подшипник легко разбирается в осевом направлении, допускает некоторое осевое взаимное смещение колец, а потому удобен в случае больших температурных деформаций валов при необходимости осевой самостановки валов, например валов, несущих шевронные зубчатые колеса. Выполняются со штампованным (рис. 17.7, з) или, при повышенных частотах вращения, с массивным (рис. 17.7, ж, и, к) сепаратором.

Кроме подшипников основного типа с бортами на внутреннем кольце, применяют подшипники с бортами на наружном кольце. При необходимости осевой фиксации валов в одном направлении применяют подшипники с дополнительным бортом

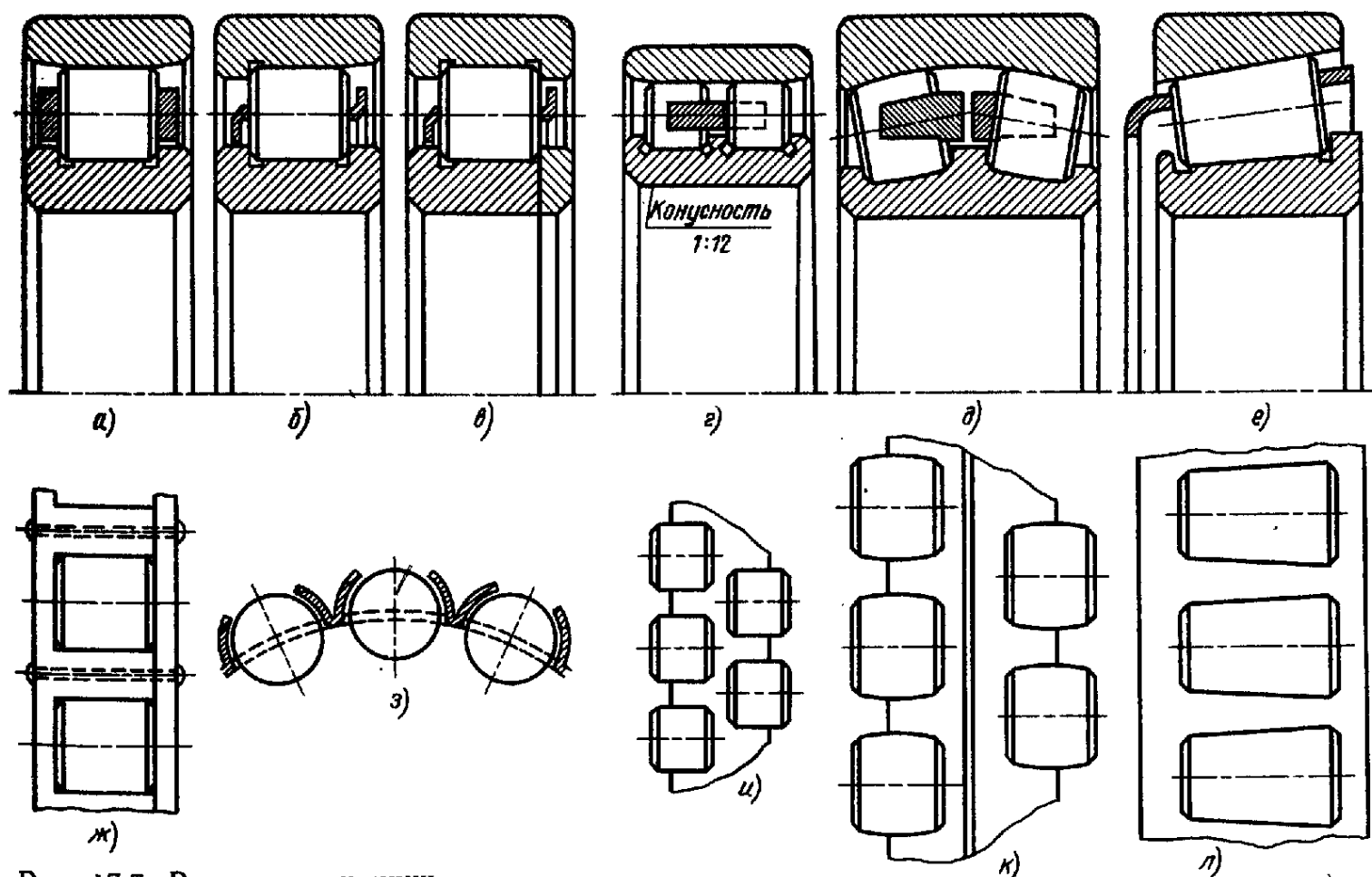


Рис. 17.7. Роликоподшипники

(рис. 17.7, б) или с упорной шайбой. При необходимости осевой фиксации в двух направлениях применяют конструкции с дополнительным бортом и с упорной шайбой (рис. 17.7, в).

Двухрядный радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами и коническим отверстием (рис. 17.7, г) применяют для быстроходных валов, требующих точного вращения (в основном для шпинделей металлорежущих станков). Подшипник изготовляют особо легкой серии. Длину роликов выбирают равной диаметру; ролики располагают в шахматном порядке. Сепаратор — массивный бронзовый.

Высокая точность подшипника в работе достигается благодаря технологичности конструкции, возможности регулирования зазора путем распора внутреннего кольца и высокой жесткости, связанной с большим числом тел качения. Быстроходность достигается рациональной формой тел качения, высокой точностью и совершенной конструкцией сепаратора.

Роликовый радиальный двухрядный сферический подшипник (см. рис. 17.7, д) предназначен для восприятия особо больших радиальных нагрузок при возможности значительных ($0,5...2,5^\circ$) перекосов колец, но очень чувствителен к осевым нагрузкам. Дорожка качения наружного кольца выполнена по сферической поверхности. Ролики имеют форму несимметричной или симметричной бочки. Средний бортик внутреннего кольца может быть выполнен плавающим. Подшипники обладают высокими эксплуатационными показателями, но технологически наиболее сложны.

Роликовый радиально-упорный конический подшипник (рис. 17.7, е) предназначен для восприятия совместно действующих радиальных и односторонних осевых нагрузок при средних скоростях (обычно до 15 м/с на валу).

Радиальная грузоподъемность значительно выше, чем у радиального однорядного шарикоподшипника. Этот подшипник имеет весьма широкое применение в маши-

ностроении. Отличается удобством сборки, разборки и регулировки зазоров.

Для обеспечения чистого качения вершины конических поверхностей дорожек качения колец и роликов должны совпадать. Роликам во избежание осевых перемещений сообщают направление по торцовой поверхности со стороны большого диаметра. Угол контакта (половина угла при вершине конуса дорожки качения наружного кольца) $\alpha = 10...16^\circ$. Подшипники, предназначенные для восприятия особо больших осевых нагрузок, выполняют с углом контакта около $20...30^\circ$. Угол конусности роликов обычно $1,5...2^\circ$.

Современные конические и цилиндрические роликоподшипники выполняют с роликами, имеющими небольшую выпуклость (бомбину). Стрелку выпуклости выбирают из условия, чтобы при напряжении по Герцу ~ 2000 МПа эллиптическая площадка контакта распространялась на всю длину ролика, чтобы эффект меньшего влияния перекосов осей распространялся на широкий диапазон условий эксплуатации. При этом ресурс повышается в 1,5...2 раза и более. Применяют и другие модификации профиля.

Подшипники, как правило, выполняют с чашечными штампованными сепараторами.

При особо больших радиальных нагрузках (например, в прокатных станах) применяют многорядные конические роликоподшипники, способные воспринимать двусторонние осевые нагрузки. Подшипники особо чувствительны к перекосу осей.

Весьма совершенными являются сфероконические подшипники с коническими бочкообразными роликами. Характерными особенностями этих подшипников являются способность воспринимать большие нагрузки и самоустанавливаемость. Применяются в наиболее ответственных конструкциях, в буровых установках и в гидротурбинах. Однако в изготовлении они сложнее, чем другие подшипники.

Упорный роликоподшипник предназначен для восприятия больших

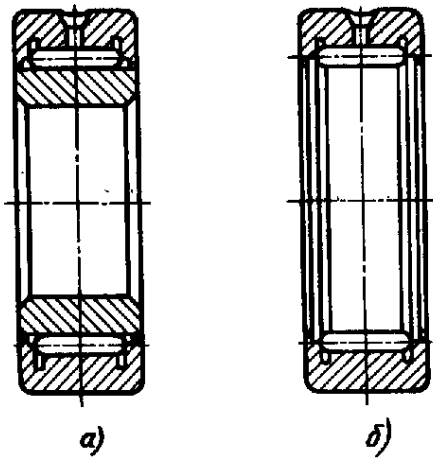


Рис. 17.8. Подшипники игольчатые

осевых нагрузок при небольших частотах вращения. Подшипник во избежание вредного скольжения, связанного с формой, выполняют с короткими цилиндрическими роликами (по одному или по два в каждом гнезде сепаратора) или с коническими роликами.

Игольчатый роликоподшипник (рис. 17.8, а и б) применяют при очень стесненных радиальных габаритах и при скоростях на валу¹ до 5 м/с, а также при качательных движениях (поршневые пальцы, муфты карданных валов). Обладает высокой радиальной грузоподъемностью, но осевых нагрузок не воспринимает. Иглы имеют диаметр 1,6...6 мм и длину, в 4...10 раз превосходящую диаметр. Иглы устанавливают без сепаратора или с сепаратором, иногда с направляющими роликами, имеющими меньший диаметр. Подшипник обычно работает в режимах качения в нагруженной зоне и скольжения в неагруженной. В связи с этим он имеет повышенный коэффициент трения. Долговечность игл относительно невысока; после длительной работы иглы получают огранку.

Для максимального уменьшения радиальных габаритов широко применяют комплект игл в сепараторе без колец или с одним кольцом (рис. 17.8, б). Поверхности вала или корпуса под иглы должны

быть закалены до высокой твердости, отшлифованы и отполированы.

Стоимость подшипников зависит от их размера, класса точности, сложности конструкции, типа сепаратора, массовости выпуска. Если стоимость радиальных одиорядных шарикоподшипников условно принять за единицу, то подшипники сферические того же диаметра имеют примерно ту же стоимость; упорные шарикоподшипники на 12...15 % дешевле; радиально-упорные подшипники с латунным сепаратором из-за стоимости сепаратора и ограниченного выпуска в 2...2,5 раза дороже; конические роликоподшипники на 30...75 % дороже; цилиндрические роликоподшипники со стальным сепаратором в связи с малым выпуском в 1,2...1,6 раза дороже; сферические роликоподшипники дороже более чем в два раза.

Соотношения стоимостей подшипников, отнесенные к динамической грузоподъемности, иные: самыми дешевыми оказываются конические роликоподшипники, наиболее резко стоимость растет с классом точности.

Общие тенденции развития конструкций и применения подшипников следующие:

1) расширение применения радиально-упорных подшипников, что связано с повышением частот вращения валов и с плохой работой шариковых и роликовых подпятников при больших скоростях;

2) расширение применения роликовых подшипников, что связано с общим повышением точности изготовления и жесткости машин;

3) расширение применения подшипников качения в специальных областях благодаря выпуску антимагнитных, антикоррозионных, жаростойких, малошумных и других подшипников;

4) облегчение эксплуатации и встраиваемости подшипников в машины выпуском подшипников герметизированных, самосмазывающихся, с уплотнениями, с упорными бортами и др.;

5) изготовление подшипниковой промышленностью целых подшипниковых узлов.

¹ Наиболее совершенные игольчатые подшипники высокой точности (разноразмерность игл ± 1 мкм) с сепаратором допускают скорости на валу до 20 м/с.

Материалы, применяемые для изготовления подшипников. Основными материалами для колец и тел качения подшипников являются шарикоподшипниковые высокоуглеродистые хромистые стали ШХ15 и ШХ15СГ. Число в обозначении марки указывает на среднее содержание хрома в десятых долях процента. Среднее содержание углерода 1...1,1 %. Сталь ШХ15СГ содержит дополнительно кремний и марганец.

Широко применяют также цементуемые легированные стали 18ХГТ и 20Х2Н4А.

Твердость колец и роликов (кроме витых) обычно 60...65 HRC₃, шариков 62...66 HRC₃.

Для работы в условиях высоких температур применяют теплостойкие стали ЭИ347Ш и др.; при требовании немагнитности — бериллиевую бронзу.

Сепараторы массовых подшипников изготавливают из мягкой углеродистой стали методом штамповки; для высокоскоростных подшипников применяют массивные сепараторы из антифрикционных бронз, анодированного дюралюминия, металлокерамики, текстолита, полиамидов и др. пластмасс.

В условиях ударных нагрузок и высоких требований к бесшумности работы начинают применять тела качения из пластмасс. При этом резко снижаются требования к твердости колец и их можно изготавливать из легких сплавов.

§ 17.3. ТОЧНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ

Точность подшипников качения определяется: а) точностью основных размеров деталей подшипников; б) точностью вращения.

Точность основных размеров деталей подшипников определяется отклонениями по внутреннему и наружному диаметрам и ширине колец, а для радиально-упорных подшипников также по общей монтажной высоте. Основное значение имеют отклонения по внутреннему и наружному диа-

метрам, которые определяют характер посадок.

Точность вращения подшипников характеризуется радиальными и боковыми биениями дорожек качения, биениями торцов внутреннего и наружного колец. Наибольшее значение имеет точность вращения вращающегося кольца, т. е. в большинстве случаев внутреннего. Биения вращающегося кольца непосредственно передаются на вал.

Биения обычно измеряют индикаторами часового типа при медленном проворачивании колец.

Подшипники качения в СССР выпускают следующих классов точности в порядке повышения точности: 0, 6, 5, 4, 2. Для иллюстрации соотношения точности подшипников разных классов ниже приведены максимальные величины радиальных биений внутренних колец подшипников диаметром 50...80 мм:

класс точности	0	6	5	4	2
биение, мкм	20	10	5	4	2,5

При повышении классов точности стоимость подшипников существенно возрастает.

Для большинства валов и осей общего назначения применяют подшипники класса точности 0.

Подшипники более высоких классов точности применяют для валов, требующих точного вращения в связи с назначением машины, например шпинделей металлорежущих станков, валов и осей приборов, или в связи с особо высокими частотами вращения.

Понижение шероховатости поверхности дорожек и тел качения из диапазона $Ra = 0,32...0,16$ мкм (9-й класс) в диапазон $Ra = 0,16...0,08$ мкм (10-й класс), по данным ВНИИПП, повышает ресурс подшипников более чем в 2 раза, а из диапазона $Ra = 0,16...0,008$ мкм в диапазон $Ra = 0,08...0,04$ мкм (11-й класс) — на 40 %.

Допустимая шероховатость поверхности тел и дорожек качения назначается $Ra 0,08...0,04$ мкм по ГОСТ 2789—73 *.

§ 17.4. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Силы на тела качения при радиальной нагрузке подшипника распределяются неравномерно (рис. 17.9). В восприятии нагрузки участвуют только тела качения, расположенные на дуге, не превышающей 180° (нагруженная зона). Наиболее нагруженным является шарик или ролик, расположенный по направлению действия силы на подшипник.

Задача распределения сил между телами качения является статически неопределимой.

Тела качения, расположенные симметрично относительно плоскости действия силы, нагружены одинаково. Обозначим силу на наиболее нагруженное тело качения через F_0 ; на тело, расположенное по отношению к плоскости нагрузки под углом γ (равным угловому шагу), — через F_1 , под углом 2γ — через F_2 , под углом $n\gamma$ — через F_n , где n — половина тел качения в нагруженной зоне.

Предполагаем для простоты, что тела качения располагаются симметрично относительно плоскости нагрузки.

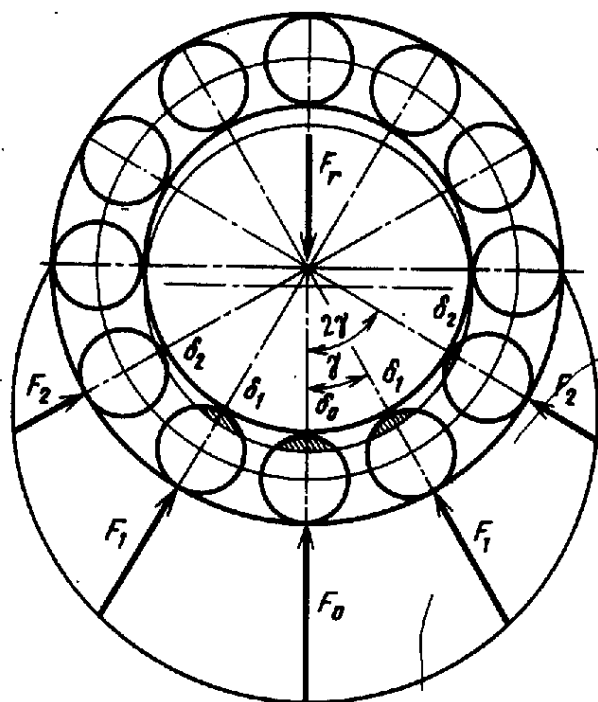


Рис. 17.9. Схема распределения сил между телами качения

Условие равновесия внутреннего кольца, нагруженного радиальной силой F_r :

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma.$$

В дополнение к уравнению статики используем уравнение перемещений. Пренебрегая изгибом колец и предполагая отсутствие радиального зазора в подшипнике, можно принять, что сближение тел качения и колец равны соответствующим проекциям полного смещения кольца δ_0 , т. е.

$$\delta_1 = \delta_0 \cos \gamma; \quad \delta_2 = \delta_0 \cos 2\gamma; \quad \delta_i = \delta_0 \cos i\gamma,$$

где i — номер тела качения.

Для шарикоподшипников зависимость между сближением δ шариков и колец и сжимающей нагрузкой F , как следует из задачи теории упругости о сжатии упругих тел,

$$\delta = cF^{2/3},$$

где c — коэффициент пропорциональности.

Нелинейный характер зависимости объясняется ростом площадки контакта с ростом силы.

Выражая в уравнениях перемещений сближения через силы, можно написать:

$$F_1 = F_0 \cos^{3/2} \gamma; \quad F_2 = F_0 \cos^{3/2} 2\gamma, \quad \dots, \quad F_i = F_0 \cos^{3/2} i\gamma.$$

Подставив эти зависимости в уравнение равновесия, получим

$$F_r = F_0 \left(1 + 2 \sum_1^n \cos^{5/2} i\gamma \right).$$

Отсюда определяем F_0 , причем одновременно умножаем числитель и знаменатель правой части на z и вводим обозначение

$$k = \frac{z}{1 + 2 \sum_1^n \cos^{5/2} i\gamma},$$

тогда

$$F_0 = kF_r/z,$$

где z — общее число тел качения.

Для подшипников с числом шариков $z=10\ldots 20$ $k=4,37 \pm 0,01$.

В подшипниках, эксплуатируемых в обычных условиях с зазором, в работе принимают участие шарики на дуге, меньшей 180° , и наиболее нагруженный шарик сжимается силой, большей примерно на 10 %, чем сила по этому расчету. В соответствии с этим для однорядных шарикоподшипников принимают $k=5$ и $F_0 = 5F_r/z$.

В сферических двухрядных шарикоподшипниках с учетом некоторой неравномерности распределения сил между рядами силу на наиболее нагруженный шарик оценивают $F_0 = 6F_r/(z \cos \alpha)$, где α — угол наклона линии контакта, z — число шариков в обоих рядах.

Для роликоподшипников задача решается также, только зависимость между сближениями роликов и колец и сжимающей нагрузкой приближенно принимается линейной $\delta = c_1 F$ (где c_1 — коэффициент).

По аналогии с шарикоподшипниками для роликоподшипников наибольшая сила $F_0 = kF_r/z$.

Для роликоподшипников с $z=10\ldots 20$ среднее значение $k \approx 4$.

Учитывая влияние зазора для расчета, принимают $k=4,6$.

Для двухрядных роликоподшипников с учетом неравномерного распределения сил между рядами принимают $k=5,2$.

В радиально-упорных подшипниках при радиальной нагрузке силы на шарики и ролики больше, чем в радиальных, в отношении $1/\cos \alpha$, где α — угол контакта шариков или роликов и колец.

Распределение нагрузки между телами качения может быть несколько выравнено упругими деформациями корпусов. Отверстие должно принимать форму эллиптического цилиндра, вытянутого в направлении нагрузки. Это возможно при проектировании букс железнодорожного подвижного состава.

Осевая сила при точном изготовлении и отсутствии взаимного перекоса колец распределяется между телами качения равномерно.

§ 17.5. КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ

В шарикоподшипниках начальный контакт между шариками и кольцами происходит в точке. После приложения нагрузки контакт происходит по небольшой площадке эллиптической формы¹.

Контактные напряжения определяют по зависимостям контактной задачи теории упругости (формулам Герца).

Наибольшее контактное напряжение (МПа) в центре площадки контакта шарика и внутреннего кольца (рис. 17.10, а):

$$\sigma_H = m \sqrt[3]{FE^2 \left(\frac{2}{D_w} - \frac{1}{\rho_i} \right)^2},$$

где F — нагрузка на шарик, Н; E — модуль упругости материала, МПа; m — коэффициент, определяемый по графику (см. рис. 9.2),

¹ В действительности из-за микронеровностей обработки форма площади контакта существенно искажается и площадь ее меньше теоретической.

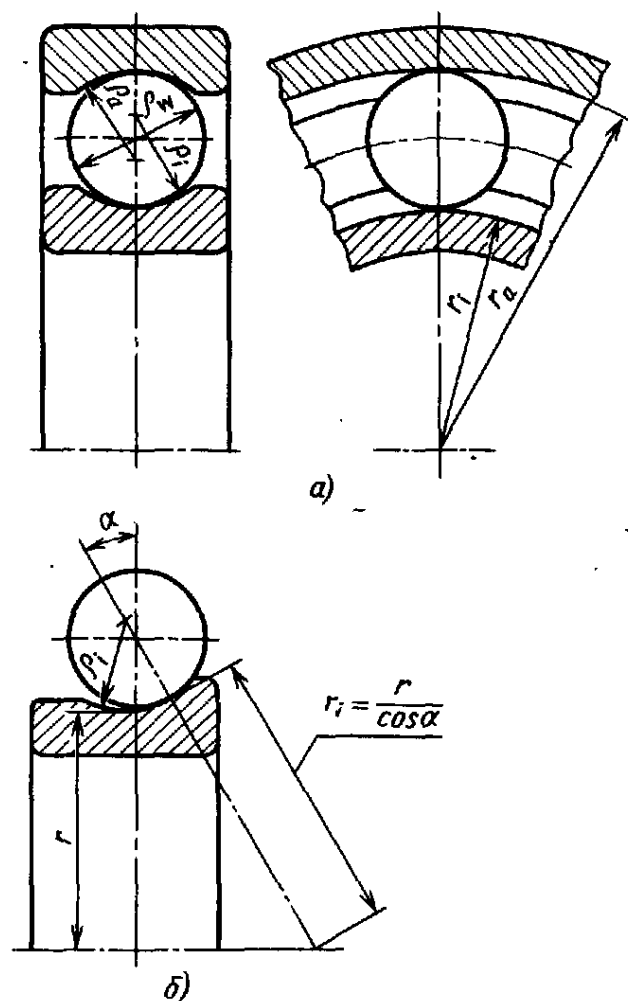


Рис. 17.10. Расчетная схема для определения контактных напряжений в шарикоподшипниках:

а — радиальном; б — радиально-упорном

зависит от отношения приведенных главных кривизн:

$$\frac{A}{B} = \frac{\frac{2}{D_w} - \frac{1}{r_i}}{\frac{2}{D_w} + \frac{1}{r_i}},$$

где D_w — диаметр шарика, мм; r_i — радиус внутреннего кольца, мм; r_i — радиус профиля желоба внутреннего кольца, мм.

Для определения наибольших контактных напряжений между шариком и наружным кольцом нужно вместо r_i подставить r_a , а вместо r_i подставить $-r_a$ (знак минус потому, что касание внутреннее). Для радиально-упорных подшипников (рис. 17.10, б) под r_i и r_a понимают радиусы кривизны, равные радиусам качения, деленным на $\cos \alpha$, где α — угол контакта шариков.

Пользуясь приближенным подобием подшипников качения и выразив радиусы колец через D_w , можно получить приближенные формулы для наибольших контактных напряжений в подшипниках. В радиальных однорядных шарикоподшипниках при радиальной нагрузке

$$\sigma_H \approx 1800 \sqrt[3]{\frac{F_r}{zD_w^2}},$$

где F_r — радиальная нагрузка на подшипник, Н.

В роликоподшипниках начальный контакт между роликами и кольцами происходит по линии, после приложения нагрузки — по узкой полоске.

Наибольшее контактное напряжение между роликом и внутренним кольцом

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{FE}{L_{wt}} \left(\frac{2}{D_{wt}} + \frac{1}{r_i} \right)},$$

где D_{wt} и L_{wt} — диаметр и эффективная длина ролика, мм.

При определении наибольших контактных напряжений между роликом и наружным кольцом вместо r_i подставляют r_a (со знаком минус).

Для конических роликоподшипников под радиусами r_i , r_a и $D_{wt}/2$ понимают средние радиусы кривизны, равные радиусам контактирующих тел на половине длины ролика, деленным на косинус угла наклона соответствующего конуса.

Приблизленно наибольшие контактные напряжения в радиальном роликоподшипнике с короткими цилиндрическими роликами

$$\sigma_H = 600 \sqrt[3]{\frac{F_r}{zD_w L_w}}.$$

Наибольшие допускаемые контактные напряжения для подшипниковых сталей в условиях начального касания в точке принимают

до 5000 МПа, а в условиях начального касания по линии — до 3000 МПа.

Приведенные приближенные формулы наглядно показывают, что допускаемая статическая нагрузка при $\sigma = [\sigma]$ на шарикоподшипник пропорциональна zD_w^2 , а на роликоподшипник пропорциональна $zD_{wt}L_{wt}$.

§ 17.6. КИНЕМАТИКА ПОДШИПНИКОВ

Знание кинематики подшипников важно для изучения их динамики (силовых воздействий на тела качения), для расчета на долговечность (определение числа циклов нагружений) и, наконец, для изучения работы сепаратора.

С кинематической точки зрения подшипник качения представляет собой планетарный механизм.

Скорости элементов подшипников удобно определять, пользуясь теоремой Виллиса, основанной на сведении планетарного механизма к непланетарному. Это, как известно, достигается остановкой водила (в подшипниках сепаратора) и сообщением всем звеньям механизма скорости, равной по величине и противоположной по знаку скорости водила (сепаратора).

Частота вращения в минуту сепаратора при вращающемся внутреннем кольце (рис. 17.11)

$$n_{pw} = \frac{n_i}{2} \left(1 - \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right);$$

то же, при вращающемся наружном кольце

$$n_{pw} = \frac{n_a}{2} \left(1 + \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right),$$

где n_i и n_a — частоты вращения внутреннего и соответственно наружного кольца, об/мин; D_w — диаметр тела качения; D_{pw} — диаметр ок-

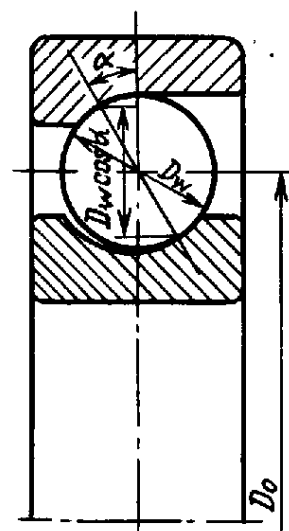


Рис. 17.11. Кинематическая схема шарикоподшипника (D_0 — распространенное обозначение D_{pw})

ружности, проходящей через центры тел качения; α — угол контакта тел качения с кольцами (для радиальных подшипников равен нулю).

Эти формулы показывают, что частота вращения сепаратора зависит от диаметра тел качения. Таким образом, в подшипниках с телами качения, нагруженными по всей окружности (при осевой нагрузке или предварительном натяге), разница диаметров тел качения в пределах допуска должна приводить к повышенному износу сепаратора из-за набега части тел качения на сепаратор и отставания другой части.

Частота вращения тел качения относительно сепараторов в нагруженной зоне подшипника

$$n_w = \frac{n}{2} \left(\frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{D_w \cos^2 \alpha}{D_{pw}} \right),$$

где n — частота вращения вращающегося кольца (внутреннего или наружного), мин^{-1} .

Число циклов повторных нагружений в минуту опасной точки дорожки качения невращающегося кольца равно частоте вращения в минуту сепаратора n_{pw} , умноженной на число тел качения z , т. е. $n_{pw}z$.

Здесь и ниже принято, что направление нагрузки постоянно. Число циклов повторных нагружений в минуту каждой точки на дорожке качения вращающегося кольца пропорционально частоте вращения сепаратора относительно рассматриваемого кольца $n - n_{pw}$, умноженной на число тел качения в нагруженной зоне φ , равное $\frac{z\varphi}{360^\circ}$, т. е. $(n - n_{pw}) \frac{z\varphi}{360}$. Для радиальных подшипников φ принимают равным 180° , для осевых 360° .

Число циклов нагружений точек (мин^{-1}) на поверхности роликов и шариков, не меняющих плоскость вращения, $2n_w \frac{\varphi}{360}$.

§ 17.7. ПРИЧИНЫ ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ПОДШИПНИКОВ. КРИТЕРИИ РАСЧЕТА

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей. Перекачивание тел качения по кольцам связано с образованием в поверхностных слоях контактирующих тел знакопеременных напряжений, которые после определенного числа циклов нагружений приводят к образованию начинающихся от поверхности микротрещин. Последние расклиниваются проникающим в них смазочным материалом, что приводит к выкрашиванию. Обычно выкрашивание

начинается на дорожках качения наиболее напряженных колец, у большинства подшипников — на внутренних, а у сферических — на наружных. На шариках выкрашивание начинается в наиболее слабой по механическим свойствам зоне выхода волокон при штамповке или прокатке.

Усталостное выкрашивание является основным видом выхода из строя подшипников, работающих при значительных нагрузках в условиях хорошей изоляции от загрязнений.

Разрушение колец и тел качения. Из механических разрушений наиболее частым является скалывание бортов у роликоподшипников, связанное с перекосом колец. Значительно реже при больших динамических нагрузках наблюдается раздавливание колец шарикоподшипников, происходящее по дну желоба, или раздавливание шариков. При нормальной эксплуатации разрушение элементов подшипников не должно происходить.

Износ колец и тел качения. Многие машины работают в абразивной среде, в частности автомобили и другие транспортные машины, сельскохозяйственные машины, горные машины, строительные и дорожные машины и многие другие. Несмотря на уплотнения и фильтрацию масла, подшипники этих машин работают со значительным износом. По результатам статистического обследования из-за износа колец и тел качения подшипников тракторѳ выбраковывалось в 2,5 раза больше подшипников, чем из-за выкрашивания. Износ подшипников можно существенно уменьшить совершенствованием конструкций уплотнений и смазки.

Образование вмятин на рабочих поверхностях (бринеллирование) при динамических нагрузках и при больших статических нагрузках без вращения при качении связано с местными пластическими деформациями. При отсутствии вращения рост лунки происходит в связи с коррозией и износом от малых перемещений на площадке контакта при колебаниях, а при вращении — в связи с ударами и развальцовкой.

Опасность образования вмятин существенна в транспортных машинах, в которых возможны большие мгновенные динамические нагрузки и существенные нагрузки без вращения.

Кроме рассмотренных видов повреждения тел качения и колец, наблюдаются также: наволакивание на тела качения металла сепаратора; отпуск тел качения и колец в связи с недопустимым повышением температуры; шелушение, связанное с местными дефектами материала; коррозия, связанная с прохождением электрического тока, и т. д.

Значительный процент выхода из строя подшипников качения, особенно быстроходных, связан с разрушением сепараторов.

Разрушение сепараторов вызывается центробежными силами и воздействием на сепаратор тел качения. Воздействия на сепаратор тел качения особенно существенны в подшипниках, работающих с осевой нагрузкой или с предварительным натягом, когда нагружены все тела качения в подшипнике. Тогда тела качения, имея неодинаковый в пределах допуска диаметр, вращаются вокруг оси вала с неодинаковой скоростью, оказывают на сепаратор силовые воздействия, изнашивают его и сами испытывают автоколебания, связанные с неизбежным проскальзыванием. Разница в скоростях тел качения возникает также в результате перекосов осей колец.

Клепанные штампованные сепараторы разрушаются по сечениям, ослабленным заклепками, или по переходным сечениям, подсеченным штампами. Массивные сепараторы разрушаются после износа по перемычкам или по ослабленным сечениям. Возможны отказы подшипников из-за отказов смазки (подшипники с замкнутым объемом смазки и др.).

Внешними признаками выбраковки подшипников обычно являются: потеря точности вращения, повышенный шум, силь-

ное повышение сопротивления вращению, нагрев.

Подшипники рассчитывают по критерию выносливости и по критерию статической грузоподъемности (на отсутствие вмятин).

§ 17.8. РАСЧЕТ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Подшипники качения не могут служить неограниченно долго, даже если они достаточно хорошо предохранены от износа и коррозии. Критерием их работоспособности в этих случаях является усталостное выкрашивание поверхностных слоев. Подшипники качения являются первой группой деталей, для которых был введен расчет на долговечность.

На основе данных многих экспериментальных работ была установлена следующая зависимость между ресурсом — суммарным числом миллионов оборотов до появления признаков усталости — и эквивалентной нагрузкой P_r :

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p;$$

здесь p — показатель степени, равной в соответствии с результатами экспериментов для шарикоподшипников 3, а для роликоподшипников 10/3; C_r — динамическая грузоподъемность — постоянная радиальная нагрузка (а для упорных и упорно-радиальных подшипников осевая нагрузка), которую подшипник может выдержать в течение 10^6 оборотов при вероятности безотказной работы 90 %; a_1 и a_{23} — коэффициенты.

Приведенная зависимость представляет собой уравнение наклонной ветви кривой усталости. Горизонтальная ветвь кривой усталости в рабочем диапазоне циклов нагружений не обнаруживается. Расчетная зависимость справедлива при $P_r \leq 0,5 C_r$.

Значения коэффициента a_1 , вводимого при необходимости повышенной надежности:

Надежность (или доля подшипников, на которых распространяется гарантийный ресурс)	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
Коэффициент a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

a_{23} — коэффициент, учитывающий качество металла подшипника и условия эксплуатации.

Рекомендуются три вида расчетных условий:

- 1) обычные условия;
- 2) отсутствие повышенных перекосов и наличие масляной пленки в контактах;
- 3) то же, при изготовлении колец и тел качения из электрошлаковой или вакуумной сталей.

Значения коэффициента a_{23} для условий:

	1	2	3
Шарикоподшипники (кроме сферических)	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
Роликподшипники цилиндрические и шарикоподшипники сферические	0,5...0,6	0,8	1,0...1,2
Роликподшипники конические	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
Роликподшипники сферические	0,3...0,4	0,6	0,8...1,0

По ИСО качество металла и условия эксплуатации учитываются самостоятельными коэффициентами a_2 и a_3 , где $a_2 a_3 = a_{23}$.

Подшипники качения одного типоразмера, как и все детали, работающие на усталость, имеют существенно различный ресурс.

Рассеяние ресурса подшипников значительно больше, чем образцов, ввиду того что подшипники состоят из многих деталей, которые к тому же термически обработаны до высокой твердости.

Кроме того, рассеяние размеров и шероховатости поверхности может существенно изменить напряжения. Рассеяние ресурса, т. е. отношение наработки до отказа наиболее стойких подшипников к наработке наименее стойких, при форсированных испытаниях около 20, а в эксплуатации доходит до 30 и более в зависимости от нагрузки.

При расчете или подборе подшипников принято за расчетный или так называемый гарантированный ресурс принимать такое число часов работы, которое выдерживают 90 % всех подшипников, т. е. 10 % подобных по существующим нормам подшипников могут простоять в машине меньше требуемого (расчетного) срока. Однако

средний ресурс в 3...5 раз превышает расчетный, а максимальный еще в несколько раз превышает средний.

Таким образом, большая часть подшипников имеет ресурс, значительно больший, чем гарантированный. То, что 10 % подшипников могут быть выбракованы несколько раньше срока, существенного значения не имеет. Фактически выбраковывают значительно меньше подшипников, так как большинство подшипников в машинах недогружены.

Несущая способность подшипников, определяемая выносливостью, пропорциональна статической с поправками, учитывающими специфику усталости. Статическая несущая способность подшипников качения по Герцу пропорциональна квадрату диаметра шариков или произведению диаметра роликов на их рабочую длину, а также пропорциональна числу тел качения. При оценке несущей способности по выносливости для шарикоподшипников вводят масштабный фактор в форме понижения показателя степени при диаметре шарика.

Увеличение числа тел качения вместе с увеличением статической грузоподъемности одновременно увеличивает число циклов нагружений, которое понижает грузоподъемность по выносливости пропорционально $z^{1/3}$, где z — число тел качения в каждом ряду. Следовательно, увеличение числа тел качения повышает грузоподъемность по выносливости пропорционально $z^{2/3}$.

Выражение для динамической грузоподъемности C_r может быть представлено для шарикоподшипников в следующем виде:

$$\begin{aligned} \text{при } D_w \leq 25,4 \text{ мм } C_r &= f_0 (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} D_w^{1,8}, \\ \text{при } D_w > 25,4 \text{ мм } C_r &= 3,65 f_0 (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} D_w^{1,4}, \end{aligned}$$

Продолжение табл. 17.1

Тип подшипника	Угол контакта $\alpha, ^\circ$	Относительная нагрузка $\frac{F_a}{C_{0r}}$	Однорядные подшипники				Двухрядные подшипники				e
			$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Роликовые конические	—	—	1	0	0,4	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,45 \operatorname{ctg} \alpha$	0,67	$0,67 \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$
Шариковые упорно-радиальные	45	—	—	—	0,66	1	1,18	0,59	0,66	1	1,25
	60				0,92	1	1,90	0,54	0,92	1	2,17
	75				1,66	1	3,89	0,52	1,66	1	4,67
Роликовые упорно-радиальные	—	—	—	—	$\operatorname{tg} \alpha$	1	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	0,67	$\operatorname{tg} \alpha$	1	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$

Примечание. Для упорно-радиальных подшипников $V=1$.

вающий динамическую нагрузку (табл. 17.2); K_T — температурный коэффициент, вводимый только при повышенной рабочей температуре $t > 100^\circ \text{C}$.

Значения K_T в зависимости от рабочей температуры для подшипников из стали¹ ШХ15:

¹ Предпочтительнее в этих условиях применять подшипники из теплоустойчивых сталей.

$t, ^\circ \text{C}$	125	150	200
K_T	1,05	1,1	1,25

Расчетная зависимость эквивалентной нагрузки P от радиальной F_r и осевой F_a учитывает изменение углов контакта и числа шариков, принимающих участие в восприятии нагрузки. Поэтому коэффициенты X и Y зависят от отношения составляющих F_a/VF_r и их уровня, который задается

17.2. Значения коэффициентов безопасности K_6

Вид нагружения	K_6	Области применения
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Кинематические и ручные приводы. Ролики ленточных конвейеров. Приводы управления. Передачи трением
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125 % номинальной нагрузки	1,0...1,2	Точные зубчатые передачи. Станки с вращательным главным движением. Электродвигатели малой и средней мощности
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки до 150 %	1,3...1,5	Зубчатые передачи. Редукторы. Коробки передач автомобилей и тракторов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы кранов
То же, в условиях повышенной надежности	1,5...1,8	Центрифуги и сепараторы. Буксы и тяговые двигатели электровозов. Механизмы и ходовые колеса кранов и дорожных машин. Строгальные и долбежные станки. Мощные электрические машины
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями, перегрузки до 200 %	1,8...2,5	Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Валки и адьюстаж прокатных станов
Нагрузки с сильными ударами, перегрузки до 300 %	2,5...3	Тяжелые ковочные машины. Лесопилочные рамы. Валки и роликовые конвейеры крупносортовых станов, блюмингов и слябингов

отношением осевой составляющей F_a к статической грузоподъемности F_a/C_{0r} (см. табл. 17.1).

Зависимость для P дается в простой форме, аппроксимирующей действительную сложную зависимость.

Из-за радиального зазора в подшипнике при отсутствии осевой нагрузки имеет место повышенная неравномерность нагружения тел качения. С увеличением осевой нагрузки при постоянной радиальной происходит выборка зазора, увеличивается рабочая дуга в подшипнике и нагрузка на тела качения распределяется равномернее. До некоторого значения $F_a/VF_r = e$ (e — параметр осевого нагружения) это компенсирует в однорядных подшипниках увеличение общей нагрузки на подшипник с ростом осевой нагрузки F_a . Поэтому значения X и Y различны при F_a/VF_r , большем и меньшем e (табл. 17.1), а в однорядных подшипниках при $F_a/VF_r \leq e$ ведут расчет на действие как бы одной радиальной нагрузки, т. е. принимают $x=1$ и $Y=0$.

Эквивалентная нагрузка для подшипников с короткими цилиндрическими роликами

$$P_r = VF_r K_6 K_T.$$

Эквивалентная осевая нагрузка для упорных подшипников

$$P_a = F_a K_6 K_T.$$

Эквивалентная осевая нагрузка для упорно-радиальных подшипников

$$P_a = (XF_r + YF_a) K_6 K_T.$$

При расчете радиально-упорных подшипников необходимо учитывать, что в них при радиальном нагружении и отсутствии осевого зазора и натяга возникает осевая сила, принимаемая для шарикоподшипников $S = eF_r$, а для роликоподшипников $S = 0,83eF_r$, где коэффициент 0,83 связан у них с другим законом распределения нагрузки между телами качения.

Для роликоподшипников и радиально-упорных шарикоподшипников с углом кон-

такта $\alpha \geq 18^\circ$ значения e берут из табл. 17.1. Для шарикоподшипников с углом контакта α , равным 12 и 15° , величину e , используемую для определения силы S , находят по графику (рис. 17.12) в зависимости от отношения F_r/C_{0r} .

За расчетную осевую нагрузку радиально-упорного подшипника при отсутствии внешней осевой нагрузки на вал принимают осевую составляющую радиальной нагрузки другого подшипника, если она больше осевой составляющей рассчитываемого подшипника.

При действии на вал осевой нагрузки F_a , передаваемой на подшипник A , расчетная осевая нагрузка подшипника $F_A = F_a + S_B \geq S_A$, где S_A и S_B — осевые составляющие радиальных нагрузок рассчитываемого подшипника A и подшипника B .

Минимальное значение осевой нагрузки на подшипник сохраняется равным осевой составляющей его радиальной нагрузки, которая в расчетах не учитывается, так как всегда присутствует при испытаниях.

Осевая нагрузка в цилиндрических роликоподшипниках с бортиками воспринимается торцами роликов в условиях трения скольжения. Допускаемую осевую нагрузку выбирают пропорциональной допускаемой статической нагрузке и понижают с увеличением частоты вращения.

Для подшипников узких и нормальных серий 100, 200, 300, 400

$$F_a = K_A C_{0r} [1,75 - 0,125n K_B (D - d)].$$

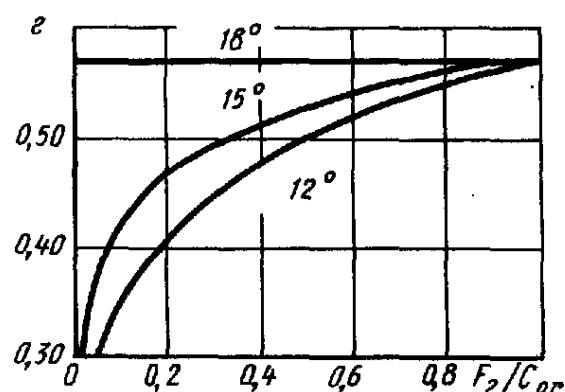


Рис. 17.12. График для определения коэффициента e в зависимости от F_r/C_{0r} и угла α

17.3. Значения коэффициента K_A

Нагрузка	Температура	Смазочный материал	K_A
Изменяющаяся	Умеренная	Пластичный	0,2
Непродолжительная	Низкая	Жидкий	1
Случайная		Пластичный	2

То же, для подшипников широких* серий 500, 600

$$F_a = K_A C_{0r} [1,16 - 0,08n K_B (D - d)],$$

где C_{0r} — статическая грузоподъемность, Н; n — наибольшая частота вращения, мин^{-1} ; D и d — наружный и внутренний диаметры подшипников, мм; K_A и K_B — коэффициенты. Значения коэффициента K_A приведены в табл. 17.3.

Значения коэффициента K_B для подшипников размерных серий указаны ниже:

Особо легкие и легкие серии 100, 200, 500	$8,5 \cdot 10^{-5}$
Средние серии 300, 600	$7 \cdot 10^{-5}$
Тяжелые серии 400	$6 \cdot 10^{-5}$

Подбор подшипников качения осуществляют по динамической грузоподъемности C_r , которая приведена в каталогах (с 1984 г. в Н, ранее в кгс).

Требуемая динамическая грузоподъемность, Н,

$$C_r = \left(\frac{L_{na}}{a_1 a_{23}} \right)^{1/p} P_r;$$

здесь $L_{na} = \frac{60nL_h}{10^6}$ — расчетный ресурс,

млн. оборотов; L_h — расчетный ресурс, ч.

Расчетный ресурс подшипников выбирают тем больше, чем больше ресурс машин, чем труднее разборка машин для смены подшипников, чем важнее бесперебойная работа.

Рекомендуемые значения расчетного ресурса L_h , ч:

Механизмы эпизодического действия 500

Механизмы, используемые в короткие периоды времени (например, подъемные краны в сборочных цехах)	≥ 4000
Механизмы, работающие с перерывами (например, конвейеры периодического действия в поточном производстве)	≥ 8000
Машины для односменной работы с ненапряженным режимом (электродвигатели, редукторы)	$\geq 12\,000$
Машины для односменной работы с напряженным режимом (вентиляторы, краны, машины общего машиностроения)	$\approx 20\,000$
Машины для круглосуточного использования (компрессоры, насосы, шахтные подъемники)	$\geq 40\,000$
То же, при тяжелом непрерывном режиме (например, энергетические установки)	$\geq 100\,000$

При комбинированных нагрузках приходится предварительно задаваться подшипником (иначе трудно определить P). Часто подшипники предварительно выбирают по конструктивным соображениям. В этих случаях расчетом определяют ресурс L_h и сравнивают его с потребным.

Предполагается, что подшипники работают при постоянном режиме.

Подшипники, работающие при переменных режимах, подбирают по эквивалентной нагрузке, под которой понимают нагрузку, вызывающую такой же эффект усталости, что и весь комплекс действующих нагрузок. Эквивалентная нагрузка с учетом обобщения приведенной выше зависимости, связывающей нагрузку и ресурс подшипника для разных режимов работы

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n}{L}},$$

где P_1, P_2, P_n — постоянная нагрузка, действующая в течение ресурса соответственно L_1, L_2, L_n (млн. оборотов); L — общий ресурс (млн. оборотов), в течение которого действуют нагрузки P_1, P_2, \dots, P_n .

Суммирование производят по числу режимов работы.

Если нагрузка на подшипник в эксплуатации изменяется по линейному закону

от P_{\min} до P_{\max} , то эквивалентная нагрузка

$$P = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3}$$

Пример. Подобрать подшипники к валу червяка. Ресурс подшипников должен быть не меньше 15 000 ч при 90 %-ной вероятности безотказной работы. Червячная передача работает при постоянном режиме. Частота вращения вала $n = 725 \text{ мин}^{-1}$, направление вращения неизвестно, может быть любым. Червяк стандартный — правый. Направление вращения вала — по часовой стрелке, если смотреть справа. Тогда силы в зацеплении на червяк направлены так, как показано на рис. 17.13.

Окружная сила на червяке $F_t = 1000 \text{ Н}$, осевая $F_a = 3000 \text{ Н}$, радиальная $F_r = 1200 \text{ Н}$. Нагрузка на вал от муфты $F_M = 200 \text{ Н}$.

Намечен диаметр вала в месте посадки подшипников — 45 мм.

Для нормальной работы червячного зацепления необходимы жесткие валы и жесткие опоры. Поэтому самый распространенный и дешевый подшипник — шариковый радиальный однорядный, который имеет небольшую жесткость в радиальном и осевом направлении, использовать нельзя. Намечаем подшипник роликовый радиально-упорный (конический) легкой узкой серии 7209. $d = 45 \text{ мм}$, $D = 85 \text{ мм}$, $T = 21 \text{ мм}$. $C_r = 50000 \text{ Н}$, $C_{0r} = 33000 \text{ Н}$, $e = 0,41$

$$\begin{aligned} Y &= 1,45 & \text{при } \frac{F_a}{VF_r} > e; \\ X &= 0,4 \\ Y &= 0 & \text{при } \frac{F_a}{VF_r} < e; \\ X &= 1 \end{aligned}$$

$K_0 = 1,2$; $K_T = 1$, $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо).

Если ресурс этого подшипника будет меньше, чем требуется, примем более грузоподъемный подшипник средней серии 7309.

Определяем радиальные реакции опор при наиболее неблагоприятном для каждой опоры

направлении силы F_M [консольная нагрузка на вал от муфты может иметь любое направление (на рис. 17.13 показана вниз): может быть направлена вверх, горизонтально, под любым углом, что зависит от погрешностей монтажа; заранее его определить нельзя].

Радиальные реакции опор:

$$\text{опоры 1} \quad F_{r1} = 1250 \text{ Н};$$

$$\text{опоры 2} \quad F_{r2} = 800 \text{ Н}.$$

Определяем затем осевые нагрузки (см. рис. 17.13).

Определяем минимальные осевые нагрузки для подшипников:

$$S_1 = 0,83eF_{r1} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 1250 = 425 \text{ Н};$$

$$S_2 = 0,83eF_{r2} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 800 = 272 \text{ Н}.$$

Из условия равновесия осевых сил $F_{a1} = F_a + S_2 = 3000 + 272 = 3272 \text{ Н}$, что больше, чем S_1 .

Следовательно, силы определены правильно. Определяем эквивалентные нагрузки.

Для опоры 1

$$\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{3272}{1 \cdot 1250} = 2,62 > e = 0,41, \text{ следовательно,}$$

$$P_1 = (XVF_{r1} + YF_{a1}) K_0 K_T = (0,41 \cdot 1250 + 1,45 \times \times 3272) 1,2 \cdot 1 = 6300 \text{ Н};$$

для опоры 2

$$P_2 = VF_{r2} K_0 K_T = 1 \cdot 800 \cdot 1,2 \cdot 1 = 960 < P_1.$$

Сравниваем полученные значения эквивалентных нагрузок. $P_{\max} = 6300 \text{ Н}$ — наиболее нагружен подшипник в опоре 1 при вращении вала по часовой стрелке. Определяем его ресурс

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_{\max}} \right)^{3,33} = \left(\frac{50\,000}{6300} \right)^{3,33} =$$

$$= 990,3 \text{ млн. оборотов};$$

$$L_{10h} = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60n} = 22\,760 \text{ ч},$$

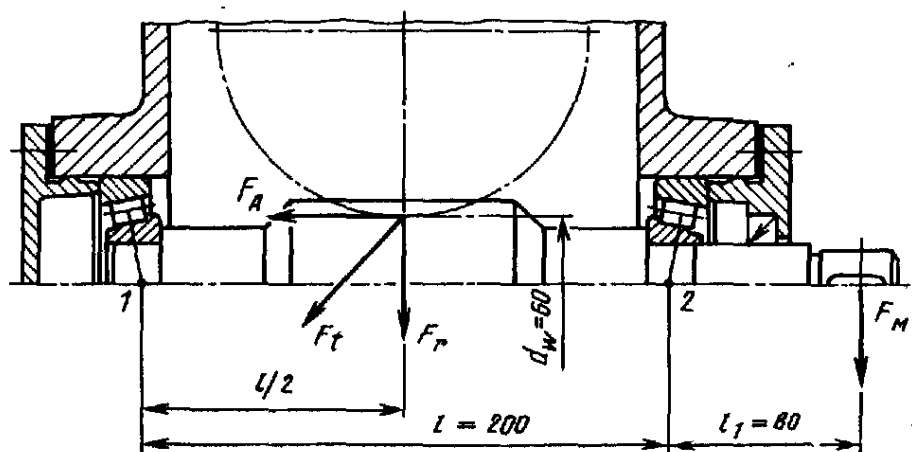


Рис. 17.13. Опоры вала червяка и расчетная схема

что больше, чем требуется. Следовательно, при ресурсе 15 000 ч вероятность безотказной работы подшипников будет выше 90 %.

Применение ЭВМ к расчетам подшипников качения. Вследствие простых и правильных форм тел качения ЭВМ делает возможными и эффективными точные расчеты: распределения сил между телами качения, эквивалентных нагрузок, упругих перемещений при сложном нагружении, разных скоростях, разных зазорах, перекосах осей, погрешностей изготовления.

К числу оптимизационных задач по подшипникам качения относятся: оптимизация зазора, формы профилей, соотношения радиусов профилей и шариков, стрелки выпуклости бомбинированных роликов.

Состояние системы САПР подшипников качения позволяет автоматическое проектирование; включая графику серийных подшипников.

§ 17.10. СТАТИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ

Некоторые подшипники качения периодически подвержены нагрузкам без вращения. Это подшипники грузоподъемных, транспортных и других машин, например упорные подшипники поворотных кранов, грузовых крюков, домкратов, нажимных устройств прокатных станов, подшипники для поворота лопастей винтов самолетов и вертолетов и др.

Допускаемые нагрузки на невращающиеся подшипники выбирают исходя из условия, по которому общая остаточная деформация тела качения и колец не должна превышать величину, заметно влияющую на работу подшипника (оцениваемую 10^{-4} от диаметра тел качения).

Статическая грузоподъемность (допустимая радиальная статическая нагрузка, Н):

радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

$$C_{0r} = f_0 i z D_w^2 \cos \alpha;$$

роlikоподшипников

$$C_{0r} = 21,6 i z L_{wl} D_{wl} \cos \alpha.$$

Осевая грузоподъемность упорных и упорно-радиальных шарикоподшипников

$$C_{0a} = 49 z D_w^2 \sin \alpha.$$

Здесь i, z — число рядов и число тел качения в ряду; D_w — диаметр шарика, мм; D_{wl} и L_{wl} — диаметр и эффективная длина (без фасок) роликов, мм; α — номинальный угол контакта; f_0 — коэффициент, равный для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников 12,3, а для самоустанавливающихся 3,33.

Как видно из приведенных формул, роlikоподшипники обладают значительно более высокой статической грузоподъемностью, чем шарикоподшипники.

В практической работе используют данные по статической грузоподъемности подшипников из каталогов.

Наибольшая нагрузка или при совместном действии радиальной и осевой нагрузки эквивалентная статическая нагрузка должна быть меньше статической грузоподъемности C_{0r} подшипника. Нагрузки при частотах вращения до 10 мин^{-1} и при медленном качательном движении должны быть меньше статической грузоподъемности подшипника и грузоподъемности при $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Эквивалентная статическая нагрузка для радиальных шарикоподшипников, радиально-упорных шарико- и роlikоподшипников определяется как большая по следующим формулам:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad \text{и} \quad P_0 = F_r,$$

где значение коэффициентов X_0 и Y_0 см. в табл. 17.4.

В пределах скоростей вращения до 10 мин^{-1} при невысоких требованиях к плавности вращения допустимо кратковременное повышение нагрузки до 1,5...2 раз, а при повышенных требованиях целесообразно такое же понижение нагрузки. Подшипники, рассчитываемые на малый ресурс и работающие при малых скоростях, но при переменных нагрузках, следует проверять на статическую прочность.

17.4. Коэффициенты радиальной X_0 и осевой Y_0 статической нагрузки однорядных подшипников

Типы подшипников	X_0	Y_0
Шариковые радиальные	0,6	0,5
Шариковые радиально-упорные с углом:		
$\alpha = 12^\circ$	0,6	0,50
$\alpha = 26^\circ$	0,5	0,37
$\alpha = 36^\circ$	0,5	0,28
Шариковые сферические и роlikовые радиально-упорные конические	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$

§ 17.11. ЖЕСТКОСТЬ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ИХ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ НАТЯГ

Точность подшипников, их узлов под нагрузкой в значительной степени определяется их жесткостью. В балансе упругих перемещений деформации подшипников качения имеют тот же порядок величин, что и деформации валов. В некоторых конструкциях жесткость является критерием, определяющим размеры сечений валов и тип подшипников (например, шпиндели станков, валы, несущие консьольные шестерни и др.).

Жесткость подшипников качения разных типов для одного размера вала различается в несколько раз. Наибольшую жесткость имеют точно изготовленные роликоподшипники¹.

Упругие смещения валов в подшипниках складываются из упругих сближений тел качения и колец, определяемых по формулам Герца², и контактных дефор-

¹ Например, наиболее жесткие цилиндрические двухрядные роликоподшипники с коническим отверстием имеют жесткость, превышающую жесткость радиально-упорных однорядных шарикоподшипников в 5...6 раз.

² Например, для шарикоподшипников сближения тел качения и обоих колец $\delta = cF_r^{2/3}$, где для однорядных шарикоподшипников в диапазоне внутренних диаметров $d = 30...120$ мм $c \approx 0,15 - 0,0004 d$.

маций в посадочных местах колец на вал и в корпус.

Жесткость подшипников может быть в значительной степени повышена их предварительным натягом.

Зависимость упругих смещений колец от нагрузки нелинейна, так как с увеличением нагрузки увеличивается площадка контакта, а следовательно, и жесткость. Одинаковое приращение нагрузки вызывает большие приращения перемещений в зоне малых нагрузок и малые приращения перемещений в зоне больших нагрузок.

Сущность предварительного натяга заключается в выборке зазоров и создании начального сжатия тел качения постоянным осевым смещением колец путем установки между внутренними и наружными кольцами втулок разной высоты, или соответствующей сошлифовкой торцов колец (рис. 17.14, в и г), или затяжкой резьбы, пружинами (рис. 17.14, а, б). Натяг пружинами осуществляют для особо быстроходных мелких шарикоподшипников, у которых предварительный натяг постоянным смещением колец быстро ослабляется вследствие износа и заметно меняется от температуры. В остальных случаях применяют подшипники с натягом постоянным смещением колец. Наиболее рационально применять парные подшипники (рис. 17.14, г) с натягом, осуществляемым соответствующей сошлифовкой на заводе-

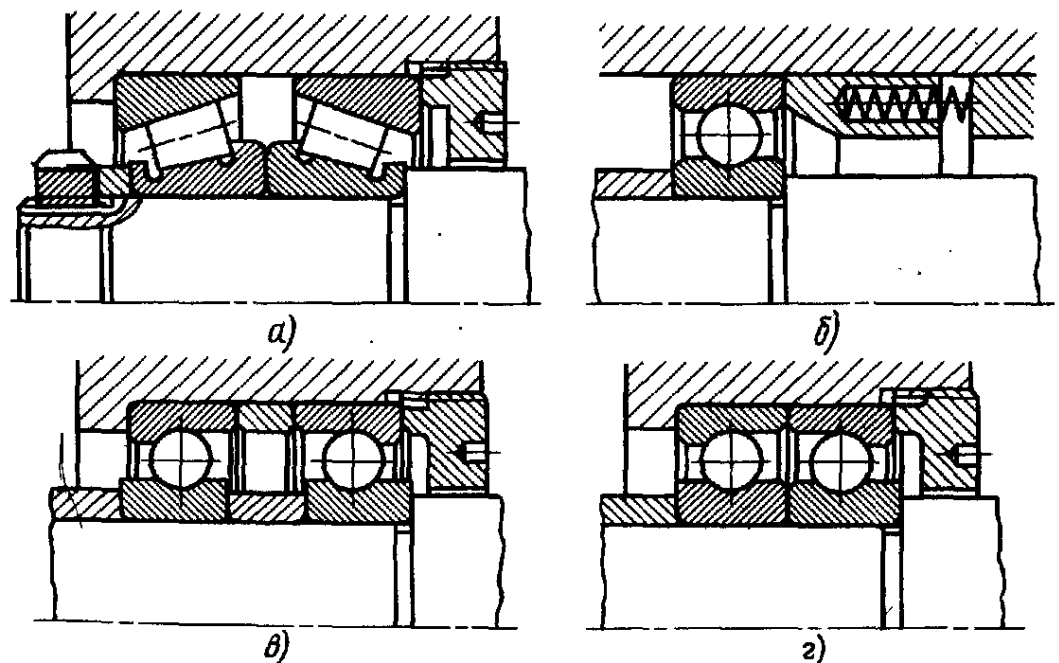


Рис. 17.14. Способы осуществления предварительного натяга подшипников

изготовителе. В конструкции на рис. 17.14, а уместна постановка между наружными кольцами мерной втулки.

Потребная сила F_0 осевого предварительного натяга может быть определена расчетным путем по условию, по которому в подшипнике после приложения полезной нагрузки (на расчетном режиме, в частности для станков на режиме чистовой или получистовой обработки) не должен образовываться зазор (это условие равносильно тому, что нагрузка на наименее нагруженное тело качения должна быть больше или равна нулю):

$$F_0 \geq 1,58F_r \operatorname{tg} \alpha \pm 0,5F_a,$$

где F_r — внешняя радиальная нагрузка; F_a — внешняя осевая нагрузка; α — угол контакта тел качения с кольцами.

Знак «+» выбирают, если внешняя осевая сила F_a ослабляет натяг, и знак «—», если увеличивает натяг.

Другими условиями являются: отсутствие проворота шариков под действием гироскопического момента, обеспечение требуемой жесткости подшипникового узла и др.

Излишняя сила предварительного натяга нежелательна, так как она приводит к увеличению износа сепаратора из-за набегания на него части тел качения и отстаивания другой части в связи с разными диаметрами тел качения.

Величину необходимого смещения колец обычно определяют экспериментально при нагружении подшипника расчетной силой предварительного натяга.

Некруглость обработки деталей на станках с шпиндельными подшипниками, установленными с оптимальным натягом, существенно меньше, чем с подшипниками, установленными с малым или излишне большим натягом.

Для некоторых ответственных машин натяг выбирают экспериментально по условию, что температура подшипника не должна превышать заданной величины.

С помощью предварительного натяга можно повысить жесткость до 2 раз.

§ 17.12. БЫСТРОХОДНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ

Предельные скорости вращения подшипников ограничиваются:

а) повышением температуры с позиций стойкости смазочного материала и опасности отпуска тел качения и колец;

б) прочностью и долговечностью сепараторов, разрушение которых преимущественно связано с предварительным износом;

в) ускоренным усталостным разрушением колец и тел качения в связи с большим числом циклов нагружений в единицу времени.

Наиболее быстроходными являются подшипники с малым трением на площадке контакта — шариковые и роликовые с короткими цилиндрическими роликами. Предельные частоты вращения конических роликоподшипников в связи с трением роликов о борты значительно ниже.

Предельную частоту вращения подшипника определяют согласно условию, по которому произведение $D_{pw}n$ не должно превышать некоторой установленной для каждого типа подшипника величины. Здесь $D_{pw} = 0,5(d + D)$, где d и D — соответственно внутренний и наружный диаметры подшипника, мм. Произведение $D_{pw}n$ пропорционально скорости, измеренной по окружности центров тел качения.

Тип подшипника	$-D_{pw}n \cdot 10^{-5}$ при	
	смазочном материале пластичном	жидком
Шариковый	4,5	5,5
Роликовый с короткими цилиндрическими роликами	3,5	4
Конический однорядный	2,5	3

При работе подшипников с большой нагрузкой предельные частоты нужно несколько снижать. Для подшипников с массивным сепаратором из цветных металлов или полимеров в сочетании с улучшенными условиями смазывания и охлаждения предельные скорости можно повышать для роликоподшипников в 2,5...

3 раза, а для цилиндрического роликоподшипника в 2...2,2 раза.

Предельная достигнутая частота вращения $3,5 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$.

К мероприятиям по повышению предельной скорости подшипников относятся:

а) применение подшипников высоких классов точности 2; 4; 5;

б) обеспечение высокой точности расточек под подшипники, балансировка валов и т. д.;

в) применение подшипников с уменьшенными потерями на трение на площадке контакта (рис. 17.15, а и б), в частности, с увеличенными радиусами кривизны профилей дорожек качения до $0,54D_w$;

г) уменьшение диаметров шариков до $0,5H$, где $H = 0,5(D - d)$, переход на более легкие серии или отказ от внутренних колец (рис. 17.15, г);

д) применение массивных сепараторов (рис. 17.15, а...г) из высококачественных материалов, хорошо уравновешенных с минимальным смещением от средней плоскости сепаратора отверстий для тел качения; отверстия должны быть выполнены с развалкой в направлении вращения (рис. 17.15, в) для уменьшения износа сепаратора и автоколебаний шариков; хорошее базирование сепараторов по наружному кольцу для лучшей смазки (рис. 17.15, б);

е) назначение для подшипников посадок с незначительным натягом, с полями допусков вала j_5 и h_5 и корпуса H_6 во избежание уменьшения зазоров в подшипниках;

ж) смазывание масляным туманом, искусственное охлаждение и т. д.

Подшипники качения вызывают некоторые вибрации валов и шум в связи с биением, погрешностями формы, волнистостью дорожек качения, с разноразмерностью тел качения и с переменной жесткостью подшипников по углу поворота.

Основные из мероприятий: повышение точности изготовления и применение массивных сепараторов.

§ 17.13. ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ

Сопротивление вращению подшипников складывается из следующих составляющих.

Трение между телами качения и кольцами, которое, в свою очередь, складывается из трения качения и дополнительного трения скольжения. Качение в наиболее чистом виде характерно для цилиндрических роликоподшипников, в которых все точки линии контакта по длине роликов имеют одинаковую окружную скорость. В шарикоподшипниках и сферических роликоподшипниках (рис. 17.16) контакт в поперечном сечении происходит по дуге. Окружные скорости контактирующих точек тел качения и колец изменяются пропорционально расстоянию от их оси вращения, в результате происходит скольжение и потеря на трение скольжения.

Общие касательные к поверхностям тел качения и колец, проведенные через середину их площадок контакта, должны пересекаться в одной точке на оси вала или в бесконечности, иначе имеет место дополнительное скольжение. В конических роликоподшипниках значительное трение

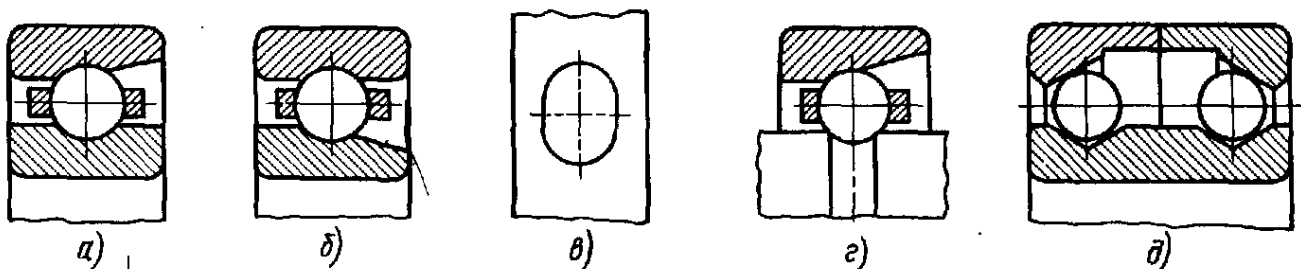


Рис. 17.15. Быстроходные подшипники

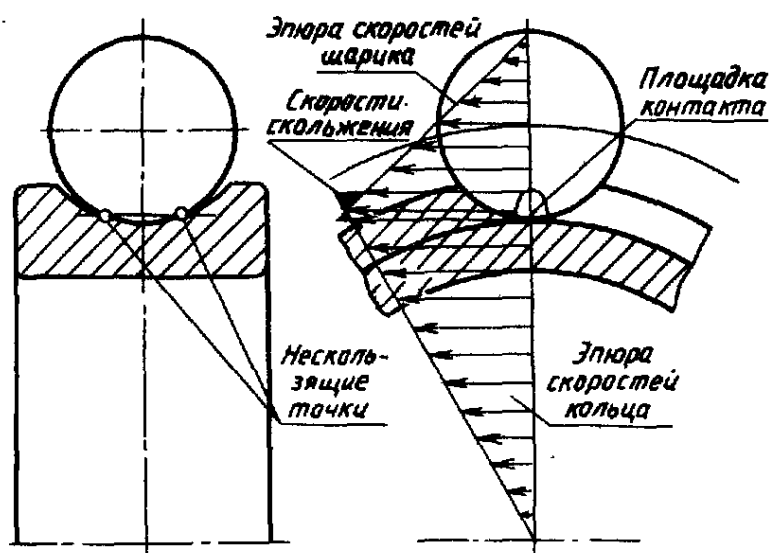


Рис. 17.16. Скольжение в шарикоподшипниках

скольжения имеет место между базовой торцевой поверхностью роликов и бортами на внутренних кольцах.

Кроме того, возможны потери на трение, связанные с погрешностью формы тел качения и колец, перекосом роликов и т. д.

Трение тел качения о сепаратор и сепаратора о кольца. Сопротивление смазочного материала. Трение в уплотнениях, особенно контактных. При малых нагрузках основное значение имеют сопротивления, связанные со смазкой и трением в сепараторе, при больших нагрузках — трение на площадке контакта между телами качения и кольцами.

Мероприятия по уменьшению потерь на трение проводят в направлении уменьшения всех перечисленных составляющих.

С ростом нагрузки момент трения растет по линейной зависимости. С ростом скорости вращения момент трения при смазывании разбрызгиванием меняется обычно мало, а при смазывании в масляной ванне растет вместе со скоростью. При полном отсутствии смазочного материала момент трения повышен и длительная работа подшипников невозможна. Однако при подаче ничтожно малого количества смазочного материала (несколько капель в час) трение резко снижается и подшипники могут работать нормально. При увеличении подачи масла момент вначале

остается постоянным, а потом начинает возрастать. При смазке в масляной ванне момент быстро возрастает с ростом уровня масла, особенно при больших скоростях.

Вязкость масла при смазывании распылением или разбрызгиванием сказывается мало. При обильном смазывании, в частности, погружением в масляную ванну момент трения существенно растет с ростом вязкости.

Момент трения в подшипниках при рекомендуемых условиях эксплуатации, когда результирующая нагрузка $P = \sqrt{F_r^2 + F_a^2}$ не превышает 20 % радиальной динамической грузоподъемности, и пластичном смазочном материале может быть оценен по формуле

$$M_T = Pfd/2,$$

где d — диаметр отверстия в подшипнике; f — приведенный коэффициент трения, значения которого даны ниже:

Шарикоподшипники:

радиальные однорядные	0,002
сферические двухрядные	0,0015
радиально-упорные и упорные	0,003

Роликоподшипники:

с короткими цилиндрическими роликами	0,002
двухрядные сферические	0,004
конические и игольчатые	0,008

Эти значения f соответствуют $n \leq 0,5n_{пред}$.

Подшипники повышенной чувствительности (с уменьшенным трением) показаны на рис. 17.17. В этих подшипниках устранено трение сепаратора о кольца (рис. 17.17, а и б) или введено промежуточное кольцо (рис. 17.17, в), которое уменьшает переменность момента трения по углу поворота.

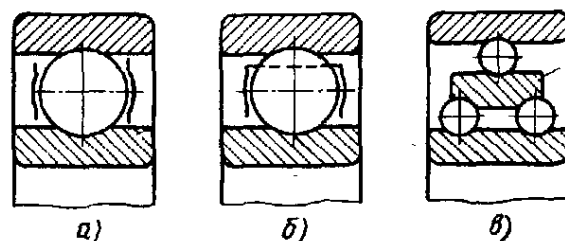


Рис. 17.17. Подшипники повышенной чувствительности

§ 17.14. ЗАЗОРЫ В ПОДШИПНИКАХ

Одним из важнейших условий хорошей работы подшипников является поддержание в них оптимальных зазоров.

Увеличение радиальных зазоров против оптимальных понижает точность вращения, увеличивает неравномерность распределения сил между телами качения и, следовательно, сокращает срок службы подшипников, увеличивает вибрации. Уменьшение зазоров ухудшает способность шарикоподшипников воспринимать осевую нагрузку, приводит к повышению температуры и снижает максимально допустимые частоты вращения. Оптимальные зазоры в общем случае зависят от условий работы подшипников.

Н а ч а л ь н ы й г е о м е т р и ч е с к и й з а з о р в подшипниках установлен соответствующими нормативами.

Зазор в подшипниках, поставленных в машину, называемый посадочным, меньше, чем начальный, но не на полную величину натягов при посадке внутреннего кольца на вал N_i и наружного в корпус N_a , а на величину $(0,55 \dots 0,75) N_i + (0,5 \dots 0,6) N_a$.

Это связано с контактными деформациями в местах посадки, с радиальными деформациями колец, вала и корпуса.

Р а б о ч и й з а з о р, т. е. зазор в работающем подшипнике, равняется посадочному зазору минус температурное изменение зазора и плюс контактные деформации тел качения и колец от радиальной нагрузки. Температурные изменения зазора возникают в связи с тем, что внутреннее кольцо нагревается, как правило, больше, чем наружное, и работает в условиях худшей теплоотдачи. Разница температур колец доходит до $5 \dots 10^\circ\text{C}$, а для особо быстроходных подшипников и подшипников, работающих в условиях повышенного тепловыделения на валу (вал — червяк и т. п.), — еще больше.

Для обеспечения максимальной несущей способности при радиальной нагрузке в шарикоподшипниках желателен некоторый посадочный натяг (отрицательный зазор), а в роликоподшипниках —

нулевой зазор. Для обеспечения максимальной несущей способности шарикоподшипников при комбинированной нагрузке в них должен быть обеспечен зазор после посадки на вал.

§ 17.15. ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ

В системе соединений колец подшипников с валом и корпусом кольца принимают за основные детали, допустимые отклонения которых назначаются независимо от потребного характера посадок. Различные посадки обеспечивают выбором соответствующих отклонений шеек валов и отверстий корпусов. Таким образом, посадки внутренних колец подшипников осуществляют по системе отверстия¹, а наружных — по системе вала, иначе бы номенклатура подшипников многократно возросла, так как пришлось бы изготовлять подшипники для каждой посадки колец. В подшипниках качения поле допуска внутреннего кольца располагается не в тело, как это имеет место у основной детали в стандартной системе отверстия, а в противоположную сторону. Поэтому следует иметь в виду, что соединения внутреннее кольцо — вал получаются более плотными, чем обычные соединения системы отверстия при тех же отклонениях вала. Характер соединений наружное кольцо — корпус такой же, как и в обычных соединениях по системе вала при тех же квалитетах точности.

Рассмотрим два случая работы колец: а) кольца вращаются относительно нагрузки и, следовательно, подвергаются так называемому циркуляционному нагружению; б) кольца неподвижны относительно нагрузки и подвергаются местному нагружению.

Соединение вращающихся относительно нагрузки колец² с сопряженными дета-

¹ Применение для посадок подшипников терминов «система отверстия» и «система вала» является условным.

² Например, если основная нагрузка на вал создается центробежными силами, то для выбора посадок внутренние вращающиеся кольца рассматриваются как неподвижные.

лями должно осуществляться обязательно неподвижной посадкой во избежание обкатывания кольцом сопряженной детали, развальцовки посадочных поверхностей и контактной коррозии. Соединения неподвижных относительно нагрузки колец с сопряженными деталями осуществляются обычно более свободными посадками, чем вращающихся. Это связано с меньшей опасностью повреждения посадочных поверхностей, так как обкатывания кольцами сопряженных деталей не происходит. Кроме того, это важно для облегчения осевых перемещений колец при монтаже и температурных деформациях валов (во избежание защемления тел качения), а также при регулировании зазоров в подшипниках.

Влияние режимов работы подшипников на выбор посадок таково: чем больше нагрузка и чем сильнее толчки, тем посадки должны быть более плотными, так как тем больше упругие и остаточные деформации поверхностных слоев и упругие деформации самих колец; чем выше частоты вращения, тем посадки должны быть более свободными, так как при высоких частотах вращения, как правило, нагрузки меньше, температурные деформации больше, а зазоры в подшипниках должны выдерживаться точнее.

Тип подшипника сказывается на выборе посадок следующим образом. Посадки роликоподшипников в среднем выбирают более плотными, чем шарикоподшипников, в связи с большими нагрузками. Посадки радиально-упорных подшипников можно выбирать более плотными, чем радиальных, так как у последних посадочные натяги могут существенно искажать зазоры в подшипниках, а в радиально-упорных подшипниках зазоры устанавливают при сборке.

Посадки крупных подшипников в связи с более тяжелыми нагрузками выбирают более плотными, чем средних и мелких.

Предельные отклонения посадочных поверхностей валов должны быть по допускам 5—6-го квалитетов, а корпусов 6—7-го квалитетов.

Указания по выбору посадок приведены в табл. 17.5 и 17.6.

Радиальные подшипники, устанавливаемые с полями допусков *h6* и *m6*, предусматривающими большие натяги, желательно подбирать с повышенными радиальными зазорами.

Потребный посадочный натяг может быть рассчитан из условия отсутствия упругого обкатывания колец и раскрытия стыка.

17.5. Поля допусков валов под подшипники

Поле допуска	Условия работы и области применения
А. Вращается вал (циркуляционное нагружение)	
<i>h6</i>	Особо тяжелые и тяжелые ударные нагрузки. Применяется в основном для роликоподшипников в тяжелом машиностроении
<i>m6</i>	Тяжелые нагрузки; работа с толчками и ударами. Применяется в основном для роликоподшипников и крупных шарикоподшипников
<i>k6, k5</i>	Средние нагрузки; тяжелые нагрузки в условиях необходимости частого ремонта. Применяются для всех типов подшипников; <i>k6</i> — основное поле допусков в общем машиностроении
<i>j6</i>	Легкие нагрузки и высокие частоты вращения; требования легкого ремонта и регулирования. Применяется для всех типов подшипников
Б. Вращается¹ корпус (местное нагружение)	
<i>h6</i>	Тяжелые и нормальные нагрузки, в частности необходимость регулирования зазоров осевым перемещением внутреннего кольца
<i>g6</i>	Нормальные и легкие нагрузки. Применяется для подшипников всех типов при невысоких требованиях к точности

¹ Рассматривается вращение относительно нагрузки.

17.6. Поля допусков отверстий под подшипники

Поле допуска	Условия работы и области применения
А. Вращается¹ вал (местное нагружение)	
K7	Тяжелые нагрузки. Применяется для роликоподшипников
J_s7, J_s6	Тяжелые и нормальные нагрузки, большие частоты вращения
H7, H6	Нормальные и легкие нагрузки. В частности, необходимость осевых перемещений для регулирования радиально-упорных подшипников, для компенсации температурных деформаций вала (плавающие опоры). Основная посадка в общем машиностроении
Б. Вращается¹ корпус (циркуляционное нагружение)	
P7	Тяжелые и нормальные нагрузки; работа с толчками и ударами. Тонкостенные корпуса
N7	Нормальные нагрузки; тяжелые нагрузки в условиях необходимости облегченного перемонтажа
M7	Нормальные и легкие нагрузки. Необходимость облегченного перемонтажа
K7	Большие частоты вращения. Необходимость дополнительного крепления от проворота

¹ Рассматривается вращение относительно нагрузки.

Для радиальных подшипников при необходимости значительных посадочных натягов целесообразна проверка радиального зазора, который после напрессовки кольца на вал не должен выходить из допустимых пределов.

§ 17.16. УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ

Подшипники должны быть установлены так, чтобы обеспечивать необходимое радиальное и осевое фиксирование вала, без вредных нагрузок вследствие температурных деформаций, перетяжки при монтаже и т. д.

Длинные валы, для которых существенны температурные деформации, закрепляют от осевых перемещений в одной опоре (рис. 17.18, а); остальные опоры выполняют плавающими в осевом направлении. Это же относится к валам, имеющим подшипники в разных корпусах.

Для возможности свободных температурных перемещений наиболее подходят радиальные роликоподшипники с цилиндрическими роликами, а также радиальные шарикоподшипники с незакрепленными наружными кольцами.

Короткие валы, не подвергающиеся значительному нагреву, можно выполнять с простейшим осевым креплением (рис. 17.18, б). В этой конструкции один

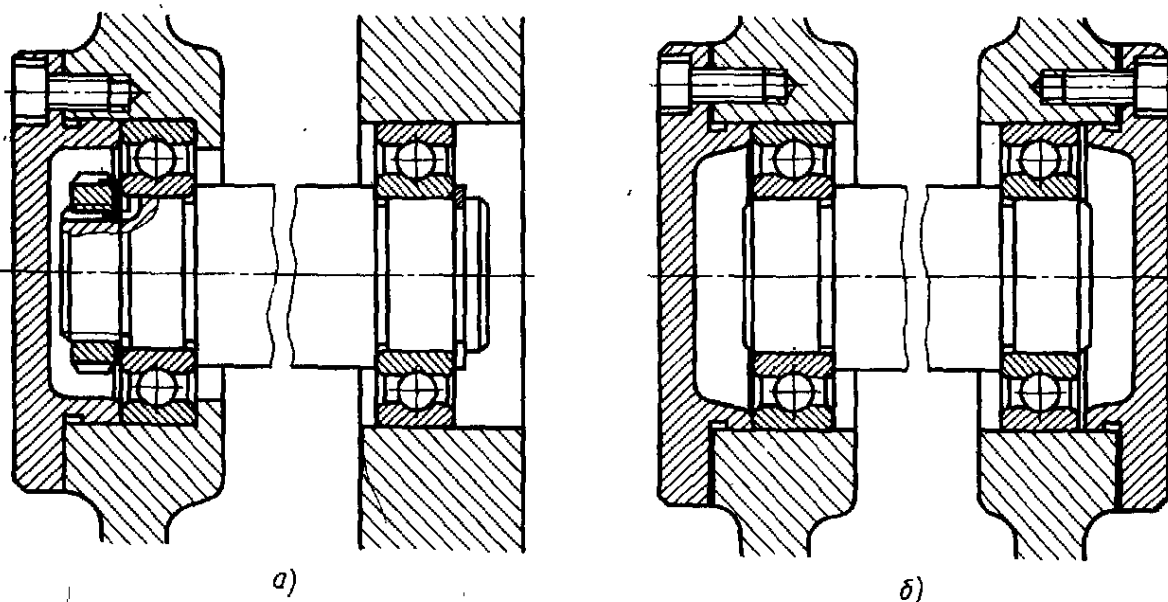


Рис. 17.18. Основные способы установки шарикоподшипников

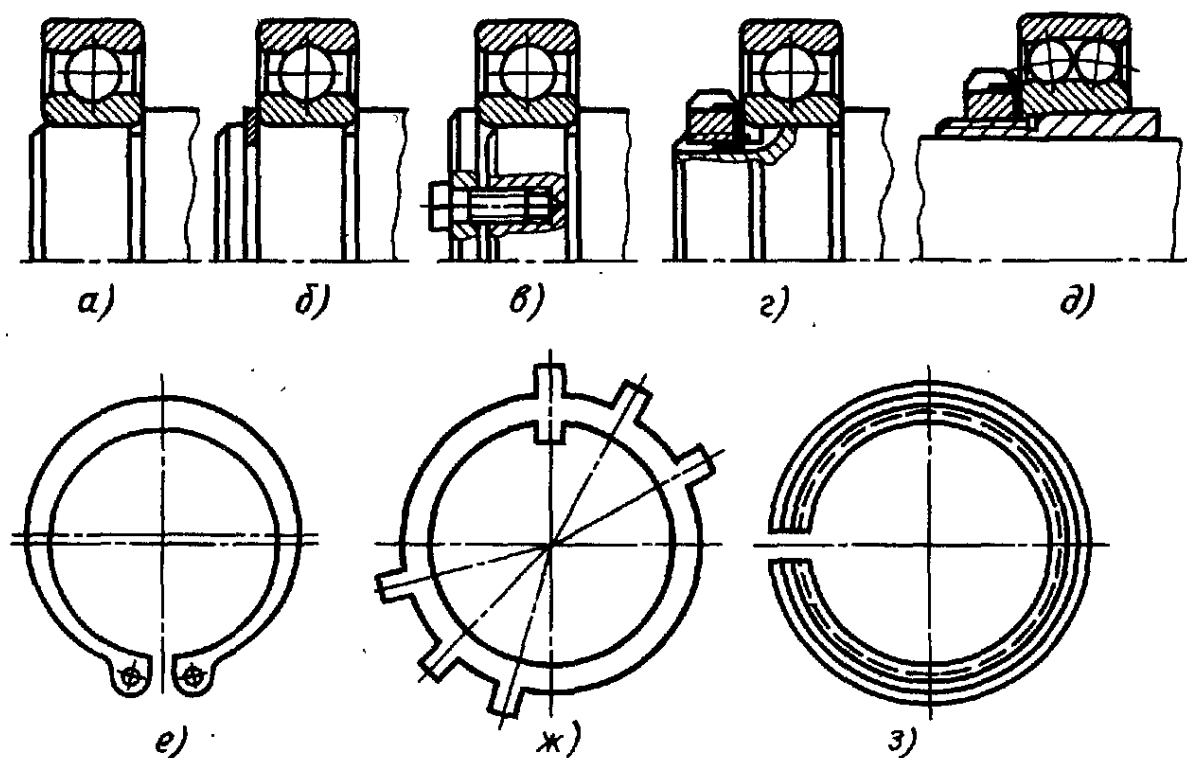


Рис. 17.19. Осевое закрепление внутренних колец

подшипник предотвращает осевое смещение вала в одном направлении, а другой — в другом. Для радиальных подшипников предусматривают осевой зазор между крышкой и наружным кольцом подшипника 0,2...0,3 мм во избежание защемления тел качения, а для радиально-упорных, для которых излишний зазор ухудшает условия работы, предусматривают осевое регулирование.

Кольца подшипников, за исключением плавающих, должны закрепляться на валу и в корпусе, чтобы фиксировать вал в осевом направлении, воспринимать осевую нагрузку и предотвращать проворот колец при динамических нагрузках, если он не исключается посадочным натягом. Крепление бывает односторонним или двусторонним.

Применяют следующие средства закрепления внутренних колец:

а) упор в заплечик вала при возможности действия только односторонней осевой нагрузки и предотвращения проворота посадочным натягом (рис. 17.19, а);

б) пружинные стопорные кольца, закладываемые в разведенном состоянии в кольцевые канавки на валу (рис. 17.19, б, е); применяют при небольших и средних осевых

нагрузках или в целях предохранения от случайных перемещений;

в) торцовые шайбы (рис. 17.19, в), крепящиеся к торцу сплошного вала винтами; применяют для концевых подшипников; они сокращают длину заготовки вала, могут воспринимать средние нагрузки;

г) упорные гайки (рис. 17.19, г, ж), применяемые при значительных осевых нагрузках, предохраняются от развинчивания обычно стопорной шайбой, внутренний зубец которой входит в паз вала, а один из наружных отгибается в прорезь гайки. Применяются также корончатые гайки со шплинтом и разрезные гайки.

Внутренние кольца подшипников закрепляют в обоих направлениях на валах постоянного диаметра (типа трансмиссионных) с помощью конических разрезных втулок (рис. 17.19, д, з). Последние требуют конического отверстия в подшипнике и применяются в основном для радиальных сферических подшипников.

Основные средства закрепления наружных колец подшипников, предотвращающие перемещение в одном направлении: заплечики (рис. 17.20, а); крышки (рис. 17.20, б); упорные борты на наружных кольцах, упрощающих

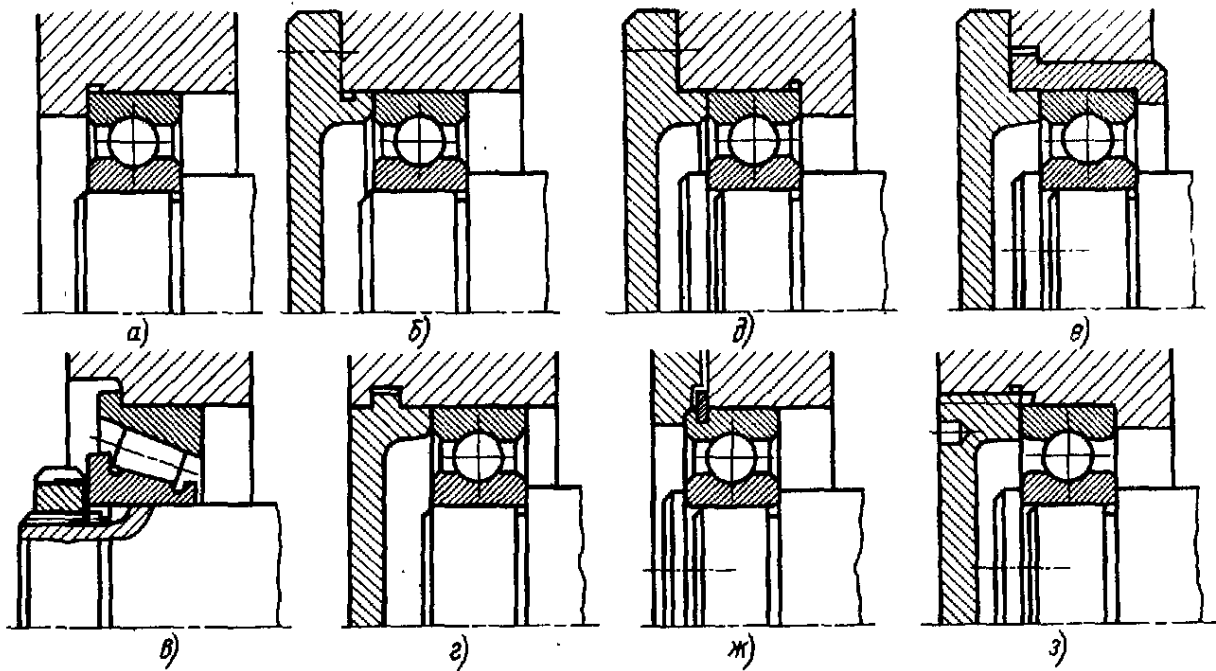


Рис. 17.20. Осевое закрепление наружных колец

изготовление корпусов (рис. 17.20, в); врезные крышки при разъемных корпусах (рис. 17.20, г); предотвращающие перемещение в обоих направлениях: сочетание крышки и уступа в корпусе или в стакане (рис. 17.20, д, е); пружинные кольца, зажимаемые торцовыми крышками или закладываемые в канавки в корпусе (рис. 17.20, ж); гайки с наружной резьбой (рис. 17.20, з).

Конструкции с пружинными шайбами рассчитаны на фиксирование осевого положения вала или на восприятие небольших нагрузок. Конструкция (рис. 17.20, з) имеет ограниченное применение ввиду трудности нарезания точной резьбы в корпусе.

Осевое смещение наружных колец обычно осуществляется прокладками 1 из металла или плотной бумаги между крышкой и корпусом (рис. 17.21, а).

Наружные ненагруженные кольца могут поджиматься пружинами (см. рис. 17.14, б), для чего они выполняются с хорошим направлением от перекосов и отверстиями для пружин.

Осевое смещение крепежными винтами, действующими на наружные кольца (рис. 17.21, б), связано с их перекосами из-за неравномерной нагрузки на тела качения от радиальной силы, но эти перекосы качественно компенсируются упругими перекосами валов.

Смещения гайками с наружной резьбой (рис. 17.21, в) вызывают опасность перекосов в связи с погрешностями резьбы.

§ 17.17. СМАЗЫВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Смазывание подшипников качения необходимо для уменьшения трения между телами качения, кольцами и сепаратором, для усиления местного теплоотвода от рабочих поверхностей и общего теплоотвода от подшипника, для предотвращения коррозии. Кроме того, смазывание важно с точки зрения повышения герметизации подшипников, так как смазочный

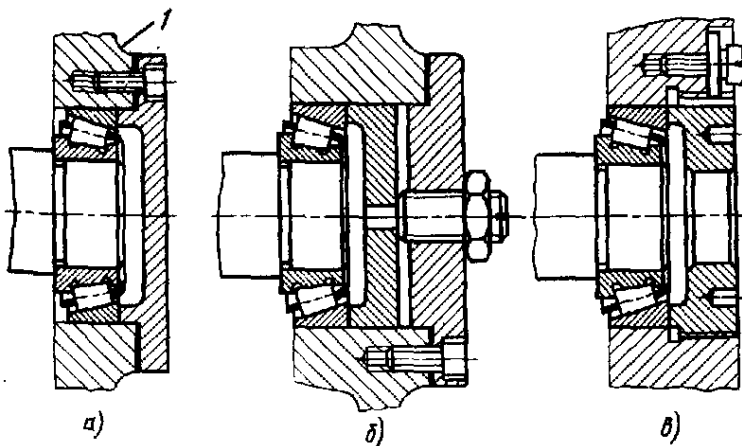


Рис. 17.21. Осевое регулирование наружных колец

материал заполняет зазоры в уплотнениях, а также для уменьшения шума.

Для подшипников применяют пластичные и жидкие смазочные материалы.

Пластичные смазочные материалы получили широкое применение в подшипниках качения в связи с облегчением обслуживания, с меньшим расходом по сравнению с жидкими, возможностью одноразового (за весь период эксплуатации) смазывания. Наиболее целесообразно применять эти материалы для подшипников, труднодоступных для повседневного обслуживания, работающих в загрязненной среде, подшипников качательного движения с малыми амплитудами.

Применение пластичных смазочных материалов для подшипников ограничивается умеренными температурами и конструкциями, не очень сложными для разборки и промывки. Наблюдается расширение применения пластичных смазочных материалов, в том числе при высоких скоростях вращения.

Основными пластичными смазочными материалами, рекомендуемыми для подшипников общего назначения, в частности с защитными и уплотняющими шайбами, являются ЦИАТИМ-201 (для работы с температурой до 90°C) и литол-24 (до 100°C). Для тяжело нагруженных подшипников, в частности роликовых, рекомендуются: ВНИИ НП-242 (до 110°C), для работы при высоких температурах ЦИАТИМ-221 (до 150°C).

Для тихоходных подшипников без уплотнений применяют солидолы синтетические и жировые ($20\ldots 70^{\circ}\text{C}$), обладающие хорошими защитными свойствами и потому хорошо работающие на открытом воздухе.

Работа подшипников с пластичным смазочным материалом может быть связана с периодическими скачками температуры, вызываемыми его расходом на дорожках качения. При этом в результате повышения температуры выплавляется некоторое новое количество смазочного материала и смазочный режим восстанавливается.

Для пластичного смазочного материала в корпусе подшипника предусматривают некоторое свободное пространство — стенки крышек располагают не вплотную к подшипникам. Это пространство первоначально заполняют на $2/3$ свободного объема при $n \leq 1500 \text{ мин}^{-1}$ и на $1/3\ldots 1/2$ при $n > 1500$. В дальнейшем обычно через каждые 3 месяца добавляют свежий смазочный материал, а через год его меняют с предварительной разборкой и промывкой узла. Все большее распространение получают герметизированные подшипники с одноразовым смазыванием.

Жидкие смазочные масла лучше проникают к поверхностям трения и потому обеспечивают более надежное смазывание, чем пластичные, обеспечивают лучший теплоотвод. Поэтому их применение в ответственных конструкциях предпочтительно.

Вязкость масел выбирают:

а) тем выше, чем выше нагрузки, так как прочность масляной пленки растет с увеличением вязкости;

б) тем выше, чем выше температура среды, чтобы сохранить требуемую вязкость при рабочей температуре, учитывая, что масла сильно разжижаются от нагрева;

в) тем ниже, чем выше частота вращения, во избежание повышенных потерь на трение и нагрева.

При работе подшипников в нормальных условиях следует применять масла, которые при рабочей температуре подшипников имеют следующую вязкость ($\text{мм}^2/\text{с}$): для шариковых и цилиндрических роликоподшипников 12, роликовых конических и сферических 20, роликовых упорных 30.

Применяют следующие способы смазывания жидкими маслами:

1. Окунанием в масляную ванну — для подшипников горизонтальных валов при $n \leq 10\,000 \text{ мин}^{-1}$. Уровень масла во избежание повышенных потерь должен быть не выше центра нижнего шарика, а при частотах вращения более 3000 мин^{-1} — еще ниже. В корпусе должна быть предусмотрена полость для

масла во избежание необходимости очень частой его добавки, а также предусмотрены масломерные отверстия или маслоуказатели.

2. Разбрызгиванием из общей масляной ванны узла — для подшипников горизонтальных валов коробок передач и редукторов. Масло захватывается и разбрызгивается одним из быстро вращающихся колес, специальными шестернями или дисками, причем в корпусе создается масляный туман.

Во избежание попадания в подшипники продуктов износа зубчатых или других передач и излишнего полива маслом подшипники иногда защищают маслоотражательными кольцами.

3. Под действием центробежных сил с использованием конусных насадок (рис. 17.22) и смазывание с помощью винтовых канавок на валу — преимущественно на вертикальных валах. При вращении конусных насадок масло под действием центробежных сил стекает к большему диаметру конуса и сбрасывается в подшипник. Винтовые канавки на вертикальном валу позволяют обеспечить циркуляцию масла (подъем вверх стекающего масла).

4. Капельное индивидуальными дозирующими аппаратами с индивидуальным регулированием расхода — для мелких подшипников быстроходных валов (обычно при $n > 10^3 \text{ мин}^{-1}$), они требуют

расхода по несколько десятков капель и менее за 1 ч.

5. Масляным туманом — для особо быстроходных подшипников при n более 30, чаще более $45 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$; оно обеспечивает хорошее охлаждение и защиту подшипников. Область применения сокращается в связи с некоторым загрязнением воздуха парами масла.

Наибольшее распространение для подшипников имеют промышленные масла: маловязкие И-Л-А7 и И-Л-А-27 и средние вязкие И-Г-А-32 и И-Г-А-36; применяют также приборные масла, авиационные, моторные, автомобильные и др.

Для специальных условий — высокой нагруженности и быстроходности, а также для работы при высоких температурах применяют масла на синтетической основе.

В последнее время начат выпуск шарикоподшипников с твердосмазочным заполнителем АФЗ-3 — смесью на основе графита, заполняющей пространство между кольцами и подвергающейся отверждению. Эти подшипники могут работать при периодическом действии температуры до 300°C , частотах вращения до 100 мин^{-1} , в запыленной среде, но при отсутствии требований к точности вращения.

§ 17.18. УПЛОТНЯЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Подшипники качения в целях предохранения их от загрязнений извне и для предотвращения вытекания из них смазочного материала снабжают уплотняющими устройствами. Предотвращение вытекания смазочного материала важно с точки зрения уменьшения его расхода, загрязнения пола и предохранения от попадания в механизмы, которые должны работать без смазки: сухие фрикционные передачи, муфты, тормоза, электродвигатели и т. д.

По принципу действия уплотняющие устройства (рис. 17.23) разделяются на:

1. Контактные (манжетные, сальниковые, осевые по кольцевой поверхности), применяемые при средних и низких ско-

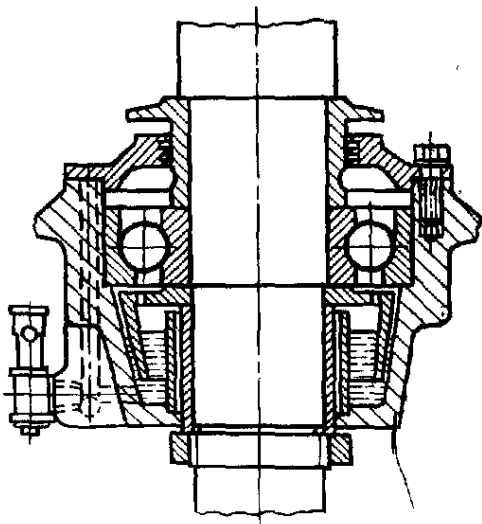


Рис. 17.22. Подъем масла с помощью конусной насадки

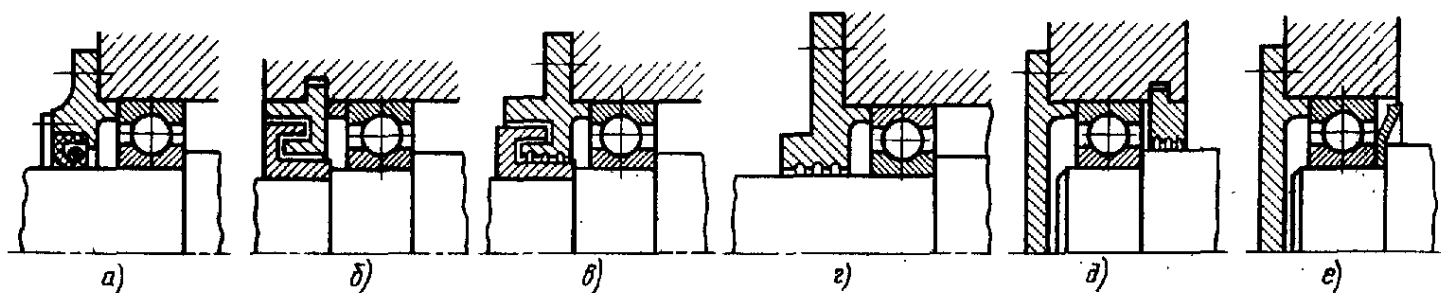


Рис. 17.23. Основные типы уплотнений (внешние и внутренние)

ростях, обеспечивающие защиту, благодаря плотному контакту деталей в уплотнениях;

2. Бесконтактные, применяемые в широком диапазоне скоростей:

а) щелевые и лабиринтные, осуществляющие защиту благодаря сопротивлению протеканию жидкости или газа через узкие щели;

б) центробежные, основанные на отбрасывании центробежными силами смазки, а также загрязняющих веществ, попадающих на вращающиеся защитные диски;

в) комбинированные, сочетающие уплотнения, основанные на двух или более из указанных принципов.

Манжетные уплотнения (рис. 17.23, а) выполняют в виде кольцевых манжет, обычно из армированной резины, устанавливаемых в корпус с натягом и прижимающихся к валу под действием сил упругости самой манжеты и специальной пружины.

Для работы в засоренной среде применяют манжеты с пыльником (двусторонние). Манжетные уплотнения относят к числу весьма надежных и применяют при жидкой и пластичной смазке. Твердость поверхности вала назначают (30...50) HRC₂, шероховатость $Ra = 0,25...0,66$ мкм; скорость $v = 5...20$ м/с; наработку 300...3000 ч.

Осевое уплотнение по кольцевой поверхности состоит из вращающегося и неподвижного уплотнительных колец, сжимаемых пружинами. Одно кольцо изготовляют из закаленной стали (ШХ15, 40Х и др.), антифрикционного чугуна, бронзы, металлокерамики;

сопряженное кольцо — обычно из пластмасс, углеграфитов или также из металла. Уплотнения обеспечивают надежную защиту и весьма долговечны вследствие автоматической компенсации износа пружинами.

Сальниковое простейшее уплотнение представляет собой кольцо прямоугольного сечения из технического войлока-фетра, вставляемое в кольцевой, обычно трапециевидный паз и поджимаемое к поверхности вала предварительным деформированием или пружиной. Уплотнение требует твердой и гладкой поверхности вала, применяется в неответственных конструкциях при малых скоростях и вытесняется более современными уплотнениями.

Лабиринтные уплотнения являются наиболее совершенными для работы на высоких скоростях.

В этих уплотнениях должно обеспечиваться правильное чередование участков с малыми и большими зазорами (камер расширения, в которых происходит потеря кинетической энергии потока). Малые зазоры выбирают порядка 0,2...0,5 мм и при работе на низких и средних скоростях заполняют пластичным смазочным материалом. Лабиринтные уплотнения делят на простые и гребенчатые. Гребенчатые уплотнения создают извилистый зазор между вращающимися и неподвижными деталями и наиболее эффективны (рис. 17.23, б, в).

Выбор оптимального варианта лабиринтных уплотнений возможен путем расчетного сравнения коэффициентов сопротивления (относительных потерь энергии потока) в лабиринтах.

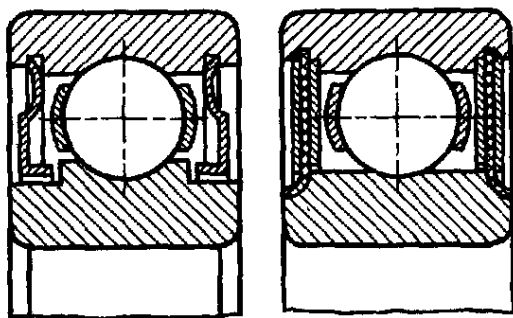


Рис. 17.24. Подшипники со встроенными уплотнениями

Щелевые уплотнения выполняют преимущественно в виде кольцевых щелей с проточками или без проточек (рис. 17.23, г, д). К этой же группе можно отнести уплотнения невращающимися защитными шайбами и щитками, образующими короткие щели. Защитное действие щелевых уплотнений незначительно; область применения — в машинах, работающих в чистой и сухой атмосфере.

Уплотнения, основанные на действии центробежной силы (рис. 17.23, е), просты и рациональны, но не обеспечивают полной защиты в связи с остановками машины. Поэтому их применяют в сочетании с другими, а также для защиты подшипников от загрязнения продуктами изнашивания из общей масляной ванны.

Хорошую защиту осуществляют комбинированные уплотнения, в частности лабиринтные и центробежные (при высоких скоростях).

В ответственных местах, например на выходе осей и валов автомобилей, применяют тройные уплотнения.

Применяют также подшипники со встроенными уплотнениями (рис. 17.24). Подшипники с двумя защитными шайбами выпускают заправленными смазочным материалом.

§ 17.19. МОНТАЖ И ДЕМОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ

Нередко наблюдается преждевременный выход подшипников из строя в связи с их повреждением или загрязнением при монтаже или перемонтаже, поэтому эти операции необходимо производить достаточно аккуратно.

Подшипники, устанавливаемые на вал со значительными натягами, особенно крупногабаритные подшипники, следует монтировать на вал в нагретом до 80... 90 °С (в масляной ванне) состоянии или охлаждать вал сухим льдом. В остальных случаях установки подшипников с натягом их можно напрессовывать на вал с помощью гидравлических или винтовых прессов.

Посадка подшипников на вал ударами молотка через медную или алюминиевую выколотку или трубку допустима только при малых натягах для мелких и средних подшипников. Демонтаж подшипников производится с помощью специальных съемников (рис. 17.25).

Общим правилом монтажа и демонтажа подшипников является условие, что усилие передается непосредственно на то кольцо, которое напрессовывается или снимается, а не передается через тела качения, иначе на дорожках и телах качения образуются вмятины.

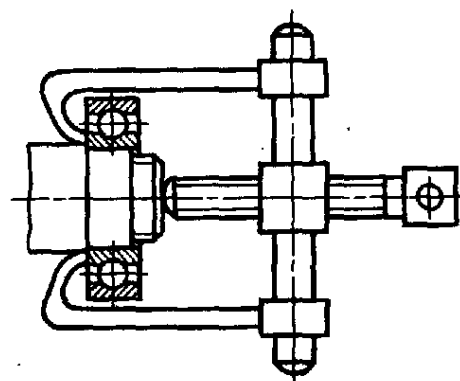


Рис. 17.25. Съемник для подшипников

ГЛАВА XVIII

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

§ 18.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Подшипники скольжения — это опоры вращающихся деталей, работающие в условиях скольжения поверхности цапфы по поверхности подшипника.

По направлению воспринимаемых нагрузок подшипники скольжения разделяют на две основные группы: радиальные, предназначенные для восприятия нагрузок, перпендикулярных к оси вала, и упорные для восприятия осевых нагрузок. При совместном действии радиальных и относительно небольших осевых нагрузок преимущественно применяют совмещенные опоры, в которых осевые нагрузки воспринимаются торцами вкладышей. Применяют также подшипники скольжения вместе с подпятниками качения.

Для работы без износа или с малым износом подшипники должны смазываться. Доминирующее распространение имеют подшипники с жидкостной смазкой, которым в общей части посвящена настоящая глава. Применяют также подшипники из самосмазывающихся материалов, с твердосмазочными покрытиями, с пластичными и газообразными смазочными материалами.

Для того чтобы между трущимися поверхностями мог длительно существовать масляный слой, в нем должно быть избыточное давление, которое самовозникает в слое жидкости при вращении цапфы (гидродинамическая смазка) или создается насосом (гидростатическая смазка).

Основное практическое применение имеют подшипники с гидродинамической смазкой.

Вращающийся вал под действием внешней нагрузки занимает в подшипнике

эксцентричное положение. Масло увлекается в клиновой зазор между валом и вкладышем и создает гидродинамическую поддерживающую силу (рис. 18.1, а). Гидродинамическое давление по длине подшипника распределяется неравномерно (рис. 18.1, б). При отсутствии начальных и упругих перекосов цапфы в подшипнике давление масла вследствие торцового истечения изменяется по параболе с показателем степени 2,2...2,3 и снижается до нуля у концов подшипника. При перекосах эйюра распределения давления становится несимметричной (штриховая линия на рис. 18.1, б).

Гидродинамическую смазку в подшипниках можно обеспечить в очень широком диапазоне условий работы, кроме очень малых скоростей.

Области применения. Подшипники скольжения в современном машиностроении значительно меньше применяются, чем подшипники качения. Однако они сохранили некоторые важнейшие

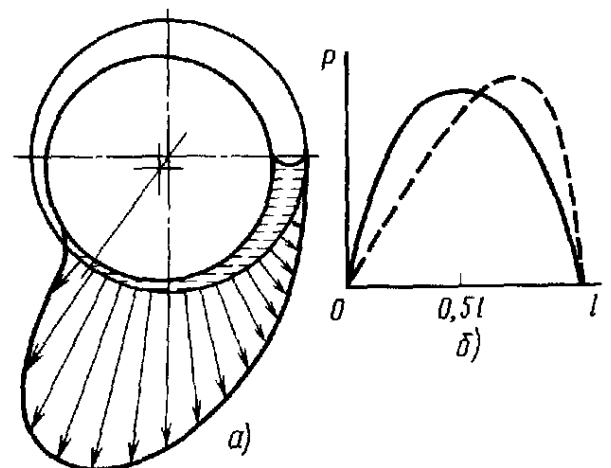


Рис. 18.1. Эпюры гидродинамического давления в подшипнике:

а — по окружности; б — по длине

области, где имеют преимущественное или равное применение с подшипниками качения. Широко применяют:

1. Подшипники, которые необходимо по условиям сборки выполнять разъемными (например, для коленчатых валов).

2. Подшипники особо тяжелых валов, для которых может потребоваться индивидуальное изготовление подшипников качения и они могут оказаться существенно дороже.

3. Подшипники, подверженные большим вибрационным нагрузкам и ударам, которые применяют из-за значительного демпфирующего действия масляного слоя и способности воспринимать ударные нагрузки.

4. Подшипники, требующие очень малых диаметральных размеров, в частности подшипники близко расположенных валов.

5. Подшипники для особо точного и равномерного вращения и точного поворота — гидростатические.

6. Подшипники для особо высоких частот вращения — газовые и электромагнитные.

Кроме того, подшипники скольжения применяют во вспомогательных тихоходных малоответственных механизмах.

Конструкции подшипников. Подшипник скольжения состоит из корпуса, вкладышей, поддерживающих вал, а также смазывающих и защитных устройств.

Корпус подшипника может представлять собой отдельную литую или сварную деталь, присоединяемую к ма-

шине (рис. 18.2) или выполняться за одно целое с неподвижной корпусной деталью (например, с рамой машины) или с подвижной деталью (например, с шатуном).

Корпуса подшипников выполняют цельными или разъемными (см. рис. 18.2).

Цельные корпуса проще в изготовлении и жестче, чем разъемные. Зато они требуют осевого монтажа вала, что для тяжелых валов представляет существенные трудности. Поэтому цельные корпуса применяют для валов небольших диаметров. Для коленчатых валов они неприменимы. Иногда корпуса подшипников выполняют с фланцами.

При разъемах корпуса облегчается монтаж валов, такие корпуса допускают регулирование зазоров в подшипнике сближением крышки и корпуса. Разъемные корпуса имеют основное применение в машиностроении, особенно в тяжелом. Стык корпуса и крышки выполняют параллельным основанию или перпендикулярным нагрузке. Стык надо выполнять таким, чтобы давление распределялось по нему равномерно. Иначе при затяжке крепежных винтов возможна деформация крышки, ведущая к искажению рабочей поверхности. Во избежание боковых смещений крышки относительно корпуса плоскость разъема выполняют ступенчатой или предусматривают центрирующие штифты.

Вкладыши применяют для того, чтобы не выполнять корпуса подшипников из дорогих антифрикционных материалов, для возможности замены после износа.

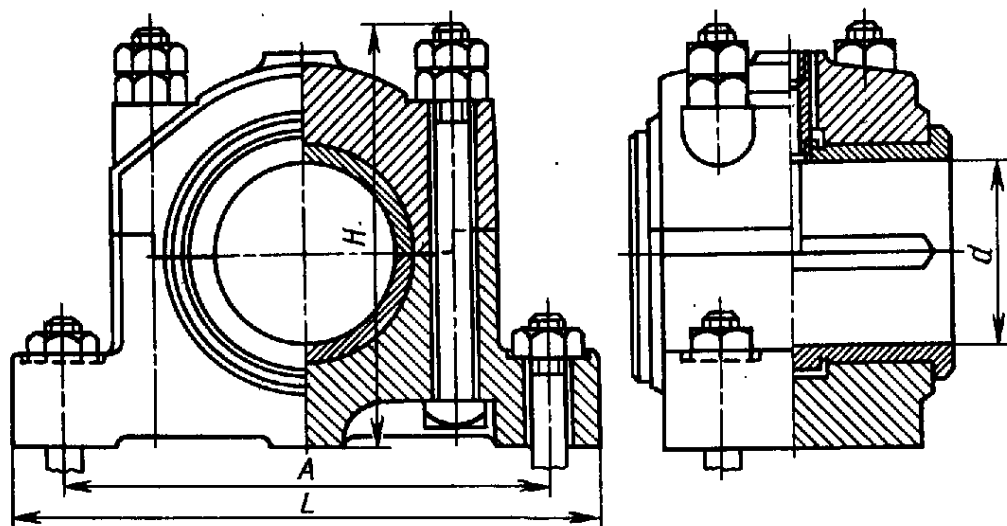


Рис. 18.2. Подшипник с разъемным корпусом

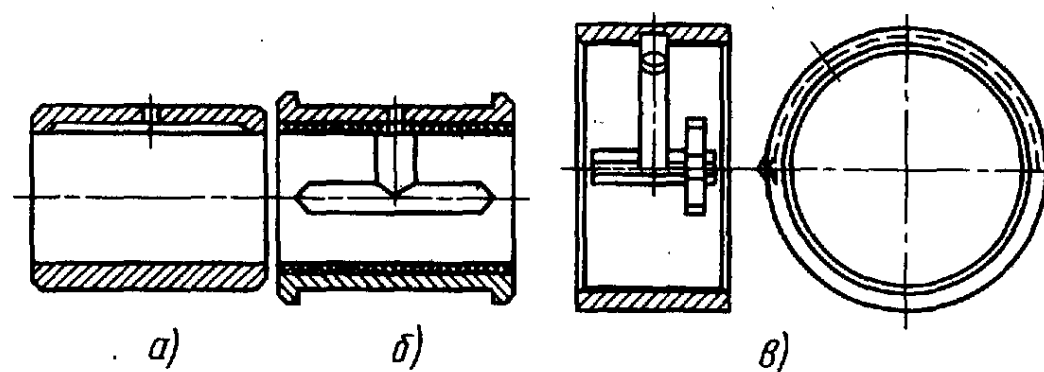


Рис. 18.3. Вкладыши подшипников:

a — втулка; *б* — вкладыш из двух половин с заливкой; *в* — вкладыш из ленты

Вкладыши в неразъемных подшипниках изготовляют в виде втулок (рис. 18.3, *a*), а в обычных разъемных подшипниках — из двух половин (рис. 18.3, *б*).

Вкладыши за срок службы изнашиваются на глубину, измеряемую как максимум, в десятых долях миллиметра. Однако выполнять вкладыши такой толщины нельзя по условию их прочности и по техническим возможностям. Поэтому вкладыши обычно выполняют биметаллическими; тонкий антифрикционный слой в них наплавлен на стальную, чугунную, а в ответственных подшипниках — на бронзовую основу. Мягкие антифрикционные материалы — баббиты и свинцовые бронзы — применяют исключительно в виде покрытий.

В мелкосерийном и единичном производстве наряду с биметаллическими вкладышами иногда применяют также более простые в изготовлении сплошные вкладыши из антифрикционных материалов средней и высокой прочности (из антифрикционных чугунов, текстолита, прессованной древесины).

Толщина литого вкладыша, устанавливаемого в корпус, $d_b = (0,035 \dots 0,05) d + 2,5$, где d — диаметр цапфы, мм.

Толщина заливки баббитом $\delta_1 = 0,01 d$.

Уменьшение толщины заливки баббитом резко повышает сопротивление усталости слоя.

Толщина полиамидного вкладыша $\delta_b = (0,04 \dots 0,05) d + 1$, мм; толщина пластмассового покрытия $(0,015 \dots 0,02) d$.

В массовом производстве вкладыши штампуют из ленты, на которую нанесен антифрикционный материал (рис. 18.3, *в*). Это приводит к значительному уменьшению расхода цветных металлов (в 3...

10 раз), многократному сокращению трудоемкости (до 10 раз) и повышению качества подшипников. Переход на централизованное изготовление стандартизованных вкладышей из ленты является важнейшей технологической тенденцией развития производства подшипников скольжения.

Антифрикционный слой наносится на ленту заливкой или спеканием порошков на ленте (бронзы) или совместной прокатной (алюминиевые сплавы).

Толщина ленты составляет 1,5...2,5 мм с антифрикционным слоем толщиной 0,2...0,3 мм. Вкладыши устанавливают в корпуса с натягом и предохраняют от проворачивания установочными штифтами.

Одним из возможных направлений развития подшипников скольжения может явиться выполнение их в виде отдельных агрегатов, включающих кольцо, насаживаемое на вал и образующее цапфу (по аналогии с подшипниками качения). Простейшим примером могут служить так называемые шарнирные подшипники для качательного движения, стандартизован-

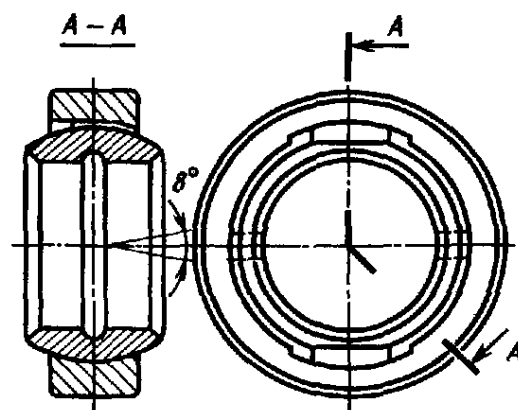
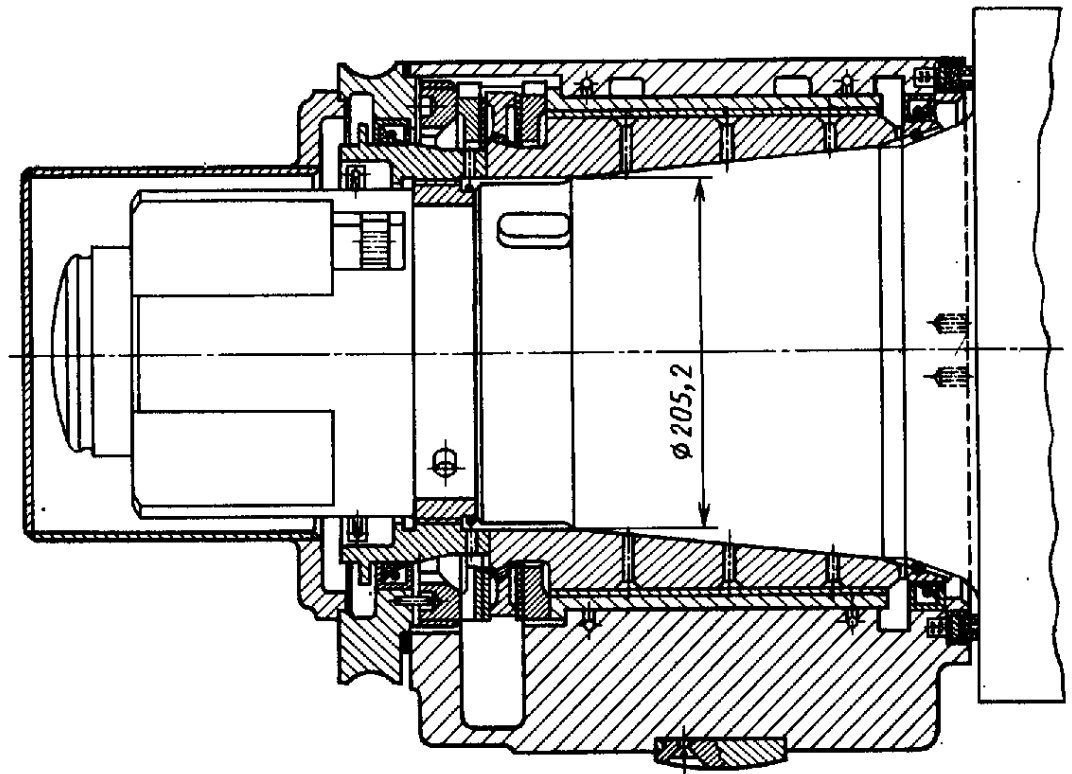


Рис. 18.4. Шарнирный подшипник

Рис. 18.5. Подшипник с жидкостной смазкой валков прокатных станов



ные и изготавливаемые подшипниковой промышленностью (рис. 18.4). К агрегатным подшипникам могут быть отнесены подшипники с жидкостной смазкой для валков прокатных станов (рис. 18.5). Валки своими конусными шейками входят в конусные втулки, которые образуют собой цапфу. Это позволяет легко менять валки.

Существенное влияние на работоспособность оказывает выбор оптимального отношения длины подшипника l к диаметру d . Увеличение длины подшипника приводит к уменьшению среднего давления в подшипнике, но к резкому увеличению кромочных давлений и повышению температуры из-за местных сближений поверхностей и худшего охлаждения. Уменьшение отношения l/d ниже некоторого предела приводит к усиленному вытеканию масла через торцы подшипника и к снижению несущей способности.

Отношение l/d берут малым при стесненных осевых габаритах, малых зазорах и больших скоростях и тем большим, чем меньше начальные и упругие перекосы валов в подшипниках. В связи с повышением скоростей машин наблюдается закономерная тенденция уменьшения отношения l/d .

В коротких подшипниках скольжения, изготавливаемых почти в габаритах подшипников качения, $l/d = 0,3 \dots 0,4$; в подшипниках быстроходных поршневых двигателей внутреннего сгорания (автомобильных) $0,5 \dots 0,6$; в подшипниках дизелей $0,5 \dots 0,9$; в подшипниках с жидкостной смазкой прокатных станов $0,6 \dots 0,9$; в подшипниках общего машиностроения оно иногда доходит до 1,5.

Оптимальное отношение l/d для большинства стационарных машин равно $0,6 \dots 0,9$. Более высокие значения отношения оправданы только в случаях высоких требований к демпфированию колебаний, особо высокой жесткости валов или самоустанавливающихся конструкций подшипников.

Важным условием хорошей работы подшипников являются малые перекосы осей цапфы и подшипника под нагрузкой. Особенно опасны кромочные давления при выполнении вкладышей из твердых материалов — чугуна и твердой бронзы.

Для уменьшения влияния перекосов целесообразно применять самоустанавливающиеся подшипники, в которых вкладыши выполняют со сферической опорной поверхностью, описанной из центра подшипника (рис. 18.6, а). Иногда применяют

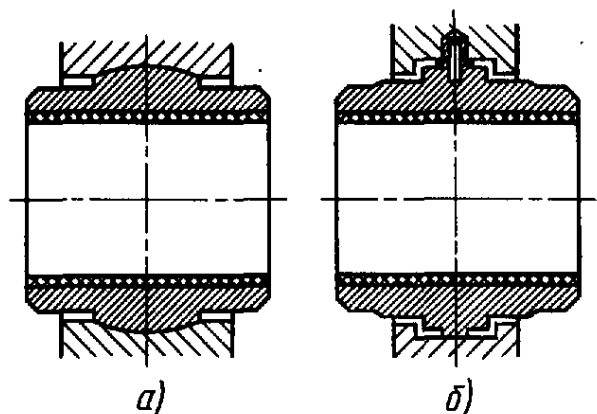


Рис. 18.6. Схемы самоустанавливающихся подшипников

опору в виде узкого пояса с малой угловой контактной жесткостью (рис. 18.6, б).

Обычно самоустанавливающиеся подшипники применяют при невозможности точной установки, например, при монтаже на разных основаниях или при больших упругих деформациях валов.

Уменьшить кромочные давления можно также расточкой вкладыша не по цилиндрической поверхности, а по поверхности гиперболоида вращения с разностью диаметров по торцам и в середине порядка 0,03...0,05 мм. Иногда скашивают кромки примерно на такую же глубину.

Регулирование зазора применяют для установления оптимального зазора в прецизионных подшипниках (на заводе-изготовителе) и для компенсации износа при ремонтах.

Разъемные подшипники регулируют, сближая вкладыши (см. рис. 18.2) путем: а) уменьшения толщины прокладок между ними; б) снятия металла с поверхностей контакта крышки и корпуса.

Неразъемные подшипники для валов с цилиндрическими цапфами регулируют путем радиального деформирования вкладышей (рис. 18.7). Для этого вкладыши выполняют с конической наружной поверхностью и при помощи гайки перемещают в осевом направлении в коническом отверстии корпуса. Вкладыш сжимается по трем образующим. Особенность конструкции подшипника заключается не только в тонком регулировании зазора, но и в создании в трех местах по окружности суживающихся зазоров, а следовательно, трех

масляных клиньев, которые обеспечивают хорошее центрирование вала и безвибрационную работу.

Для облегчения регулирования подшипников можно цапфы выполнять коническими. Такие подшипники регулируют путем относительного осевого перемещения вкладыша или вала.

Следует иметь в виду, что при регулировании изношенных подшипников без дополнительного шабрения или расточки рабочая поверхность вкладыша сохраняет некруглую форму.

В некоторых тяжелых машинах подшипники должны позволять регулировать положение оси вала, что достигается специальными подкладками.

Форму расточки вкладышей обычно выбирают круглой цилиндрической, как наиболее простой для изготовления. Однако круглая форма не является оптимальной. Несущая способность подшипников при сохранении постоянства вязкости масла резко растёт с уменьшением зазора, но при уменьшении зазора растёт теплообразование и температура, а вязкость сильно падает. Поэтому современные подшипники для тяжелых нагрузок, например, в прокатных станах растачивают из двух раздвинутых центров, чтобы обеспечить малые углы клина и, следовательно, большую несущую способность масляного слоя при отсутствии повышенного теплообразования в ненагруженной зоне. Для улучшения охлаждения

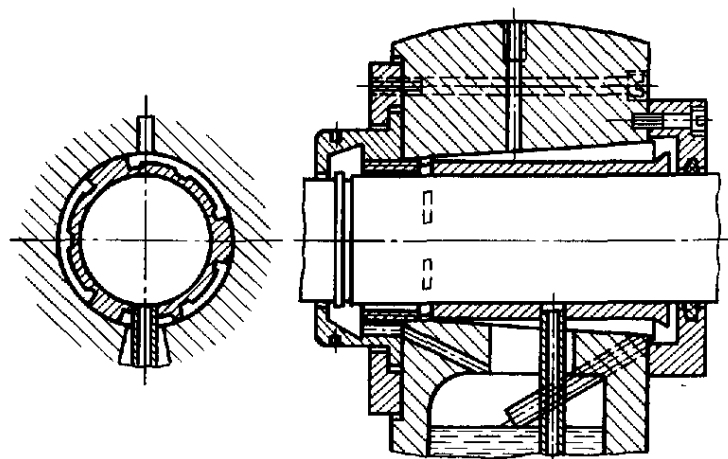


Рис. 18.7. Подшипник трехклиновой с регулированием зазоров

ния предусматривают карманы в виде расточек большого радиуса.

В быстроходных подшипниках вследствие большой несущей способности масляного клина шейки валов занимают положения, близкие к концентричному, при котором жесткость масляного клина мала и возникает опасность вибраций. Поэтому прецизионные быстроходные подшипники выполняют с несколькими сужениями зазоров и, следовательно, с несколькими масляными клиньями по окружности. Это обеспечивает центрирование вала и безвибрационную работу. Сужения зазоров достигают:

а) при изготовлении вкладышей, например, приданием рабочей поверхности «лимонной» формы расточкой вкладышей с прокладкой в стыке между ними, которую потом вынимают;

б) местным упругим деформированием по нескольким образующим (см. рис. 18.7).

§ 18.2. ПОДШИПНИКОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Антифрикционные свойства трущихся пар зависят от сочетания материалов вала, подшипника и смазки.

Подшипниковые материалы выбирают в применении к работе в паре со стальными или реже чугунными цапфами валов. В связи с тем, что стоимость валов, как правило, значительно выше стоимости вкладышей (особенно таких валов, как коленчатые и другие коренные валы), они должны изнашиваться меньше, чем вкладыши. Подшипники работают тем надежнее, чем выше твердость шеек валов. Шейки, как правило, закаливают. Под быстроходные подшипники шейки закаливают (после цементации) до высокой твердости 55...60 HRC, или азотируют.

К подшипниковым материалам могут быть предъявлены комплексные требования, соответствующие основным критериям работоспособности подшипников, а именно: а) низкому коэффициенту трения в паре с материалом шейки вала; б) износостойкости; в) сопротивлению усталости.

Эти комплексные требования можно выполнить, если будут обеспечены следующие основные свойства подшипниковых материалов:

а) теплопроводность, обеспечивающая интенсивный теплоотвод от поверхностей трения, и малый коэффициент линейного расширения во избежание больших изменений зазоров в подшипниках;

б) прирабатываемость, обеспечивающая уменьшение кромочных и местных давлений, связанных с упругими деформациями и погрешностями изготовления;

в) хорошая смачиваемость маслом и способность образовывать на поверхностях стойкие и быстро восстанавливаемые масляные пленки;

г) коррозионная стойкость;

д) малый модуль упругости.

Кроме того, существенное значение имеют технологические свойства: литейные, хорошая обрабатываемость резанием и т. д.

Хорошей работе антифрикционного материала благоприятствует структура баббитов, характеризуемая пластической основой с более твердыми, вкрапленными в нее составляющими.

Подшипниковые антифрикционные материалы по химическому составу делят на три группы:

а) металлические — баббиты, бронзы, сплавы на цинковой основе, сплавы на алюминиевой основе, антифрикционные чугуны;

б) металлокерамические;

в) неметаллические — пластмассы, древесные пластики, резины и др.

Металлические материалы. Баббиты — давно применяемые в технике высококачественные подшипниковые сплавы на основе олова или свинца, характеризующиеся низкой твердостью (применяют только в качестве заливки или тонкослойных покрытий), хорошей прирабатываемостью и относительно низкими требованиями к твердости шеек вала и к состоянию трущихся поверхностей.

Недостатки баббитов — относительно невысокое сопротивление усталости, огра-

ничающее их применение в машинах ударного действия и в быстроходных поршневых машинах.

При высоких скоростях и давлениях применяют высокооловянные баббиты Б83, Б88, допускающие работу при давлениях до $p=20$ МПа и $pv=75$ МПа·м/с. Во избежание выплавления баббиты применяют при температурах до 110°C . Характерные примеры применения: в подшипниках паровых турбин, мощных электрических генераторов и двигателей. Высокооловянные баббиты вызывают минимальный износ цапф.

К числу давно применяемых в машиностроении подшипниковых сплавов относятся оловянно-свинцовые баббиты Б16 и БН, близкие по своим свойствам к высокооловянным ($p \leq 10...15$ МПа, $pv \leq 30$ МПа·м/с).

Для тонкослойных покрытий, в частности в автомобилях, применяют баббит СОС 6-6 (88 % свинца, 6 % олова и 6 % сурьмы). Предусматривается металлокерамический подсло́й, спеченный из порошка с 40 % никеля и 60 % меди на стальной основе. При этом обеспечивается хорошее сцепление слоев, так как металлокерамический подсло́й пропитывается баббитом, образуя с ним сильно увеличенную поверхность сцепления; подсло́й также диффундирует в стальную основу. Этот баббит имеет повышенное сопротивление усталости, обеспечивает в связи с отсутствием твердых составляющих малый износ цапф и допускает высокопроизводительную технологию изготовления вкладышей (штамповкой из ленты).

К числу баббитов, применяемых для тонкослойных покрытий, относятся также баббиты БК2 с добавкой переплава.

Безоловянные кальциевые баббиты БК2 обладают вполне удовлетворительными антифрикционными свойствами; они хорошо работают при ударных нагрузках и повышенных температурах; их широко применяют в машинах железнодорожного транспорта и дизелях.

Бронзы. Универсальными антифрикционными свойствами обладают оловя-

ные и оловянно-цинково-свинцовые бронзы. Широко известна универсальная оловянно-фосфористая бронза БрО10Ф1, особенно эффективная при высоких давлениях и средних скоростях. Применение ее ограничивается большим содержанием олова. К числу оловянно-цинково-свинцовых бронз относятся БрО4Ц4С17 и БрО4Ц7С5.

При высоких скоростях и давлениях (до $p=30$ МПа) и, в частности, при переменных нагрузках, характерных для двигателей внутреннего сгорания, применяют свинцовую бронзу БрС-30, обладающую повышенным по сравнению с высокооловянными баббитами сопротивлением усталости. Свинцовая бронза предъявляет гораздо более высокие, чем баббиты, требования к твердости цапф (обязательна закалка) и к шероховатости поверхностей цапф и вкладышей, а также к смазочным маслам, так как окисленные масла вызывают коррозию.

Износ цапф — больше, чем при баббитовых вкладышах. Увеличением содержания свинца до 35 % можно уменьшить износ. Свинцовую бронзу наносят на ленту, из которой штампуют вкладыши, или заливают во вкладыши. В связи с опасностью коррозии применение свинцовой бронзы несколько сокращается.

В ответственных подшипниках рабочую поверхность вкладыша покрывают тонким приработочным слоем из сплава свинца с оловом, индия или олова.

При значительных давлениях и малых скоростях в условиях работы с закаленной цапфой вала применяют алюминиево-железистую бронзу.

Важную группу составляют подшипниковые сплавы на основе алюминия, характерные высокой теплопроводностью, обеспечивающей меньшую температуру и соответственно меньшее изменение вязкости масла. Они обладают высокой коррозионной стойкостью и сопротивлением усталости, а также экономичны вследствие низкой стоимости исходного материала.

Безоловянные алюминиевые подшипниковые сплавы обладают достаточно высокими антифрикционными

свойствами, но при высоких скоростях обладают недостаточным сопротивлением задирам, чувствительны к загрязнению масла, а также имеют повышенный коэффициент линейного расширения. В СССР наибольшее распространение из этих сплавов получил сплав АСМ, широко применяемый для подшипников тракторных двигателей.

Наиболее перспективными считают алюминиево-оловянные антифрикционные сплавы, обладающие высокими антифрикционными свойствами и сопротивлением усталости. Применяют сплавы АО9-2 (9 % олова, 2 % меди, заготовки — литье, монометалл), АО9-2Б (литье, биметалл), АО9-1 и АО20-1 (прокат, биметалл). Эти сплавы обеспечивают оптимальную структуру и способны в режимах масляного голодания образовывать на поверхностях цапф защитную пленку из олова. Например, сплавы АО9-1 и АО9-2 успешно применяют в подшипниках двигателей внутреннего сгорания тепловозов, судов, тяжелых тракторов.

Из цинковых подшипниковых сплавов распространен сплав ЦАМ 10-5 (10 % алюминия, 5 % меди, остальное цинк). Благодаря своим достаточно хорошим антифрикционным свойствам, не дефицитности исходных материалов, невысокой стоимости и простоте изготовления его широко применяют вместо баббитов типа Б16 и бронз.

К недостаткам сплава относятся плохая прирабатываемость, а потому повышенные требования к точности поверхностей и большой коэффициент линейного расширения. Наибольшая допустимая температура подшипника 80 °С. Сплав применяют для заливки или для изготовления целых вкладышей.

В последнее время начали применять сплав ЦАМ 9-1,5, для которого разработана технология изготовления биметаллической ленты. Испытания показали высокую износостойкость сплава.

Все большее распространение получают *полиметаллические* многослойные подшипники. В частности, для автомобильных

двигателей применяют подшипники, имеющие стальную основу, слой свинцовой бронзы толщиной 0,25 мм, служащий податливой подушкой с хорошей теплопроводностью и сопротивлением усталости, весьма тонкий слой никеля или сплава меди с цинком во избежание диффузии олова и, наконец, поверхностный антифрикционный, хорошо прирабатывающийся слой олово — свинец толщиной 25 мкм.

Для тихоходных умеренно нагруженных подшипников можно применять антифрикционные чугуны (ГОСТ 1585—79). Твердость цапфы вала должна быть обязательно выше твердости чугунных вкладышей на (20...40) НВ. Должны быть обеспечены тщательный монтаж и минимум перекосов, тщательная приработка с постепенным повышением нагрузки, бесперебойная смазка.

Допускаемые давления резко снижаются с ростом скорости. Это иллюстрируется приводимыми ниже допускаемыми давлениями p , МПа (в числителе) при скорости v , м/с (в знаменателе): для чугунов АЧС1 p/v равно 2,5/5 и 9/0,2, для АЧС2—0,1/3 и 9/0,2; для АЧС3—6/0,75; для АЧС4—15/0,5; для АЧС5—20/1 и 30/0,4; для АЧС6—9/4.

Металлокерамические материалы. Эти материалы, изготавливаемые из порошков путем прессования и спекания в защитной атмосфере, применяют в связи с их удовлетворительной работой при скудном смазывании. Материалы имеют пористую структуру с объемом пор 15...35 %, который заполняется маслом (путем специальной пропитки вкладышей горячим маслом).

Широкое применение имеют железографитовые вкладыши, содержащие 1...3 % графита (остальное железо). Применяют также бронзографитовые вкладыши, содержащие 10 % олова, 1...4 % графита (остальное медь), но они по своим свойствам мало отличаются от значительно более дешевых железографитовых вкладышей. Обработка резанием не рекомендуется; возможно калибрование.

Основная область применения этих материалов — самосмазывающиеся подшипники, в которых трудно или невозможно обеспечить надежную смазку обычными средствами.

При низких режимах работы металло-керамические подшипники могут в течение длительного времени работать, получая масло из пор вкладышей. Для железо-графитовых подшипников со средней пористостью 20...25 % при спокойной нагрузке допускается:

v , м/с	0,1	0,5	1	1,5
p , МПа	15	7	6,5	6

v , м/с	2	2,5	3	3,5	4
p , МПа	5,5	4,5	3,5	1,8	0,8

Неметаллические материалы. Из неметаллических материалов для вкладышей подшипников применяют: а) пластмассы; б) прессованную древесину (лигностон); в) твердые породы дерева (бокаут, самшит, дуб и др.); г) резину; д) графитовые материалы.

Существенная особенность большинства неметаллических подшипниковых материалов в связи с их низкой теплопроводностью состоит в том, что для них лучшим смазочным материалом является вода, обеспечивающая хорошее охлаждение. Только при малых скоростях и больших давлениях необходимо масло или эмульсия.

При использовании воды во избежание коррозии вала в подшипник перед остановкой вводят пластичный смазочный материал (например, солидол) или на вал наносят покрытие из коррозионно-стойкой стали.

Причины применения неметаллических материалов: а) отсутствие химического сродства с материалом вала; б) хорошая прирабатываемость; в) мягкие продукты износа; г) возможность эффективного использования в качестве смазочного материала воды или другой жидкости, являющихся рабочей средой в машине.

Основные области применения пластмассовых вкладышей в подшипниках:

1) при невозможности применять жидкий смазочный материал и необходимости обеспечивать полную или частичную самосмазываемость (подвески автомобиля, подшипники некоторых химических и текстильных машин);

2) при смазывании рабочей средой (погружных насосов, некоторых пищевых машин);

3) в тяжелых тихоходных машинах, в которых не всегда обеспечивается жидкостная смазка, что связано с частыми пусками и остановками, с низкими скоростями, повышенными местными давлениями из-за упругих деформаций или технологических погрешностей.

В подшипниках, постоянно работающих в условиях жидкостной смазки, применять пластмассы нецелесообразно. Это связано с низкой теплопроводностью пластмасс, большим коэффициентом линейного расширения, разбуханием от поглощаемой влаги и, наконец, с худшим состоянием поверхности. В трущихся парах с пластмассой жидкостная смазка возникает при больших скоростях скольжения, чем в металлических.

Исключение составляют подшипники с пористым бронзовым поверхностным слоем на стальной основе, пропитанным фторопластом-4 и свинцом, с добавками графита и двусернистого молибдена. Этот материал благодаря тонкому слою фторопласта-4 и его высоким антифрикционным свойствам почти не имеет недостатков, свойственных пластмассовым подшипникам. Вместе с тем он имеет ряд существенных достоинств: самосмазываемость, что повышает надежность подшипников и позволяет при легких режимах работать без смазочного материала, возможность работы в широком диапазоне температур (от очень низких до очень высоких), химическую стойкость.

К числу самосмазывающихся подшипниковых материалов, позволяющих работу без жидкого смазочного материала, относится аман — материал на основе специальных смол с наполнителем. Детали

из амана изготовляют методами горячего прессования. Максимально допустимое давление до 5...6 МПа.

Текстолит, древесно-слоистые пластики и прессованная древесина — давно известные антифрикционные материалы. Их применяют в тяжелом машиностроении (в подшипниках шаровых мельниц, блюмингов и крупносортовых станков горячей прокатки). В этих машинах не требуется высокая точность, а податливость этих материалов благоприятна для смягчения динамических нагрузок. Опытные данные показывают, что долговечность этих подшипников больше, чем бронзовых. Слоистые материалы лучше работают торцовыми поверхностями.

Полиамидные (капроновые) вкладыши обладают хорошей технологичностью и достаточно высокими антифрикционными свойствами капрона. Антифрикционные свойства капрона значительно повышаются от добавления дисульфида молибдена и графита.

Скорость изнашивания капрона в условиях трения при граничной смазке в 3...4 раза ниже скорости изнашивания бронзы БрОЦС6-6-3.

Зазоры в пластмассовых подшипниках, учитывая их разбухание от влагопоглощения и повышенный коэффициент линейного расширения, должны быть увеличенными. В капроновых подшипниках зазоры должны быть увеличены: на 3 % толщины стенки — для учета влагопоглощения и на величину температурной деформации стенок. Допустимые давления в капроновых подшипниках при малых скоростях (до 0,5 м/с) могут быть до 10 МПа, при скорости 4 м/с — до 3 МПа (при достаточном количестве смазочного материала).

В последнее время начали также применять подшипники из прессованных спеченных полиамидов.

Резиновые подшипники изготовляют методом горячей вулканизации двухслойными в металлической кассете с продольными канавками для лучшего

охлаждения и уноса абразивных частиц. Фрикционный слой делают более твердым и износостойким, а внутренний — более податливым. Недостаток резины как подшипникового материала — невозможность из-за больших упругих деформаций обеспечения обычными способами правильного клинового зазора в подшипнике. В подпятниках этот недостаток устраняется при выполнении опорных подушек с консолями, которые, отгибаясь, обеспечивают захват масла.

Порошковые антифрикционные материалы на основе углерода применяют в основном для работы без смазочного материала. Они обладают высокой температурной и химической стойкостью, но плохо сопротивляются ударным нагрузкам.

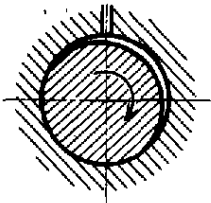
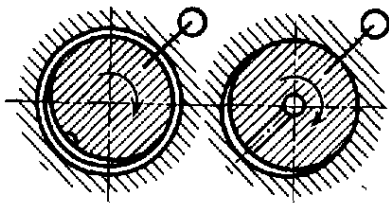
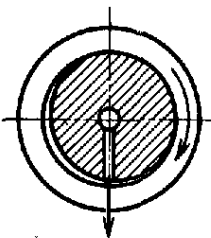
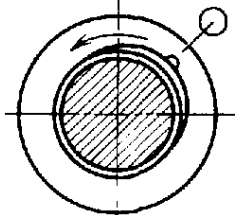
Применяют углеродные графитированные материалы (АГ), углеродные обожженные (АО), лучше воспринимающие удары, но менее теплопроводные, и углеродные графитированные, пропитанные баббитом или сплавом меди и свинца, с повышенной несущей способностью.

Непропитанные материалы имеют пористость 12...20 %. Они работают без смазочного материала.

Применяют графитопорошковые материалы на основе графита и фторопласта и графитопластовые материалы на основе графита и фенолформальдегидной смолы. Они сочетают свойства своих составляющих.

Графитовые подшипники обеспечивают низкий коэффициент трения (0,04...0,05), сохраняют свои антифрикционные свойства в широчайшем диапазоне температур (от -200 до $+1000$ °С) и обладают высокой теплопроводностью и коррозионной стойкостью. Поэтому их применяют в условиях затрудненной смазки или невозможности смазки, при работе в агрессивных средах, при высоких или низких температурах. Эти материалы хорошо себя зарекомендовали в быстроходных подшипниках с газовой смазкой (в условиях трения без смазочного материала при пуске).

18.1. Оптимальные области подвода масла в подшипник

Условия работы	Нагрузка	
	постоянного направления	вращающаяся вместе с вращающейся деталью
Вращается вал		
Вращается корпус		

Подвод и распределение смазочного материала. Оптимальное место подвода смазочного масла в подшипник при при-иудительной смазке — область наибольших зазоров (табл. 18.1). Подвод масла в эту область особенно выгоден в случае, если необходимо обеспечить хорошее охлаждение подшипника. При подаче масла самотеком оптимальная область подвода масла смещается в сторону увеличения зазора, где возникает разрежение. При определенных условиях возможно

даже засасывание масла из ванны, расположенной ниже подшипника.

При вращающейся нагрузке (например, от центробежных сил) подвод масла желательно осуществлять через вращающуюся деталь, так как оптимальная область подвода масла вращается вместе с деталью. Возможна подача масла также через неподвижную деталь с помощью кольцевой канавки, непрерывно питающей продольную канавку, расположенную на вращающейся детали в области наибольших зазоров.

Масло в подшипнике распределяется смазочными канавками (рис. 18.8). В подшипниках с жидкостной смазкой смазочные канавки можно располагать только в ненагруженной зоне подшипника. Канавки в нагруженной зоне вызывают резкое снижение несущей способности масляного слоя. Обычно применяют прямую канавку по образующей, проходящую через отверстие для подвода масла в ненагруженной зоне и не доходящую до торцов подшипника на 0,1 длины подшипника с каждой стороны. Канавку в условиях чистых смазочных материалов выполняют с плавными закруглениями. Однако нужно иметь в виду, что канавка способствует образованию воздушного пузыря и при

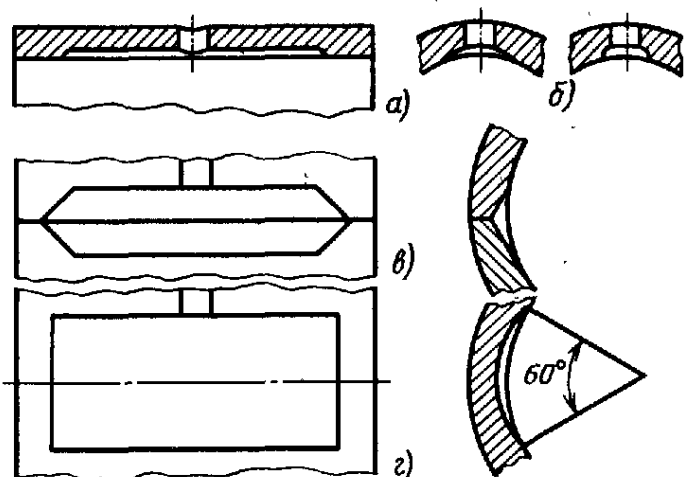


Рис. 18.8. Смазочные канавки:

а — во втулках при чистой смазке; *б* — при необходимости удаления загрязнений; *в* — простейшие карманы в разъемных вкладышах; *г* — большие карманы в виде эксцентрических расточек

достаточных зазорах в подшипниках ее можно не делать.

Для плохо прирабатывающихся материалов, а также при возможности попадания абразива целесообразны продольные канавки, которые служат для удаления продуктов изнашивания. В этих случаях канавки выполняют с острыми кромками.

В местах стыка вкладышей делают неглубокие карманы или «холодильники» (рис. 18.8, в).

Назначение «холодильников» — распределять масло по длине подшипника и повышать теплоотвод через масло, а также предотвращать вредное влияние на работу подшипников местных деформаций вкладышей у стыка. К «холодильникам» подводят смазочный материал. На разъемных и неразъемных ответственных крупных подшипниках «холодильники» выполняют в виде расточек со смещенным центром (рис. 18.8, г), которые существенно уменьшают потери на трение и нагрев подшипников.

§ 18.3. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ

Основными критериями работоспособности подшипников являются: износостойкость — сопротивление абразивному изнашиванию и схватыванию; сопротивление усталости при пульсирующей нагрузке.

Абразивное изнашивание может возникать вследствие недостаточной несущей способности масляного слоя при установившемся режиме работы, неизбежного смешанного трения при пуске и останове (при отсутствии гидростатической разгрузки) и особенно вследствие опаданий со смазочным материалом абразивных частиц, соизмеримых с толщиной масляного слоя.

Схватывание обычно происходит вследствие местной потери масляной пленкой своей защитной способности из-за повышенных общих и особенно местных

давлений и температур. В подшипниках обычно образуются местные «горячие зоны», от которых начинается схватывание. Схватывание проявляется особенно активно при незакаленных шейках валов и при твердых материалах вкладышей, в частности твердых бронзах.

Схватыванию способствуют: повышенные кромочные давления как следствие начальных и упругих перекосов валов в подшипниках; упругое сжатие полых тонкостенных цапф валов; дефекты трущихся поверхностей (включая заусенцы, острые кромки смазочных канавок, повреждения поверхностей при шабрении); температурные деформации валов.

При малых зазорах, связанных с высокими требованиями к точности вращения валов, возможен выход из строя подшипника из-за температурных деформаций, приводящих к захватыванию цапфы.

Усталостные разрушения фрикционного слоя наблюдаются при значительной пульсации нагрузки: в поршневых машинах, машинах ударного и вибрационного действия и т. д.

При низкокачественной заливке вкладышей наблюдаются случаи отслаивания заливки.

Основной расчет подшипников скольжения — это расчет на жидкостную смазку, который основывается на том, что масляный слой должен воспринимать всю нагрузку, а его толщина должна быть больше сумм высот неровностей обработки поверхностей цапфы и вкладыша и разности прогибов вала на длине цапфы. Жидкостная смазка в подшипнике обеспечивает его износостойкость и сопротивление схватыванию.

Составной частью расчета при жидкостной смазке является тепловой расчет, так как недопустимое повышение температуры может привести к недопустимому изменению свойств или кипению смазочного материала, к выплавлению заливки вкладыша, а также к недопустимым температурным деформациям и захватыванию вала в подшипнике.

Применяют также условные расчеты.

§ 18.4. УСЛОВНЫЕ РАСЧЕТЫ ПОДШИПНИКОВ

Условные расчеты подшипников позволяют в простейшей расчетной форме использовать опыт конструирования и эксплуатации машин. Они дают удовлетворительные результаты, если расчетные параметры назначают по опыту работы машин данного типа с близкими характеристиками.

Для подшипников при жидкостной смазке условные расчеты применяют как предварительные; для подшипников, работающих при полужидкостной смазке, ввиду отсутствия соответственной теории расчета — как основные.

Расчет по допускаемым давлениям в подшипниках. Расчет, как правило, ведут по нагрузке, отнесенной к проекции цапфы:

$$p = \frac{F_r}{dl} \leq [p].$$

В подшипниках большинства стационарных машин при отсутствии особых требований к габаритам $p = 1 \dots 4$ МПа (в зависимости от условий работы и материалов).

В коренных и шатунных подшипниках двигателей внутреннего сгорания $p = 4 \dots 20$ МПа. В подшипниках прессов, ковочных машин, прокатных станов $p = 10 \dots 30$ МПа.

Расчет обычно используют как проверочный, так как диаметр цапфы определяется конструктивно после расчета вала.

Однако размеры цапфы можно также определить из расчета подшипника. Задавшись $\xi = l/d$, можно написать

$$d \geq \sqrt{\frac{F_r}{\xi [p]}}.$$

Истинные давления в подшипниках при отсутствии жидкостной смазки определяются из решения задачи теории упру-

гости для сжатия цилиндров с близкими радиусами при внутреннем контакте. Формулы Герца для подшипников скольжения неприменимы.

Если сила на подшипник при его обычном расположении направлена вверх, то задача сводится к задаче о сжатии цилиндра и проушины.

Расчет по произведению давления в подшипнике на скорость скольжения:

$$pv \leq [pv].$$

Расчет по произведению pv принят как расчет в простейшей форме, учитывающей скорость.

Произведение pv в некоторой степени характеризует теплообразование в подшипнике (если принять коэффициент трения постоянным), а также характеризует износ.

В подшипниках большинства стационарных машин $pv = 2 \dots 10$ МПа·м/с. В подшипниках быстроходных и тяжелонагруженных машин при хорошем охлаждении и других специальных мероприятиях значения pv могут быть значительно повышены.

В подшипниках автомобильных двигателей $pv = 25 \dots 35$ МПа·м/с.

Допускаемые давления p и особенно характеристика подшипников pv колеблются в очень широких пределах. Это связано с многообразием факторов, влияющих на работу подшипников. К ним относятся в первую очередь материалы, качество изготовления, кромочные давления, смазка, охлаждение, условия пуска, цикл работы и т. д.

В системе координат скорость скольжения в подшипнике v — давление p условные расчеты ограничивают область допустимых режимов работы подшипников двумя прямыми $p = [p]$, $v = [v]$ и гиперболой $pv = [pv]$.

§ 18.5. РАБОТА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ В УСЛОВИЯХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СМАЗКИ¹

Работа подшипников в этих условиях подчиняется гидродинамической теории смазки. Основоположителем этой теории по праву считается профессор Петербургского технологического института Н. П. Петров. Выдающееся значение в создании этой теории имели работы знаменитого английского физика Осборна Рейнольдса. Существенные вклады были внесены А. Зоммерфельдом, Н. Е. Жуковским, С. А. Чаплыгиным, А. Мичелом, а также многими советскими исследователями.

При отсутствии вращения цапфа вала лежит на вкладыше. При вращении без нагрузки цапфа занимает в подшипнике почти центральное положение. При нагружении вращающаяся цапфа смещается под углом к направлению действия силы — масляный слой отжимает цапфу в сторону. Траектория перемещения центра цапфы при росте нагрузок, как показывают эксперименты, близка к полуокружности с диаметром, равным радиальному зазору в подшипнике (см. рис. 18.1). При малых нагрузках боковое смещение цапфы масляным клином по сравнению со смеще-

нием вдоль силы велико и, наоборот, при больших нагрузках, при которых цапфа ложится на вкладыш, боковое смещение близко к нулю.

Несущий масляный слой начинается от кромки смазочной канавки или кармана.

Основное распространение имеют полувинные подшипники, у которых подвод масла осуществляется в плоскости разъема, а нагрузка близка к перпендикулярной разъему. Дуга охвата близка к 180° . При больших карманах дуга охвата уменьшается до 120° . Применяют также полные подшипники, у которых масло подводится в зону наибольшего зазора.

Наибольшее давление p_{\max} возникает в точке B между направлением нагрузки и линией центров OC (см. рис. 18.11).

Конец масляного слоя D находится недалеко за точкой C минимального зазора. Как показывают опыты с прозрачными моделями подшипников, в непосредственной близости от места минимального зазора начинается разрыв струй масла.

Движение масла в зазоре подшипника происходит следующим образом. Скорость слоя масла, смачивающего цапфу, вследствие адсорбции масла металлом, равна скорости цапфы. Скорость слоя масла, смачивающего неподвижный вкладыш, по тем же причинам равна нулю.

При отсутствии радиальной нагрузки и при постоянном кольцевом зазоре скорость масла по толщине слоя изменяется по линейному закону от нуля до скорости цапфы (рис. 18.9, *а*). Это связано с тем, что каждый движущийся слой масла увлекает соседний, причем с одинаковым касательным напряжением, так как вязкость постоянна.

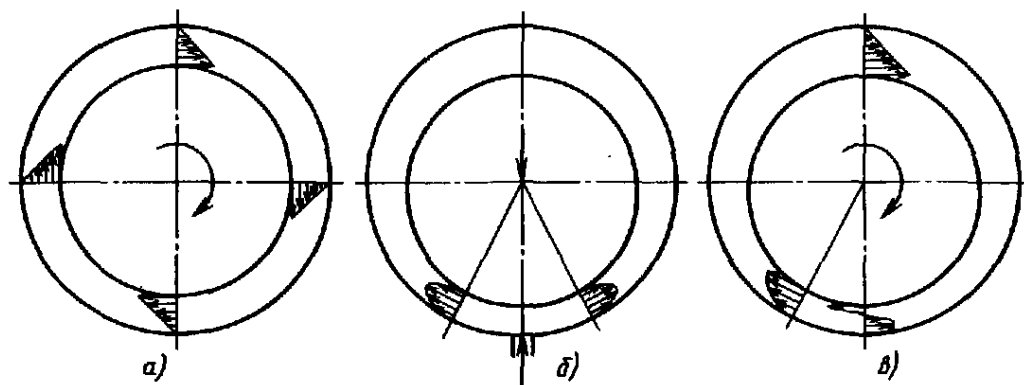


Рис. 18.9. Эпюры распределения скорости масла в зазоре

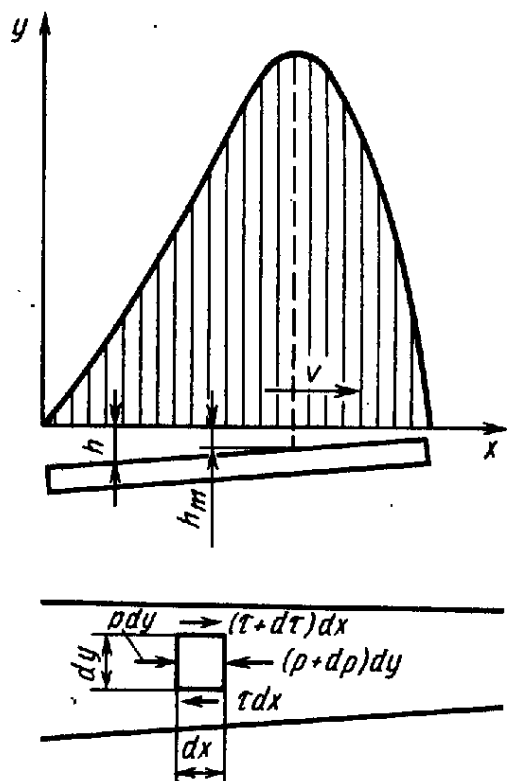


Рис. 18.10. Эпюра давления в масляном слое между плоскостью и наклонной пластиной при относительном движении

Скорость масла, подводимого в зазор под давлением без вращения вала, изменяется по параболическому закону (рис. 18.9, б). На поверхности вала и вкладыша скорость по-прежнему равна нулю. Также распределяется скорость масла при радиальном перемещении не вращающейся во вкладыше цапфы при нарастании нагрузки. В общем случае имеет место наложение рассмотренных эпюр скоростей (рис. 18.9, в).

Кроме движения масла в окружном направлении, наблюдается также движение масла в осевом направлении от середины к торцам, т. е. боковое истечение.

Несущая способность масляного слоя. Рассмотрим сначала плоский поток масла без торцового истечения.

Условия образования масляного клина в подшипнике аналогичны таковым между плоскостью и наклонной к ней под небольшим углом пластиной (рис. 18.10); плоскость движется относительно пластины по стрелке; размеры в направлении, перпендикулярном к чертежу, предполагаются бесконечно большими. Давление масла (избыточное) на входе и

выходе, естественно, равно нулю. Изменение давления масла по длине масляного клина при плоском потоке (между двумя наклонными плоскостями или в подшипнике бесконечно большой длины) определяется по уравнению Рейнольдса

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{h - h_m}{h^3},$$

где μ — динамическая вязкость масла; v — скорость; h_m — зазор в сечении максимального давления.

Это уравнение получается следующим образом. Рассмотрим элемент масляного слоя размерами $dx \times dy \times 1$ (см. рис. 18.10), ось x направим по движению, ось y — вдоль измерения толщины масляного слоя.

Вследствие взаимного смещения слоев масла в зазоре в них возникают силы вязкого сдвига, определяемые по закону Ньютона. Силы вязкого сдвига, отнесенные к единице площади:

$$\tau = \mu \frac{dv_x}{dy}.$$

По условию равновесия рассматриваемого элемента масла

$$\frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dy}.$$

Из этих зависимостей получаем

$$\frac{d^2 v_x}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}.$$

Скорость течения масла получается двойным интегрированием и подстановкой граничных условий: на неподвижной поверхности при $y=0$ $v_x=0$ и на подвижной поверхности при $y=h$ $v_x=v$.

Тогда
$$v_x = v \frac{y}{h} + \frac{y}{2\mu} (y-h) \frac{dp}{dx}.$$

Через зазор высотой h и шириной, равной 1, протекает в секунду объем масла

$$q_x = \int_0^h v_x dy = \frac{hv}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx}.$$

Согласно условиям неразрывности потока масла можно приравнять объем масла, протекающий в секунду через зазор h и зазор h_m сечения, где $p=p_{\max}$ и $\frac{dp}{dx}=0$:

$$q_x = \frac{h\nu}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} = \frac{h_m\nu}{2}.$$

Отсюда

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu\nu \frac{h - h_m}{h^3}.$$

Зная скорость течения масла, нетрудно, пользуясь законом Ньютона, получить формулу для силы вязкого сдвига на единицу поверхности, которая потребуется в дальнейшем для определения момента и коэффициента трения в подшипнике:

$$\tau = \mu \left| \frac{dv_x}{dy} \right|_{y=k} = \mu \frac{v}{h} + \frac{h}{2} \frac{dp}{dx}.$$

В дальнейшем будем характеризовать зазоры в подшипниках: диаметральный зазором $\Delta = D - d$, радиальным зазором $\delta = \Delta/2$, относительным зазором $\psi = \Delta/d = \delta/r$, где d и r — диаметр и радиус цапфы вала; D — диаметр отверстия вкладыша.

Положение цапфы в подшипнике будем характеризовать абсолютным эксцентриситетом e и относительным эксцентриситетом $\chi = e/\delta$.

Тогда наименьшая толщина масляного слоя (рис. 18.11)

$$h_{\min} = \delta - e = \delta (1 - \chi).$$

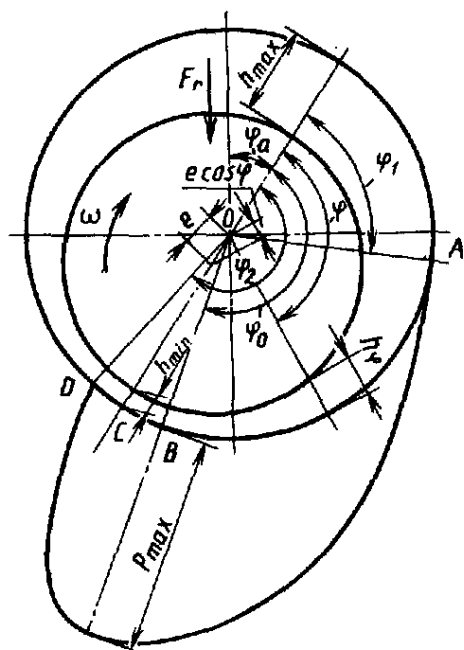


Рис. 18.11. Расчетная схема подшипника

Толщина масляного слоя под углом φ

$$h_\varphi = \delta + e \cos \varphi = \delta (1 + \chi \cos \varphi).$$

Толщина масляного слоя в сечении, где $p = p_{\max}$, под углом φ_0

$$h_m = \delta (1 + \chi \cos \varphi_0).$$

Расчеты, связанные с работой масляного слоя в подшипниках, удобно вести в полярных координатах. Поэтому перепишем уравнение Рейнольдса, характеризующее изменение давления в масляном слое, в полярных координатах, подставив в него $h = h_\varphi$ и $h_m = h_{\varphi_0}$:

$$\begin{aligned} dp &= 6\mu \frac{\omega}{\psi^2} \frac{(1 + \chi \cos \varphi) - (1 + \chi \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi = \\ &= 6\mu \frac{\omega}{\psi^2} \frac{\chi (\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi. \end{aligned}$$

Давление p_φ под произвольным углом φ определяют интегрированием по дуге от начала зоны давления:

$$p_\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi} dp.$$

Несущая способность масляного слоя в подшипнике, т. е. радиальная нагрузка, выдерживаемая масляным слоем:

$$F_r = \frac{dl}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p_\varphi [-\cos(\varphi_a + \varphi)] d\varphi = \frac{\mu\omega}{\psi^2} dl C_F,$$

где

$$\begin{aligned} C_F &= \frac{p\psi^2}{\mu\omega} = 3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} [-\cos(\varphi_a + \\ &+ \varphi)] d\varphi \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\chi (\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi. \end{aligned}$$

В соответствии с системой единиц СИ в когерентной форме в настоящей формуле и ниже: d и l — в м, μ — в Па·с, p — в Па, ω — в с^{-1} , F_r — в Н.

C_F представляет собой безразмерную функцию положения цапфы в подшипнике

(при заданных граничных условиях), называемую коэффициентом нагруженности подшипника или числом Зоммерфельда.

Несущую способность масляного слоя реального подшипника необходимо определять с учетом торцового истечения масла. Ранее это делалось с использованием экспериментально установленного закона распределения давления по длине подшипника. Теперь используются решения пространственной задачи, полученные методом последовательных приближений или конечно-разностным методом с заменой частных производных в общем уравнении Рейнольдса разностными отношениями и вычислениями на ЭВМ.

Значения коэффициента нагруженности подшипников C_F в зависимости от относительного эксцентриситета χ и отношения l/d приведены в табл. 18.2.

Коэффициент нагруженности можно также выразить простейшей эмпирической зависимостью

$$C_F \approx \frac{m}{1-\chi} - m,$$

где при

l/d	0,8	0,9	1	1,2	1,5
m	0,66	0,75	0,85	1	1,1

При меньших значениях l/d эта формула достаточной точности не дает.

Для преимущества с наиболее распространенной в настоящее время технической литературой расчетную формулу для несущей способности F , подшипника преобразуем, выразив диаметр и длину в мм, а относительный зазор через диаметральный зазор Δ в мкм, вязкость сохраняется в Па·с;

$$F = \frac{\mu \omega}{\Delta^2} d^3 l C_F.$$

Исходным для расчета подшипников является условие, что они при установившемся режиме должны работать без износа. Для этого нужно, чтобы микронеровности цапфы и вкладыша не зацеп-

18.2. Значения безразмерного коэффициента C_F нагруженности подшипника

l/d	C_F при χ											
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95

Угол обхвата 180° (половинный подшипник)

0,5	0,13	0,21	0,32	0,49	0,62	0,82	1,10	1,57	2,43	4,26	6,62	10,7
0,6	0,18	0,28	0,43	0,66	0,82	1,07	1,42	2,00	3,04	5,21	7,96	12,6
0,7	0,23	0,36	0,54	0,82	1,01	1,31	1,72	2,40	3,58	6,03	9,07	14,1
0,8	0,29	0,44	0,65	0,97	1,20	1,54	1,95	2,75	4,05	6,72	9,99	15,4
0,9	0,34	0,52	0,75	1,12	1,37	1,74	2,26	3,07	4,46	7,29	10,8	16,4
1,0	0,39	0,59	0,85	1,25	1,53	1,93	2,47	3,37	4,81	7,77	11,4	17,2
1,1	0,44	0,66	0,95	1,38	1,67	2,10	2,66	3,58	5,11	8,19	11,9	17,9
1,2	0,49	0,72	1,03	1,49	1,80	2,25	2,84	3,79	5,36	8,53	12,4	18,4
1,3	0,53	0,78	1,11	1,59	1,91	2,38	2,99	3,97	5,59	8,83	12,7	18,9
1,5	0,61	0,89	1,25	1,76	2,10	2,60	3,24	4,27	5,95	9,30	13,34	19,7

Угол обхвата 120°

0,5	0,10	0,19	0,26	0,46	0,62	0,83	1,14	1,68	2,67	4,72	6,88	12,6
0,6	0,14	0,24	0,36	0,59	0,79	0,98	1,42	2,05	3,21	5,56	7,99	13,6
0,7	0,17	0,30	0,44	0,71	0,94	1,22	1,66	2,36	3,65	6,21	8,85	14,8
0,8	0,20	0,35	0,51	0,82	1,07	1,38	1,86	2,63	4,01	6,75	9,54	15,8
0,9	0,22	0,40	0,58	0,91	1,18	1,52	2,04	2,86	4,31	7,18	10,1	16,6
1,0	0,24	0,44	0,63	0,99	1,28	1,64	2,18	3,04	4,54	7,51	10,5	17,2
1,1	0,28	0,47	0,68	1,06	1,37	1,75	2,31	3,21	4,77	7,80	10,9	17,7
1,2	0,29	0,51	0,72	1,13	1,45	1,84	2,42	3,34	4,94	8,08	11,2	18,1
1,3	0,30	0,54	0,77	1,18	1,51	1,91	2,52	3,45	5,09	8,28	11,5	18,5
1,5	0,33	0,58	0,83	1,27	1,62	2,04	2,66	3,67	5,33	8,62	11,9	19,1

лялись, т. е. чтобы толщина масляного слоя в самом узком месте по длине и окружности была больше, чем суммы высот микронеровностей цапфы и вкладыша, т. е. Rz_1 и Rz_2 (см. § 6.1). Это требование подтверждено лабораторными испытаниями.

Приходится считаться с неизбежными погрешностями изготовления и сборки подшипников, а также с упругими деформациями узла. Поэтому при определении h_{\min} необходимо вводить условный коэффициент безопасности $S > 2$:

$$h_{\min} = S (Rz_1 + Rz_2).$$

При малых скоростях скольжения $v \leq 0,5$ м/с запас надежности можно брать несколько меньшим, так как зацепление единичных микроиероностей не вызывает заметного нагрева или износа.

Цапфы валов обрабатывают тонким точением до Rz 6,3...1,6 (7...8-го классов шероховатости), шлифованием до Rz 3,2...0,4 (8...10-го классов), полированием и другими отделочными операциями до Rz 0,8...0,05 (10...13-го классов).

Рабочие поверхности вкладышей обрабатывают протягиванием или развертыванием до Rz 10...1,6 (6...8 классов шероховатости), шабрением до Rz 10...3,2 (6...7 классов), тонким растачиванием до Rz 6,3...1,6 (7...8 классов).

Относительный зазор выбирают тем большим, чем больше частота вращения и отношение l/d , чем меньше давление и чем тверже материал вкладышей.

Средние значения относительного зазора при рабочей температуре $\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} v^{0,25}$, где v — окружная скорость на шейке, м/с. В подшипниках валов, требующих очень точного вращения (шпинделей прецизионных станков), относительный зазор иногда снижают до 10^{-4} .

В прецизионных подшипниках зазор устанавливают при рабочей температуре. В холодном состоянии зазор больше. Температурные изменения зазоров вызваны разными коэффициентами линейного расширения материалов подшипни-

кового узла и неравномерным нагревом узла.

Температурные изменения зазоров Δ' вследствие большего коэффициента линейного расширения α материала вкладыша, чем коэффициента α_0 материала вала и корпуса:

$$\Delta' = 2at (\alpha - \alpha_0),$$

где t — избыточная температура; $2a$ — двойная толщина стенки вкладыша или антифрикционного слоя.

Температурные изменения зазоров в связи с неравномерным температурным полем могут быть оценены на основе расчета температурных полей в подшипнике.

Несущая способность F_r подшипников, как следует из приведенной формулы и из приближенных формул для C_F , растет пропорционально вязкости масла и скорости вращения и уменьшается с увеличением зазора. Таким образом, несущую способность подшипника можно существенно повысить, не увеличивая его размеров и не меняя материалов, путем увеличения вязкости масла или уменьшения зазора. Однако эти меры связаны с увеличением момента трения и теплообразования в подшипнике. Поэтому может потребоваться специальное охлаждение. При отсутствии искусственного охлаждения рост несущей способности с увеличением μ и с уменьшением ψ происходит только до некоторого предела, после которого она начинает падать из-за снижения вязкости масла с повышением температуры.

Гидродинамические расчеты подшипников скольжения производят в форме проверочных. Геометрические размеры цапф определяют из расчета валов или из условных расчетов подшипников (см. § 18.4).

В соответствии с заданными нагрузками и частотами вращения выбирают зазор и расчетную вязкость масла. Затем определяют коэффициент нагруженности подшипника C_F , а по нему с помощью таблиц 18.2 относительный эксцентриситет χ и далее толщину масляного слоя h , которая должна обеспечивать отсутствие контакта микронеровностей.

Затем проверяют температуру и подбирают масло, которое при этой температуре имеет расчетную вязкость. При необходимости производят перерасчет. Для подшипников с интенсивным теплообразованием задают допустимую температуру, а тепловым расчетом определяют потребное количество масла, которое необходимо прокачивать через подшипник для его охлаждения.

Расчет подшипников скольжения на надежность в первую очередь нужен и реализуем по несущей способности масляного слоя и по предельной температуре. Вместе с тем он сложен, так как расчетные зависимости для подшипников даже в детерминистическом плане — сложные, а случайные параметры зависят один от другого. Поэтому этот расчет выходит за рамки общего курса «Детали машин».

Ограничиваемся расчетом надежности по несущей способности подшипника, в котором автоматически поддерживается постоянная температура, в частности, прокачкой масла. Тогда случайные параметры — зазор δ и температура t — независимы друг от друга.

Несущая способность подшипника

$$F_r = C \mu / \psi^2,$$

где

$$C = dl C_F \omega.$$

Расчетное значение несущей способности при заданной вероятности, характеризующей квантилью u_p (см. § 1.6):

$$F_r = C \bar{\mu} / \psi^2 + u_p s,$$

где

$$s = \sqrt{\left(\frac{\partial F_r}{\partial \mu}\right)_m^2 s_\mu^2 + \left(\frac{\partial F_r}{\partial \psi}\right)_m^2 s_\psi^2};$$

$$\left(\frac{\partial F_r}{\partial \mu}\right)_m = \frac{C}{\psi^2}; \quad \left(\frac{\partial F_r}{\partial \psi}\right)_m = -2C\psi^{-3};$$

$$s = \sqrt{\left(\frac{C}{\psi^2}\right)_m^2 s_\mu^2 + \left(\frac{2C}{\psi^3}\right)_m^2 s_\psi^2};$$

$$s_\mu = (\mu_{\max} - \mu_{\min}) / 6; \quad s_\psi = (\psi_{\max} - \psi_{\min}) / 6.$$

Трение в подшипнике. Сила трения и коэффициент трения в подшипниках, работающих в условиях жидкостной смаз-

ки, определяются вязким трением жидкости.

Рассмотрим сначала работу подшипника со значительными скоростями и малыми давлениями, когда эксцентриситет вала мал. Предполагаем, что зазор полностью заполнен маслом.

По закону Ньютона сдвигающая масляный слой сила или сила трения

$$F_t = \mu A \frac{dv}{dy},$$

где A — поверхность слоя ($A = \pi dl$);

$\frac{dv}{dy} = \frac{v}{\delta} = \frac{\omega r}{\psi r} = \frac{\omega}{\psi}$ — градиент скорости по толщине слоя.

Тогда

$$F_t = \pi dl \mu \frac{v}{\delta} = \pi dl \frac{\mu \omega}{\psi}.$$

Коэффициент трения

$$f = \frac{F_t}{F_r} = \frac{\pi dl \mu \omega}{p dl \psi} = \frac{\pi}{\psi} \frac{\mu \omega}{p}.$$

В действительных условиях работы при нормальной нагруженности подшипника сила трения и коэффициент трения несколько больше, так как в нагруженной зоне градиент скорости движения масла существенно больше, чем в ненагруженном подшипнике.

Уточненная формула для момента сил трения на поверхности цапфы в подшипнике получена интегрированием по поверхности цапфы элементарной силы вязкого сдвига масла при полученном законе распределения давления:

$$T = \frac{\mu \omega}{\psi} \frac{d^2 l}{2} C_T,$$

где

$$C_T = \frac{\pi}{\sqrt{1-\chi^2}} + 0,438 \chi C_F \sqrt{1-\chi^2}.$$

Уточненное значение коэффициента трения

$$f = \psi C_T / C_F.$$

§ 18.6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Тепловой расчет для современных быстроходных подшипников очень важен. Расчет сводится к проверке температуры подшипника или к определению потребного количества прокачиваемого через подшипник масла для того, чтобы температура в подшипнике сохранялась в допустимых пределах.

Расчет ведут на основе теплового баланса, т. е. приравнивая теплообразование в подшипнике теплоотдаче.

Теплообразование в подшипнике (Вт)
 $W_1 = F_t f v = T_w$.

Для машин, работающих с частыми пусками и остановками или частыми изменениями режима (по сравнению со временем разогрева подшипника до установившейся температуры), можно вести расчет подшипников по среднему теплообразованию.

Теплоотдача подшипника происходит: 1) через корпус и вал; 2) через смазочный материал, вытекающий из подшипников. Для расчетов подшипников без принудительной смазки ограничиваются первой составляющей. В подшипниках тепловых двигателей и других машин, имеющих другие не менее мощные, чем подшипники, источники тепла, теплоотвод через корпус и вал невелик, а смазка принудительная. Поэтому в расчетах ограничиваются второй составляющей. В подшипниках современных быстроходных машин большая часть тепла отводится смазочным материалом, однако теплоотвод через корпус и вал имеет также существенное значение, особенно при разогреве.

Теплоотвод W_1 (Вт/с) через корпус и вал приближенно¹ принимают пропорцио-

¹ Иногда теплоотвод упрощенно принимают пропорциональным проекции цапфы dl : $W_1 = k_{t1} dl (t - t_0)$, где для подшипников обычной конфигурации $k_{t1} \approx 300$ Вт/(м²·°С). Уточненный расчет теплоотвода можно осуществить, рассматривая тепловую задачу для корпуса как многослойного кольца и для вала как стержня конечной длины или, при больших отношениях длины к диаметру, как стержня бесконечной длины.

нальным свободной поверхности подшипникового узла A (м²); избыточной температуре подшипника $(t_n - t_0)$ (°С) и коэффициенту теплоотдачи k_t (Вт/м²·°С):

$$W_2 = k_t A (t_n - t_0).$$

Свободная поверхность корпусов зависит от конструкции и размера подшипников. В среднем она равна $25d^2$ или $20dl$, где d и l — диаметр и длина цапфы вала (м). Поверхность простейших корпусов может снижаться до $12dl$, а высоких корпусов доходит до $40dl$ и более. Поверхность нормальных подшипников, имеющих суммарную высоту с крышкой H и длину по оси L , можно определять по упрощенной зависимости

$$A = \pi H (L + 0,5H).$$

К теплоотводящей поверхности корпуса условно добавляют приведенную поверхность вала, равную $(5...8) d^2$ на каждый выходящий из подшипника конец вала. Меньшие значения принимают для валов диаметром до 100 мм, большие — для валов диаметром > 100 мм. Теплоотвод через вал составляет до 50 % теплоотвода через корпус.

Коэффициент теплоотдачи от корпуса [Вт/(м²·°С)] можно определить по зависимости¹

$$k_t = 7 + 12\sqrt{v_v},$$

где v_v — скорость омывания корпуса воздухом, зависящая от частоты вращения валов и насаженных на них деталей. Минимальное значение $v_v = 1$ м/с и $k_{t \min} = 18$ Вт/(м²·°С).

Теплоотвод через смазочный материал, вытекающий из подшипника (Вт):

¹ В применении к нормальным корпусам подшипников качения рекомендуют выбирать $k_t = 30...40$ Вт/(м²·°С), меньшие значения — при установке корпуса на фундамент; большие — на станну машины. При интенсивном движении воздуха коэффициенты можно увеличивать в 1,5...2 раза. Расчет ведут только по поверхности корпуса, поэтому коэффициенты несколько увеличены.

$$W_3 = 10^{-3} c V \rho (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}),$$

где V — объем масла, прокачиваемого через подшипник, л/с; ρ — плотность масла, кг/м³, равная 870...890 (см. табл. 9.1); c — теплоемкость масла, равная (1,7...2,1) 10³ Дж/(кг·°С); $t_{\text{вых}}$ и $t_{\text{вх}}$ — температуры масла соответственно на выходе из подшипника и на входе, °С.

Температура подшипника должна быть не выше 60...75 °С. В энергетических машинах — выше.

Расход масла в подшипнике. Знать расход нужно для температурных расчетов и для проектирования смазочной системы.

Расход складывается из расхода в нагруженной части подшипника под действием гидродинамического давления масла, расхода в ненагруженной части и расхода через смазочные канавки под действием давления p_e масла, подаваемого насосом.

Выражения для полного расхода, следующие из уравнений гидродинамики, удобно после упрощений и аппроксимаций представить в следующем виде:

$$V = 0,5 \psi \omega l d^2 (q_1 + q_2 + q_3),$$

где q_1 и q_2 — коэффициенты торцового расхода соответственно в нагруженной и ненагруженной зонах; q_3 — коэффициент расхода через торцы смазочной канавки; произведение $\psi l d^2$ пропорционально объему масла в зазоре:

$$q_1 = 0,3 (0,2 + \chi) \frac{1,05 - \chi + 0,08 (l/d)^2}{1,05 - \chi + 0,43 (l/d)^2} \quad (\text{в результате аппроксимации});$$

$$q_2 = \beta C_F (d/l)^2 p_e / \rho, \quad \text{где для половинного подшипника } \beta \approx \frac{\pi}{24} (1 + 4\chi^2);$$

$$q_3 = 0,185 C_F \left(\frac{d}{l} \right)^2 \left(\frac{b}{a} - 2 \right) \frac{b}{d} \frac{p_e}{\rho},$$

где дополнительно b — ширина, a — длина закрытой части канавки.

При работе с большими эксцентриситетами расход можно приближенно оценивать равным расходу через ненагруженную зону при двойном значении коэффициента β , пренебрегая величинами q_1 и q_2 .

Пример. Проверить работоспособность подшипника. Дано: $d = 0,15$ м, $l = 0,18$ м, $n = 600$ мин⁻¹, $F_r = 60$ кН. Свободная поверхность корпуса подшипника $A_{\text{кор}} = 0,55$ м². Вал стальной с поверхностной закалкой цапф, вкладыш из сплава ЦАМ 10-5. Цапфа обработана с $Rz_1 = 0,8...1,6$ мкм, а вкладыш с $Rz_2 = 1,6...$

3,2 мкм. Рабочее время составляет 2/3 общего времени.

Угловая и окружная скорости:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 600}{30} = 62,8 \text{ с}^{-1};$$

$$v = \omega d / 2 = 62,8 \cdot 0,15 / 2 = 4,72 \text{ м/с}.$$

Среднее давление p и произведение $p v$:

$$p = \frac{F_r}{dl} = \frac{60\,000}{0,15 \cdot 0,18} \approx 2,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,2 \text{ МПа};$$

$$p v = 2,2 \cdot 10^6 \cdot 4,72 = 10,3 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

Полученные значения v , p и $p v$ допустимы для выбранных материалов вкладыша и вала.

Выбираем зазор в подшипнике:

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot v^{0,25} = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 4,72^{0,25} \approx 0,0012;$$

$$\Delta = \psi d = 0,0012 \cdot 0,15 = 1,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

Задаемся рабочей температурой подшипника 50 °С и выбираем масло индустриальное И-Г-А-32 с кинематической вязкостью $\nu = 20$ мм²/с = 20 · 10⁻⁶ м²/с и динамической вязкостью $\mu = \nu \rho = 20 \cdot 10^{-6} \cdot 890 = 0,018$ Па·с.

Тогда коэффициент нагруженности подшипника

$$C_F = \frac{F_r \psi^2}{\mu \omega d l} = \frac{60\,000 \cdot 0,0012^2}{0,018 \cdot 62,8 \cdot 0,15 \cdot 0,18} = 2,83.$$

Относительный эксцентриситет χ находим по табл. 18.2: при $l/d = 1,2$ и $C_F = 2,83$ $\chi \approx 0,75$.

Толщина масляного слоя

$$h_{\min} = \delta (1 - \chi) = \frac{0,18}{2} (1 - 0,75) = 0,0225 \text{ мм} = 22,5 \text{ мкм}.$$

Коэффициент безопасности по толщине масляного слоя

$$S = \frac{h_{\min}}{Rz_1 + Rz_2} = \frac{22,5}{1,6 + 3,2} = 4,7 > 2.$$

Момент трения на цапфе

$$T = \frac{\mu \omega d^2 l}{2 \psi} C_T = \frac{0,018 \cdot 62,8 \cdot 0,15^2 \cdot 0,18}{2 \cdot 0,0012} \times \\ \times 5,36 \approx 10 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$C_T = \frac{\pi}{\sqrt{1 - \chi^2}} + 0,438 \chi C_F \sqrt{1 - \chi^2} =$$

$$= \frac{3,14}{\sqrt{1 - 0,75^2}} + 0,438 \cdot 0,75 \cdot 2,83 \sqrt{1 - 0,75^2} \approx 5,36.$$

Среднее теплообразование в подшипнике при рабочем времени $2/3$ общего

$$W_1 = \frac{2}{3} T \omega = \frac{2 \cdot 10 \cdot 62,8}{3} = 418 \text{ Вт.}$$

Суммарная поверхность теплоотдачи A подшипникового узла (предполагаем, что подшипник концевой)

$$A = A_{\text{кор}} + 7d^2 = 0,55 + 7 \cdot 0,15^2 \approx 0,71 \text{ м}^2.$$

Температура подшипника при отсутствии искусственного охлаждения

$$t_n = t_0 + \frac{W_1}{k_T A} = 20 + \frac{418}{18 \cdot 0,71} \approx 53^\circ \text{C}.$$

Температура допустима, и нет необходимости применять искусственное охлаждение.

Подбираем марку масла (см. § 9.3) так, чтобы оно имело выбранную ранее вязкость при полученной по расчету температуре. В данном случае подходит масло индустриальное И-Г-А-32. Если бы не оказалось масла требуемой вязкости, необходимо было бы сделать перерасчет.

§ 18.7. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ НА ЭВМ

Использование ЭВМ при проектировании подшипников скольжения является весьма эффективным в связи с большим объемом и сложностью вычислительных работ. Точность расчетов можно повысить, учитывая влияние температуры на удельную теплоемкость и плотность масла, что обычно не делают при ручном счете.

Алгоритм расчета может быть построен так, чтобы получить обобщенную характеристику работы подшипника, т. е. определить минимальную толщину и среднюю температуру смазочного слоя во всем возможном диапазоне изменений относительных зазоров. Дополнительно могут быть определены расход масла и выполнен расчет на устойчивость работы подшипника. Обобщенная характеристика, полученная при минимальных и максимальных вероятностных значениях вязкости масла, позволяет сразу назначить минимальный и максимальный относительные зазоры по критериям несущей способности, температуры, устойчивости и расхода масла.

Алгоритм расчета. Исходные параметры для расчета: нагрузка на подшипник, частота вращения вала, номинальные размеры подшипника и смазочных канавок, температура t_1 , давление масла на входе подшипника p_e , температура окружающей среды t_0 . Нужны и зависимости динамической вязкости масла от температуры $\mu(t)$, коэффициента нагруженности C_F и безразмерного коэффициента расхода масла из смазочной канавки q_1 от относительного эксцентриситета χ . Последние два параметра обычно определяют численными методами и приводят в справочниках в виде таблиц или графиков. Для машинного счета удобно использовать аналитические зависимости, а при их отсутствии задавать массивы точек с последующей интерполяцией. В связи с тем, что данные функции «гладкие», хорошие результаты дает параболическая интерполяция по трем точкам, оформленная в виде подпрограммы, которая используется для вычислений $\mu(t)$, $C_F(\chi)$, $q_1(\chi)$ и др.

Расчет. В связи с изменением относительного зазора в пределах $(0,4 \dots 6) 10^{-3}$ целесообразно организовать вычисления параметров подшипника в цикле с перебором относительных зазоров, например, с шагом 0,0005 (символы действия 4...9 на схеме алгоритма рис. 18.12). Параметры работы подшипника определяют при установившемся тепловом режиме, поэтому в программе предусмотрен итерационный цикл вычисления средней температуры масла t_m с шагом $0,5^\circ \text{C}$ (символы действия 6...8).

Результаты расчета и выбор посадки. Как видно из схемы алгоритма, для каждого значения относительного зазора ψ на печать выводятся величины минимальной толщины смазочного слоя h_{\min} , средней температуры масла t_m , относительного эксцентриситета χ и расхода масла V . Назначив величины шероховатости поверхностей цапфы и отверстия, находят минимально допустимое значение толщины масляного слоя, сопоставляют его с данными обобщенной

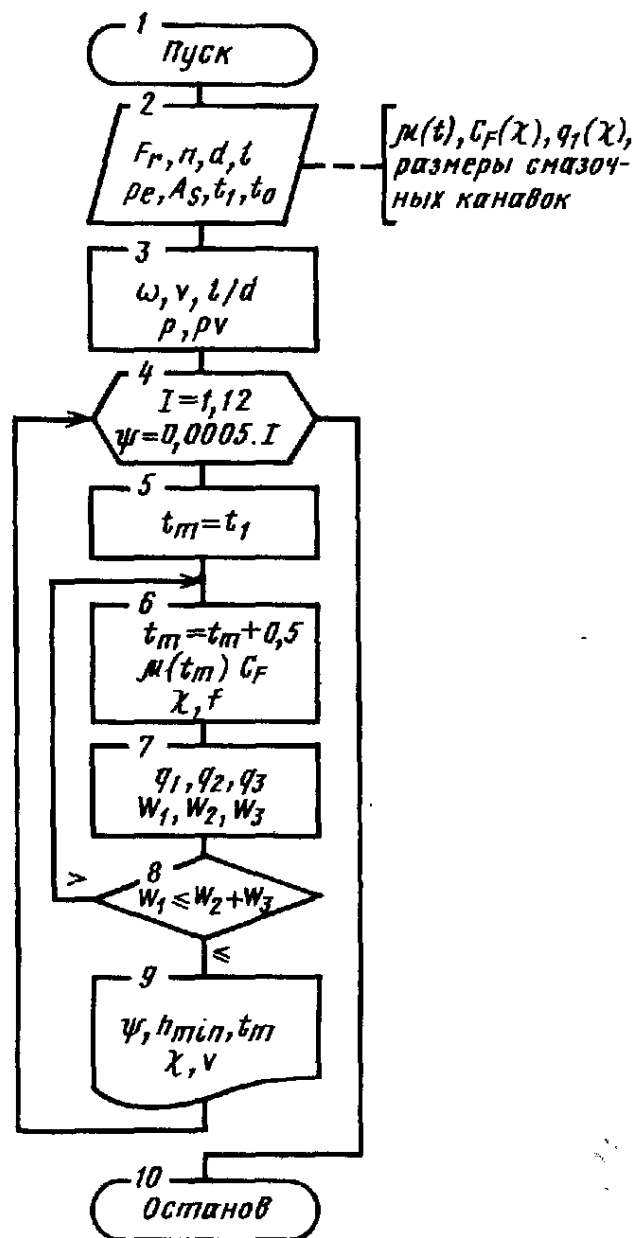


Рис. 18.12. Схема алгоритма расчета подшипника

характеристики работы подшипника и определяют предельные значения относительных зазоров. Нижнюю границу допустимого относительного зазора необходимо уточнить по температурному критерию.

Приведенный алгоритм можно использовать для расчета подшипников скольжения с различными формами расточки вкладышей.

§ 18.8. САМОВОЗБУЖДАЮЩИЕСЯ КОЛЕБАНИЯ ВАЛОВ В ПОДШИПНИКАХ

Эти колебания возникают в быстроходных валах с малыми нагрузками на

подшипники, т. е. в условиях работы при малых эксцентриситетах и малой жесткости масляного слоя. Первопричиной является то, что вал в подшипнике в связи с формой эпюры гидродинамического давления смещается под действием радиальной нагрузки не по направлению нагрузки, а под некоторым углом к ней. Между тем центробежная сила, действующая на вал, направлена по его смещению, поэтому она не может быть полностью уравновешена гидродинамическим давлением и появляется неуравновешенная окружная составляющая. Когда встречаются неизбежные неровности на рабочих поверхностях цапфы вала и подшипника, вал выводится из равновесного положения и под действием неуравновешенной составляющей центробежной силы возникает вихревое движение вала.

Этот вид колебаний, происходящих с частотой, равной примерно половине частоты вращения, и возможных при любой частоте вращения вала (наблюдается у жестких уравновешенных роторов, в частности на газодинамических подшипниках), носит название полускоростного вихря.

Самовозбуждающиеся колебания весьма опасны в таких машинах, как паровые турбины, роторы которых имеют большие скорости вращения и большие массы, а также в роторах на подшипниках с газодинамической смазкой.

При работе с большими эксцентриситетами цапфы в подшипнике колебания не возникают.

Колебания в подшипниках предотвращают, обеспечивая работу подшипников с повышенными эксцентриситетами цапф. Это достигается расточкой подшипников «лимонной» формы со смещением центров на величину, равную около 0,85 величины зазора, или применением многоклиновых подшипников, в частности с самоустанавливающимися подушками. В условиях значительной нагруженности более устойчивы двухклиновые (лимонные) подшипники, а при малой нагруженности — трехклиновые. В обоих случаях возникает внутреннее нагружение подшипника

вследствие образования дополнительных масляных клиньев.

В подшипниках с газовой смазкой применяют искусственное радиальное нагружение, создаваемое при одностороннем подводе в подшипник воздуха под давлением.

§ 18.9. ПОДШИПНИКИ С СЕГМЕНТНЫМИ САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИМИСЯ ПОДУШКАМИ

Для быстроходных валов широко применяют конструкции подшипников с самоустанавливающимися сегментными вкладышами-подушками (рис. 18.13). Эти подшипники являются весьма перспективными, особенно при опасности возникновения вибраций.

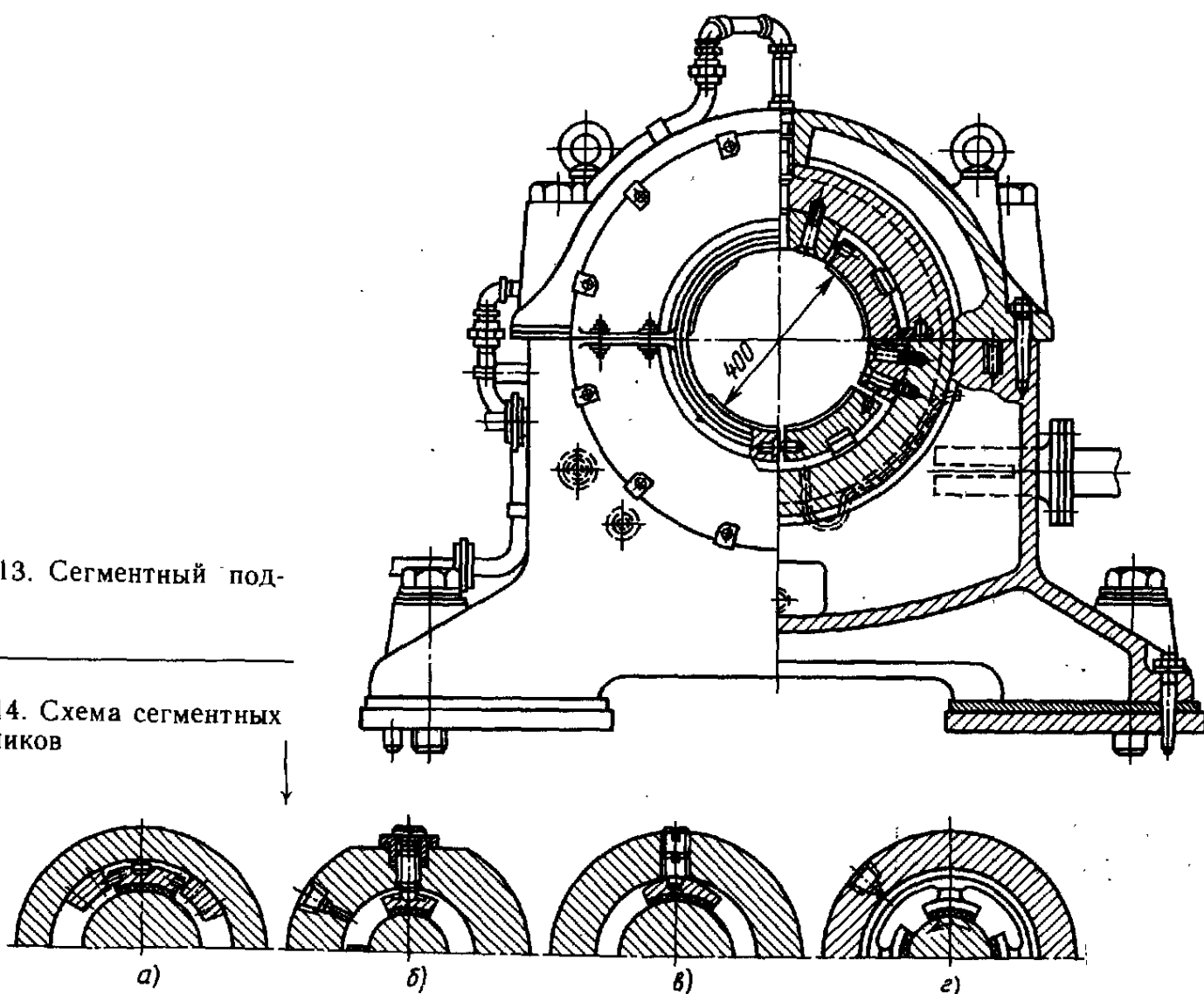
Число подушек выбирают от трех и более в зависимости от размера вала. Подушки

при работе самоустанавливаются под нужным углом наклона. Они имеют опоры, смещенные по окружности от средней плоскости к задней кромке на величину от $0,05b$ до $0,1b$ (b — размер подушки по окружности). В реверсивных подшипниках опоры не смещают. Подушки, как правило, делают также самоустанавливающимися по длине. Самоустановку подушек обеспечивают опорой их на круглые подкладки (рис. 18.14, а). Применяют также подушки, опирающиеся на ребро, на установочные винты (при небольших нагрузках, рис. 18.14, б) или на спинку, выполняемую с радиусом, который на 8...10 % меньше радиуса расточки корпуса (рис. 18.14, в).

Реже применяют подушки с упругими шарнирами, в которых поворот сегмента осуществляется вследствие упругого деформирования металла вкладыша, главным образом перемычек, соединяющих сег-

Рис. 18.13. Сегментный подшипник

Рис. 18.14. Схема сегментных подшипников



менты с телом вкладыша (рис. 18.14, з), или вследствие неодинакового деформирования резиновой подушки под сегментами.

Сегментные подшипники имеют следующие достоинства: а) обеспечивают безвибрационную работу; б) обеспечивают отсутствие кромочных давлений; в) при приработке и износе сохраняют клиновую форму зазора.

§ 18.10. ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ

В гидростатических подшипниках масляный слой между трущимися поверхностями создается путем подвода к ним масла под давлением от насоса.

В отличие от обычных подшипников коэффициент трения у гидростатических подшипников при трогании с места близок к нулю, а при небольших скоростях скольжения остается небольшим: в подшипниках испытательных машин коэффициент трения покоя доводится до 10^{-6} . Износ в таких подшипниках практически отсутствует.

В гидростатических подшипниках уменьшается влияние погрешности изготовления шеек валов и подшипников на точность вращения (до 5...10 раз). Основные области применения: опоры тяжелых тихоходных барабанов и валов (шаровых мельниц, вращающихся печей), опоры с минимальным трением испытательных машин и приборов, опоры для механизмов, требующих точных перемещений (поворотных устройств телескопов, делительных столов), опоры шпинделей и валов, требующих точного вращения.

Гидростатическую разгрузку при пуске широко применяют в быстроходных подшипниках тяжелых машин, в частности паровых турбин, а иногда гидрогенераторов, работающих в условиях частых пусков.

Работа простейших гидростатических подшипников сводится к тому, что подводимое под давлением масло восприни-

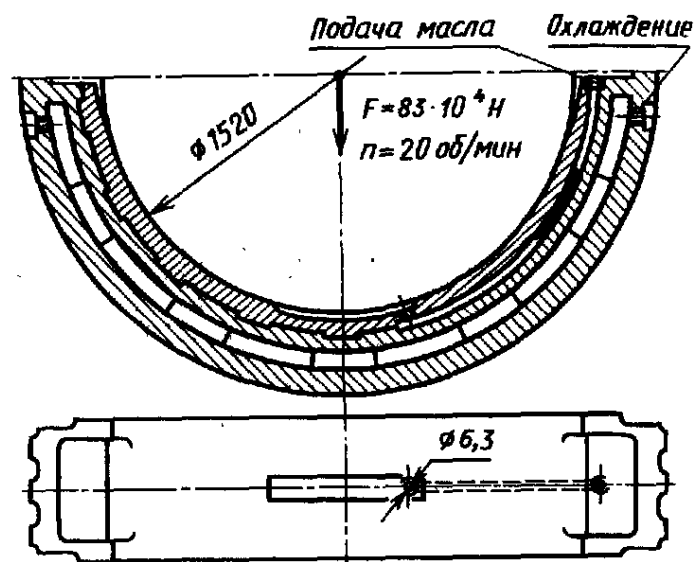


Рис. 18.15. Подшипник шаровой мельницы с гидростатической разгрузкой

мает основную часть постоянной внешней нагрузки (рис. 18.15). Масло подводится в специальную полость, в середине нагруженной зоны.

Современные гидростатические подшипники обеспечивают необходимое центрирование вала и предотвращают опасность прижатия вала к вкладышу при любых изменениях нагрузки в заданных пределах. Во вкладыше (рис. 18.16) делают несколько равномерно расположенных по окружности продольных карманов 1. Карманы располагают не на всей длине вкладыша, и в каждый из карманов через дроссели или дозирующие отверстия 2 подводят масло. Между этими карманами параллельно им выполняют канавки для стока масла. Давление масла в карманах меньше, чем в сети; оно определяется соотношением гидравлических сопротивлений в дросселях или отверстиях и в зазорах подшипника. Радиальное смещение цапфы в каком-нибудь направлении вызывает повышение гидравлического сопротивления в зазорах, а следовательно, и давления масла в карманах той зоны, куда направлено смещение. Наоборот, с противоположной стороны сопротивление вытеканию масла через зазоры и давление масла уменьшаются. Таким образом возникают силы, стремящиеся восстановить центральное положение вала.

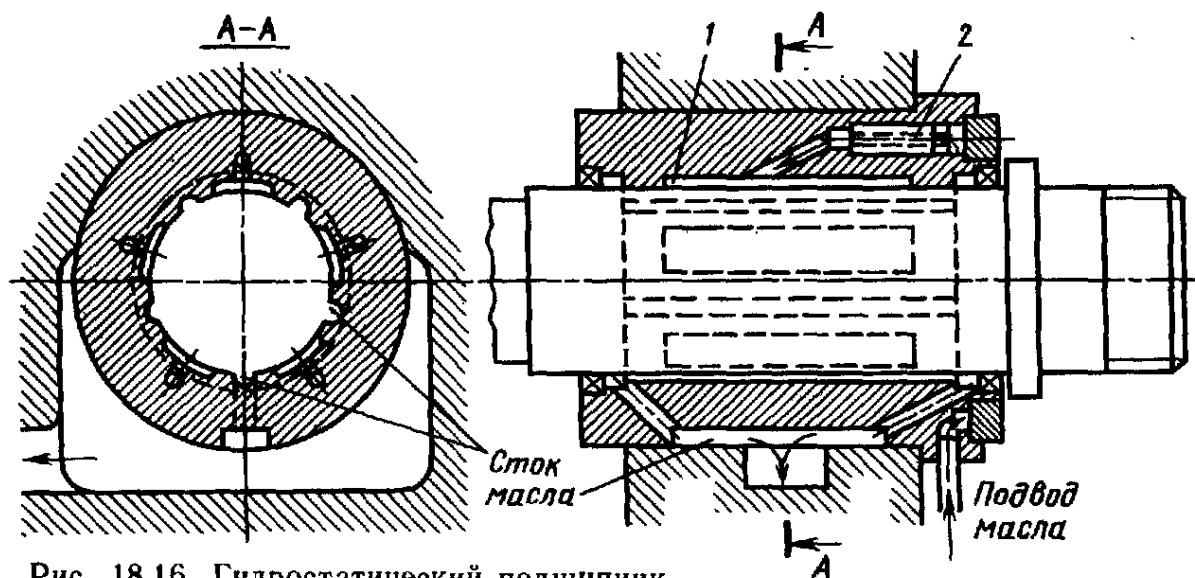


Рис. 18.16. Гидростатический подшипник

В станкостроении для прецизионных подшипников рекомендуют: число карманов 4; общую длину подшипника $(1...1,2)d$, где d — диаметр шейки; ширину окружных и осевых перемычек $0,1d$; относительный диаметральный зазор при скоростях до 15 м/с $\psi = 0,0006$; оптимальное масло индустриальное И-Л-А-10, а при высоких скоростях И-Л-А-7; отношения давлений масла в карманах и в сети 0,5.

§ 18.11. ПОДШИПНИКИ С ГАЗОВОЙ СМАЗКОЙ

Повышение частоты вращения валов в подшипниках скольжения ограничивается большими потерями на трение и теплообразованием, которые сильно возрастают с ростом окружной скорости (в условиях жидкостной смазки). Особо быстроходные подшипники скольжения приходится снабжать громоздкими охлаждающими устройствами.

Эффективным путем повышения предельной частоты вращения является вязкость смазочного материала. Очевидно, что наибольшие скорости могут быть достигнуты с помощью газовой, преимущественно воздушной смазки, так как вязкость воздуха приблизительно в 100 раз меньше вязкости наименее вязкого из применяемых жидких смазочных материалов — керосина при комнатной темпера-

туре. Большие дополнительные достоинства воздуха как смазочного материала заключаются в том, что его вязкость почти не меняется от изменения давления и температуры и что его ресурс не ограничен.

Опоры с газовой смазкой практически не ограничивают частоты вращения валов, работают с весьма малыми потерями и ничтожным нагревом, сохраняют точность положения вала.

Недостатки: недопустимость перегрузок, приводящих к трению без смазочного материала и повреждениям; опасность возникновения колебаний; необходимость высокой точности изготовления.

По принципу действия опоры с газовой смазкой могут быть газодинамическими и газостатическими; также известны некоторые другие разновидности.

В газодинамических подшипниках газ может самозасасываться в зазор из окружающей среды и затягиваться в сужающийся зазор вращающимся валом, создавая избыточное давление.

Однако в современных газодинамических подшипниках применяют сжатый воздух или иной газ, который нужен для поднятия вала при пуске; он подводится через кольцевые канавки у торцов подшипников. Кроме того, он используется для нагружения вала радиальной силой во избежание вибраций, для чего подводится через продольную канавку во вкладыше.

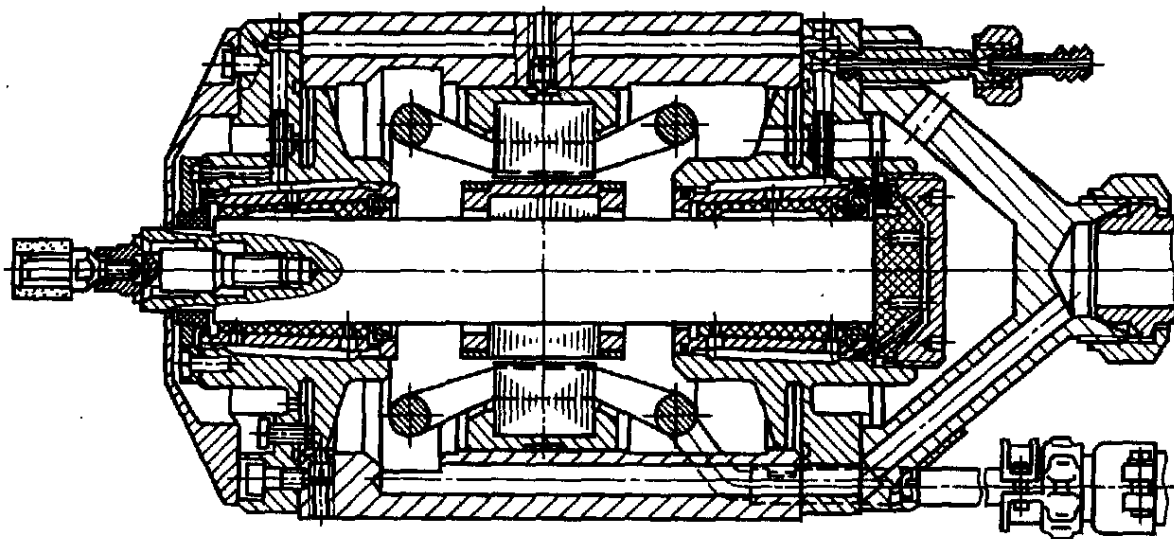


Рис. 18.17. Шлифовальный шпиндель на подшипниках с воздушной смазкой

Вкладыш изготавливают из угля графита с пропиткой бронзой или баббитом или из других материалов, позволяющих кратковременную работу без смазки.

Диаметральные зазоры назначают в пределах 10...30 мкм. Точной соосности подшипников достигают, выполняя их на упругих мембранах, позволяющих выверять подшипники по оправке упругим деформированием мембран либо одновременной вклейкой подшипников, предварительно посаженных без зазора на точно изготовленную скалку, которая потом удаляется. В подшипниках предусматривается компенсация температурных деформаций.

Среднее избыточное давление в подшипнике при больших скоростях может превышать 0,5 МПа, обычно до 0,1 МПа, при работе с поддувом до 1 МПа.

Газодинамические опоры применяют в подшипниках турбокомпрессоров, турбодетандеров для сжижения газов, центрифуг, гироскопов, газовых турбин.

Возможности газодинамических опор иллюстрируются созданной в ЭНИМСе гаммой электропневмощпинделей с частотой вращения до 250 тысяч оборотов в минуту (рис. 18.17), предназначенных для внутреннего и координатного шлифования отверстий малого диаметра, сверлильно-фрезерной обработки печатных плат, алмазного шлифования деталей из сверхтвердых и хрупких материалов.

Газодинамические опоры имеют перспективу применения при частотах вращения в десятки и сотни тысяч оборотов в минуту.

Опоры с газостатической смазкой применяют при необходимости максимального снятия сил трения и обеспечения высокой точности вращения, главным образом в приборах, испытательных устройствах, прецизионных машинах, особо точных станках при невысоких и средних скоростях. В этих опорах вал поддерживается воздушной подушкой в результате непрерывного поддува сжатого воздуха извне. По эксплуатационным свойствам эти опоры близки к гидростатическим, но имеют еще меньшие силы трения. Недостатками этих опор являются возможность аварий из-за прекращения подачи или сильного понижения давления сжатого газа.

Особенности расчета газовых подшипников заключаются в необходимости учета сжимаемости газа.

§ 18.12. МАГНИТНЫЕ ПОДШИПНИКИ

Магнитные подшипники обладают рядом достоинств: применяемость при высоких скоростях, высокая точность вращения, малый расход энергии и малый нагрев, отсутствие изнашивания, отсутствие необходимости смазки и уплотнений от ее

вытекания, возможность работы в вакууме, при низких и высоких температурах, в коррозионной и радиоактивной среде, возможность управляемого смещения оси вала в пределах зазора. Зато эти подпятники вместе с системой питания и управления, естественно, сложнее, а интенсивность магнитных сил меньше, чем сил в гидродинамических и гидростатических подшипниках, а потому они имеют меньшую несущую способность.

Для общемашиностроительного применения основное значение имеют активные электромагнитные подпятники. В них ось вала стабильно поддерживается в пространстве электромагнитными силами, управление которых производится по сигналам от индуктивных датчиков, контролирующих положение вала.

Подобно асинхронному двигателю ротор радиального подшипника образован кольцевым пакетом листового железа с высокими магнитными свойствами. Надежность обеспечивается резервированием обмоток и электронных схем. Число полюсов от 8 до 32 (с резервными).

Несущая способность при применении кремнистого железа 0,25 МПа, а кобальтового железа 0,50 МПа, что обычно бывает достаточно для быстроходных подпятников, включая подпятники паровых и газовых турбин. Подпятники с постоянными магнитами обладают меньшей несущей способностью.

§ 18.13. ПОДПЯТНИКИ

Подпятники предназначены для восприятия осевых нагрузок, действующих на валы и оси, и предотвращения их осевых перемещений. Подпятники работают во взаимодействии с пятой валов.

Области применения подпятников скольжения аналогичны областям применения подшипников скольжения. Однако в связи с тем, что в подпятниках труднее, чем в подшипниках, обеспечить жидкостную смазку, их раньше, чем подшипники скольжения, стали заменять опорами качения. Подпятники скольжения еще при-

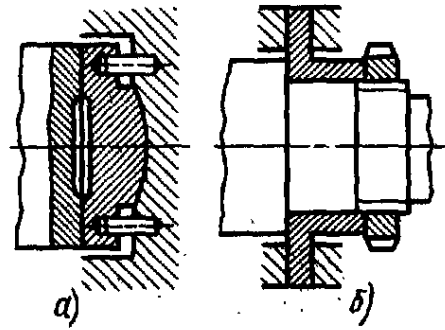


Рис. 18.18. Схемы подпятников

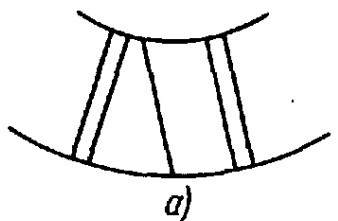
меняют при очень больших нагрузках, например в вертикальных гидрогенераторах. Подпятники скольжения обычно имеют опорную поверхность кольцевой формы. Простейшей конструкцией подпятника является концевой односторонний подпятник (рис. 18.18, а). Вал своим торцом или через вставную пята опирается на подушку подпятника, которую обычно выполняют самоустанавливающейся и предохраняют от проворачивания штифтами. Такие подпятники ранее были типовыми для тихоходных, главным образом вертикальных валов. В настоящее время они выходят из употребления. Двусторонние подпятники (рис. 18.18, б) обычно выполняют с насадным упорным фланцем (диском).

Осевой фиксации валов, а также восприятия малых осевых сил можно достигнуть взаимодействием буртов на валу или упорных колец с торцами вкладышей подпятников скольжения.

Важнейшим условием хорошей работы подпятников является перпендикулярность плоскости подушки и пяты к оси вращения. Если ее нельзя обеспечить технологически, то необходимо применять самоустанавливающиеся конструкции подпятников.

В подпятниках, работающих с износом (в условиях несовершенного трения), давление возрастает к центру, где меньше скорость скольжения и износ. Поэтому опорную поверхность делают кольцевой.

В подпятниках нет естественного сужающегося зазора, необходимого для создания масляного клина, как в подшипниках скольжения. Поэтому сужающийся зазор должен быть создан искусственно. Для этого на кольцах делают радиаль-



а)



б)

Рис. 18.19. Скосы на поверхности подпятника:

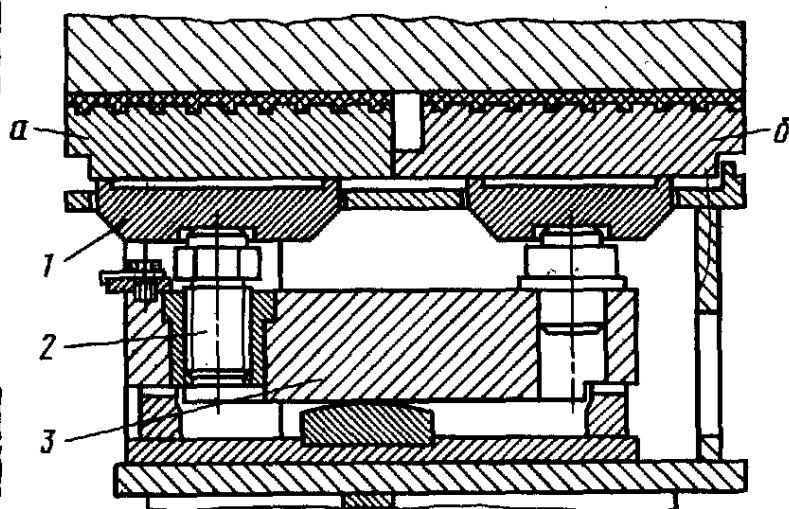
а — односторонние;
б — двусторонние

Рис. 18.20. Сегментный подпятник Волжской ГЭС:

а — внутренний ряд; б — внешний ряд; 1 — опорная шайба; 2 — опорный вит; 3 — балансир

ные канавки и скосы в окружном направлении под оптимальным для данного режима углом (рис. 18.19).

При нереверсивном вращении вала скосы выполняют односторонними (см. рис. 18.19, а), при реверсивном — двусторонними (см. рис. 18.19, б). Примерно половину рабочей поверхности кольца выполняют плоской для восприятия сил в условиях нарушения режима жидкостной смазки.

Подпятники без скосов работают очень плохо и их не следует применять¹.

¹ Между параллельными поверхностями при скольжении также возникает некоторая гидродинамическая подъемная сила вследствие расширения масла от нагрева, но эта сила ощутима только при больших скоростях скольжения.

Исследование направляющих карусельного станка — стэнда с диаметром планшайбы 3 м — показало, что устройство нескольких клинообразующих скосов с углом $1/1750$ позволило воспринять всю массу планшайбы и изделия и избавиться от заеданий.

Наибольшую несущую способность и надежность работы можно получить, применив подпятники с самоустанавливающимися подушками (рис. 18.20, 18.21).

Подушки обычно выполняют на сферических опорах (рис. 18.20), значительно реже — на упругих шарнирах (рис. 18.21, а). Опоры подушек нереверсивных подпятников смещают от средней плоскости на расстояние $0,05...0,1$ длины подушки к задней кромке, а для реверсивных — размещают посередине. По-

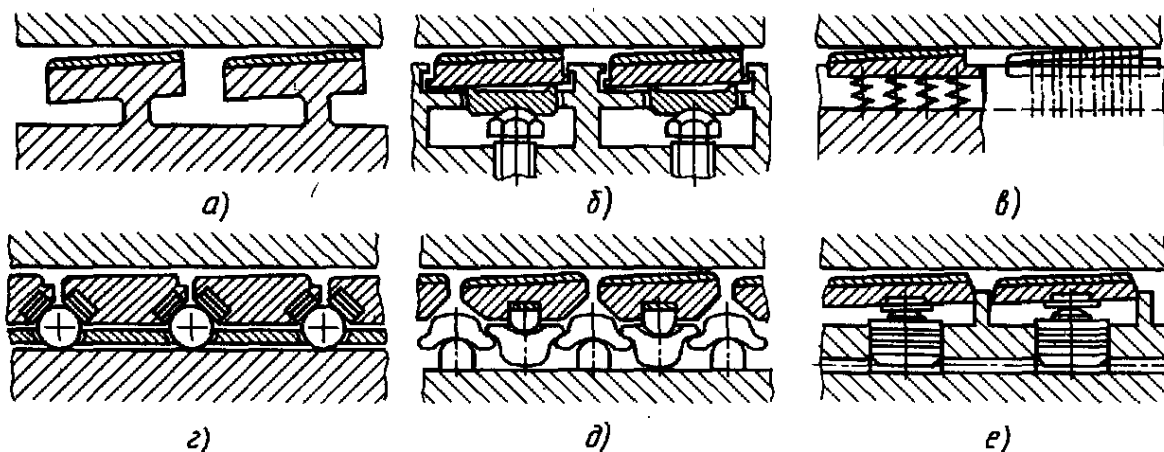


Рис. 18.21. Конструкции подушек подпятников

душки автоматически устанавливаются под оптимальным углом в соответствии с режимом работы. Число подушек выбирают обычно 4...16 в зависимости от размера подпятника.

В ответственных подпятниках рекомендуют выполнять подушки с закруглениями по двум противоположным углам: внешнему переднему и внутреннему заднему.

Это благоприятствует циркуляции масла и подводу к рабочим поверхностям охлажденного масла без пены.

Равномерного распределения нагрузки между подушками достигают опорой их на регулируемые винты (см. рис. 18.21, б),

на пружины (рис. 18.21, в), на специальные балансиры или шары (рис. 18.21, г, д), на упругие камеры, наполненные маслом (рис. 18.21, е). Подушки снабжают упорами.

В подпятниках с самоустанавливающимися подушками или с цельной подушкой, снабженной оптимальными скосами, достигается несущая способность, многократно большая, а потери на трение многократно меньшие, чем в подпятниках с плоскими рабочими поверхностями.

Подпятники с автоматическим выравниванием давления на подушки допускают более высокую нагрузку (до 50 %), чем без автоматического выравнивания.

В машинах применяют индивидуальный или централизованный способ смазывания. Индивидуальный способ, при котором смазочный материал подается к каждой трущейся паре от независимого устройства, расположенного вблизи поверхности трения, применяют в случае, когда пары трения находятся далеко одна от другой или требуют различных смазочных материалов. В остальных случаях применяют централизованный способ, при котором несколько отдельно расположенных трущихся пар смазываются от одного общего смазочного устройства.

Если трущиеся пары требуют малого количества смазочного материала (например, в условиях периодической работы или при трении качения в легком режиме), то он может подаваться периодически. В остальных случаях он подается непрерывно.

Смазочный материал может подаваться без принудительного давления, если его потребное количество невелико, режим работы трущихся пар не напряженный и нет необходимости в гидравлической разгрузке для уменьшения трения и износа при пуске. В трущиеся пары, работающие

при больших давлениях и скоростях скольжения, а также в гидростатические опоры смазочный материал подается от насоса под давлением.

Индивидуальное периодическое смазывание жидким смазочным материалом без принудительного давления осуществляют с помощью масленок с поворотной крышкой (рис. 19.1, а) или шариковых масленок (рис. 19.1, б). Масленки заправляют лейками, а шариковые — шприцами. Эти масленки применимы только для механизмов, работающих периодически при малых скоростях и нагрузках.

Примерами устройств индивидуального непрерывного смазывания без принудительного давления (фитильное смазывание) могут служить фитильная масленка (рис. 19.1, в) и капельная масленка с регулировочно-запорной иглой (рис. 19.1, г). Фитильную масленку изготовляют из прозрачной пластмассы. Она обеспечивает непрерывную подачу и фильтрацию масла

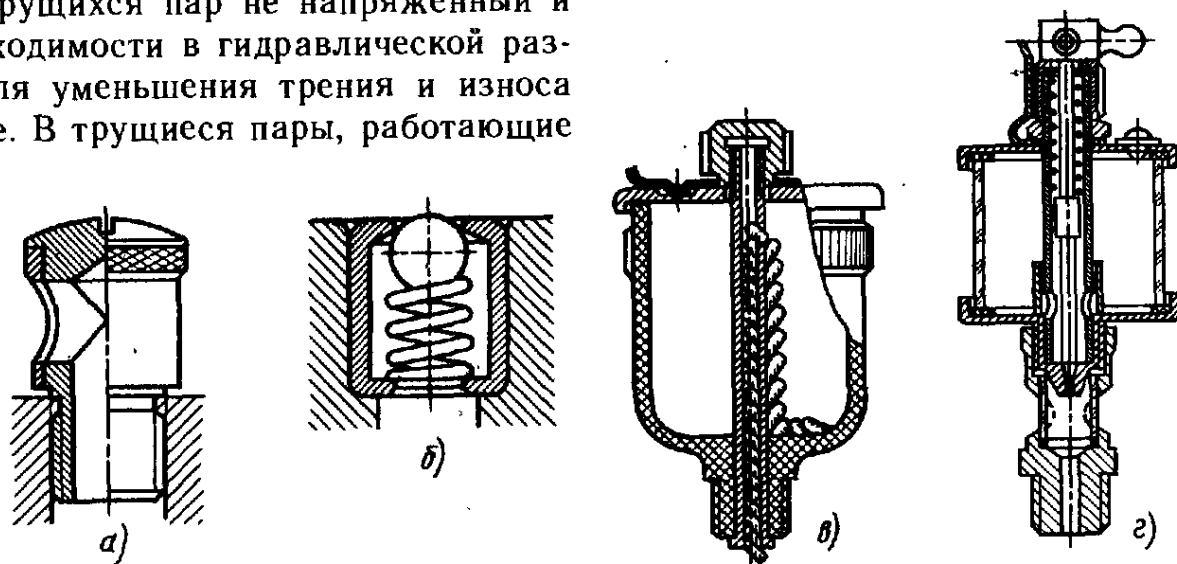


Рис. 19.1. Индивидуальные масленки для жидкого смазочного материала:
а — с поворотной крышкой; б — шариковая; в — фитильная; г — капельная с иглой

фитилем, но продолжает подавать смазочный материал и при остановленной машине. В масленке с иглой перемещением иглы можно регулировать, а при остановке машины прекращать подачу масла; подачу масла контролируют через смотровое стекло. В обеих масленках подача смазочного материала зависит от уровня и температуры масла.

Индивидуальное непрерывное смазывание под давлением применяют для ответственных трущихся пар, оно осуществляется от простейших насосов небольшой производительности; плунжерных, лопастных или шестеренных.

Централизованное смазывание осуществляют многоточечными масленками, насосами и многоточечными распределителями со свободным или принудительным дозированием и многоплунжерными лубрикаторами.

Многоточечные масленки применяют для подачи масла в малых количествах без принудительного давления. Их выполняют фитильными или с иглами, позволяющими удобно регулировать и перекрывать подачу масла. Масленки аналогичны описанным индивидуальным, но их выполняют в виде резервуаров, от которых масло по трубкам самотеком отводится к смазочным точкам.

Подача смазочных материалов насосами с многоточечными распределителями применяется без давления и под давлением. Простейшие нерегулируемые распределители выполняют в виде сосудов с подводом масла от насоса и с разводом к смазочным точкам по трубкам, причем в трубки закладывают фитили или куски фетра. Регулируемые маслораспределители (рис. 19.2) допускают регулирование расхода масла с помощью игл и аналогичны индивидуальным масленкам.

Подача смазочного материала многоточечными лубрикаторами обеспечивает наиболее равномерное принудительное распределение его между смазочными точками и поэтому наиболее надежное смазывание. Обычно в этих лубрикаторах каждый плунжер питает свою смазочную точку. Лубрикаторы могут подавать смазочный материал под значительным давлением, но их производительность, естественно, значительно меньше, чем ротационных насосов.

Для непрерывного смазывания приводной вал лубрикатора получает непрерывное механическое вращение, а при периодических — периодическое ручное.

Прекращение подачи смазочного материала может вызвать аварию машины.

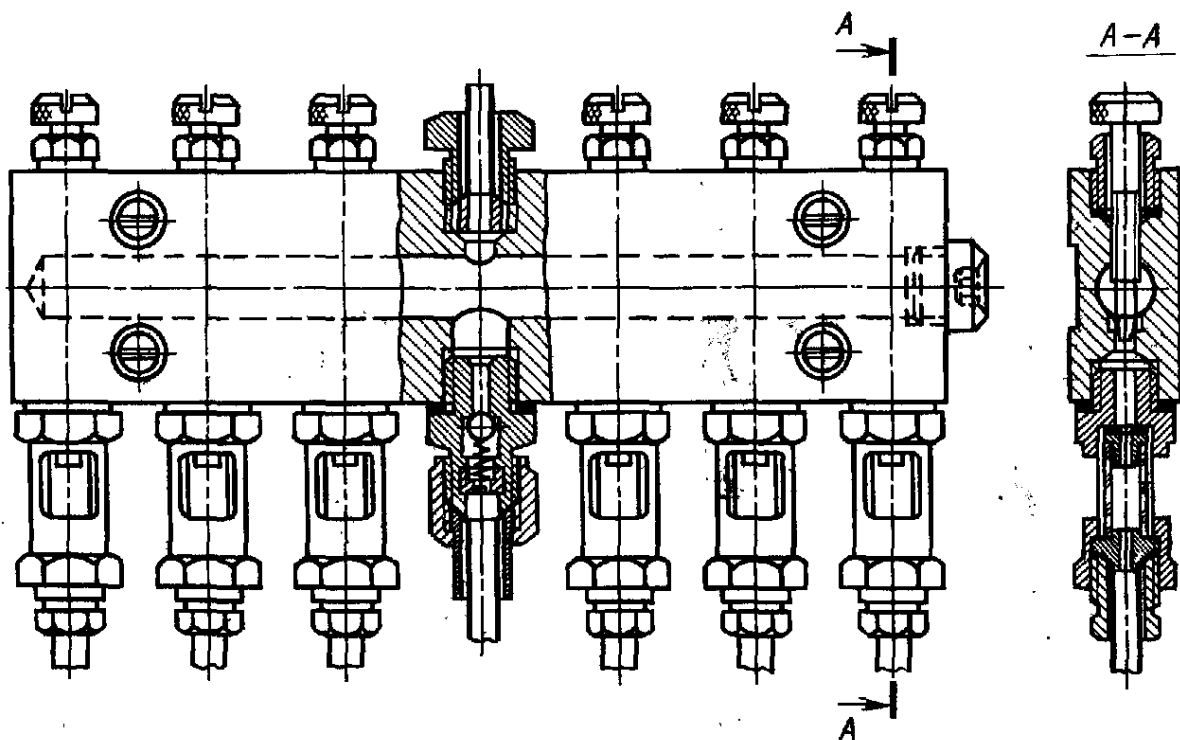


Рис. 19.2. Многоточечный регулируемый маслораспределитель

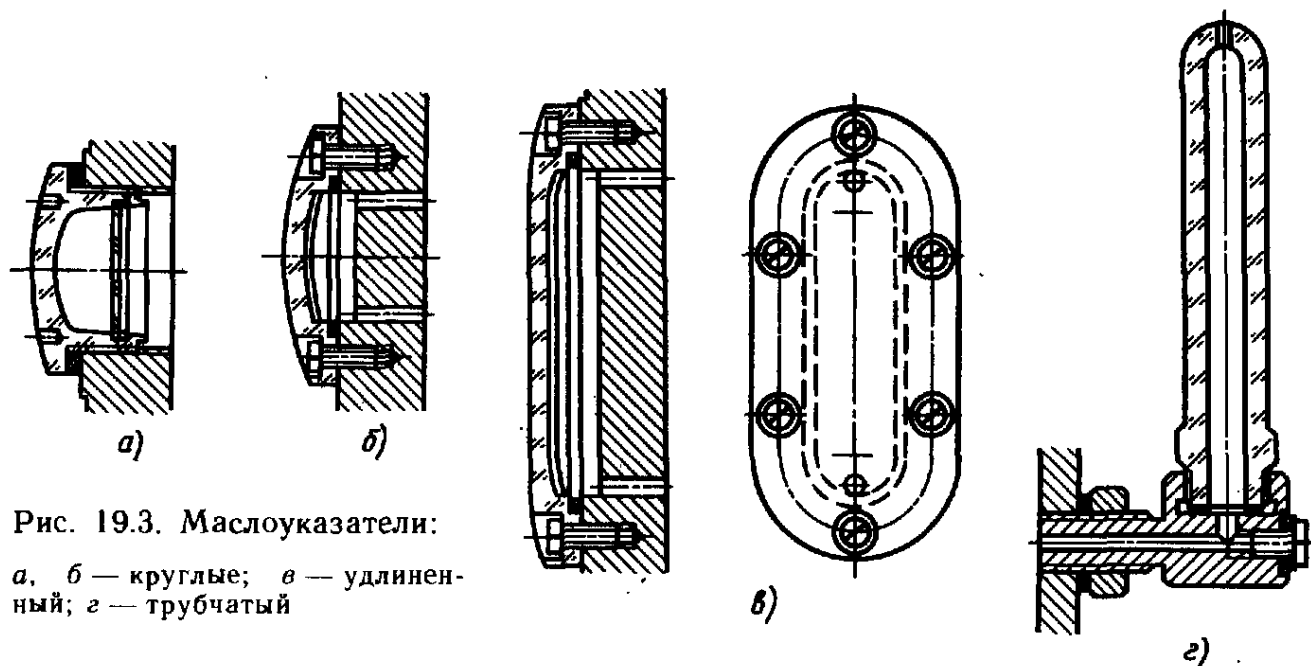


Рис. 19.3. Маслоуказатели:

а, б — круглые; в — удлиненный; г — трубчатый

Для повышения надежности смазывания применяют контрольные устройства.

Уровень масла в масляных ваннах контролируют с помощью маслоуказателей. На рис. 19.3, а, б показаны круглые встроенные маслоуказатели, на рис. 19.3, в — удлиненный, а на рис. 19.3, г — трубчатый. Круглые и удлиненные указатели снабжены экранами для защиты от брызг масла и для лучшей видимости уровня масла.

Наиболее простым является маслоуказатель в виде щупа. Уровень масла устанавливают по следам масла на щупе.

Кроме указателей уровня масла, применяют также указатели потока масла, давления и температуры.

В тяжелых и быстроходных машинах, а также в машинах, входящих в автоматические линии, применяют автоматические контрольные устройства.

Смазочный материал в процессе работы загрязняется продуктами износа, а также пылью, абразивом и водой, попадающими извне; кроме того, в масле происходят химические изменения. Поэтому масло очищают в смазочной системе машины, а также периодически заменяют.

Смазочные масла в системе машины очищают путем отстаивания и фильтрации. В отстойниках твердые включения и вода постепенно оседают на дно и в нижние слои, а верхние слои очищаются. Обычно этот вид очистки применяют перед фильтрацией. При фильтрации пропускают

масло сквозь: а) пористые материалы — ткани, войлок, бумагу; б) металлические сетки; в) узкие щели между металлическими пластинами. Для тонкой очистки масла применяют центробежные фильтры, а для очистки от продуктов износа металлов — магнитные фильтры. Фильтры постепенно засоряются. Поэтому в современных конструкциях фильтров предусматривают очистку фильтров без их разборки или даже непрерывную автоматическую очистку.

Устройства для пластичного смазочного материала. Периодическое индивидуальное смазывание осуществляют колпачковыми масленками (рис. 19.4, а) — при подвинчивании крышки смазочный материал выдавливается из масленки и поступает к трущимся поверхностям. Пресс-масленка под шприц (рис. 19.4, б) позволяет подавать смазочный материал под большим давлением при помощи ручного шприца или механизированного подающего устройства. Так, ручной шприц современной конструкции позволяет получить давление до 35 МПа.

Непрерывное индивидуальное смазывание осуществляется с помощью автоматически действующих масленок (рис. 19.4, в), у которых смазочный материал подается поршнем, находящимся под действием пружины.

Централизованное периодическое смазывание осуществляется многоплунжер-

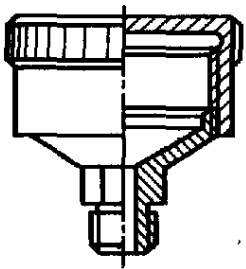
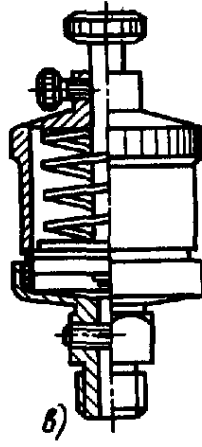
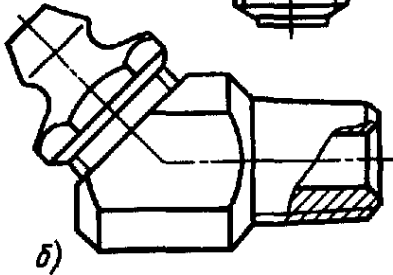
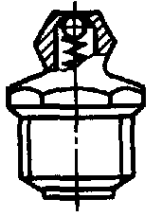


Рис. 19.4. Масленки для пластичного смазочного материала:

а — колпачковая; б — под шприц; в — автоматически действующая с пружиной



ным насосом-лубликатором или пресс-масленкой значительной вместимости, в которой так же, как и в масленке, показанной на рис. 19.4, в, смазочный материал выдавливается поршнем, находящимся под действием пружины.

Уплотнения. Вопрос уплотнений примыкает к вопросам смазки и смазочных устройств. Надежные уплотнения очень важны с позиций объемного, а следовательно, и общего КПД насосов, энергетических и других машин, защиты трущихся пар от загрязнений, уменьшения расхода смазочного материала и загрязнения окружающей среды. По данным ремонтных

служб заводов, наиболее часто выходят из строя детали, недостаточно защищенные от загрязнений, работающие даже при легких режимах.

Уплотнения пар вращательного движения рассмотрены в главе 17. Они наиболее широко применяются в подшипниках качения, поэтому трудно рассматривать подшипниковые узлы отдельно от уплотнений.

Уплотнения пар поступательных перемещений выполняют в виде сальников или манжет из маслостойкой резины; при малых диаметрах применяют притирку трущихся поверхностей с лабиринтными канавками. При высоких скоростях, давлениях и скоростях на поршнях применяют разрезные поршневые кольца из чугуна или бронзы. Они изготавливаются и устанавливаются с натягом и обеспечивают уплотнение силами упругости.

Уплотнение неподвижных соединений достигается плотным прижатием хорошо обработанных поверхностей одна к другой. Для предотвращения протекания жидкости или газа под давлением поверхности покрывают специальными лаками или предусматривают специальные прокладки из легких металлов — меди, латуни, алюминия — или из неметаллических материалов — картона, пластмасс, резины и др. Герметичность повышается специальными мазями.

§ 20.1 ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Упругие элементы — пружины и рессоры — широко распространены в машиностроении. Их применяют:

1) для создания заданных постоянных сил — начального сжатия или натяжения в передачах трением, фрикционных муфтах, тормозах, предохранительных устройствах, подшипниках; а также для уравнивания сил тяжести и других сил;

2) для силового замыкания кинематических пар, в основном в кулачковых, чтобы исключить влияние зазоров на точность перемещений или упростить конструкции;

3) для выполнения функций двигателя на основе предварительного аккумулирования энергии путем завода, например часовые пружины;

4) для виброизоляции в транспортных машинах — автомобилях, вагонах, в приборах, в виброизоляционных опорах машин и т. д.; механизм виброизоляции удобно наблюдать, например, при езде автомобиля; колеса автомобиля, следуя за рельефом дороги, совершают резкие колебания, которые почти не передаются кузову автомобиля;

5) для восприятия энергии удара — буферные пружины, применяемые в подвижном железнодорожном составе, артиллерийских орудиях и т. д.; благодаря упругим элементам энергия удара поглощается на больших перемещениях и сила удара соответственно уменьшается; буферные и виброизоляционные пружины в отличие от предыдущих аккумулируют не полезную, а вредную для работы машины энергию;

6) для измерения сил, температур, перемещений, осуществляемого по упругим деформациям пружин (в измерительных приборах).

Работа упругих элементов в машинах заключается в накоплении энергии и ее последующей отдаче или в осуществлении требуемого постоянного нажатия. Для возможности накопления большого количества энергии на единицу массы целесообразно применять элементы с возможно более равномерным напряженным состоянием. При этом упругие элементы имеют минимальные габариты.

Рассматриваем вначале металлические упругие элементы. Основное распространение в машиностроении имеют металлические упругие элементы растяжения и сжатия.

В широком диапазоне нагрузок указанным требованиям в наибольшей степени удовлетворяют витые цилиндрические пружины растяжения и сжатия (рис. 20.1, а, б). В этих пружинах витки подвергаются напряжению кручения под действием постоянного момента. Цилиндрическая форма пружины удобна для ее размещения в машинах. В пружинах, работающих на изгиб, трудно создать равномерное напряженное состояние по длине.

Чем тоньше проволока, тем податливее могут быть витые пружины. При необходимости повышенной податливости в условиях стесненных габаритов применяют многожильные витые пружины.

Для больших нагрузок при малых упругих перемещениях и стесненных габаритах по оси приложения нагрузки применяют тарельчатые пружины (рис. 20.1, в).

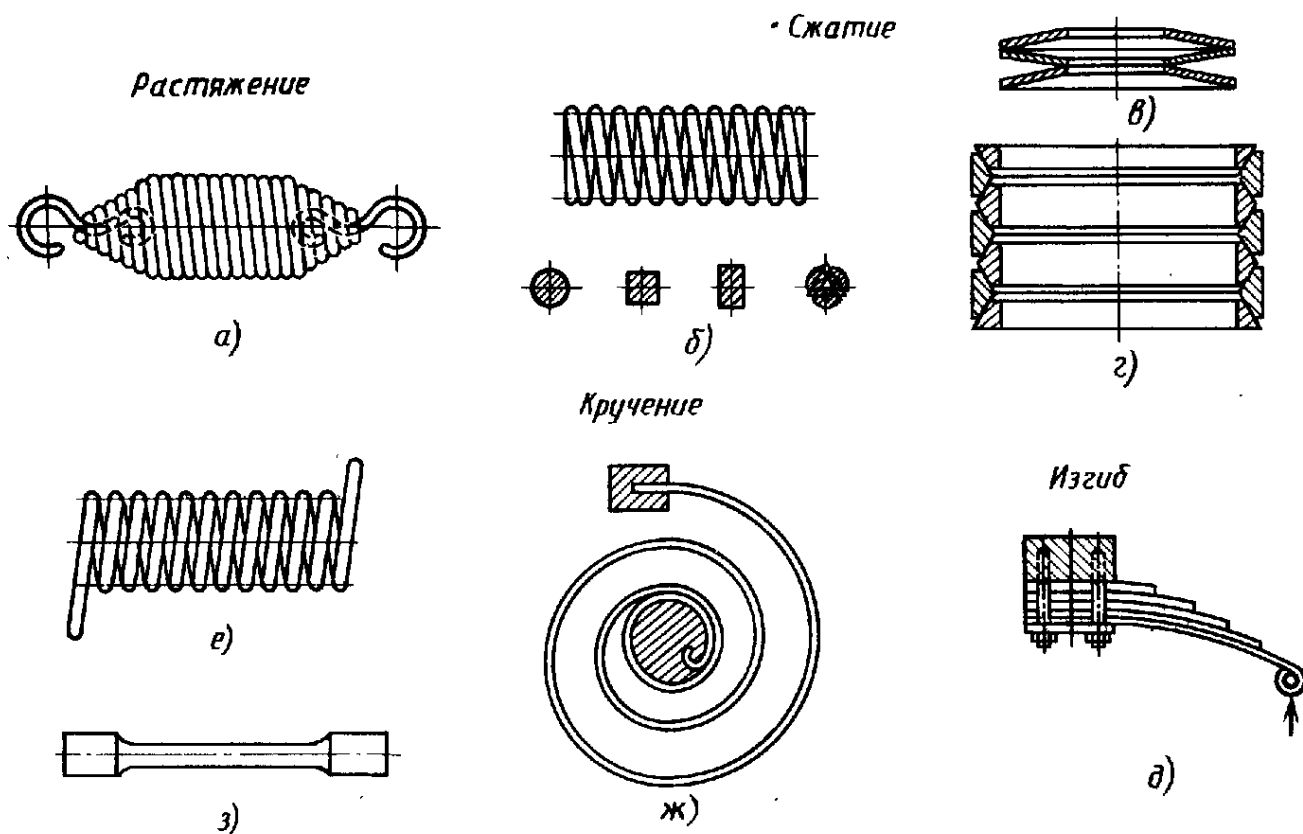


Рис. 20.1. Основные типы пружин

Для больших нагрузок при необходимости рассеяния большого количества энергии (амортизаторы) примеряют кольцевые пружины (рис. 20.1, г), в которых кольца при нагружении вдвигаются одно в другое, причем наружные кольца растягиваются, а внутренние сжимаются.

При стесненных по оси габаритах и не стесненных габаритах в боковом направлении применяют упругие элементы, работающие на изгиб, — рессоры (рис. 20.1, д).

Пружины кручения в обычных условиях применяют в виде витых цилиндрических пружин (рис. 20.1, е), а при стесненных габаритах по оси и преимущественно при небольших крутящих моментах — в виде плоских спиральных пружин (рис. 20.1, ж).

При не стесненных по оси габаритах, значительных крутящих моментах, необходимости восприятия некоторых изгибающих моментов и при небольшой требуемой податливости применяют торсионные валы (рис. 20.1, з).

Упругие элементы относят к деталям машин, требующим достаточно точных расчетов. В частности, их обязательно

рассчитывают на жесткость. При этом неточности расчета не могут быть компенсированы запасами жесткости.

§ 20.2. МАТЕРИАЛЫ ПРУЖИН

Материалы для пружин должны иметь высокие и стабильные во времени упругие свойства. Делать пружины из материалов низкой прочности нецелесообразно. Масса геометрически подобных пружин при заданной нагрузке и упругом перемещении обратно пропорциональна квадрату допускаемого напряжения. Это связано с тем, что пружины из менее прочных материалов в целях сохранения заданной жесткости приходится делать повышенных диаметров и, следовательно, витки их нагружены большими моментами, чем у пружин из более прочных материалов. Эффективность применения высокопрочных материалов для пружин связана также с меньшей концентрацией напряжений в пружинах, чем в других деталях, и с меньшими размерами сечений витков. Соотношение размеров витых пружин из разных материалов показано на рис. 20.2.

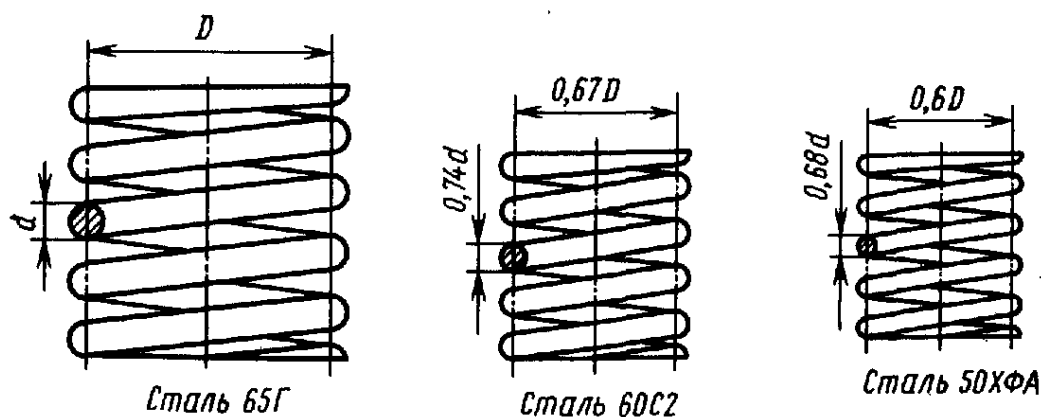


Рис. 20.2. Сравнительные размеры пружин из разных материалов

Основными материалами для пружин являются высокоуглеродистые стали (У9А...У12А, ГОСТ 1435—74*), стали легированные кремнием (60С2А), марганцем (65Г), хромом, ванадием, никелем (50ХГА, 50ХФА, 65С2ВА и др., ГОСТ 14959—79*). Углеродистые и кремнистые стали обладают невысокой прокаливаемостью и поэтому применяются для пружин малых сечений. Марганцовистые стали обладают лучшей прокаливаемостью, но чувствительны к перегреву при закалке. Хромомарганцевые, хромованадиевые и хромокремнемарганцевые стали обладают высокой прочностью при дейст-

вии переменных напряжений и применяются для пружин ответственного назначения. Для работы в химически активной среде применяют пружины из цветных сплавов, бериллиевых бронз (БрБ-2), кремнемарганцевых бронз (БрКМЦ3-1, БрОЦ4-3 и др.). Бериллиевые бронзы относятся к самым совершенным универсальным материалам для упругих элементов.

Заготовками для пружин служат проволока, а также лента и полосовая сталь.

Пружины из проволоки диаметром до 8...10 мм изготовляют холодной навивкой

20.1. Механические свойства стальной углеродистой пружинной проволоки (ГОСТ 9389—75 *)

Диаметр проволоки d , мм	Временное сопротивление при растяжении, МПа, для проволоки классов			Диаметр проволоки d , мм	Временное сопротивление при растяжении, МПа, для проволоки классов		
	III	II	I		III	II	I
Менее 0,3	1750...2250	2250...2700	2700...3100	3	1300...1650	1650...1950	1700...1950
1	1650...2100	2050...2500	2500...2850	4	1150...1500	1500...1750	1600...1850
1,5	1450...1850	1850...2200	2200...2500	5	1100...1400	1400...1650	1500...1750
2	1400...1800	1800...2100	2000...2300	8	1000...1250	1250...1450	—

20.2. Механические характеристики пружинных сталей (МПа)

Группа стали	Растяжение		Кручение				
	σ_T	σ_B	τ_T	τ_B	τ_{-1}	τ_0	$\tau_{опр}$
Среднеуглеродистая	1000...1200	1500...1600	600...800	850...1100	300...400	450...800	500...650
Высокоуглеродистая	950...1350	1450...1700	650...900	1100...1400	350...400	400...850	500...700
Хромованадиевая	1500...1600	1600...1750	950...1000	1200...1300	500...550	500...900	550...600
Кремнемарганцевая	1400...1500	1600...1700	950...1000	1350	—	950...1000	500...550
Кремниеванадиевая	950...1050	1400...1500	900	1200...1250	—	400...450	—

Примечание. Все характеристики получены на образцах, кроме характеристики $\tau_{опр}$, полученной на пружинах.

преимущественно из проволоки, прошедшей термообработку, и после навивки подвергаются только отпуску. Пружины больших сечений подвергают навивке в горячем состоянии, потом закаливают.

Пружины статического, ограниченно кратного действия и подвергаемые переменным напряжениям с коэффициентами цикла, не сильно отличными от единицы, дополнительно подвергают пластическому деформированию, так называемому заневоливанию.

Параметры проволоки стальной углеродистой для пружин холодной навивки без последующей закалки, имеющей наибольшее применение в машиностроении, регламентированы ГОСТ 9389—75* (табл. 20.1). Проволоку выпускают диаметром до 8 мм трех основных классов: нормальной прочности III, повышенной прочности II и высокой прочности I.

Усредненные механические характеристики пружинных сталей приведены в табл. 20.2

§ 20.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ВИТЫХ ПРУЖИН РАСТЯЖЕНИЯ И СЖАТИЯ

Основное применение в машиностроении имеют пружины из круглой проволоки благодаря их наименьшей стоимости и в связи с тем, что витки круглого сечения лучше других работают на кручение. Ниже расчет излагается в применении к этим пружинам.

Пружины с витками квадратного и прямоугольного сечения применяют при больших нагрузках, так как они позволяют лучше использовать габариты, а также в случаях, когда из-за трудности навивки пружины вырезают из трубы. Их используют в качестве пружин сжатия.

Пружины характеризуются следующими основными геометрическими параметрами (рис. 20.3):

1) диаметром проволоки d или размерами сечения витков;

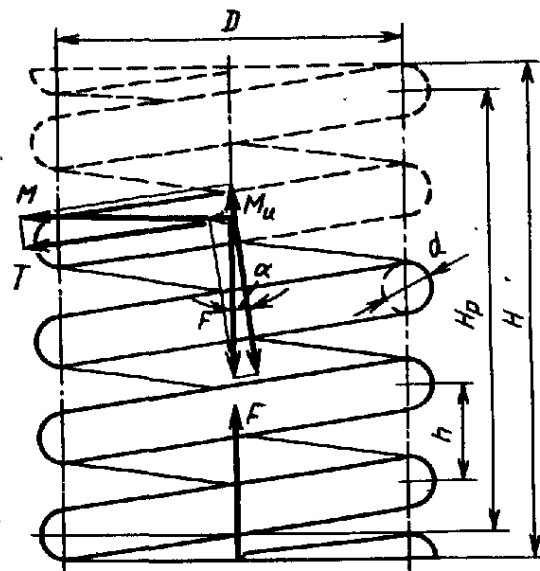


Рис. 20.3. Расчетная схема витой пружины

2) средним диаметром пружины D , а также наружным диаметром $D+d$ и внутренним диаметром $D-d$;

3) индексом пружин $c = D/d$;

4) шагом витков h ;

5) углом подъема витков α : $\operatorname{tg} \alpha = h/\pi D$;

6) длиной рабочей части пружины H_p ;

7) числом рабочих витков $i = H_p/h$.

Эти параметры взаимосвязаны, но только четыре из них можно рассматривать как основные. Шаг витков, угол подъема витков и длину рабочей части пружины рассматривают отдельно в ненагруженном и нагруженном состояниях.

Чем податливее должна быть пружина, тем большим берется индекс пружины c и число витков. Обычно индекс пружины выбирают в зависимости от диаметра проволоки в следующих пределах:

d , мм	До 2,5	3...5	6...12
c	5...12	4...10	4...9

Увеличивая индекс пружины, можно при той же жесткости сократить габариты пружины по длине за счет увеличения диаметра, и, наоборот, уменьшив индекс пружины, можно уменьшить диаметр пружины за счет увеличения длины.

Пружины растяжения навивают таким образом, чтобы было обеспечено начальное натяжение (давление) между витками. Это натяжение выбирают равным $1/4 \dots 1/3$ предельной силы для пружины, при кото-

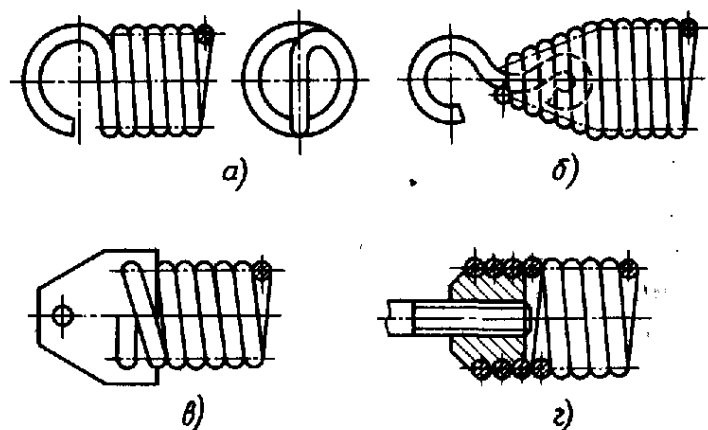


Рис. 20.4. Прицепы пружин растяжения

рой ее испытывают и которая вызывает напряжения, близкие к пределу упругости. Такая навивка называется закрытой.

Пружины диаметром до 3 мм обычно выполняют с прицепами в виде изогнутых витков (рис. 20.4, а, б). В местах отгиба возникает концентрация напряжений, которая снижает несущую способность пружин.

Поэтому для ответственных сильно напряженных пружин применяют прицепы с коническим переходом (рис. 20.4, б), и крепления с помощью пластин (рис. 20.4, в). Наиболее совершенным является крепление с помощью ввертываемых винтовых пробок с крючками (рис. 20.4, г). Это крепление применяют для пружин с диаметром проволоки от 5 мм.

Пружины сжатия навивают открытой навивкой с просветом между витками на 10...20 % больше расчетных осевых упругих перемещений каждого витка при максимальных рабочих нагрузках. Для того чтобы нагрузка на пружину передавалась по оси пружины и чтобы уменьшить напряжения изгиба концевых витков, их поджимают к соседним виткам, а торцовые поверхности пружины шлифуют перпендикулярно ее оси.

ГОСТ 13764—86 — ГОСТ 13776—86 на винтовые цилиндрические пружины сжатия и растяжения охватывают пружины для нагрузок 1...10⁵ Н, с диаметрами проволоки 0,2...50 мм и наружными диаметрами 1...700 мм, с индексами пружины 4...12. За исходные величины выбраны ряды силовых характеристик. Пружины

делятся на классы: 1-й — для больших чисел циклов нагружений, 2-й — для средних и 3-й — для малых. По точности пружины делятся на группы: 1-я группа — с допускаемыми отклонениями по силам и упругим перемещениям $\pm 5\%$, 2-я группа — $\pm 10\%$ и 3-я группа — $\pm 20\%$. Стандарты облегчают централизованное изготовление пружин, что имеет большое значение, так как себестоимость пружин, изготовленных на неспециализированных участках, в 2,5...12 раз выше, чем на специализированных.

Силовые факторы, действующие в любом поперечном сечении пружин растяжения и сжатия, сводятся к моменту $M = FD/2$, вектор которого перпендикулярен оси пружины и силе F , действующей вдоль оси пружины (см. рис. 20.3).

Момент M раскладывается на крутящий T и изгибающий M_n моменты, Н·мм:

$$T = \frac{FD}{2} \cos \alpha \text{ и } M_n = \frac{FD}{2} \sin \alpha.$$

В большинстве пружин угол подъема витков $\alpha < 10...12^\circ$. Расчет этих пружин можно вести только на кручение по моменту $T = FD/2$, пренебрегая другими силовыми факторами ввиду их малости.

Максимальное напряжение кручения, возникающее на внутренних волокнах,

$$\tau_{\max} \approx \frac{kT}{W_0} \approx \frac{8kFD}{\pi d^3} \leq [\tau]_k.$$

Здесь k — коэффициент, учитывающий кривизну витков (поправка к формуле для кручения прямого бруса); $k = 1 + 1,45/c$:

$c = D/d$	4	5	6	8	10	12
k	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

Допускаемые напряжения кручения $[\tau]_k$ для пружин при статической нагрузке приведены на рис. 20.5. При пульсирующей нагрузке с небольшим числом циклов допускаемые напряжения понижают в 1,25...1,5 раза.

Из приведенной зависимости после замены $D = cd$ получаем формулу для

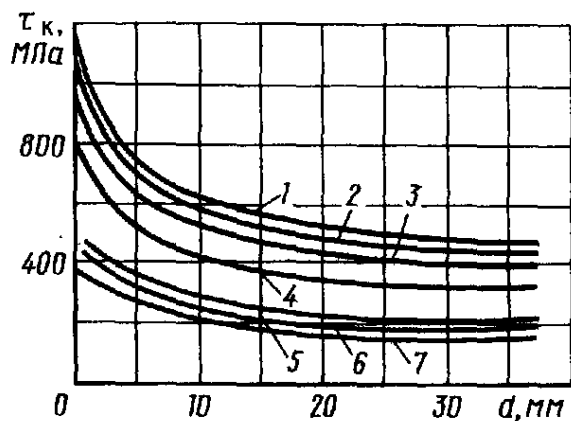


Рис. 20.5. Допускаемые напряжения витых пружин из разных материалов:

1 — из вольфрамовой и рояльной; 2 — из хромо-ванадиевой; 3 — из углеродистой, закаленной в масле; 4 — из углеродистой холоднокатаной; 5 — из монель-металла; 6 — из фосфористой бронзы; 7 — из специальной латуни

определения диаметра проволоки при проектном расчете пружины:

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{k F_{\max} c}{[\tau]_k}}$$

Осевое упругое сжатие пружины определяют как суммарный угол закручивания витков пружины θ , умноженный на средний радиус пружины $D/2$:

$$\lambda = \frac{\theta D}{2} = \frac{8 F D i}{G d^4} = \lambda_1 i F,$$

где $\lambda_1 = \frac{8 c^3}{G d}$ — податливость одного витка, т. е. сжатие витка от единичной силы; G — модуль сдвига.

Таким образом, кручение проволоки пружины происходит вследствие изменения шага, а сечения проволоки в пространстве не поворачиваются.

Потребное число рабочих витков определяют по условию, по которому при возрастании нагрузки от установочной (начальной) F_{\min} до максимальной F_{\max} пружина должна получить заданное упругое перемещение

$$x = \lambda_1 i (F_{\max} - F_{\min}),$$

откуда

$$i = \frac{x}{\lambda_1 (F_{\max} - F_{\min})}.$$

Величину F_{\min} выбирают в зависимости от назначения пружины в процентах от F_{\max} .

Число витков i округляют.

Специфика проектирования пружин растяжения связана с закрытой навивкой и с наличием прицепов.

Длина пружины растяжения в ненагруженном состоянии

$$H_0 = i d + 2 h_{\text{пр}},$$

где $h_{\text{пр}}$ — высота одного прицепа, равная $(0,5 \dots 1) D$.

Длина пружины при максимальной рабочей нагрузке

$$H = H_0 + \lambda_1 i (F_{\max} - F_0),$$

где F_0 — сила начального сжатия витков при навивке.

Длина проволоки для изготовления пружин

$$L = \frac{\pi D i}{\cos \alpha} + 2 l_{\text{пр}},$$

где $l_{\text{пр}}$ — длина проволоки для одного прицепа.

Предельная нагрузка для пружин

$$F_{\text{пр}} = (1,05 \dots 1,2) F_{\max}.$$

Для пружин сжатия к расчетному числу витков прибавляют по $0,75 \dots 1$ витку для каждого конца, т. е. $i_0 = i + (1,5 \dots 2)$.

Длина пружины сжатия при соприкосновении витков с учетом сошлифовки каждого конца пружины на $0,75 d$

$$H = (i_0 - 0,5) d.$$

Шаг пружины сжатия в ненагруженном состоянии

$$h = d + \frac{(1,1 \dots 1,2) \lambda_{\max}}{i},$$

где λ_{\max} — упругое сжатие пружины под действием силы F_{\max} ; $1,1 \dots 1,2$ — коэффициент, предопределяющий некоторый зазор между витками пружины при F_{\max} во избежание частичного прилегания витков и потери линейности характеристики пружины.

Длина пружины в ненагруженном состоянии

$$H_0 = H + i(h - d).$$

Пружины сжатия, у которых $H_0/D \geq 3$, во избежание выпучивания ставят на оправках или в стаканах.

Пружины квадратного и прямоугольного сечения рассчитывают по аналогичной методике, только расчетные формулы несколько модифицируют.

Наибольшие напряжения кручения, возникающие обычно на середине внутренней стороны сечения пружины,

$$\tau = \frac{FD}{2vba^2} \leq [\tau]_k,$$

осевое упругое сжатие пружины

$$\lambda = \frac{\Delta F D^3 i}{Ga^4} = \lambda_1 F i,$$

где a — сторона сечения, параллельная оси пружины; b — сторона сечения, перпендикулярная к оси пружины, $b \geq a$; $\lambda_1 = \frac{\Delta D^3}{Ga^4}$ — по-
датливость одного витка; v и Δ — коэффициенты:

b/a	1	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0
v	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282
Δ	5,567	2,67	2,086	1,713	1,256	0,995	0,698

По аналогии с пружинами, имеющими круглые сечения витков, рекомендуют выбирать $D/b \geq 4$ во избежание трудностей изготовления и возникновения перенапряжений на внутренней стороне витков.

Применение для винтовых пружин проволоки специального фасонного сечения позволяет уменьшить неравномерность распределения напряжений по поверхности витков и повысить срок службы в 2...3 раза по сравнению с пружинами из круглой проволоки.

При больших нагрузках и стесненных габаритах применяют составные пружины сжатия, состоящие из двух или более пружин, concentрически расположенных (одна в другой). Для лучшего взаимного центрирования пружины выполняют правой и левой навивки. За исходные условия для расчета составных пружин принимают равенство упругих перемещений под нагрузкой, равенство напряжений, а также равенство длин при полном сжатии витков. Из этих условий следует, что индексы пружин должны быть одинаковы.

Пружины, подвергающиеся переменным напряжениям с большим числом циклов (например, клапанные пружины), нужно дополнительно рассчитывать на сопротивление усталости.

Запас прочности пружины S_r в соответствии с простейшей приближенной зависимостью

$$\frac{1}{S_r} = \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_b},$$

где $\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$ — амплитуда изменения напряжений; $\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$ — сред-

нее напряжение цикла; $\tau_{-1} \approx 0,4\tau_b$ — предел прочности материала при сдвиге; $r = \tau_{\max}/\tau_{\min}$ — коэффициент, характеризующий цикл изменения напряжений.

Запас прочности пружины S_r выбирают равным 1,5...2,2 в зависимости от точности определения расчетных сил, механических характеристик и ответственности пружины.

Кроме того, проверяют запас прочности по текучести $S_T = \tau_T/\tau_{\max}$.

Пружины, подверженные ударной нагрузке, упрощенно рассчитывают по условию равенства энергии ударающего тела энергии деформации пружины.

§ 20.4. ФАСОННЫЕ, МНОГОЖИЛЬНЫЕ И ТАРЕЛЬЧАТЫЕ ПРУЖИНЫ

Фасонные пружины применяют главным образом при необходимости получения нелинейной характеристики, т. е. нелинейной зависимости между силой и упругим перемещением пружины. Нелинейная характеристика пружин (возрастание жесткости пружины с нагрузкой) уменьшает опасность резонансных колебаний. Пружины с нелинейной характеристикой можно спроектировать на большую энергию удара, чем пружины с линейной характеристикой тех же габаритных размеров и т. д.

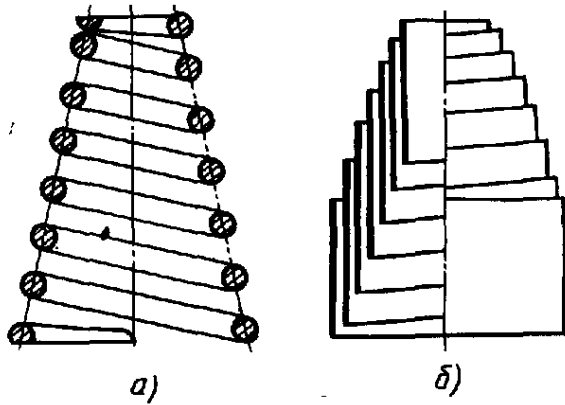


Рис. 20.6. Фасонные пружины:
а — коническая; б — телескопическая

К фасонным пружинам относят: а) конические (рис. 20.6, а) и параболоидные пружины; б) телескопические буферные пружины для больших нагрузок, выполняемые из полосовой стали (рис. 20.6, б).

Фасонные пружины выполняют обычно в виде пружин сжатия. Витки фасонных пружин в связи с разным радиусом имеют различную жесткость. Нелинейная характеристика фасонных пружин связана с тем, что при возрастании нагрузки происходит постепенная посадка витков большого радиуса одного на другой или на опорную поверхность. Таким образом, часть витков перестает деформироваться и пружина становится более жесткой.

Многожилые пружины изготавливают из тросов, свитых из двух — шести (обычно двух — четырех) тонких проволок с углами свивки $20...30^\circ$ без центральной жилы (рис. 20.7). Их используют преимущественно в качестве пружин сжатия, реже — пружин кручения.

Многожилые пружины обычно изготавливают из высокосортной патентованной углеродистой проволоки диаметром $0,8...2$ мм. Многожилые пружины могут быть при малых габаритах весьма податливыми. Такая податливость обычных витых пружин может быть достигнута только путем значительного увеличения диаметра пружин и числа витков. Вместе с тем многожилые пружины обладают значительной несущей способностью вследствие высоких механических характеристик проволоки малого диаметра и взаимодействия витков. Применение многожилых пружин благоприятно с точки зрения виброустойчивости конструкции. Это связано с трением между жилами, поглощаю-

щим энергию колебаний, и с изломом характеристики пружины (рис. 20.7, в). Отдельные жилы вследствие упругой отдачи после навивки пружины неплотно прилегают одна к другой. Поэтому в части диапазона они работают независимо. При больших нагрузках происходит плотный контакт между отдельными жилами и жесткость пружины существенно возрастает.

Применять многожилые пружины особенно целесообразно при необходимости значительной податливости, а также повышенного демпфирования колебаний. Для работы в условиях переменных нагрузок с большим числом циклов нагружений (клапанные пружины) применять многожилые пружины не целесообразно.

Тарельчатые пружины составляют из кольцевых конических оболочек, напоминающих тарелки без дна (рис. 20.8, а). Отношение диаметров тарелок D/d выбирают равным $2...3$, угол подъема образующей конуса $2...6^\circ$. В соответствии с ГОСТ 3057—82 тарельчатые пружины выполняют с наружным диаметром $28...300$ мм, толщиной $s = 1...20$ мм, габаритной высотой конуса $f = 0,6...9$ мм для рабочих нагрузок до $52 \cdot 10^4$ Н. Упругая осадка

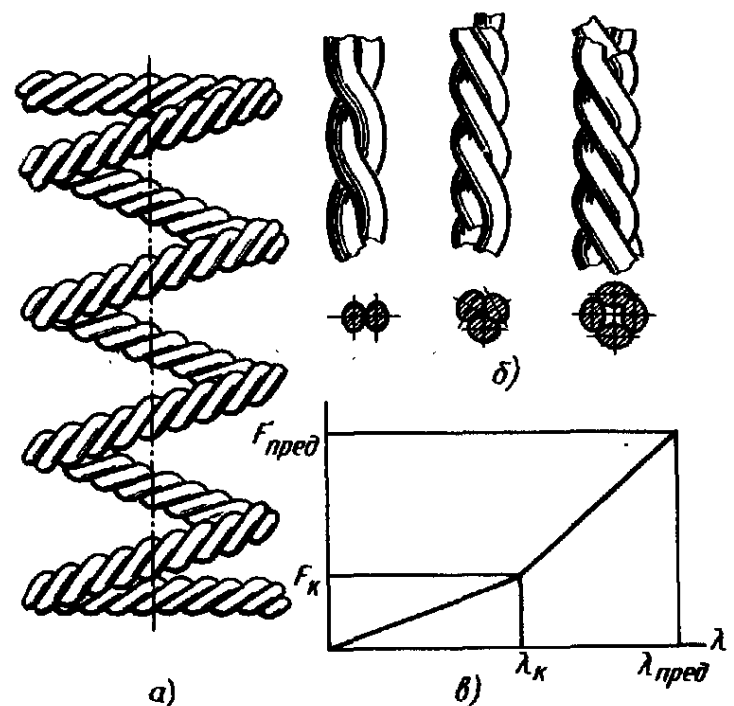


Рис. 20.7. Многожилые пружины:

а — внешний вид; б — конструкции тросов; в — характеристики пружин

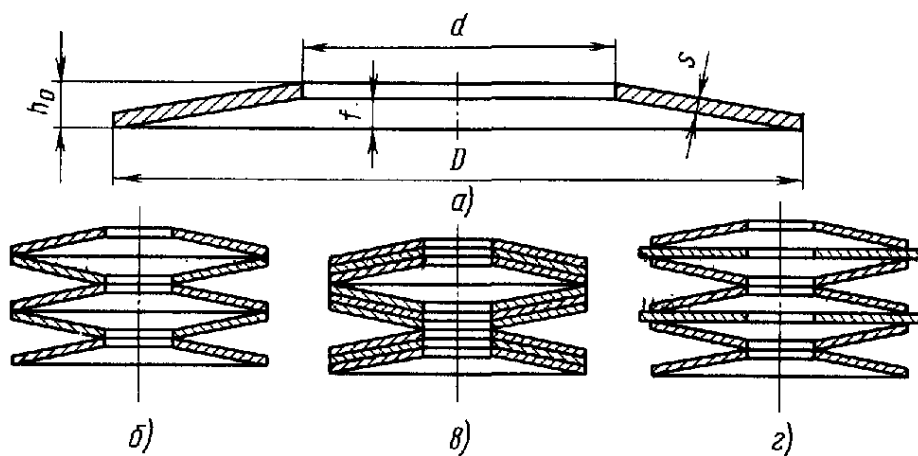


Рис. 20.8. Тарельчатые пружины:

а — элемент пружины; б — обычное исполнение; в — пружина с пакетами элементов; г — пружина с шайбами.

тарелки допускается в пределах¹ до $0,8f$, где f — высота внутреннего конуса.

Таким образом, тарельчатые пружины, имея небольшие габариты по оси, имеют значительные преимущества по сравнению с другими пружинами для больших нагрузок при высокой потребной жесткости, что и определяет их области применения.

Тарельчатые пружины штампуют из листовой стали. Обычно применяют кремнистую сталь 60С2А. Для повышения несущей способности пружин их обжимают до полного распрямления, в результате чего в них возникают остаточные напряжения обратного знака.

Для повышения податливости тарельчатые пружины применяют в виде комплекта последовательно установленных элементов — тарелок (рис. 20.8, б), а для повышения несущей способности отдельные элементы заменяют пакетами (рис. 20.8, в). Тарельчатые пружины могут активно демпфировать энергию колебаний и гасить энергию удара. Для увеличения демпфирования применяют пружины с шайбами (рис. 20.8, г). Тарельчатые пружины широко применяют как буферные.

В связи со сложностью точного расчета тарельчатые пружины обычно подбирают по таблицам стандарта.

Приближенная зависимость между осевой силой F и осевым сжатием λ_1 элемента пружины (рис. 20.8) имеет следующий вид:

$$F = \frac{4Es\lambda_1}{(1-\mu^2)D^2A} \left[(f-\lambda_1) \left(f - \frac{\lambda_1}{2} \right) + s^2 \right],$$

где E и μ — соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала пружины; s — толщина листа; A — коэффициент, берется по графику (рис. 20.9).

Наибольшее напряжение сжатия на внутренней кромке пружины

$$\sigma_{\max} = \frac{4E\lambda_1}{KD^2} (K_0 f - K_1 \lambda_1 + s) \leq [\sigma],$$

где коэффициенты K , K_0 и K_1 берут по графику (см. рис. 20.9).

Допускаемые напряжения при расчете по этой формуле выбирают весьма высокими, достигающими при статической нагрузке для кремнистой стали 1600...2100 МПа.

Это связано с условностью расчета, не учитывающего остаточные напряжения обратного знака в пружине, образовавшиеся в результате обжатия.

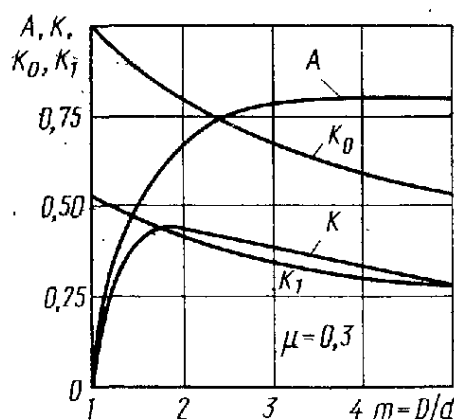


Рис. 20.9. Коэффициенты для расчета тарельчатых пружин

¹ В специальных автоматических устройствах применяют гибкие «выщелкивающие» пружины, у которых упругая осадка больше f .

§ 20.5. ПРУЖИНЫ КРУЧЕНИЯ

Витые цилиндрические пружины кручения по своей конструкции аналогичны витым пружинам растяжения и сжатия. Во избежание трения при нагружении их навивают с небольшим просветом между витками (порядка 0,5 мм). Они имеют особые прицепы для передачи пружине закручивающего момента (рис. 20.10). Пружины обычно устанавливают на оправках.

При нагружении пружины в каждом ее сечении действует момент M , равный внешнему моменту, закручивающему пружину. Вектор этого момента направлен вдоль оси пружины (рис. 20.10, б). Этот момент раскладывается на момент, изгибающий виток, $M_n = M \cos \alpha$ и крутящий момент $T = M \sin \alpha$.

В связи с тем, что в пружинах кручения так же, как и в пружинах растяжения и сжатия, угол подъема витков обычно $\alpha < 12 \dots 15^\circ$, допустимо вести расчет витков только на изгиб моментом $M_n \approx M$ и пренебречь кручением. Наибольшее напряжение изгиба витков, имеющее место на внутренней поверхности,

$$\sigma_{\max} = \frac{kM}{W_n} \leq [\sigma]_n,$$

где k — коэффициент, учитывающий кривизну витков (поправка к формулам изгиба прямого бруса); W_n — момент сопротивления сечения витка на изгиб.

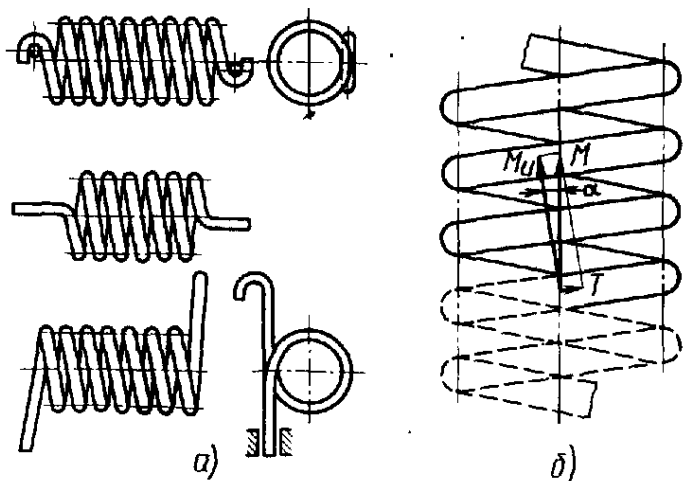


Рис. 20.10. Витые пружины кручения:

а — виды крепления; б — расчетная схема

Приближенно для пружин с витками круглого сечения

$$k = \frac{4c - 1}{4c - 4};$$

для пружин с витками прямоугольного сечения

$$k = \frac{3c - 1}{3c - 3},$$

где c — индекс пружины; $c = D/d$ или D/b .

Допускаемое напряжение при изгибе для пружин $[\sigma]_n$ выбирают порядка $1,25 [\tau]_k$.

Диаметр проволоки для пружин с круглым сечением витков

$$d = 2,16 \sqrt[3]{\frac{kM}{[\sigma]_n}}.$$

Угол закручивания пружины (рад) может быть определен как угол взаимного упругого наклона концевых сечений бруса длиной L , равной суммарной длине витков пружины, под действием чистого изгиба моментом M :

$$\theta = \frac{ML}{EI} = \frac{M \pi D_i}{EI},$$

где J — осевой момент инерции сечения витка пружины; E — модуль упругости материала пружины.

Потребное число витков определяют из условия, что при возрастании момента от установочного M_{\min} до максимального рабочего M_{\max} пружина должна получить заданный угол закручивания

$$\theta = \frac{(M_{\max} - M_{\min}) \pi D_i}{EI}.$$

Отсюда

$$i = \frac{\theta EJ}{\pi D (M_{\max} - M_{\min})}.$$

Плоские спиральные пружины изготовляют из тонкой высококачественной углеродистой стальной ленты. Их применяют в качестве двигателей, аккумулирующих

энергию при заводе (пружины часов и других приборов), что возможно благодаря высокой гибкости ленты, позволяющей иметь большой угол поворота валика (до нескольких десятков оборотов) и таким образом аккумулировать значительное количество энергии. Лента пружины работает и рассчитывается на изгиб.

§ 20.6. УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ИЗ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ, ЛИСТОВЫЕ РЕССОРЫ

Высокомолекулярные материалы (резины, полимерные материалы типа вулканизата) могут из-за малого модуля упругости аккумулировать большее количество энергии на единицу массы, чем закаленные пружинные стали. Упругие элементы из синтетических материалов получают более простыми по форме, чем металлические, которые для получения значительных деформаций приходится составлять из нескольких листов (рессоры) или витков (пружины). В синтетических материалах упругие свойства удачно сочетаются с демпфирующими; основной недостаток материалов — старение. Синтетические материалы используют для изготовления собственно упругих элементов и упругих баллонов пневматических рессор.

Элементы из синтетических материалов применяют в упругих муфтах, в системах виброизоляции (упругие опоры) и т. д. Упругие элементы из этих материалов целесообразнее всего использовать при напряженных состояниях сдвига.

Пневматические рессоры успешно применяют в транспортных машинах, в первую очередь имеющих сеть сжатого воздуха, в частности в грузовых автомобилях.

Листовые рессоры (рис. 20.11, а, б) для повышения гибкости составляют из листов разной длины, что приближает их к телам равного сопротивления изгибу. Трение между листами обеспечивает демпфирование колебаний. Листовые рессоры применяют в основном для упругой подвески автомобилей, железнодорожного подвиж-

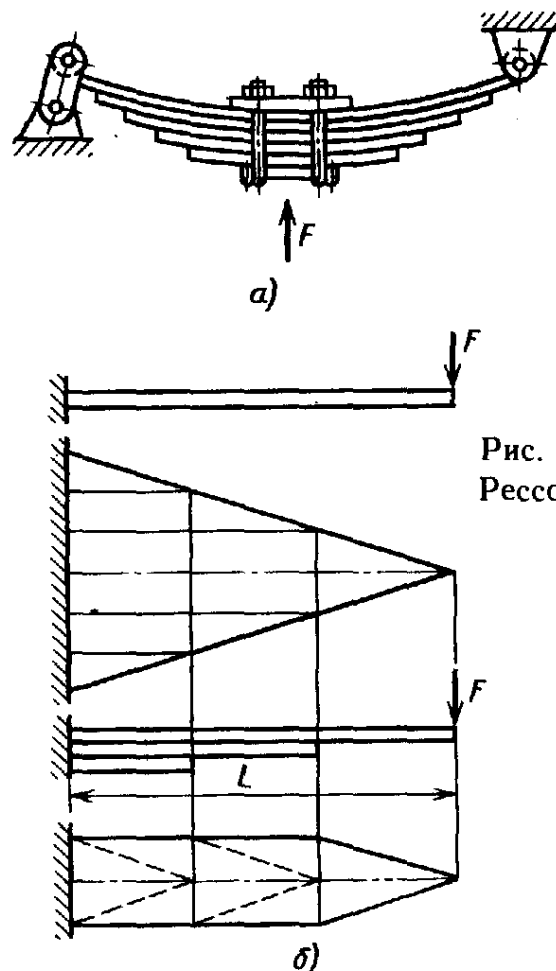


Рис. 20.11.
Рессоры

ного состава, а также используют в кузнечно-прессовых и других машинах. Области применения рессор сокращаются в связи со склонностью сваривания листов вследствие фреттинг-коррозии. Для обеспечения плотного контакта между листами и некоторой разгрузки длинных листов (поломка которых более опасна, чем коротких) короткие листы выполняют с большей начальной кривизной, чем длинные. Рессоры преимущественно изготавливают из кремнистых сталей (в частности, 60С2А), кремненикелевых, а также хромомарганцовистых.

Усталостная прочность рессор может быть повышена обдувкой их дробью.

Для упрощенного расчета удобно рассматривать идеализированную модель рессоры в виде балки равного сопротивления изгибу, имеющему в плане форму треугольника, разрезанную на полосы и сложенную в пакет (рис. 20.11, б).

Допускаемые напряжения выбирают обычно в пределах 400...600 МПа в зависимости от условий работы и характеристик материалов.

§ 21.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Назначение приводных муфт — передача вращающего момента между валами, являющимися продолжением один другого, или между валом и установленными на нем деталями: зубчатыми колесами, шкивами, звездочками¹. С помощью муфт соединяют соосные валы и другие детали, приближенно соосные валы и валы с взаимно наклоненными пересекающимися осями (рис. 21.1).

Кроме передачи момента, муфты отдельных типов выполняют дополнительные функции.

Длинные валы по условиям технологии изготовления и сборки или транспортирования нередко приходится делать составными, причем составной вал должен работать как целый. Части такого составного вала соединяют нерасцепляемыми глухими муфтами.

¹ Кроме приводных муфт, в машиностроении применяют также муфты для соединения труб, тяг и других соосных деталей. Эти муфты в книге не рассматриваются.

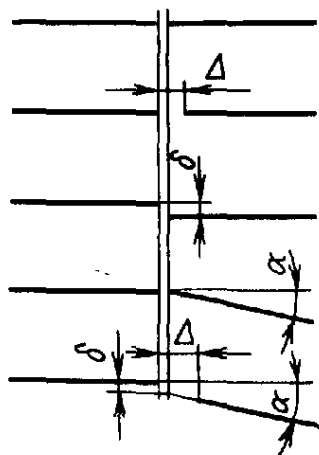


Рис. 21.1. Схемы смещений валов

Машины по технологическим условиям удобно выполнять из отдельных узлов или агрегатов. Взаимная установка таких узлов не может быть идеально точной, кроме того, узлы иногда приходится устанавливать на деформируемом основании, например на раме автомобиля. Для соединения валов с неточно совмещенными осями применяют компенсирующие муфты, которые компенсируют небольшие радиальные, осевые, угловые или комбинированные смещения.

Иногда взаимные смещения валов связаны не только с малыми неточностями изготовления, но и с функциями узлов. Тогда применяют подвижные муфты, аналогичные обычным компенсирующим, но допускающие большие смещения валов.

Приводы многих машин передают переменные моменты, в том числе с ударами. Источниками динамических нагрузок могут быть: производственный процесс, двигатели и механизмы. Соединения валов таких приводов для уменьшения динамических нагрузок и колебаний осуществляют упругими муфтами.

Многие машины или их отдельные узлы требуют частого пуска и останова, например автомобили, станки. Пуск и останов машины приводным двигателем может оказаться нецелесообразным (например, из-за перегрева электродвигателя). Тогда валы соединяют управляемыми сцепными муфтами, допускающими частые и при необходимости весьма плавные пуски и остановы.

В машинах иногда требуется регулирование (увеличение) передаваемого момента с угловой скоростью, чтобы обеспечить плавный пуск и возможность применения

двигателей с малым пусковым моментом. Это достигается применением центробежных или гидродинамических муфт.

Машины в связи с характером выполняемого производственного процесса (например, машины ударного действия) или в связи с неправильной эксплуатацией могут подвергаться большим перегрузкам.

Расчет механизмов по максимальным моментам при перегрузках привел бы к ненужному утяжелению и удорожанию машины. Во избежание поломок деталей применяют предохранительные (перегрузочные) муфты.

Нередко в машинах движение и момент должны передаваться только в одну сторону и не передаваться в противоположную, например, для превращения качательного движения во вращательное. Для этого применяют обгонные муфты. Примером применения обгонных муфт может служить задняя втулка свободного хода велосипеда.

Муфты предохранительные, обгонные и некоторые другие не требуют участия человека в их управлении; поэтому их называют самодействующими.

Перечисленные муфты по управляемости могут быть разделены на следующие группы:

- 1) муфты нерасцепляемые, осуществляющие постоянное соединение, — глухие, компенсирующие, упругие;
- 2) муфты сцепные управляемые;
- 3) муфты сцепные самодействующие (самоуправляемые), в том числе по моменту (предохранительные), по направлению движения (обгонные), по скорости (центробежные), по пути (однооборотные) и т. д.

Основной характеристикой муфт в связи с их основным назначением является вращающий момент T .

Вращающий момент задают в Н·м или в виде мощности, передаваемой при определенной частоте вращения, обычно при 100 мин^{-1} P_{100} .

Существенными показателями конструкций муфт являются габариты, масса и

момент инерции относительно оси вращения.

Муфты каждого размера, рассчитанные на передачу определенного вращающего момента, выполняют для некоторого диапазона диаметров валов. Это обусловлено тем, что валы для передачи одного и того же вращающего момента приходится выполнять разного диаметра из-за нагружения их разными изгибающими моментами и изготовления их из различных материалов.

Муфты представляют собой автономные узлы, присоединяемые к валам машин по цилиндрическим или коническим посадочным поверхностям. Поэтому муфты легко стандартизовать. Муфты основных типов регламентированы государственными общесоюзными или отраслевыми стандартами.

Развитие блочных конструкций машин способствует распространению муфт.

Муфты в ответственных машинах следует рассчитывать по их действительным критериям работоспособности: прочности при циклических нагрузках, или однократных перегрузках, износостойкости и т. д. с обеспечением требуемой податливости на кручение и других характеристик. Для таких расчетов необходимо знать весь спектр нагрузок, включая динамические, определяемые по динамическим расчетам обычно с помощью ЭВМ или экспериментально. На практике преимущественно подбирают муфты по таблицам каталогов и справочников или согласно условному расчету по некоторому расчетному моменту

$$T = T_n + T_d = K T_n,$$

где T_n — номинальный, длительно действующий момент; T_d — динамический момент; K — коэффициент динамичности.

Для машин с небольшими разгоняемыми массами и при спокойной работе $K = 1 \dots 1,5$. Для машин со средними массами и переменной нагрузкой (поршневые компрессоры, строгальные станки, мельницы) $K = 1,5 \dots 2$. Для машин с большими массами и ударной нагрузкой (молоты,

прокатные станы, шаровые мельницы) $K=2,5...3$ и более. В случае привода от двигателей внутреннего сгорания значения K повышают на 20...30 % (большие значения при малом числе цилиндров). Меньшие значения K в указанных пределах выбирают обычно при более податливых муфтах.

§ 21.2. ПОСТОЯННЫЕ МУФТЫ

Под постоянными нерасцепляемыми муфтами понимают муфты, осуществляющие постоянное соединение валов между собой или другими вращающимися деталями. Разъединение валов, соединенных постоянными муфтами, возможно в результате разборки муфты при остановленной машине.

Жесткие постоянные (глухие) муфты предназначены для жесткого соединения строго соосных валов. Кроме крутящего момента, они передают также изгибающий момент, перерезывающую (радиальную) и осевую силы. Основные области применения — длинные валопроводы, а также валы при стесненных габаритах (отсутствие места для расположения упругой или компенсирующей муфты).

Максимальные длины целых валов и длины участков составных валов определяются возможностями транспортных средств, прессов и станков. Муфты следует

располагать возможно ближе к опорам или к местам, где эпюра моментов неразрезанного вала переходит через нуль, если это не противоречит другим требованиям.

Втулочные муфты. Втулочные муфты (рис. 21.2) являются простейшими. Муфта представляет собой втулку, насаживаемую на концы валов и закрепляемую на валах штифтами преимущественно коническими (рис. 21.2, а); призматическими или сегментными шпонками (рис. 21.2, б); шлицевыми соединениями и стопорными винтами.

Муфта отличается особо малыми габаритами по диаметру, но сложна в монтаже, так как требует значительных осевых перемещений агрегатов. Условия монтажа муфты затрудняют применение посадок с натягом. Поэтому втулочные муфты не обеспечивают высокую жесткость соединения на изгиб.

Из-за указанных недостатков втулочные муфты обычно применяют для валов диаметром до 70 мм. Материал втулок — конструкционная сталь. Наружный диаметр втулочной муфты обычно $D=(1,5...1,8)d$, длина $L=(2,5...4)d$, где d — диаметр валов. Большие значения здесь и ниже — для малых размеров муфты, меньшие — для крупных. Муфты стандартизованы (ГОСТ 24246—80).

Фланцевые (поперечно-свертные) муфты. Фланцевые муфты (рис. 21.3) являются основным видом жестких нерасцепляемых муфт. На концы соединяемых валов насаживают полумуфты с фланцами, которые стягивают болтами. Вращающий момент передается силами трения между фланцами, а при установке болтов без зазоров (под развертку) также силами сопротивления на сдвиг крепежных болтов. Конструкции с болтами, установленными без зазоров, передают существенно большие моменты и потому предпочтительнее. Муфты допускают ударную нагрузку. При установке болтов с зазорами муфты выполняют с центрирующими поясками.

Фланцевые муфты, как правило, выполняют без защитного обода, как показано на рис. 21.3 (ориентируясь на неподвиж-

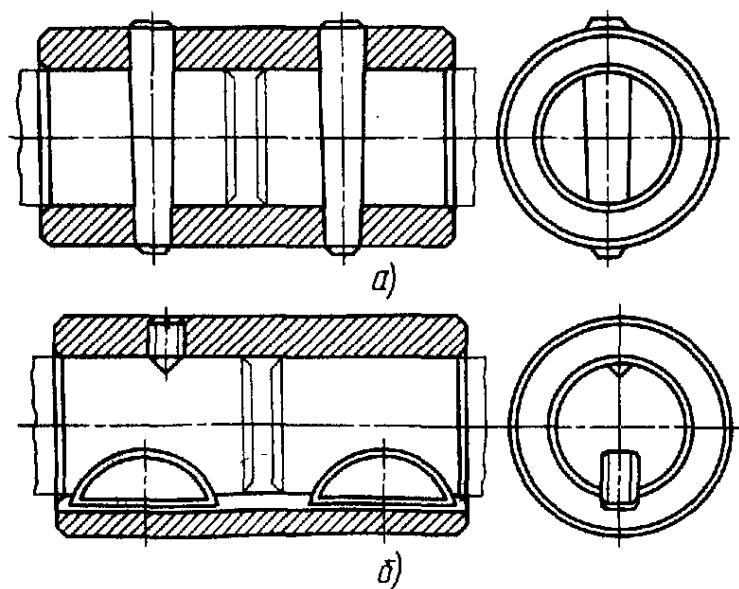


Рис. 21.2. Втулочные муфты

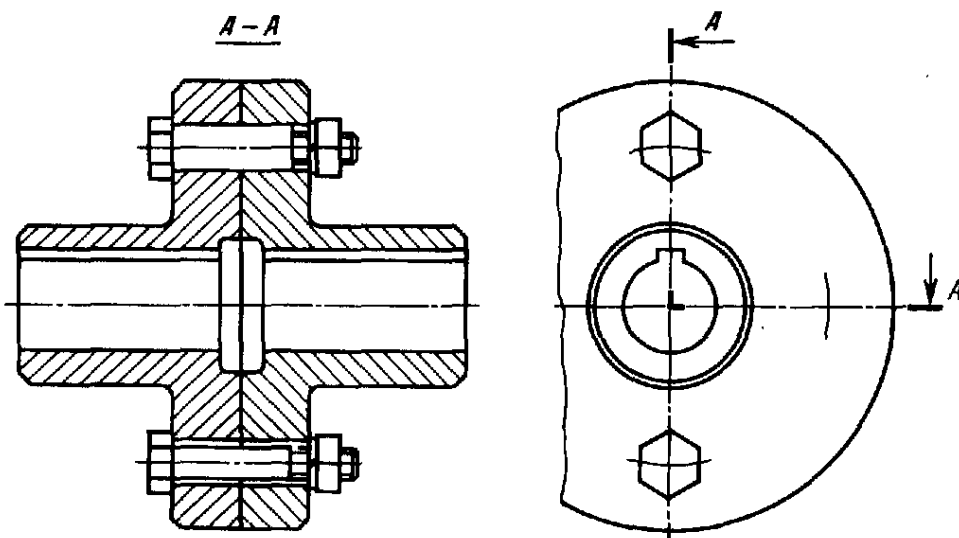


Рис. 21.3. Фланцевая муфта

ные ограждения, которые необходимы для муфт по действующим нормам техники безопасности). Фланцевые муфты с ободом можно использовать в качестве тормозных барабанов или шкивов.

Материал полумуфт — стали 40 и 35Л. Допускается применять прочные сорта чугуна, начиная с СЧ 30 и выше. Соотношение между размерами муфт: наружный диаметр $D = (3...3,5)d$, общая длина $L = (2,5...4)d$, где d — диаметр вала. Число болтов 4...8. Полумуфты устанавливают на валы с небольшим натягом. После напрессовки рабочие торцовые поверхности фланцев проверяют на токарном станке на биеение во избежание искривления валов при затяжке винтов.

Фланцевые муфты в СССР стандартизованы (ГОСТ 20761—80) в диапазоне диаметров вала 12...220 мм и передаваемых моментов от 8 до 45 000 Н·м (принята конструкция с центрированием полумуфт болтами по рис 21.3, верхняя часть).

В тяжелых машинах фланцы приваривают к валу или выполняют их за одно целое с валом.

При установке болтов с зазором их рассчитывают по силе затяжки $F_{зат}$, необходимой для передачи вращающего момента T (Н·м) силами трения на поверхности контакта фланцев:

$$T = \frac{F_{зат} f d_{ср} z}{2 \cdot 10^3 S},$$

$$\text{откуда } F_{зат} = \frac{2 \cdot 10^3 T S}{d_{ср} z f},$$

где $F_{зат}$ — сила затяжки одного болта; S — запас сцепления, принимаемый равным 1,2...1,5; $d_{ср}$ — средний диаметр кольцевой поверхности трения, примерно равный диаметру окружности расположения болтов; z — число болтов; f — коэффициент трения, обычно равный 0,15...0,2.

При установке болтов под развертку расчет обычно ведут в предположении, что весь момент воспринимается болтами, работающими на срез.

Тогда сила, стремящаяся срезать один болт,

$$F_{ср} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{z d_{ср}}.$$

Продольно-свертные муфты, состоящие из двух полумуфт, разделенных по плоскости, проходящей через оси соединяемых валов, и стягиваемые болтами, в настоящее время почти вышли из употребления.

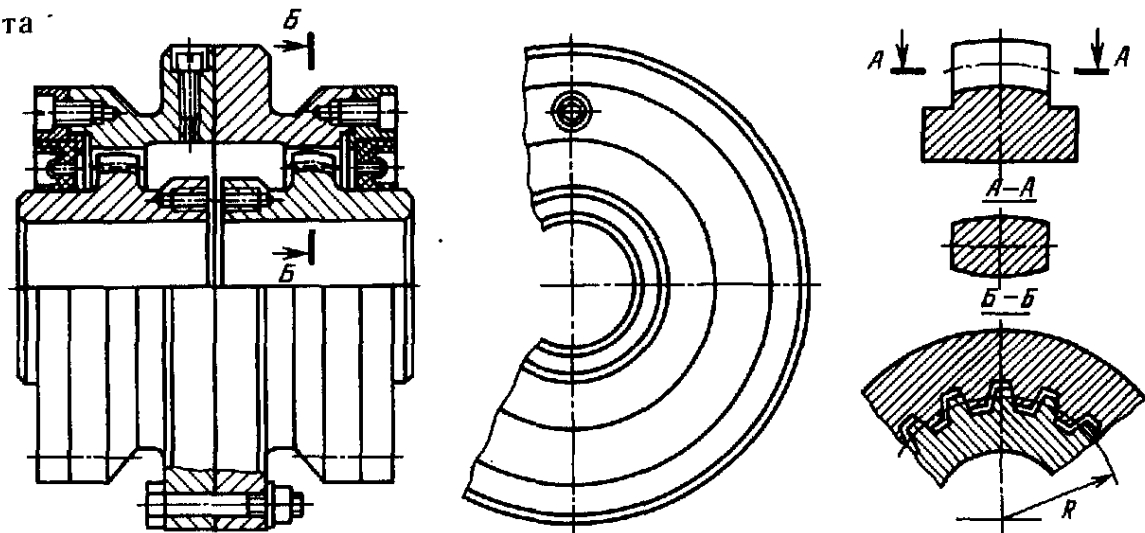
В качестве жестких нерасцепляемых муфт используют также кулачковые муфты (см. с. 487).

§ 21.3. КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ

Компенсирющие муфты предназначены для соединения валов с небольшими взаимными смещениями осей, связанными с неточностями изготовления, монтажа и упругими деформациями.

Зубчатые муфты. Зубчатая муфта (рис. 21.4) состоит из двух втулок с внеш-

Рис. 21.4. Зубчатая муфта



ними зубьями и надетых на них обойм с внутренними зубьями. Зубчатые втулки насаживают на концы соединяемых валов. Обоймы стягивают винтами. Зубья втулок и обойм имеют обычный эвольвентный профиль с углом профиля 20° и коэффициентом высоты головки $h_a^* = 0,8$. Число зубьев каждого венца 30...56 в зависимости от размера муфты. Для обеспечения равнопрочности зубьев втулок и обойм применяют корригирование зацепления и соответственно выбирают коэффициент смещения x . Расчетный диаметр муфты $d = m(z + 2x)$, диаметр вершин зубьев $d_a = m(z + 2h_a^* + 2x)$.

Центрирование обоймы осуществляют по вершинам зубьев втулок.

Втулки имеют цилиндрические бурты для проверки соосности валов (индикатором).

Для компенсации линейных и угловых погрешностей расположения соединяемых валов: а) заготовку втулки под нарезку зубьев обтачивают не по цилиндрической, а по сферической поверхности; б) зубу придают бочкообразную форму; в) венцы располагают на значительном расстоянии один от другого в осевом направлении.

Зубчатые муфты обладают существенными достоинствами, которые определили их широкое применение, особенно в тяжелом машиностроении, а именно: а) большой несущей способностью и надежностью при малых габаритах вследствие большого числа одновременно работающих зубьев; б) допустимостью значительных частот

вращения; окружная скорость на зубьях может быть до 25 м/с, а при точном изготовлении — еще выше; в) технологичностью, определяемой современными высокопроизводительными методами нарезания зубьев.

На зубчатые муфты имеется ГОСТ 5006—83* (технические условия); в диапазоне наибольших моментов от 1000 до 63 000 Н·м и диаметров валов от 40 до 200 мм.

Если применяют промежуточный вал, то ставят две муфты, имеющие по одному зубчатому соединению.

Бочкообразные зубья втулок и обойм рекомендуется выполнять твердостью 42...51 HRC₂. Для муфт, работающих при окружной скорости на делительном диаметре до 1 м/с, допускается твердость поверхности зубьев 248...302 HB.

При угловом перекосе оси втулки относительно оси обоймы до $15'$ допускается применять зубчатые венцы втулок с прямолинейными образующими зубьев.

Зубчатые венцы обойм могут быть изготовлены из пластмасс (капролона). При этом нагрузка распределяется между зубьями более равномерно, износостойкость — удовлетворительная.

Допускаемые радиальные, угловые и комбинированные смещения валов, соединяемых зубчатыми муфтами, определяют по условию, по которому углы между втулкой и обоймой в каждом зацеплении не должны превышать $1^\circ 30'$. Несущая способность муфт резко падает с увеличе-

нием углов перекосов. Имеется тенденция создавать муфты со значительно большим допустимым углом перекоса, приближающим их к шарнирным.

Вследствие сил трения между зубьями при перекосах валов муфты оказывают на валы изгибающие воздействия. Изгибающий момент составляет около 0,1 вращающего.

Муфты смазывают маслом большой вязкости, которое заливают в корпус в таком количестве, чтобы покрывать полную высоту зубьев вращающейся муфты. Марку масла в зависимости от температурного режима следует выбирать по ГОСТ 5006—83*.

При работе муфты контактирующие зубья за каждый оборот проскальзывают в осевом направлении на некоторую величину $0,5\alpha d$, где α — угол перекоса между втулкой и обоймой; d — диаметр делительной окружности зубьев. Поэтому основным критерием работоспособности муфт является износостойкость зубьев.

Размеры муфт подбирают по таблицам ГОСТ 5006—83 в зависимости от наибольшего длительно действующего момента,

умноженного на коэффициенты K_1 , K_2 и K_3 (K_1 — коэффициент безопасности, принимаемый равным 1, если поломка муфты не вызывает аварий машины; 1,2 — если поломка муфты ведет к аварии машины; 1,5 — если поломка муфты ведет к аварии ряда машин; 1,8 — если поломка муфты может привести к человеческим жертвам; K_2 — коэффициент условий работы муфты, выбираемый в пределах от 1 при спокойной работе равномерно нагруженных механизмов до 1,5 при тяжелых условиях работы с ударами неравномерно нагруженных и реверсивных механизмов; K_3 — коэффициент углового смещения полумуфт, принимаемый равным 1,0 при $\gamma \leq 0,25^\circ$; 1,25 при $\gamma = 0,5^\circ$; 1,5 при $\gamma = 1^\circ$; 1,75 при $\gamma = 1,5^\circ$, где γ — угол между осями валов).

После этого проверяют, чтобы максимальный действующий момент не превышал удвоенного значения из ГОСТ.

Методика расчета по ГОСТ 5006—83 зубчатых муфт несколько отлична от таковой для других муфт. Введен коэффициент, характеризующий ответственность передачи, но зато коэффициент условий работы (динамичности) занижен.

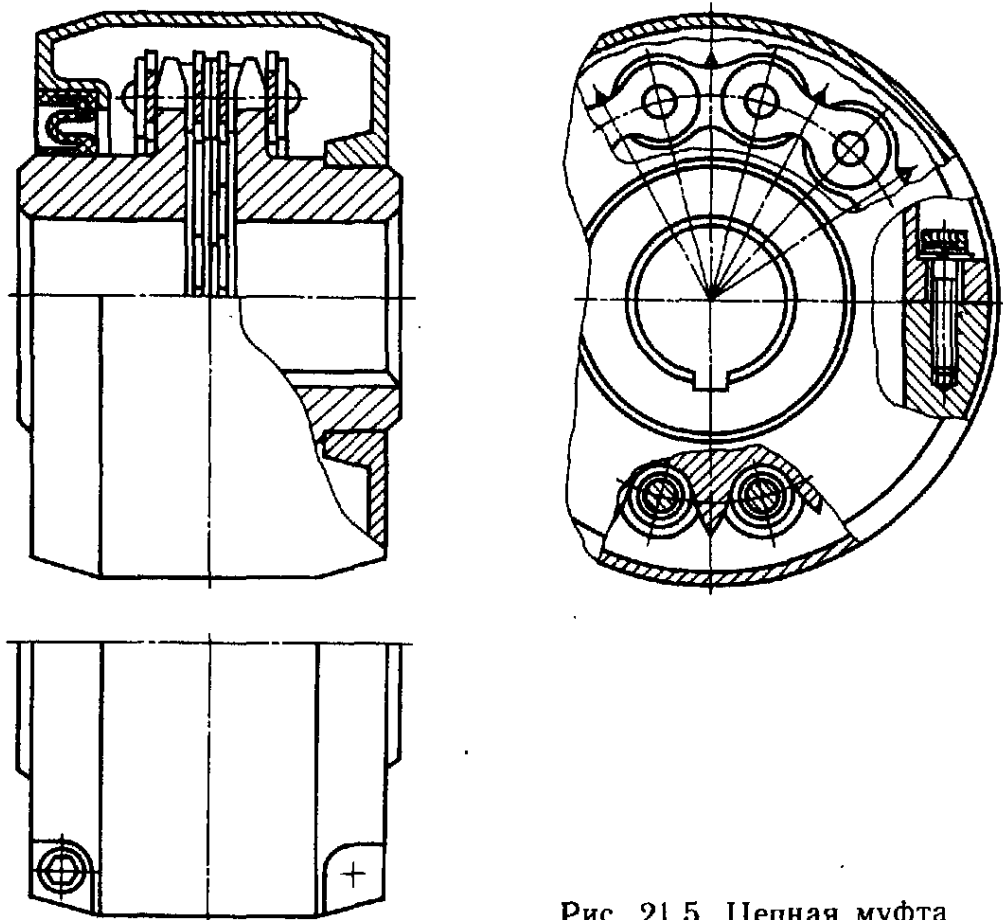


Рис. 21.5. Цепная муфта

Цепные муфты. Цепная муфта (рис. 21.5) состоит из двух звездочек (насаженных на соединяемые валы и имеющих одинаковые числа зубьев), охватывающей их цепи и кожуха. Цепные муфты допускают перекосы валов до 1° (при бочкообразных роликах до $3...5^\circ$) и радиальные смещения, в зависимости от размера, до 1 мм.

Для муфт характерны простота конструкции, относительно небольшие габариты, простота монтажа и демонтажа без осевых смещений валов. Габариты цепных муфт в 1,5 раза меньше, чем упругих втулочно-пальцевых муфт. Вместе с тем цепные муфты обладают некоторой податливостью при расцентровках валов.

Основное применение имеют однорядные муфты.

Размерный ряд цепных муфт по ГОСТ 20742—81* охватывает диаметры валов 20...130 мм и моменты 63...8000 Н·м.

Применяют также муфты с двухрядной роликовой цепью и с зубчатой цепью. При больших углах (до $3...5^\circ$) перекося валов следует применять двухрядные роликовые цепи с бочкообразными роликами.

Из-за окружных зазоров цепные муфты нельзя рекомендовать для реверсивных приводов и приводов с большими динамическими нагрузками.

Выпускают также муфты с зубчатой цепью из полимеров.

Цепные муфты допускают ряд модификаций: со звездочками, имеющими зубчатые сектора, входящие в пазы сопряженных муфт так, что цепь подвергается чисто осевой нагрузке, муфты для несоосных валов с промежуточным валом и др.

Значительно реже других компенсирующих муфт применяют расширительные муфты (кулачковые, дисковые и т. д.), компенсирующие осевые смещения валов.

§ 21.4. ПОДВИЖНЫЕ МУФТЫ

Подвижные муфты допускают соединение валов с повышенными взаимными смещениями осей, большими, чем допус-

кают компенсирующие муфты. Эти смещения могут быть вызваны как неточностями изготовления и монтажа, так и заданными функциями механизмов.

Кулачково-дисковые муфты (называемые также крестовыми или муфтами Ольдгема) в основном предназначены для соединения валов с поперечным смещением осей. Однако ввиду осевых зазоров они обеспечивают также компенсацию некоторых осевых и угловых смещений.

Муфты (рис. 21.6) состоят из двух полумуфт с фланцами и промежуточного плавающего диска или кольца. На фланцах полумуфт предусматривают по одному диаметральному пазу, а на диске — по одному выступу-кулачку с каждой стороны, которые расположены крестообразно под углом 90° . Пазы образуют направляющие для выступов, обеспечивающих передачу вращающего момента, но вместе с тем допускающих возможность относительных радиальных смещений полумуфт и диска.

Передача движения между валами со смещенными или перекошенными осями связана со скольжением в направляющих. Промежуточное плавающее тело (кольцо)

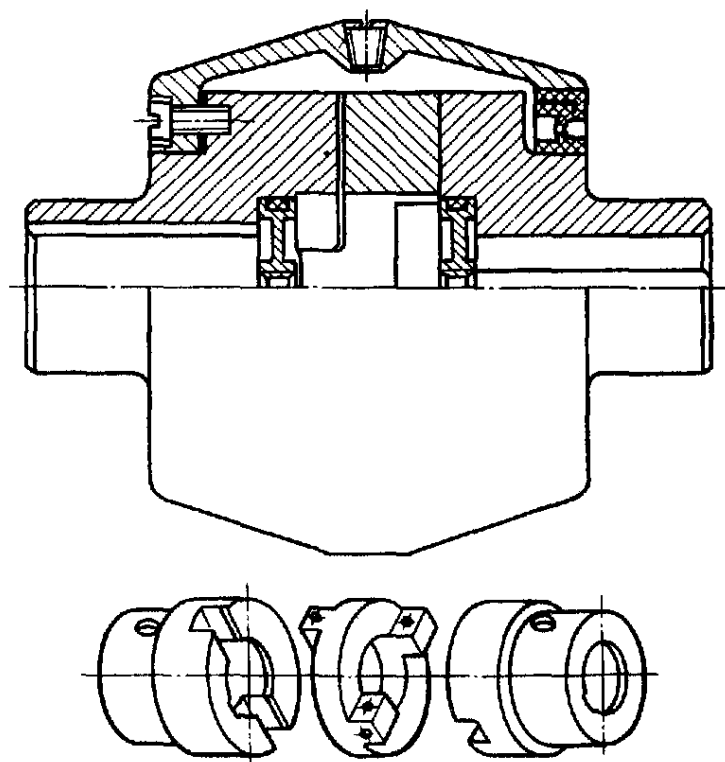


Рис. 21.6. Крестовая муфта с диском

описывает своим центром окружность диаметром, равным радиальному смещению осей e , и совершает два оборота за один оборот вала, что из-за больших центробежных сил ограничивает частоту вращения муфт.

Муфты для валов с диаметрами 16...150 мм и наибольшими моментами 16...16 000 Н·м стандартизованы (ГОСТ 20720—81*). Допустимые радиальные смещения валов до 0,04 диаметра вала, углы до 30'. Допустимые частоты вращения для муфт диаметром D до 240 мм — 250 мин⁻¹.

Муфты вследствие сил трения и отставания промежуточного тела от его теоретического положения передают на валы значительные радиальные силы и работают со значительным износом. Поэтому их по указанию Госгортехнадзора не устанавливают на кранах. Рекомендуют применять, добавляя не реже одного раза в смену, пластичные смазочные материалы с противозадирными присадками.

Критерием работоспособности крестовых муфт является износостойкость рабочих граней. Давление по длине граней распределяется неравномерно. Обычно его принимают пропорциональным деформации смятия, т. е. по треугольной эпюре (рис. 21.7).

При отсутствии зазора в направляющих давления (рис. 21.7, а) распределяются аналогично напряжениям изгиба. Для муфт без отверстий в дисках

$$p = \frac{6 \cdot 10^3 T}{(D - e)^2 h} \approx \frac{6 \cdot 10^3 T}{D^2 h},$$

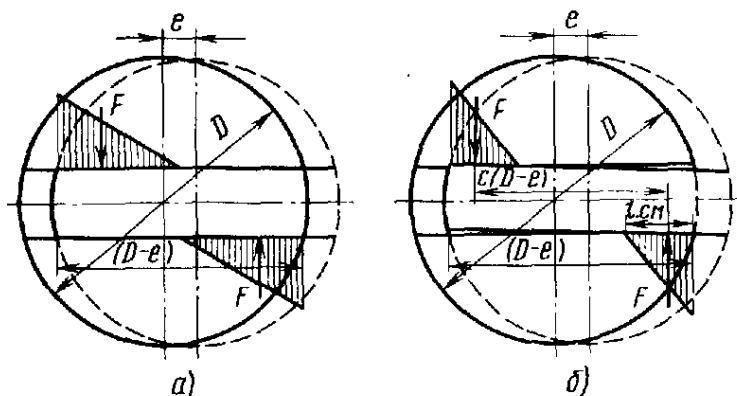


Рис. 21.7. Расчетная схема крестовой муфты

где T — момент, Н·м; $D - e$ — длина перекрывания граней.

Обычно из-за посадочных зазоров (рис. 21.7, б) или из-за отверстий в дисках давление распространяется не на всю, а на часть общей длины $D - e$, соответственно $p = 8 \cdot 10^3 T / D^2 h$.

Допускаемые давления $[p]$ в муфтах со стальными, закаленными до высокой твердости рабочими гранями в зависимости от частоты вращения и смещения осей достигают 25 МПа.

Коэффициент полезного действия при малых смещениях осей ($e/D \leq 0,04$)

$$\eta = 1 - 8 \frac{f}{\pi} \frac{e}{cD},$$

где f — коэффициент трения.

В последнее время изготавливают крестовые муфты, в которых скольжение в направляющих плавающего диска заменено упругим сдвигом многослойных резиновых прокладок. Для сохранения крутильной жесткости муфты прокладки выполняют в виде пакетов из тонких слоев резины и металлических листов между ними. Такие прокладки обладают большой жесткостью на сжатие, так как резина не может деформироваться в поперечном направлении. Вместе с тем такие прокладки весьма податливы при сдвиге.

Шарнирные муфты. Шарнирные муфты (шарниры Гука) предназначены для передачи крутящего момента между валами с взаимным наклоном осей до 40...45°, причем угол наклона осей может меняться.

Вращение под такими большими углами может передаваться потому, что муфта имеет два шарнира с двумя взаимно перпендикулярными осями (рис. 21.8, а).

Спаривая две муфты, можно удвоить предельный угол между ведущим и ведомым валами или передавать движение между параллельными, но смещенными валами (карданова передача, рис. 21.8, б). Применяя телескопический промежуточный вал, т. е. вал с изменяющейся длиной, можно изменять смещение валов во время работы.

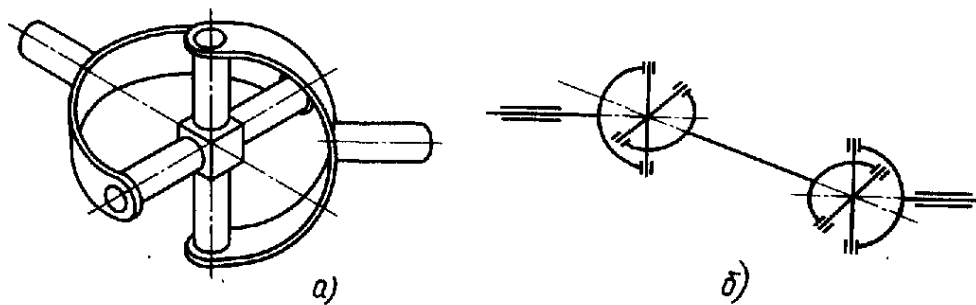


Рис. 21.8. Схемы простого и сдвоенного шарнира Гука

Шарнирные муфты применяют при необходимости:

а) компенсации неточностей взаимного положения узлов из-за погрешностей сборки, деформирования основания, деформирования рессор (в транспортных и других машинах);

б) передачи вращения переставным валам (шпинделям многшпиндельных сверлильных станков, валкам прокатных станов и т. д.);

в) передачи вращения закономерно перемещающимся во время работы узлам (консолям фрезерных станков и т. д.).

Ниже в основном рассматриваем имеющие доминирующее распространение асинхронные шарнирные муфты, которые вызывают слабо неравномерное вращение ведомого вала (при взаимном угле наклона валов, отличном от нуля).

Шарнирные муфты применяют для передачи крутящих моментов от 10 до $3 \cdot 10^6$ Н·м.

Шарнирные полумуфты выполняют в виде вилок, повернутых одна относительно

другой на 90° и соединенных шарнирами с промежуточным телом.

По габаритам и допускаемым моментам шарнирные муфты можно разделить на:

а) малогабаритные, которые передают небольшие моменты и у которых промежуточные тела имеют форму параллелепипедов и шарниры размещены в габаритах ступиц полумуфт;

б) крупногабаритные, которые предназначены для передачи средних и больших моментов, промежуточные тела которых имеют форму крестовины, а шарниры значительно выходят за габариты ступиц и полумуфт.

Малогабаритные шарнирные муфты (рис. 21.9) стандартизованы (ГОСТ 5147—80*) в диапазоне диаметров валов 8...40 мм и соответственно в диапазоне моментов 11,2...1120 Н·м. Шарнир скольжения образуется с помощью вставных осей, одна из которых длинная, а вторая состоит из двух коротких втулок, стянутых стержнем, расклепанным по концам. Конструкция весьма техноло-

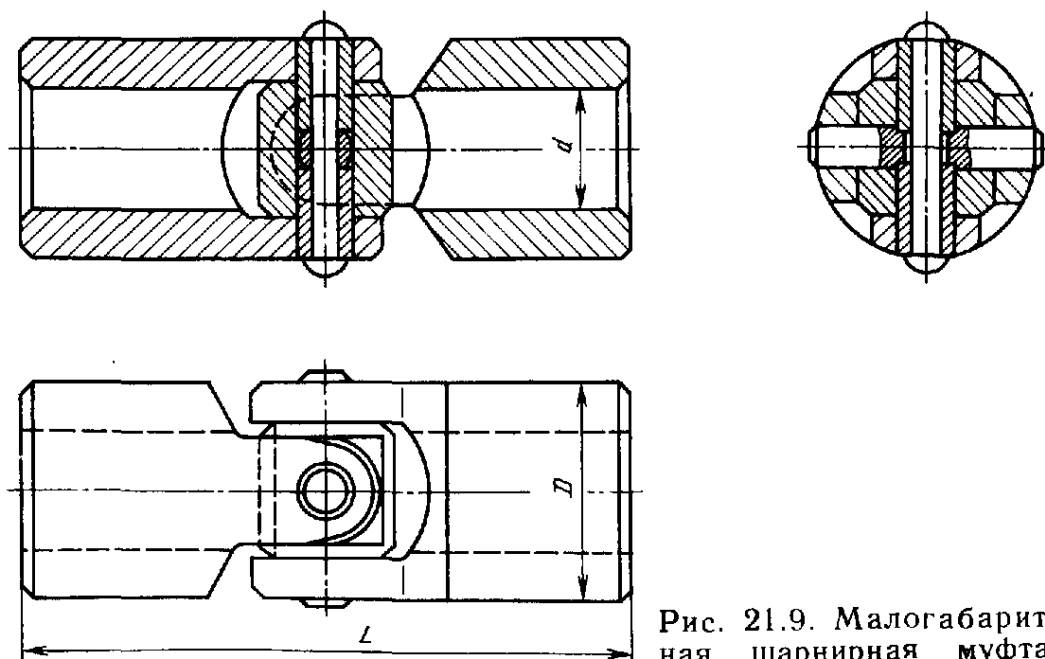


Рис. 21.9. Малогабаритная шарнирная муфта

гична. Габаритные размеры $D = (1,5 \dots 1,6)d$; $L = (4 \dots 5)d$.

Муфта с промежуточным телом в виде крестовины (для моментов от 1000 Н·м) показана на рис. 21.10. Возможность сборки обеспечивается закладными вкладышами (позволяющими вставить крестовину в перекошенном состоянии) или разъемными подшипниками. Основное применение имеют муфты с шарнирами качения в виде игольчатых подшипников.

Трущиеся детали изготавливают из стали с последующей закалкой до твердости рабочих поверхностей (58...64) HRC₂. Обычно применяют легированные хромистые и хромоникелевые стали, а для муфт малых размеров — также подшипниковые стали типа ШХ15.

Ведомый вал одинарной шарнирной муфты, если он не соосен с ведущим, вращается неравномерно при равномерном вращении ведущего вала.

Соотношение между угловыми скоростями ведомого ω_2 и ведущего ω_1 валов (т. е. мгновенное передаточное отношение)

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha},$$

где γ — острый угол между осями валов; α — переменный угол поворота ведущего вала от некоторого исходного положения.

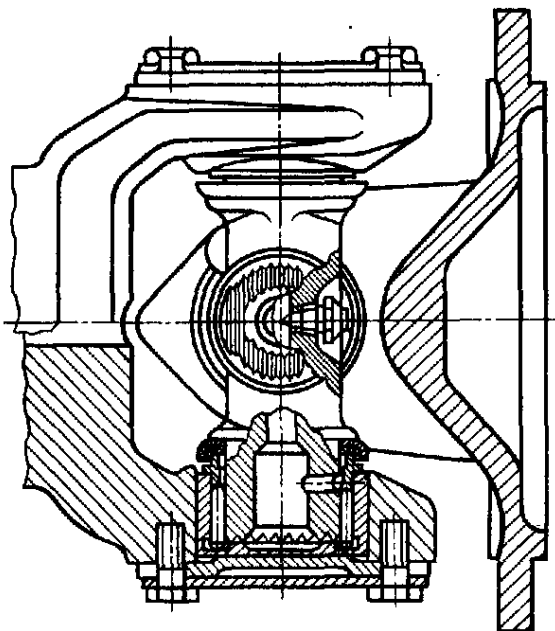


Рис. 21.10. Шарнирная муфта с крестовиной (автомобильная)

При этом

$$\frac{\omega_{2 \max}}{\omega_1} = \frac{\omega_1}{\omega_{2 \min}} = \frac{1}{\cos \gamma}.$$

Коэффициент неравномерности вращения ведомого вала

$$k = \frac{\omega_{2 \max} - \omega_{2 \min}}{\omega_1} = \operatorname{tg} \gamma \sin \gamma.$$

При небольших углах $k \approx \gamma^2$, где γ — в радианах.

Угол периодического отставания и опережения ведомого вала от номинальных положений, соответствующих равномерному вращению, довольно значителен и при $\gamma = 45^\circ$ доходит до 10° .

Переменное мгновенное передаточное отношение шарнирной муфты вызывает дополнительные динамические нагрузки.

Синхронное вращение ведомого вала с ведущим можно обеспечить путем постановки двух шарнирных муфт так, чтобы вторая муфта компенсировала неравномерность вращения, создаваемую первой. Для этого необходимо выдержать следующие условия: а) оси ведущего и ведомого валов должны составлять одинаковые углы с промежуточным валом (это условие удовлетворяется автоматически, если ведущий и ведомый валы параллельны); б) вилки на обоих концах промежуточного вала должны быть установлены в одной плоскости (см. рис. 21.8, б).

При необходимости строго равномерного вращения ведомого вала применяют син-

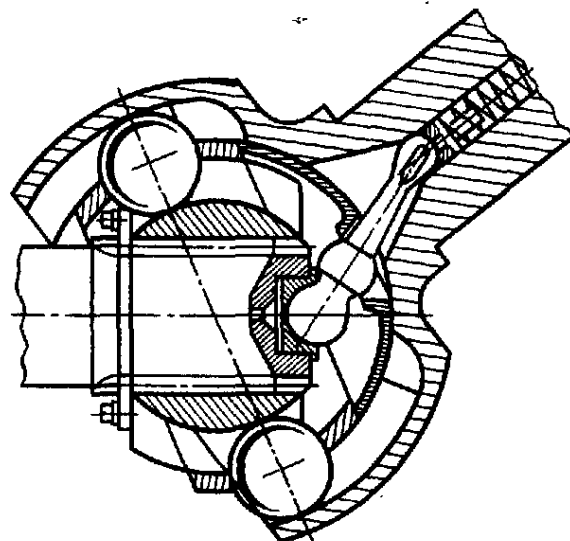


Рис. 21.11. Синхронная шарнирная муфта

хронные шарнирные муфты (рис. 21.11). На конце одного вала находится чашка со сферической полостью. На конце второго вала установлен шар. На сферической полости чашки и на шаре выполнены канавки постоянной глубины одна против другой. В каждой паре канавок помещен один шар. Шары держатся сепаратором в общей плоскости, проходящей через центр сферы, и вместе с канавками образуют шарниры. Специальным рычагом, связанным с соединяемыми валами, сепаратор автоматически поворачивается так, чтобы шары располагались в плоскости биссектрисы угла между валами. При этом

обеспечивается синхронное вращение ведущего и ведомого валов.

КПД одной шарнирной муфты приближенно для углов $\gamma \leq 25^\circ$

$$\eta \approx 1 - f \frac{d}{R} \frac{2\gamma}{\pi},$$

где f — коэффициент трения между цапфой и опорой; d — диаметр цапфы; $2R$ — расстояние между серединами соосных цапф.

Шарнирные муфты рассчитывают по напряжениям смятия в шарнирах и на прочность вилок и крестовины. Наибольшие допускаемые давления в шарнирах

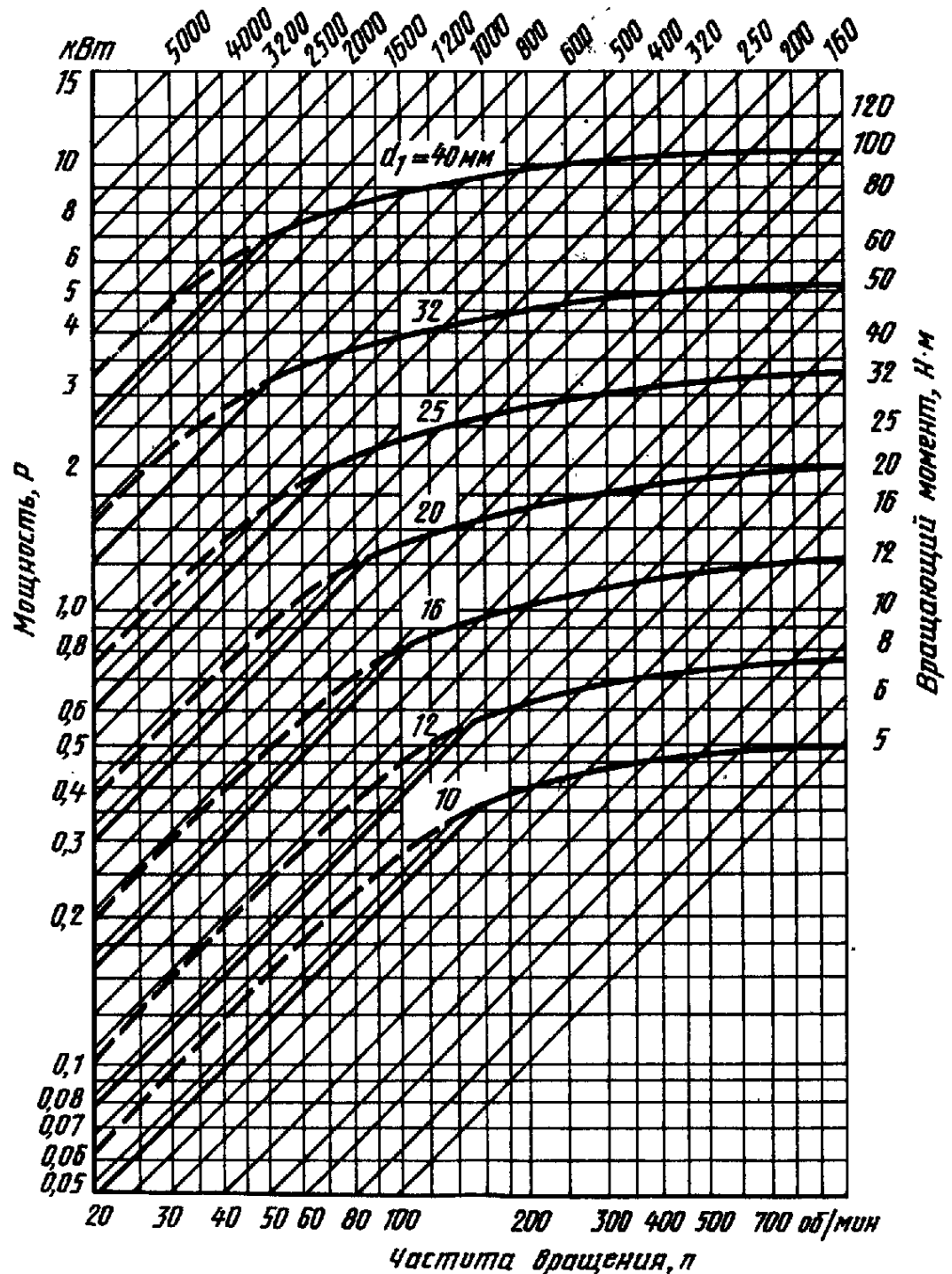


Рис. 21.12. Допустимые мощности и моменты малогабаритных шарнирных муфт при угле $\gamma = 10^\circ$: криволинейные участки — по критерию нагрева, прямые — по критерию прочности; моменты отсчитываются по наклонной сетке

скольжения для закаленных до высокой твердости стальных поверхностей назначают до 40 МПа. Условные давления, отнесенные к проекции шейки, в игольчатых шарнирах (по опыту автомобильной промышленности) составляют 6...8 МПа.

Подбор малогабаритных шарнирных муфт при малых частотах вращения до 200 об/мин производят по наибольшим допустимым моментам T по ГОСТ 5147—80*. Эти моменты подсчитаны с коэффициентом безопасности 1,25 по отношению к моментам, соответствующим началу появления остаточных деформаций, и с коэффициентом 3...3,2 по отношению к разрушающим моментам. Поэтому принимать наибольшие значения допустимых моментов можно только при достаточно точном знании действующих нагрузок. Моменты приведены для соосного расположения валов. При углах между осями валов, отличных от нуля, допустимые моменты меньше в $\cos \gamma$ раз; $T = T_0 \cos \gamma$.

При значительных частотах вращения малогабаритные муфты подбирают по условию допустимой температуры нагрева по номограмме (рис. 21.12).

При передаче шарнирной муфтой крутящего момента T между несоосными валами последние испытывают переменные (по углу поворота) изгибающие моменты, в их опорах возникают реакции. Амплитуда изгибающего момента, действующего на вал от муфты, равна $T \lg \gamma$. Функции шарнирных муфт могут выполнять муфты с упругими элементами.

Компенсирующие пальцевые полужесткие муфты с пакетами податливых на изгиб стальных дисков (ГОСТ 26455—85) изготавливают для моментов 40...6300 Н·м.

В одинарном исполнении муфта компенсирует перекосы валов (в зависимости от размеров от 45' до 1°) и осевые смещения (от 0,5 до 2,5 мм). Сдвоенные муфты с промежуточным валом компенсируют также радиальные смещения.

Полумуфты выполняют с двумя-тремя пальцами, входящими через один в отверстия в пакетах дисков. Материал дисков —

пружинная коррозионно-стойкая сталь (ГОСТ 2283—79* и ГОСТ 4986—79*).

§ 21.5. УПРУГИЕ МУФТЫ

Назначение упругих муфт — снижение динамической (ударной) нагрузки и предотвращение опасных колебаний. Кроме того, упругие муфты допускают некоторую компенсацию неточностей взаимного положения валов.

Упругие муфты особенно эффективны в реверсивных приводах с зазорами. Известны случаи многократного повышения ресурса механизмов, подверженных динамическим нагрузкам, при использовании упругих муфт.

Упругая муфта состоит из двух полумуфт и упругих элементов, которые могут быть металлическими (стальные пружины) или неметаллическими (обычно из резины или полиуретана).

При динамических нагрузках упругие муфты аккумулируют и частично рассеивают энергию. С помощью упругих муфт можно предотвратить возможность появления резонансных колебаний.

Упругие муфты в дополнение к рассмотренным выше общим характеристикам муфт характеризуются: а) податливостью; б) демпфирующей способностью.

Муфты бывают постоянной и переменной жесткости. Первые имеют линейную характеристику (зависимость угла закручивания от вращающего момента — линейная), а вторые — нелинейную (рис. 21.13).

Под жесткостью муфт с линейной характеристикой понимают отношение момента к углу закручивания муфты $C = M/\varphi$. Жесткость муфт с нелинейной характеристикой $C = dM/d\varphi$ является функцией угла закручивания. Жесткость при колебаниях может несколько отличаться от статической, обычно при неметаллических упругих элементах она больше статической.

В приводах, в которых опасны крутильные колебания, например в приводах от

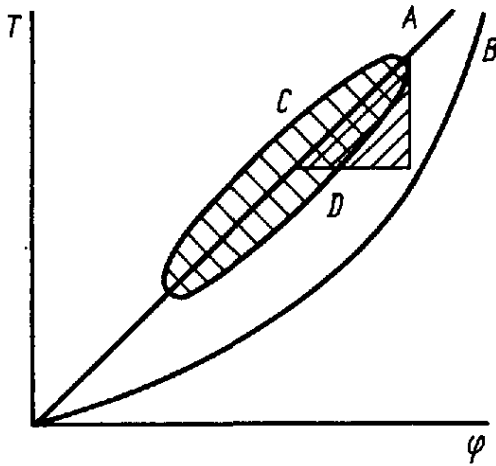


Рис. 21.13. Характеристики упругих муфт:

A — линейная; B — нелинейная; C — энергия, рассеиваемая за цикл; D — энергия колебаний

поршневых машин, как правило, применяют муфты, имеющие нелинейные характеристики. Эти муфты очень эффективны для машин с вентиляторной характеристикой, у которых момент сопротивления растет с квадратом скорости.

Под демпфирующей способностью муфты понимают ее способность рассеивать, т. е. превращать в тепло, энергию при деформировании. Энергия в муфтах рассеивается за счет внешнего трения на поверхности упругих элементов и внутреннего трения в их материале. В муфтах со стальными пружинами решающее значение имеет внешнее трение, в муфтах с неметаллическими упругими элементами превалирует внутреннее трение. Наиболее удобно характеризовать демпфирующие свойства относительным рассеянием энергии, которое равно энергии, рассеиваемой за цикл колебаний (на рис. 21.13 выражается площадью петли гистерезиса), отнесенной к наибольшей энергии деформации.

Работу упругой муфты можно приближенно показать, рассматривая привод как простейшую двухмассовую систему (рис. 21.14), где θ_1 и θ_2 — приведенные моменты инерции масс привода с каждой стороны от муфты. Это допустимо, если, как обычно, податливость упругой муфты значительно больше, чем податливость валов и передач привода.

Пусть на одну из масс с моментом инерции θ_2 действует момент $T_2 \sin \omega t$, тогда максимальный момент, действующий на вал и муфту привода, как известно из теории колебаний,

$$T = T_2 \frac{\theta_1}{\theta_1 + \theta_2} \mu.$$

Эта формула отличается от формулы для системы с жесткой связью коэффициентом μ передачи сил при колебаниях, который может характеризовать эффективность применения упругих муфт.

Частота собственных колебаний системы с муфтой должна быть существенно ниже частоты возмущающих сил. В этих условиях демпфированием колебаний можно пренебречь и определять коэффициент μ по зависимости

$$\mu = \frac{1}{(\omega/p)^2 - 1},$$

где ω — круговая частота возмущающих сил;

$$p = \sqrt{\frac{C(\theta_1 + \theta_2)}{\theta_1 \theta_2}} \text{ — круговая частота собственных колебаний системы; } C \text{ — угловая (крутильная) жесткость системы, принимаемая равной жесткости муфты.}$$

Если, например, отношение $\omega/p = 3 \dots 5$, то соответственно коэффициент $\mu = 1/8 \dots 1/24$. Таким образом, муфта работает как эффективное виброизолирующее устройство.

Если, например, отношение $\omega/p = 3 \dots 5$, то соответственно коэффициент $\mu = 1/8 \dots 1/24$. Таким образом, муфта работает как эффективное виброизолирующее устройство.

Коэффициент μ может быть больше единицы только при малых отношениях ω/p (меньших 1,41). В условиях резонанса для линейных систем

$$\mu = \sqrt{\left(\frac{2\pi}{\psi}\right)^2 + 1} \approx \frac{2\pi}{\psi},$$

где ψ — относительное рассеяние энергии колебаний.

Если в системе возникает крутильный удар, например, при включении на ходу кулачковых муфт, при выборке зазоров во время разгона и т. д., то упругая муфта работает как буферная пружина.

Динамический момент

$$T_{\max} = \frac{C\omega}{p} = \omega \sqrt{\frac{C\theta_1\theta_2}{\theta_1 + \theta_2}},$$

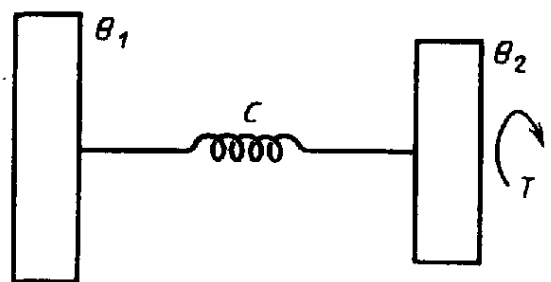


Рис. 21.14. Схема к расчету колебаний

где дополнительно ω — угловая скорость соударения, рад/с. Зависимость легко получается приравниванием кинетической энергии соударения масс потенциальной энергии системы.

Введением упругих муфт резко снижают жесткость системы C и соответственно могут уменьшить динамический момент в несколько раз.

При скачкообразном возрастании (набросе) момента на величину T_{\max} момент, передаваемый муфтой в течение $t \leq 2\pi/p$,

$$T = T_{\max} \frac{\theta_1}{\theta_1 + \theta_2} (1 - \cos pt);$$

предполагается наброс нагрузки со стороны θ_2 и малость демпфирования.

Муфты с упругими элементами из эластомеров

Эластомеры (резина, полиуретан) обладают в качестве упругих элементов муфт следующими существенными достоинствами:

а) способностью аккумулировать большее количество энергии на единицу массы, чем пружинная сталь, до 10 раз;

б) значительной демпфирующей способностью; относительное рассеяние энергии в резине¹ достигает 0,1...0,3, в муфтах с резиновыми упругими элементами 0,3...0,8;

в) электроизолирующей способностью.

Муфты с упругими элементами из эластомеров технологичнее, чем со стальными. Зато ресурс неметаллических упругих элементов меньше, чем стальных. Резина вследствие структурных изменений, ускоряемых внешними воздействиями, постепенно меняет свои упругие свойства.

Муфты с неметаллическими упругими элементами являются основными для средних и малых моментов.

Неметаллические упругие элементы выполняют однородными резиновыми (или полиуретановыми), резиноволокнистыми с короткими волокнами и резинокордными. Резиновые элементы обладают повышенной податливостью, но меньшей несущей способностью, применяются при меньших моментах. Хорошо работают на сжатие.

Резиноволокнистые элементы предпочтительно выполнять с лавсановыми и хлопковыми волокнами. Прочность таких элементов существенно выше, чем резиновых, за счет меньшей податливости.

Резинокордовыми преимущественно выполняют оболочковые и аналогичные упругие элементы, в которых важна высокая прочность корда на растяжение и для которых применима хорошо отработанная технология автомобильных шин.

Муфты выполняют:

с несколькими отдельными упругими элементами, работающими на сжатие (рис. 21.15, а, б), на сдвиг (рис. 21.15, в), на изгиб (рис. 21.15, г);

с общим упругим элементом в виде звездочки (рис. 21.15, д), креста (рис. 21.15, е) или диска (рис. 21.15, ж, з), испытывающими сложное напряженное состояние или испытывающими кручение (рис. 21.15, и);

с упругим элементом в виде оболочки (рис. 21.15, к, л, м), работающей на кручение или крутильный сдвиг, или лепестков.

Развитие упругих муфт подчинено требованиям малых габаритов и повышенной энергоемкости, т. е. способности аккумулировать значительное количество энергии. Для этого стремятся:

а) выбирать упругие элементы с равномерным напряженным состоянием, так как энергоемкость пропорциональна квадрату напряжения;

б) увеличивать долю объема упругих элементов в объеме муфты;

в) обеспечивать возможность упругим элементам свободно деформироваться в поперечном направлении; в противном случае они оказываются не деформируемыми, так как у резины коэффициент Пуассона около 0,5; следует иметь в виду, что жесткость (модуль упругости) резины резко возрастает с ростом скорости деформирования, т. е. в работе при ударной нагрузке и при колебаниях больше, чем в статике (до двух раз); жесткость, а также демпфирование колебаний резины растет при низких температурах;

г) применять упругие элементы, работающие на кручение и сдвиг, так как энерго-

¹ В специальной резине много больше.

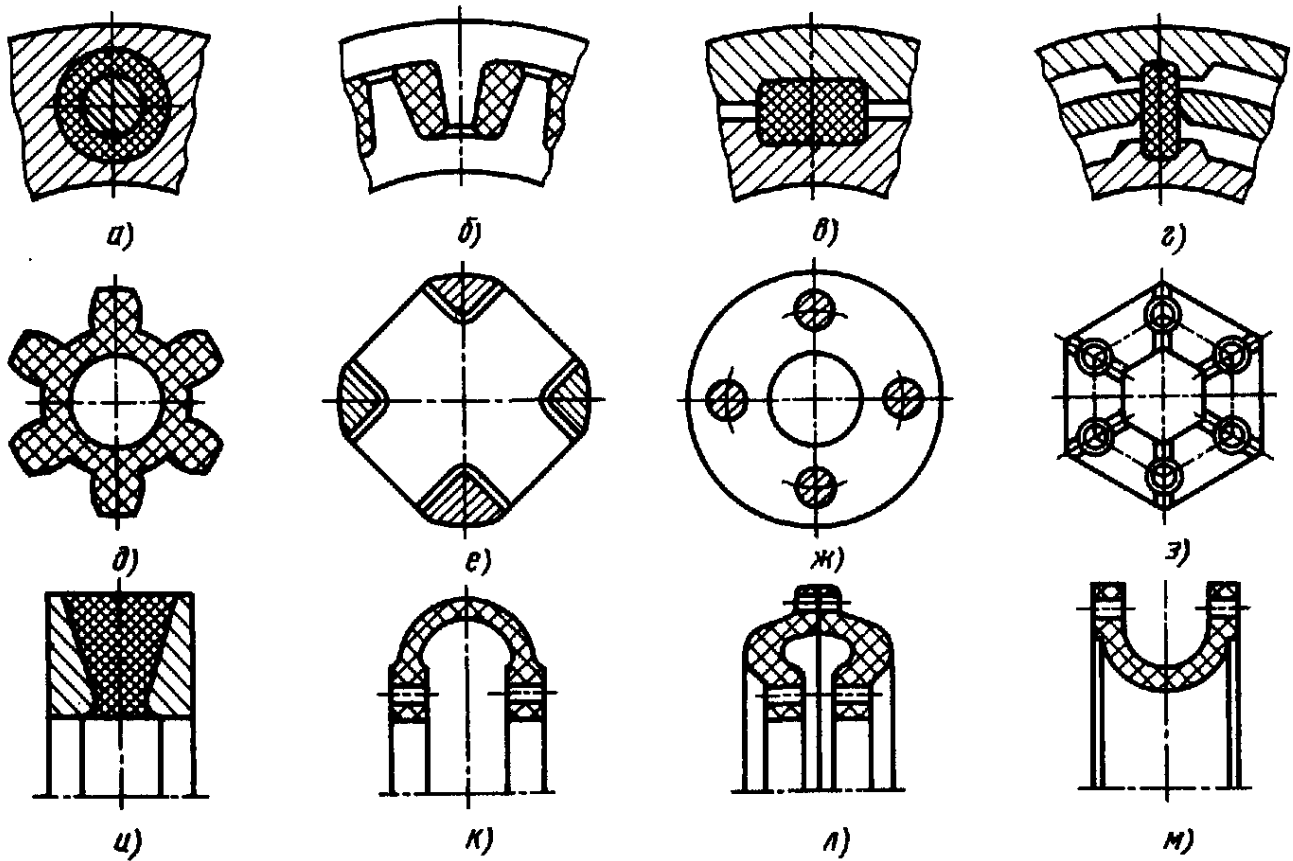


Рис. 21.15. Схемы резиновых упругих элементов

емкость резиновых элементов, работающих на сдвиг, выше, чем работающих на сжатие.

Муфты с несколькими упругими элементами, работающими на сжатие. Муфты этого типа получили наибольшее распространение, что связано главным образом с отсутствием необходимости в привулканизации резины к металлу¹, легкостью замены упругих эле-

ментов из простой листовой резины. Однако они довольно жесткие.

Втулочно-пальцевые муфты МУВП. В этих муфтах момент передается через пальцы и сидящие на них упругие элементы в форме гофрированных втулок (рис. 21.16). Упругие элементы подвергаются неравномерному сжатию. Форма их обеспечивает повышение податливости и некоторое выравнивание напряжений. Пальцы закреплены своими коническими хвостами в одной полумуфте и входят в цилиндрические отверстия другой

¹ Однако в случае привулканизации резины к металлу упругие характеристики муфт более стабильны.

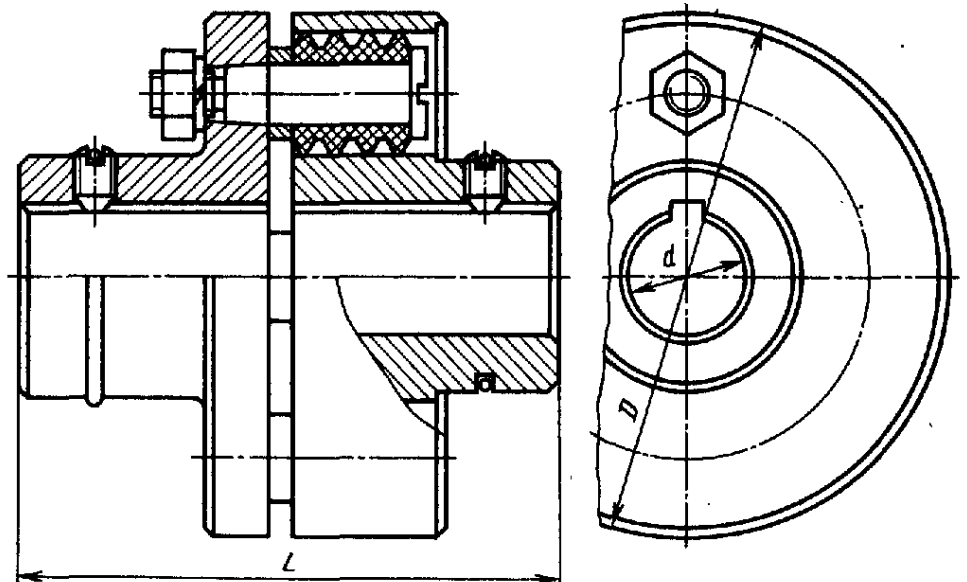


Рис. 21.16. Втулочно-пальцевая муфта

полумуфты. Число пальцев в зависимости от размера муфты 4...10. Габаритные размеры: $D = (3,5...4) d$; $L = (3,5...4) d$.

Эти муфты, с точки зрения рассмотренных ранее тенденций, не являются прогрессивными, но благодаря легкости изготовления, простоте упругих элементов и удобству их замены пакетами резиновых дисков сохранили в машиностроении применение, особенно для приводов от электродвигателей.

Муфты стандартизованы (ГОСТ 21424—75*) в диапазоне диаметров валов 10...160 мм и моментов 63...16 000 Н·м. Муфты рассчитаны на напряжение кручения на валу наибольшего диаметра 20...25 МПа.

Материал полумуфт — чугун СЧ 20, сталь 30 или 35Л. Материал пальцев по прочности не ниже, чем сталь 45. Материал колец — резина с временным сопротивлением при растяжении не менее 8 МПа.

Частоту вращения муфты ограничивают окружной скоростью 30 м/с.

Муфты допускают осевые смещения в пределах осевого монтажного зазора, изменяющегося в пределах 1...5 мм, а радиальные не более 0,1 мм на каждые 100 мм диаметра муфты. Радиальные и угловые смещения валов существенно снижают срок службы упругих элементов и повышают нагрузки на валы и опоры. Для удобства монтажа радиальные смещения валов должны быть меньше радиальных зазоров между упругими элементами и отверстиями в полумуфтах. Углы перекоса валов должны быть не больше 1°.

Муфты имеют характеристику кручения, несколько отличную от линейной. Зависимость между силой на палец F (Н) и упругим перемещением сжатия δ (мм) резиновой втулки стандартных муфт выражается степенной функцией $F = C\delta^m$, где C и m — коэффициенты; $C = 1500...3300$ в зависимости от размера муфты; $m = 1...1,5$, для расчетов принимают $m = 1,5$.

В связи с относительными смещениями осей валов и неточностями расположения осей пальцев и отверстий муфты вызывают

радиальные нагрузки на валы, равные 0,15...0,3 суммарной окружной силы на пальцах.

Критерием работоспособности муфт является стойкость резиновых втулок.

Муфты рассчитывают по допускаемым давлениям между пальцами и упругими элементами в предположении, что момент распределяется между пальцами равномерно:

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 T}{z D d l} \leq [p],$$

где z — число пальцев; d — диаметр пальцев (под упругим элементом); l — длина упругого элемента; D — диаметр окружности расположения центров пальцев.

Обычно допускаемое давление для резиновых втулок $[p] = 3$ МПа. Для муфт по ГОСТ принято $[p] = 2$ МПа. При кратковременных перегрузках, а также при малых скоростях вращения и точном монтаже давление принимают до 4 МПа.

Пальцы муфт рассчитывают на изгиб с допускаемым напряжением $(0,4...0,5)\sigma_T$, где σ_T — предел текучести материала пальцев.

Муфты с резиновыми сухарями (см. рис. 21.15, б) преимущественно применяют для относительно больших моментов. Например, известны муфты для передачи мощности 1300 кВт при 100 мин⁻¹. При необходимости явно выраженной нелинейной характеристики для передачи небольших моментов сухари можно заменить шарами или цилиндрами.

В муфте по рис. 21.15, г упругие элементы, армированные кордом, установлены в пазах одной полумуфты. Они взаимодействуют с торцовыми выступами на другой полумуфте. Для муфты характерна повышенная податливость, но технологически она сложна.

Муфты с общим упругим элементом более совершенны.

Муфты с резиновой звездочкой (рис. 21.17) состоят из двух полумуфт фланцевого типа с тремя или четырьмя торцовыми кулачками каждая. Кулачки

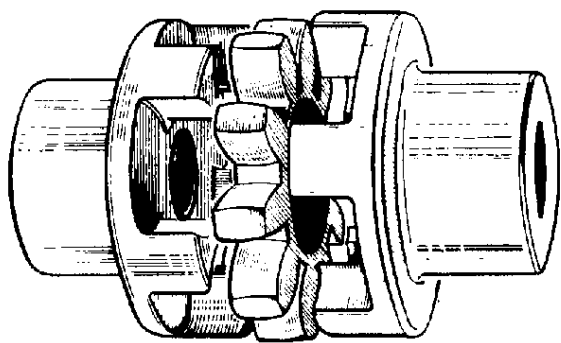


Рис. 21.17. Муфта с резиновой звездочкой

входят в соответствующие впадины в промежуточном теле — звездочке, которая служит упругим элементом и выполняется из резины. Зубья звездочки работают на сжатие, им целесообразно придавать выпуклую форму. При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев, что является некоторым недостатком муфты. Компенсационные свойства муфт ограничены: $\gamma \leq 1^\circ$. Допускаемые давления от 2 МПа при $n = 1750 \text{ мин}^{-1}$ до 7 МПа при $n = 100 \text{ мин}^{-1}$. Муфта имеет малые габариты: $D \approx 2,5d$; $L = (4 \dots 4,5)d$. ГОСТ 14084—76 предусматривает муфты для диаметров валов $d = 6 \dots 48 \text{ мм}$ и моментов $2,5 \dots 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Муфты с крестообразной резиновой звездочкой Джумабак (см. рис. 21.15, е), а также пальцевые с упругими дисками, имеют большой, активно работающий объем резины и поэтому обладают большой энергоемкостью.

В муфте, показанной на рис. 21.15, з с упругим элементом в виде армированного резинового кольца, которое скрепляется с полумуфтами болтами через один,

постоянно работает весь объем упругого элемента. Муфту успешно применяют в автомобилях.

Муфты с коническим диском, работающим на кручение (см. рис. 21.15, и и 21.18), выполняют в виде двух одинаковых фланцевых полумуфт с коническими рабочими поверхностями, к которым приклеивают резиновый диск или кольцо.

Это обеспечивает равномерное распределение касательных напряжений по всему объему упругого элемента, а следовательно, максимальную энергоемкость муфт. Муфта имеет сравнительно малые габариты. Недостатками являются необходимость осевого перемещения одного из валов при монтаже и ограниченная способность компенсации несоосности валов. Известны муфты этого типа, передающие вращающие моменты до $16 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Муфты с упругим элементом в виде оболочки. Муфта с упругой торообразной оболочкой (рис. 21.19) состоит из двух полумуфт, упругой оболочки и фланцев, зажимающих оболочку. Оболочка, как правило, армирована кордом. Муфта может рассматриваться как упругий шарнир Гука.

В соответствии с ГОСТ 20884—82* оболочка выполняется неразрезной, а фланцы для возможности монтажа делаются из двух половин. Стандарт охватывает диапазон диаметров валов $14 \dots 200 \text{ мм}$ и моментов $20 \dots 25\,000 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

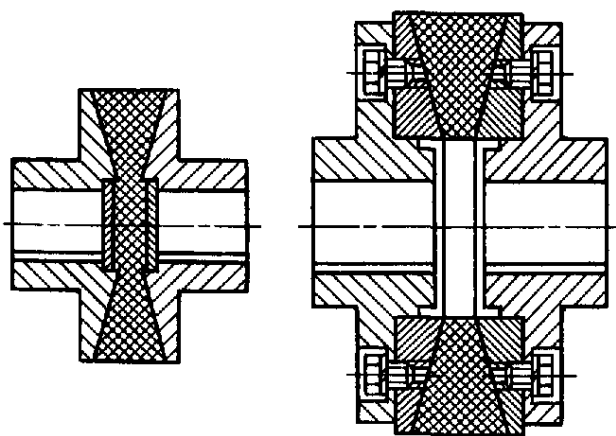


Рис. 21.18. Муфта с коническими упругими дисками

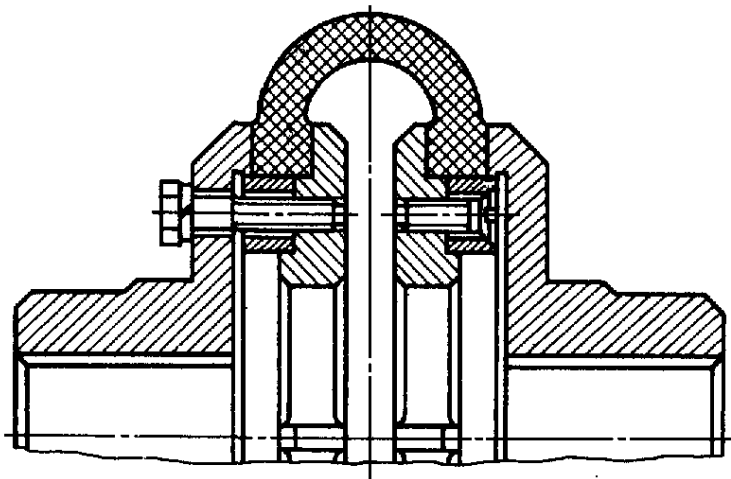


Рис. 21.19. Муфта с упругой оболочкой

Достоинствами муфты являются: способность компенсировать значительные неточности монтажа валов; легкость монтажа, демонтажа и замены упругого элемента. Предельно допустимые смещения осей валов в зависимости от размера муфты: радиальные 1...5 мм, осевые 2...6 мм, угловые 1,5...2°. Возможно выполнение муфт для максимальных углов закручивания 5...30°.

При больших частотах вращения крупные муфты под действием центробежных сил на оболочке создают большие дополнительные осевые нагрузки на подшипники. Поэтому их устанавливают с предварительно сжатой оболочкой.

Несущая способность муфты существенно повышается при выполнении поверхности фланцев шероховатой (в частности, напылением) и выполнением фланцев с поднутрением. Согласно отечественным исследованиям ресурс оболочки в полтора раза повышается от такого увеличения толщины борта, которая после затяжки равнялась бы толщине оболочки в свободной части. Муфта имеет относительно большие габариты: $D = (4...5)d$; $L = (3...4)d$.

Муфта с упругими элементами в виде дисков с кольцевыми гофрами для понижения радиальной жесткости (см. рис. 21.15, л) по конструкции аналогична предыдущей, но обладает более высокой жесткостью и при одинаковых габаритах допускает передачу больших моментов. Максимальный угол закручивания в зависимости от размеров муфты 10...15°.

Допускаемые смещения валов в зависимости от размера муфты: радиальные 2...6 мм, осевые 4...8 мм, угловые 3...4°. Муфты выпускают для моментов до 85 000 Н·м.

Муфта с торообразной оболочкой по ГОСТ 20884—82* (рис. 21.20) вогнутого профиля имеет свойства, близкие к свойствам муфты с выпуклым профилем оболочки, но она меньше по диаметру и подвержена меньшим центробежным силам, а следовательно, создает меньшие в 2...3 раза осевые силы на валы.

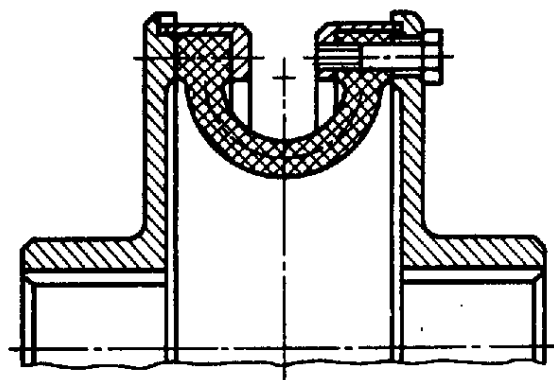


Рис. 21.20. Муфта с вогнутой упругой оболочкой

Муфта лепестковая по ОСТ 95.10000—83 обладает резко повышенной компенсирующей способностью и предназначена для применения при больших смещениях валов, в том числе для вибромашин с неподвижно установленным двигателем.

Лепестки имеют форму полос, вырезанных параллельными плоскостями из торообразной оболочки; их форма и конструкция оптимизированы для обеспечения необходимого ресурса.

Широкое применение получают упругие резинометаллические шарниры¹, представляющие собой короткие резиновые втулки, привулканизованные по наружной и внутренней поверхностям к тонким стальным трубкам. При малых углах (несколько градусов) они успешно заменяют шарниры скольжения, не требуют смазывания и не подвергаются контактной коррозии.

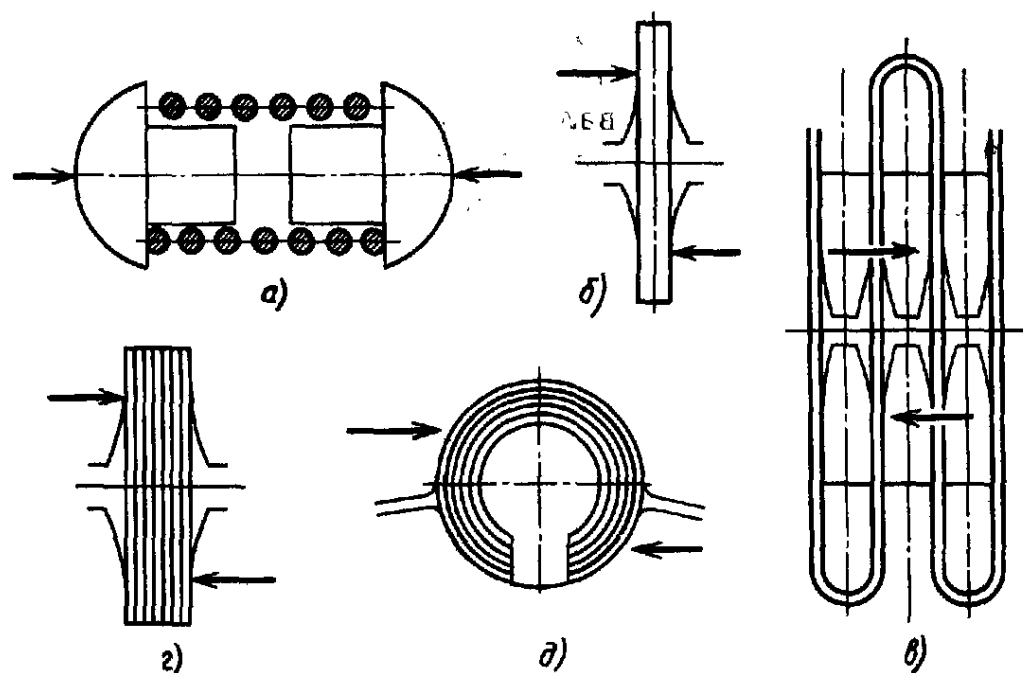
Муфты с металлическими (стальными) элементами

Эти муфты характеризуются большим сроком службы упругих элементов, чем муфты с неметаллическими упругими элементами. Зато они дороже. Основная область их применения — передача больших вращающих моментов.

В связи с большим модулем упругости стали упругие элементы выполняют из тонких пластин или проволоки значительной длины (рис. 21.21). Материал упругих

¹ Так называемые «бесшумные шарниры».

Рис. 21.21. Металлические упругие элементы муфт



элементов работает на кручение и изгиб, т. е. при напряженных состояниях, допускающих значительные упругие перемещения. Это обеспечивает требуемую энергоемкость муфты.

Для обеспечения достаточной несущей способности муфт обычно применяют значительное количество упругих элементов или рабочих участков элементов. Простейшей муфтой этой группы является конструкция с упругими элементами в виде винтовых пружин сжатия (см. рис. 21.21, а), вставленных между торцовыми зубьями полумуфт. Муфта имеет линейную характеристику и малое демпфирование.

Для повышения демпфирования применяют пакеты пластин (см. рис. 21.21, г, д), в которых происходит трение между пластинами.

Муфты с металлическими упругими элементами, работающими на изгиб, обычно выполняют с нелинейными характеристиками. Это достигается соответствующим профилированием опорных поверхностей упругих элементов (см. рис. 21.21, б, в).

В муфтах с пакетами гильзовых пружин (см. рис. 21.21, д) пружины закладывают в полукруглые выемки полумуфт; требуемая податливость обеспечивается разрезом гильз.

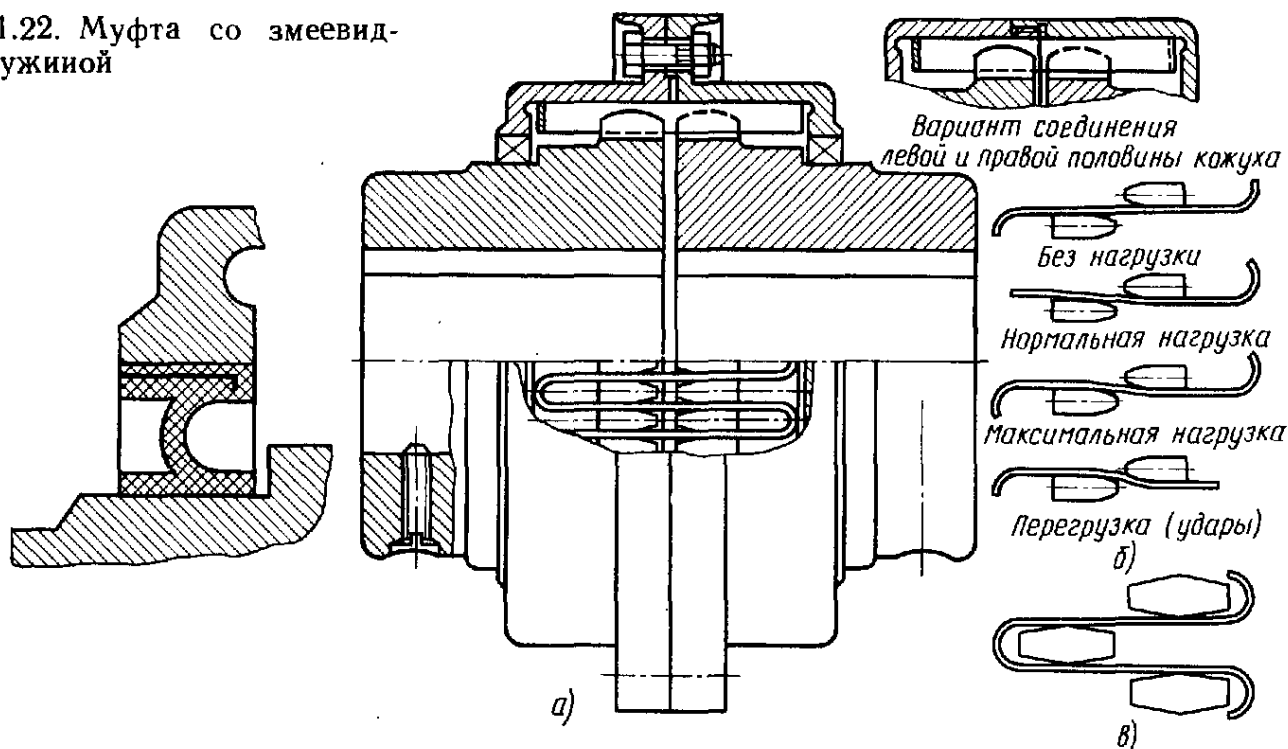
Муфты со змеевидной пружиной (рис. 21.22, а). Они состоят из двух полумуфт с зубьями специальной формы,

которые обвиты зигзагообразной ленточной пружиной (см. рис. 21.21, в; 21.22). Передаваемая нагрузка распределяется между большим числом витков пружины, что позволяет выполнять муфты небольших габаритов при достаточной податливости.

Рабочие поверхности зубьев очерчивают дугами окружностей, проведенными из центров, которые обычно располагают в плоскости внешних торцов зубьев. При возрастании передаваемого муфтой момента пружина облегчает зубья и точки контакта пружины с зубьями двух полумуфт сближаются. Благодаря этому жесткость и несущая способность муфты возрастают. Муфта является наиболее совершенной среди муфт с металлическим упругим элементом.

Схема работы пружины показана на рис. 21.22, б, в. Муфту надо конструировать так, чтобы при максимальной рабочей нагрузке зубья не работали кромками. В стационарных машинах при отсутствии опасности колебаний применяют муфту постоянной жесткости с простой формой зубьев (см. рис. 21.22, в). Пружина является наиболее ответственным элементом муфты. Ее выполняют из пружинной стали с пределом прочности $\sigma_b = 1700$ МПа. В больших муфтах применяют пружины, устанавливаемые в два-три ряда по высоте зубьев.

Рис. 21.22. Муфта со змеевидной пружиной



Число зубьев выбирают обычно в пределах 50...100, у самых больших муфт прокатных станов — до 250. Зубья и пружина заключены в кожух, заполненный смазочным материалом. Габаритные размеры муфты: $D = (3...3,5)d$; $L = (2,5...3)d$.

Муфты могут компенсировать некоторые неточности монтажа в пределах, зависящих от размеров муфты: осевые смещения валов до 4...20 мм, радиальные до 0,5...3 мм, угловые до $1^\circ 15'$. Максимальный угол закручивания 1...1,2°.

Муфты допускают соединение при сборке без осевого смещения. Относительное рассеяние энергии в муфтах достигает 0,5...0,6.

Основная область применения — тяжелое машиностроение, в частности прокатные станы, паровые турбины и т. д.

Муфты следует рассчитывать, рассматривая полувиток пружины как арку с шарнирными опорами в плоскости симметрии муфты (рис. 21.23). Замена отброшенных полувитков шарнирными опорами возможна в связи с тем, что витки пружины в плоскости симметрии муфты меняют кривизну и, следовательно, не передают изгибающего момента. Это также следует из условия симметрии нагрузки пружины.

Каждый полувиток нагружен двумя одинаковыми силами, приложенными в расчетных точках контакта с зубьями.

Принимают, что все витки пружины нагружены одинаково. Тогда

$$F = \frac{2 \cdot 10^3 T}{z D_{\text{ср}}},$$

где z — число зубьев полумуфты; $D_{\text{ср}}$ — диаметр средней окружности зубьев.

Проверочные расчеты муфт можно производить по приведенным ниже зависимостям. Координата точки контакта пружины с зубом относительно плоскости симметрии муфты

$$a = c - \sqrt{c^2 - \frac{mEI}{F\rho}},$$

где

$$c = \frac{1}{2} \left(l + \frac{\pi t}{8} + \frac{EI}{F\rho} \right);$$

l — длина прямолинейного (в ненагруженном состоянии) участка полувитка; t —

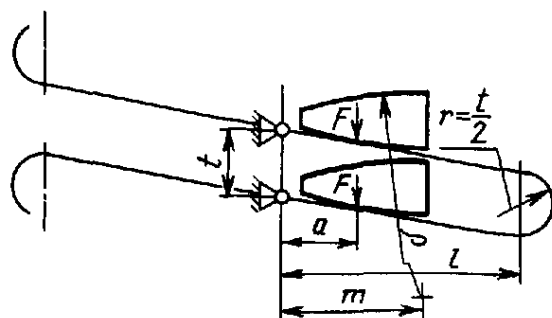


Рис. 21.23. Расчетная схема пружины

шаг пружины; E — модуль упругости материала пружины; J — момент инерции сечения пружины; ρ — радиус кривизны рабочей поверхности зуба; m — координата центров кривизны рабочих поверхностей зубьев относительно плоскости симметрии муфты (принято, что центры кривизны расположены в плоскости внешнего торца зубьев).

Наибольшее напряжение изгиба в пружине у перехода в кривой брус

$$\sigma = \frac{4Fah}{bt^2(t-h) \left(\ln \frac{t+h}{t-h} - \frac{2h}{t} \right)} ;$$

где b и h — соответственно ширина и высота сечения пружины, мм.

Допускаемое напряжение выбирают для пружинной стали в пределах 400...700 МПа.

Угол закручивания муфты

$$\varphi = \frac{2(m-a)^2}{\rho D_{cp}} + \frac{a^2(24l-16a+3\pi t)F}{6EJD_{cp}} .$$

§ 21.6. ЦЕПНЫЕ МЕХАНИЧЕСКИЕ УПРАВЛЯЕМЫЕ МУФТЫ

Эти муфты предназначены для соединения или разъединения валов при их вращении или в покое.

Цепные механические муфты разделяют на: а) кулачковые или зубчатые; б) фрикционные.

Для передачи значительных моментов в условиях стесненных габаритов при нечастых включениях и необязательной плавности включения применяют кулачковые или зубчатые муфты. Кроме того, эти муфты применяют при необходимости осуществления жесткой кинематической связи или включения в строго определенном положении.

Для плавного соединения и разъединения валов при их вращении в широком диапазоне скоростей и моментов применяют фрикционные муфты.

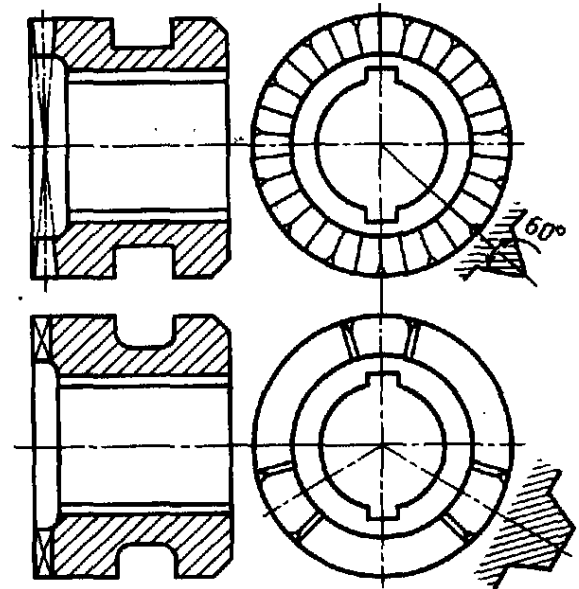


Рис. 21.24. Кулачковые муфты

Кулачковые и зубчатые цепные муфты

Кулачковые муфты. Они состоят из двух полумуфт с торцовыми кулачками (выступами), входящими во впадины между кулачками сопряженной полумуфты (рис. 21.24). Включение и выключение осуществляют осевым перемещением одной полумуфты на шлицах или на направляющих шпонках. Обычно в целях уменьшения изнашивания механизмов включения делают перемещаемой полумуфту на ведомом валу. При этом скольжение переключающего сухаря или вилки по канавке в полумуфте происходит только при включенной муфте.

Кулачковые муфты требуют точного центрирования валов, которое может достигаться центрирующим кольцом. Чаще эти муфты применяют для соединения вала и сидящей на нем шестерни или другой детали, что заведомо обеспечивает взаимное центрирование соединяемых деталей. При этом одну полумуфту обычно заменяют кулачками на торце шестерни или другой, соединяемой с валом детали.

Для кулачковых муфт характерны полное отсутствие проскальзывания и весьма малые габариты, но их можно включать только на тихом ходу. Включение происходит с ударами.

Применяют следующие основные профили кулачков (рис. 21.25).

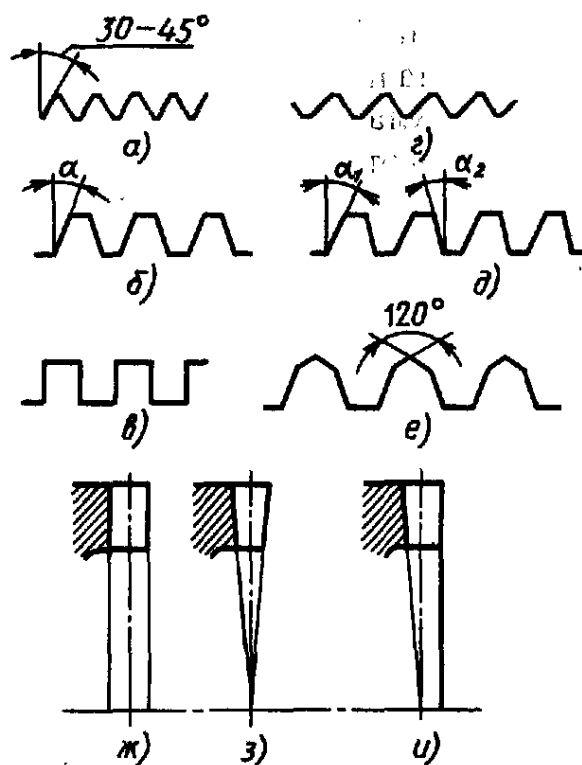


Рис. 21.25. Профили зубьев кулачковых муфт

1. Треугольный профиль (мышинный зуб, см. рис. 21.25, а); угол профиля к оси $30...45^\circ$, число кулачков $15...60$; условия применения — малые моменты и скорости, так как при больших моментах необходима значительная сила поджима, а при больших скоростях происходит быстрое обмятие вершин зубьев. Основные достоинства — легкость и быстрота включения, которая связана с большим числом зубьев.

2. Трапецеидальный профиль (см. рис. 21.25, б); угол профиля к оси $\alpha = 3...10^\circ$, число кулачков $3...15$; условия применения — большие моменты и скорости.

3. Прямоугольный профиль (см. рис. 21.25, в); он близок к трапецеидальному, но не обеспечивает сцепления без зазора, поэтому плохо работает при реверсивной нагрузке; труднее включается, чем предыдущие профили; зато не требует постоянной осевой силы прижатия и имеет правильный контакт зубьев по поверхности и при неполном включении. Применяется ограниченно в тяжелых машинах, а также при ручном включении.

4. Несимметричные треугольные и трапецеидальные профили (см. рис. 21.25, г и д); области применения — нереверсив-

ные приводы; достоинство — облегченное включение.

Для облегчения включения муфты с трапецеидальным и прямоугольным профилем выполняют с большими окружными зазорами между кулачками, иногда с кулачками через один (при нереверсивной и постоянной нагрузке); с кулачками, укороченными через один, или с кулачками, имеющими дополнительные скосы под углом 120° (см. рис. 21.25, е).

Формы кулачков в продольном сечении показаны на рис. 21.25, ж—и.

Треугольный кулачок должен обязательно иметь уменьшающуюся к оси муфты высоту (см. рис. 21.25, з), так как шаг пропорционален радиусу, а профили во всех сечениях подобны. Прямоугольный кулачок выполняют постоянной высоты (см. рис. 21.25, ж).

Трапецеидальный кулачок также обычно выполняют постоянной высоты и иногда уменьшающейся к оси, что позволяет обрабатывать обе рабочие грани впадины за один проход. В последнем случае полу-муфты часто выполняют также с плоскими торцами (см. рис. 21.25, и). Это уменьшает износ торцов при включении, так как кулачки входят в зацепление одновременно по всей ширине, а не углами. Зато во включенном состоянии контакт кулачков имеет место, за исключением внутреннего диаметра, не по всей высоте.

Число кулачков в указанных пределах определяется потребным временем включения и расчетным моментом. Чем меньше потребное время включения, тем большее число кулачков выбирают. В больших машинах применяют меньшее число более крупных кулачков. Для муфт с постоянной высотой кулачков, симметричным профилем и плоскими рабочими поверхностями число кулачков лучше выбирать нечетным, что позволяет за один проход обрабатывать две рабочие грани противоположно расположенных зубьев.

Рабочие (боковые) поверхности кулачков в большинстве случаев выполняют плоскими. Это приводит к тому, что правильный контакт по поверхности для

муфт с трапецеидальным и треугольным зубом имеет место только при полностью включенной муфте, а при не полностью включенной муфте имеет место кромочный контакт, так как полумуфты повернуты одна относительно другой. Поэтому в наиболее ответственных муфтах, управляемых под большой нагрузкой, применяют более сложные в изготовлении винтовые рабочие поверхности.

В крупносерийном производстве для нарезания кулачков высокопроизводительным методом огибания на зуборезных станках целесообразно применять кулачки дуговой формы, т. е. формы дугового зуба на плоских зубчатых колесах. Такие зубья также применяют для соединения составных частей валов, дисков турбин.

Для хорошей работы кулачковых муфт необходима высокая твердость кулачков, а также посадочной поверхности подвижной полумуфты. Полумуфты изготавливают обычно из сталей типа 20Х, 12ХН3А и др. с цементацией и закалкой до твердости 56...63 HRC₃. Полумуфты крупных размеров изготавливают из стали 45 или 45Л (стальное литье), а в ответственных конструкциях при частых включениях и выключениях — из сталей 40Х, 40ХН, 35ХГСА и др. Поверхности кулачков закаливают до твердости 40...45 HRC₃.

Динамический крутящий момент при включении кулачковой или зубчатой муфты на ходу определяют по формуле, приведенной на с. 429.

Критериями работоспособности кулачковых муфт являются прочность и ресурс кулачков по контактным напряжениям и по изгибу. Повреждения кулачков сводятся к изнашиванию при работе (в связи с несоосностью валов) и при включении под нагрузкой, к поломкам и повреждениям кромок при включении на ходу. Сильный износ кулачков может привести к самовыключению муфт.

Условное контактное напряжение в предположении равномерной работы всех кулачков

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 T}{Dz b h},$$

где D — средний диаметр окружности расположения кулачков; z — число кулачков; b — ширина кулачка, измеряемая по радиусу; h — высота кулачка, измеряемая по оси муфты.

Для муфт, не включаемых на ходу, при закаленных поверхностях зубьев допустимое контактное напряжение $[p] = 80...120$ МПа; для муфт, включаемых на ходу, $[p] = 30...40$ МПа. Большие значения принимают для муфт с малым числом кулачков, меньшие — для муфт с большим числом кулачков.

Номинальное напряжение изгиба у основания кулачков в предположении, что сила приложена к вершинам кулачков (неполное включение):

$$\sigma_n = \frac{2 \cdot 10^3 k T h}{D z W} \leq \frac{\sigma_r}{S},$$

где W — момент сопротивления сечения основания кулачка изгибу; k — коэффициент неравномерности расположения кулачков, равный 2...5 (меньшие значения — при большой точности изготовления и малом числе кулачков и наоборот); S — коэффициент безопасности ($n \geq 1,5$).

Кулачковые муфты используют также в качестве постоянных муфт. В этом случае обе полумуфты жестко закрепляют на валах.

Зубчатые муфты. В зубчатых сцепных муфтах одна полумуфта представляет собой шестерню с внутренними зубьями, а вторая — с наружными при одинаковом модуле и числе зубьев (рис. 21.26). Муфта включается при осевом перемещении одной из полумуфт. В отличие от кулачковых муфт у зубчатых зубья нанесены не на торце, а на цилиндрической поверхности и имеют эвольвентный профиль. Для облегчения включения торцы зубьев закругляют по аналогии с зубьями передвижных шестерен.

Иногда в качестве полумуфты с наружными зубьями используют одну из передвижных шестерен.

Размеры зубчатых сцепных муфт можно подбирать по таблицам ГОСТ 5206—83

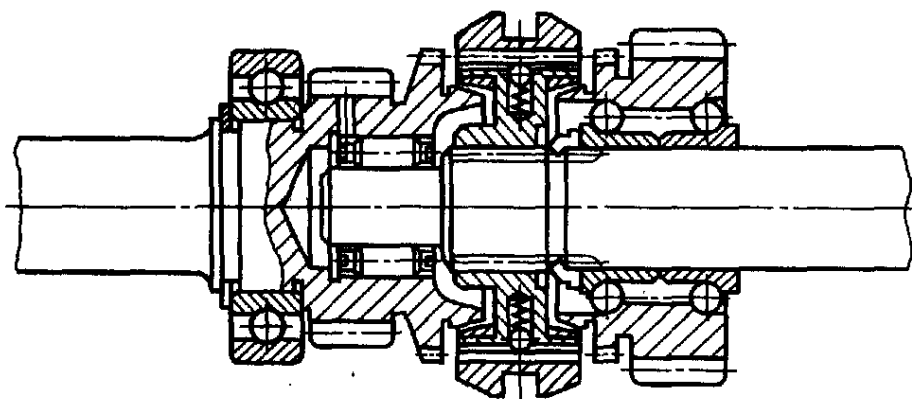
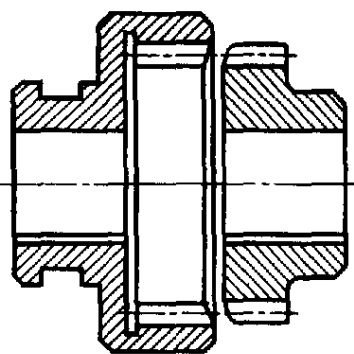


Рис. 21.26. Зубчатая муфта Рис. 21.27. Синхронизатор

или по расчетным зависимостям для постоянных зубчатых муфт.

При необходимости частого включения зубчатых и кулачковых муфт (например, в автомобилях) для уменьшения ударов и шума применяют синхронизаторы. Они представляют собой небольшие фрикционные муфты, включаемые перед включением основных (зубчатых или кулачковых) муфт и выравнивающие скорости ведомых и ведущих элементов.

Фрикционные муфты синхронизаторов проектируют для передачи момента, меньшего, чем рабочий. Управление синхронизатором и основной муфтой производят одним движением рукоятки.

Синхронизатор простейшего типа в сочетании с зубчатыми муфтами, предназначенными для поочередного соединения с валом двух шестерен, показан на рис. 21.27. При перемещении обоймы с внутренними зубьями вправо или влево через шарик передается осевая сила конусной полумуфты синхронизатора и происходит сцепление ее с конусной полумуфтой шестерни и выравнивание скоростей. Дальнейшим движением рукоятки включается зубчатая муфта.

Синхронизаторы этого типа называют синхронизаторами постоянного давления, так как предельное давление на поверхности трения синхронизатора постоянно и создается пружиной шарикового фиксатора.

Существуют более сложные синхронизаторы с блокировкой (инерционные), которые допускают включение основных муфт только при полном выравнивании скоростей.

Фрикционные муфты

Работа фрикционных муфт основана на создании сил трения между элементами муфты. Как известно, силы трения можно удобно регулировать, изменяя силы сжатия трущихся поверхностей. Поэтому фрикционные муфты допускают плавное сцепление при любой скорости с регулированием времени включения¹. Плавное включение муфт важно, так как оно позволяет избежать больших динамических нагрузок и шума при пуске, а в транспортных машинах также неприятных для человека больших ускорений. Кроме того, фрикционные муфты могут служить предохранительным звеном.

В период включения фрикционной муфты, т. е. в период разгона привода, в ней имеет место скольжение. При установившемся движении скольжение отсутствует. Эпизодическое проскальзывание возможно при пиковых нагрузках.

Фрикционные муфты рассчитывают по номинальному моменту с допустимыми перегрузками.

Рассмотрим динамику включения фрикционных муфт при простейших предположениях. Предполагаем, что скорость ведущего вала при включении остается постоянной. Принимаем, что время нарастания силы сжатия трущихся поверхностей и время включения существенно больше периода собственных колебаний системы. Тогда колебания в системе при разгоне пренебрежимо малы.

¹ Исключение составляет область очень малых скоростей скольжения, в которой наблюдаются скачки.

Работа трения A в муфте за время разгона t_p равна разности работы, отданной ведущим валом, и работы, полученной ведомым. Последняя равна кинетической энергии, приобретенной ведомой системой, и работе момента сил сопротивления:

$$A = \int_0^{t_p} T \omega_0 dt - \left[\frac{\theta \omega_0^2}{2} + \int_{t_0}^{t_p} T_c \omega dt \right],$$

где T — момент сил трения в муфте, Н·м; T_c — момент сил сопротивления, Н·м; ω_0 — угловая скорость ведущего вала, принимаемая постоянной, рад/с; ω — переменная угловая скорость ведомого вала, рад/с; θ — приведенный момент инерции ведомых масс, кг·м².

Движение ведомого вала начинается по прошествии времени t_0 , когда момент сил трения в муфте T превысит момент сил сопротивления T_c . Поэтому работа сил сопротивления при разгоне совершается за время $t_p - t_0$.

Процесс разгона заканчивается (т. е. ведомый вал достигает скорости ведущего ω_0), когда ведомой системе сообщается кинетическая энергия $\theta \omega_0^2/2$.

Муфта разгоняется моментом $(T - T_c)$, следовательно,

$$\int_{t_0}^{t_p} (T - T_c) \omega dt = \frac{\theta \omega_0^2}{2}.$$

При сделанных выше допущениях угловое ускорение ведомой системы

$$\varepsilon = \frac{T - T_c}{\theta}$$

и соответственно угловая скорость в момент времени t

$$\omega = \int_{t_0}^t \varepsilon dt = \int_{t_0}^t \frac{T - T_c}{\theta} dt.$$

Задавшись законом нарастания момента T трения в муфте, можно по приведенным зависимостям определить время разгона t_p .

Рассмотрим расчетный случай, имеющий основное практическое значение.

Будем считать, что:

а) коэффициент трения на рабочих поверхностях муфт постоянный;

б) момент сопротивления T_c за время разгона не изменяется.

Тогда момент $(T - T_c)$, разгоняющий ведомые массы, постоянен за время разгона.

Движение ведомых масс за это время — равноускоренное с угловым ускорением

$$\varepsilon = \frac{\omega_0}{t_p} = \frac{T - T_c}{\theta}.$$

Время разгона

$$t_p = \frac{\theta \omega_0}{T - T_c}.$$

Работа трения в муфте за время разгона

$$A = T \omega_0 t_p - \frac{\theta \omega_0^2}{2} - \frac{T_c \omega_0 t_p}{4} = \frac{\theta \omega_0^2}{2} \frac{T}{T - T_c}.$$

Формула указывает пути уменьшения работы трения в муфте: включение без внешней нагрузки, когда T_c минимальный; уменьшение θ момента инерции разгоняемых масс и т. д.

Для частного случая, когда момент сопротивления T_c пренебрежимо мал, работа трения в муфте при включении равна кинетической энергии разгоняемых масс.

В действительности процесс включения муфт несколько сложнее, чем рассмотренный, так как в начальный период сила включения непостоянна, коэффициент трения увеличивается с уменьшением скорости скольжения, в приводе возникают колебания. Однако возможные уточнения расчета не вносят изменений в существо вопроса, тем более, что колебания быстро затухают.

Динамические моменты в приводе и сила включения F при включении фрикционных муфт изменяются по законам, показанным на рис. 21.28, где τ — время нарастания момента трения в муфте, t_1 — период собственных колебаний системы.

При мгновенном нарастании силы включения и момента трения в муфте максимальный момент в приводе достигает двойного значения момента, на который настроена муфта. Поэтому следует предусматривать постепенное нарастание силы включения муфты. Учитывая демпфирование, можно допускать $\tau/t_1 = 0,8 \dots 1$. Для муфт, работающих в масляной ванне, допустимо резкое нарастание силы включения, так как в начале включения трение близко к жидкостному и момент трения мал.

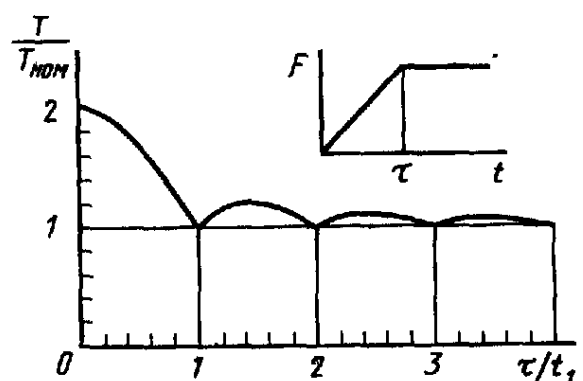


Рис. 21.28. Схема к расчету фрикционной муфты

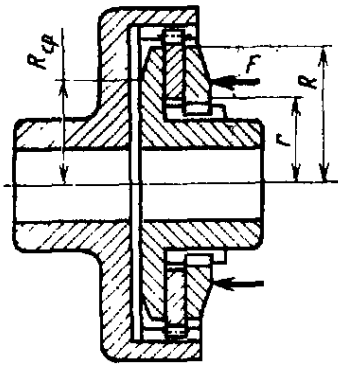


Рис. 21.29. Схема дисковой фрикционной муфты

Фрикционные муфты по форме рабочих поверхностей разделяют на:

а) дисковые, у которых рабочими поверхностями являются плоские (боковые) поверхности дисков (рис. 21.29);

б) конусные, у которых рабочие поверхности имеют коническую форму (см. рис. 21.31, а);

в) цилиндрические шинно-пневматические колодочные и кольцевые (с разжимными кольцами), у которых рабочие поверхности имеют цилиндрическую форму (см. рис. 21.31, б).

По условиям смазки муфты разделяют на сухие и масляные, т. е. работающие со смазкой. При возможности защиты муфты от попадания масла применяют сухие муфты, требующие меньшие силы сжатия поверхностей трения.

В узлах, работающих в масле, например в коробках передач, применяют масляные муфты.

Фрикционные муфты разделяют также на:

а) нормально разомкнутые, которые при освобожденном (неработающем) механизме управления расцеплены;

б) нормально замкнутые, которые при освобожденном механизме управления сцеплены под действием пружин, причем для расцепления муфты необходимо с помощью механизмов управления преодолеть силы пружин.

Основное применение имеют нормально разомкнутые муфты. Нормально замкнутые муфты применяют в машинах, в которых осуществляются только кратковременные включения.

Механизмы управления должны обеспечивать: требуемую плавность включения, удобство обслуживания (малые силы для управления, удобное расположение органов управления), надежность и ресурс (сохранение работоспособности при износе поверхностей трения), отсутствие дополнительных нагрузок на валы и опоры и т. д. Для многих приводов необходимо дистанционное или автоматическое управление.

По механизации управления и энергии управления муфты разделяют на: а) управляемые мускульной энергией; б) управляемые механической энергией, подводимой извне; в) управляемые электрической энергией.

По принципу работы механизмов управления муфты разделяют на: а) муфты с рычажными или рычажно-кулачковыми механизмами управления; б) муфты с гидравлическим управлением; в) муфты с пневматическим управлением; г) муфты с электромагнитным управлением.

Муфты, управляемые мускульной энергией с рычажными и рычажно-кулачковыми механизмами, применяют при небольших и средних моментах и при отсутствии необходимости в дистанционном и автоматическом управлении. Муфты с гидравлическими и пневматическими механизмами управления применяют при больших моментах при необходимости дистанционного управления, обычно при наличии сети сжатого воздуха или гидравлической системы. Муфты с гидравлическим управлением не применяют при высоких частотах вращения.

Муфты с электромагнитным управлением применяют при необходимости дистанционного, автоматического и быстродействующего управления.

Основными критериями работоспособности фрикционных муфт являются: а) прочность сцепления, т. е. способность передавать требуемый момент; б) износостойкость поверхностей трения; в) теплоустойчивость.

Практические расчеты фрикционных муфт ведут на прочность сцепления и на

стойкость рабочих поверхностей по допускаемому давлению. За расчетный момент принимают максимальный полезный момент, умноженный на коэффициент запаса сцепления λ . Последний обычно выбирают равным 1,25...1,5 (в специальных случаях выше). Допускаемое давление обычно выбирают с поправкой на окружную скорость на поверхностях трения и число включений, что частично учитывает температурные условия.

В связи с изготовлением муфт по размерным рядам особенно эффективно применять тепловые расчеты на основе подобия, т. е. расчеты, распространяющие результаты испытания или опыта работы одного типоразмера муфт при известных режимах работы на любые другие режимы и размеры муфт.

Фрикционные материалы, применяемые в муфтах. К материалам для трущихся деталей фрикционных муфт в соответствии с критериями работоспособности муфт предъявляют следующие основные требования:

1) высокий коэффициент трения и его стабильность, т. е. малая изменчивость при изменении скорости, давления и температуры;

2) износостойкость, включая сопротивляемость схватыванию;

3) теплостойкость, включая стойкость против тепловой усталости, т. е. способность выдерживать повышенные температуры без разрушения с длительным сохранением нужных свойств материала.

В сухих муфтах основное применение имеют пары — закаленная сталь по порошковому (металлокерамическому) материалам (при достаточной серийности) и по фрикционным материалам на асбестовой основе.

Современные, образуемые спеканием, фрикционные металлокерамические материалы содержат следующие компоненты: медь или железо, составляющие основу и обеспечивающие теплоотвод; графит и свинец, служащие смазкой; асбест и кварцевый песок, повышающие трение. Металлокерамические материалы обла-

дают высокими износостойкостью и теплопроводностью. Они мало изменяют свои свойства при нагреве. Применяют специальные добавки, существенно снижающие зависимость коэффициента трения от скорости.

Порошковые материалы наносят на стальные диски или колодки и соединяют путем спекания под давлением. Стальные поверхности предварительно омедняют. Толщина диска с металлокерамическими покрытиями на 30...40 % меньше, чем с приклепываемыми фрикционными накладками, что соответственно сокращает осевые габариты муфт.

Успешно применяют металлокерамику ФМК-11, обладающую высоким коэффициентом трения — от 0,6 при температуре 200 °С до 0,2 при 800 °С, и металлопластмассу МПК, представляющую собой железный пористый каркас, пропитанный фенолоформальдегидной смолой. Коэффициент трения в широком диапазоне температур (до 800 °С) изменяется в пределах 0,4...0,35.

В асбофрикционных материалах в качестве связующего применяют терморезистивные (фенолокрезолоформальдегидные) смолы, естественные или синтетические каучуки или смолы и каучуки вместе.

Накладки выполняют:

а) ткаными из асбестовых и хлопчатобумажных волокон и металлической проволоки, прессованной при высокой температуре;

б) формованными в пресс-формах из дешевых сортов коротковолокнистого асбеста.

Лента для обкладок колодочных муфт и тормозов вальцуется из тех же материалов на вальцевальных машинах.

Для работы в тяжелых условиях (главным образом в тормозных узлах) разработан специальный теплостойкий фрикционный материал — ретинакс, что означает тормозящий, замедляющий.

Связующим элементом ретинакса является модифицированная канифолью фенолоформальдегидная смола, наполнителем — барит, асбест и для особо тяжелых

условий — латунь. В ретинакс вводят также противозадирные присадки. Нагрев рабочей поверхности способствует образованию работоспособного поверхностного слоя, обеспечивающего малый износ. Предельные значения давления $p \leq 6$ МПа.

При рабочих температурах до 300°C применяют асбофрикционные материалы ЭСКОЛ и 6КВ10. Допустимое давление 0,6...1 МПа.

Фрикционные накладки лучше приклеивать, чем приклепывать. Приклейка допускает износ на большую толщину и увеличивает рабочую площадь; при этом ресурс удваивается.

Фрикционные поверхности муфт, работающих в масле, преимущественно выполняют из материалов: закаленная сталь — металлокерамика (при достаточной серийности) или сталь — сталь закаленная или сульфацинированная, т. е. насыщенная азотом, углеродом и серой.

Большое влияние на работу муфт оказывает теплоотвод, особенно теплоотвод непосредственно от поверхностей трения, для чего поверхности трения в направлении движения целесообразно выполнять прерывистыми и предусматривать вентиляционные каналы, которые одновременно отводят продукты изнашивания. Корпуса особо напряженных в тепловом отношении муфт по аналогии с тормозами можно делать биметаллическими с алюминиевой основой, так как алюминий обладает теплопроводностью в 5...8 раз большей, чем чугун, и в 3 раза меньшей плотностью.

Диски и колодки с обкладками из порошковых материалов применяются в серийном и массовом производствах.

Дисковые муфты. Дисковые муфты широко распространены в машиностроении. В дисковых муфтах (см. рис. 21.29) рабочие поверхности имеют простейшую форму. Муфты при малых габаритах могут иметь большую поверхность трения. Потребная сила включения невелика, так как она последовательно осуществляет давление на все поверхности трения, а не распределяется между ними.

Применяют однодисковые муфты (с двумя поверхностями трения) и многодисковые (с несколькими поверхностями трения).

В однодисковых муфтах диск, связанный с одним валом, сжимается двумя фланцами, связанными с другим валом. Однодисковые муфты широко применяют в автомобилях, в которых важна хорошая расцепляемость (так называемая чистота выключений).

Многодисковая муфта (рис. 21.30) состоит из корпуса (на рисунке не показан), втулки, дисков, сцепляющихся с корпусом (называемых наружными дисками); дисков, сцепляющихся со втулкой (называемых внутренними дисками); нажимного механизма.

В некоторых конструкциях втулка совсем отсутствует и соответствующие диски сцепляются непосредственно с валом. Нередко корпус муфты как отдельная деталь также отсутствует и наружные диски сцепляются с корпусом шкива,

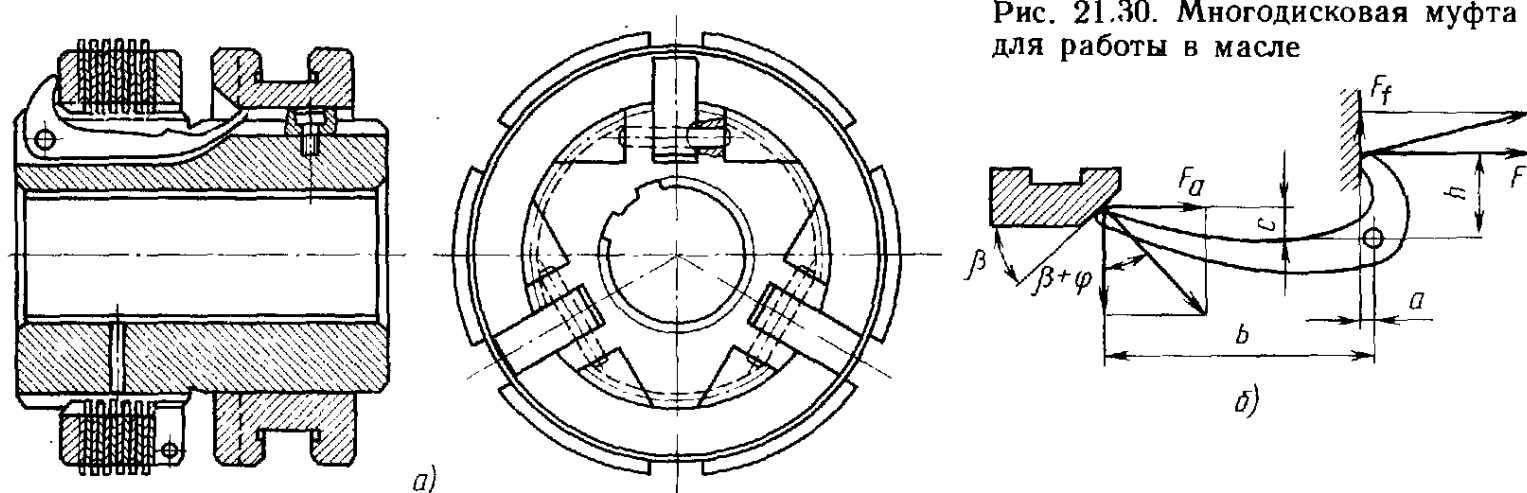


Рис. 21.30. Многодисковая муфта для работы в масле

зубчатого колеса или с другой сидящей на валу деталью.

Основные достоинства многодисковых муфт:

а) большая несущая способность при малых габаритах, особенно диаметральных, что очень важно для быстроходных приводов;

б) плавность включения;

в) возможность варьирования числа дисков, что представляет существенные преимущества для ограничения номенклатуры стандартных муфт и т. д.

К недостаткам многодисковых муфт относят плохую расцепляемость дисков, особенно в муфтах для вертикальных валов.

В муфтах, работающих в масле, обычно применяют стальные закаленные или металлокерамические диски.

В муфтах без смазочного материала (сухих) одну группу дисков (обычно наружные диски) выполняют с фрикционными накладками.

Диски сцепляются со втулкой и корпусом с помощью прямобочных или эвольвентных шлицев. Следует иметь в виду, что соединения дисков со втулкой и даже с корпусом оказываются весьма напряженными. Диски нередко вырабатывают на шлицах канавки, препятствующие плавному включению муфт. Поэтому поверхности шлицев надо закаливать.

Число дисков выбирают обычно не более 8...12, что связано с неравномерностью сил сжатия из-за трения на шлицах и с плохой расцепляемостью при большом числе дисков.

При разомкнутой муфте между дисками предусматривают зазоры:

а) для металлических дисков без обкладок 0,5...1 мм в одно- и двухдисковых муфтах и 0,2...0,5 мм в многодисковых;

б) для неметаллических дисков 0,8...1,5 мм в одно- и двухдисковых муфтах и 0,5...1 мм в многодисковых.

Для улучшения расцепляемости дисков применяют распорные пружины или половину дисков (например, внутренние диски) делают в свободном состоянии неплоскими (конусными или волнистыми, так называе-

мыми — синусными) и, таким образом, они сами представляют собой пружины.

При вертикальном расположении валов обеспечить расцепление дисков значительно сложнее. Диски приходится делать неодинаковыми и предусматривать для них ступенчатые опоры таким образом, чтобы каждый диск при расцеплении муфт опусклся под действием собственного веса на свою ступеньку.

Многодисковые нормально разомкнутые муфты, применяемые в коробках передач, нередко выполняют двусторонними, что позволяет поочередно соединять с валом две шестерни для изменения частот вращения или реверсирования.

Многодисковые муфты нормализованы (МН 5665—65) для моментов 25...2500 Н·м; односторонние и двусторонние, масляные и сухие, с шлицевым отверстием и с гладким отверстием и шпоночным пазом.

Вращающий момент T в Н·м, который может передавать дисковая муфта (см. рис. 21.29),

$$T = \frac{10^3}{S} F R_{\text{ср}} i f = \frac{1}{S} \pi (R^2 - r^2) R_{\text{ср}} [p] f;$$

отсюда при выбранных радиальных размерах потребное число пар поверхностей трения

$$i = \frac{10^3 S T}{\pi (R^2 - r^2) R_{\text{ср}} [p] f},$$

где F — сила сжатия дисков; S — коэффициент запаса сцепления; R и r — наружный и внутренний радиусы кольцевой поверхности трения, отношение r/R обычно находится в пределах 0,5...0,7; $R_{\text{ср}} = \frac{R+r}{2}$ — средний радиус поверхности трения; f — коэффициент трения (табл. 21.1); $[p]$ — допустимое давление; i — число пар поверхностей трения, равное сумме чисел наружных и внутренних дисков вместе с крайними фланцами минус единица.

Потребная сила сжатия дисков

$$F = \frac{10^3 S T}{R_{\text{ср}} i f}.$$

21.1. Коэффициенты трения и допускаемые давления на поверхности трения муфт

Материал пар трения	Коэффициент трения	Допускаемое давление, МПа	Коэффициент трения	Допускаемое давление, МПа
	Со смазкой		Без смазки	
Сталь закаленная — металло-керамика	0,1	2...3	0,2	0,8...1,2
Сталь закаленная — прессованный материал на основе асбеста	—	—	0,3	0,3...0,4
Сталь — сталь закаленная	0,06	0,5...0,7	—	—
Сталь закаленная — чугуи	0,08	0,5...0,7	—	—
Сталь закаленная — ретинакс	—	—	0,25	1...1,5

Примечания: 1. Меньшие значения давлений — при большом числе поверхностей трения; большие — при малом.

2. Если не предусматривается специальный тепловой расчет, то при больших скоростях v (измеряемых на середине ширины поверхности трения) и при большом числе включений в час следует давление несколько снижать, особенно для муфт со значительным числом дисков; для последних при $v=5$ м/с — на 15 %; при $v=10$ м/с — на 30 %, при $v=15$ м/с — на 35 %.

Весьма ответственными механизмами фрикционных муфт являются механизмы управления. В муфтах для передачи малых и средних моментов при отсутствии требований к автоматизации управления достаточно широко распространены рычажно-кулачковые нажимные механизмы.

Движение от рукояток ручного управления передается поводковой втулке, которая перемещается вдоль оси вала. Большинство нажимных механизмов выполняют с нажимными рычагами. Поводковая втулка при перемещении воздействует своей скошенной поверхностью (см. рис. 21.30) на один конец коленчатого рычага, который другим концом сжимает фрикционные детали муфты.

Нажимные механизмы должны давать значительный выигрыш в силе. Это достигается подбором плеч у рычагов, выбором угла скоса поводковой втулки и т. д.

Нажимные механизмы во включенном положении должны быть в силовом отношении замкнутыми, т. е. не требовать постоянного поджима поводковой втулки. Это достигается тем, что механизмы нормально разомкнутых муфт во включенном положении являются самотормозящимися. В частности, в конструкции, показанной на рис. 21.30, а, нажимные рычаги во включенном состоянии контактируют с

цилиндрической поверхностью поводковой втулки. Силу нажима регулируют, а износ компенсируют регулированием гаек.

Для того чтобы при изнашивании не требовалось слишком частого регулирования гаек, нажимные механизмы должны иметь определенную податливость. Иногда для увеличения общей податливости системы применяют тарельчатые пружины. Нажимные механизмы должны обеспечивать равномерное распределение давления как по ширине поверхности трения, так и по окружности.

Силовое передаточное число механизма, т. е. отношение силы на выходе F к силе на входе F_a , определяют по уравнениям статики.

Например, для механизма, изображенного на рис. 21.30, б, уравнение моментов относительно оси поворота рычага (трением на оси пренебрегаем) имеет вид

$$F_a b \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) - F_a c - F h - F f a = 0,$$

где h , a , b , c — плечи сил; φ — угол трения. Отсюда отношение сил

$$u_c = \frac{F}{F_a} = \frac{b \operatorname{ctg}(\beta + \varphi) - c}{h + f a}.$$

Конусные муфты. Одну из полумуфт обычной конусной муфты (рис. 21.31, а)

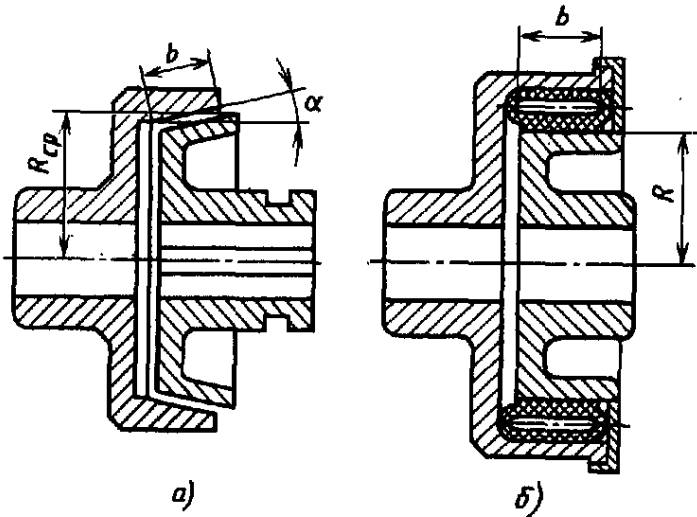


Рис. 21.31. Схема конусной (а) и цилиндрической (б) фрикционных муфт

выполняют с внутренней конической рабочей поверхностью, а вторую — с наружной. Включение и выключение осуществляют осевыми перемещениями одной из полу-муфт. Конические поверхности трения позволяют создать на них значительные нормальные давления и силы трения при малых силах включения (механизм клина).

Во избежание samozахватывания муфты и облегчения расцепления угол наклона образующей конуса выбирают больше угла трения покоя. При металлических поверхностях трения угол наклона образующей конуса выбирают равным $8...10^\circ$ и более, а при накладках на асбестовой основе $12...15^\circ$ и более.

Достоинством конусных муфт является хорошая расцепляемость муфт и относительная простота конструкции. Однако муфта имеет существенные недостатки: значительные радиальные габариты, высокие требования к соосности соединяемых валов.

Поэтому конические муфты, ранее широко распространенные в машиностроении, в настоящее время применяются весьма ограниченно в виде двухконусных.

Вращающий момент, Н·м, который может передавать конусная муфта (см. рис. 21.31, а) со средним радиусом поверхности трения R_{cp} и шириной b ,

$$T = \frac{2}{10^3 S} \pi R_{cp}^2 b [\rho] f.$$

Отсюда ширина поверхности трения при выбранном R_{cp}

$$b = \frac{10^3 ST}{2\pi R_{cp}^2 [\rho] f}.$$

Обычно $b/R_{cp} = \psi = 0,3...0,5$.

Можно также при проектировании задаться величиной ψ , тогда

$$R_{cp} = \sqrt[3]{\frac{10^3 ST}{2\pi \psi [\rho] f}}.$$

Потребная сила включения муфты

$$F \approx \frac{10^3 ST \sin \alpha}{R_{cp} f},$$

где α — угол наклона образующей конуса.

При выводе формулы принято, что сила трения на рабочих поверхностях (в соответствии с направлением скорости скольжения) действует в окружном направлении и не препятствует включению муфты.

Цилиндрические шинно-пневматические фрикционные муфты. В цилиндрических шинно-пневматических муфтах (см. рис. 21.31, б и 21.32) трение создается между колодками резинового баллона, связанного с одной полу-муфтой, и цилиндрическим ободом второй полу-муфты (барабана). Для включения муфт в камеру баллона подается воздух под давлением, баллон расширяется, и колодки равномерно прижимаются к барабану.

Баллон, показанный на рис. 21.32, передает окружную силу, поэтому он выполняется многослойным и состоит из: а) внутренней, удерживающей воздух эластичной резиновой камеры; б) несущей многослойной накладки из прочной про-резиненной ткани (корда); в) внешнего протектора из резины.

Колодки связаны с баллоном с помощью гладких шпилек. Баллон теплоизолирован от колодок паронитовой прокладкой.

Колодки покрыты (обклеены) фрикционными накладками, выполняемыми обычно из асботканевой ленты, пропитанной фенолоальдегидной смолой.

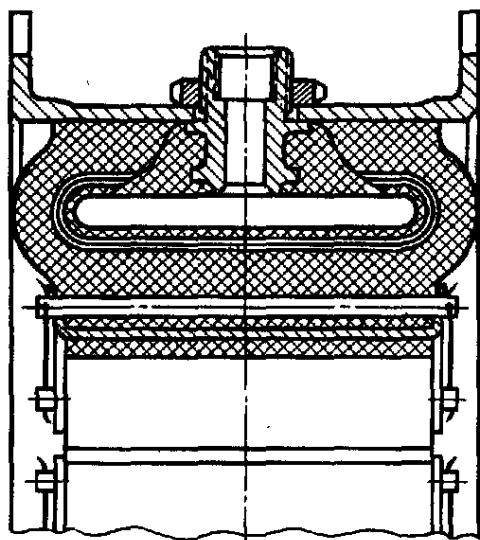


Рис. 21.32. Баллон с колодками шинно-пневматической муфты

Для шинно-пневматических муфт характерны следующие достоинства:

- а) удобство управления;
- б) возможность регулирования предельного момента и скорости включения; муфта может служить надежным предохранительным звеном;
- в) компенсация осевых, радиальных и угловых смещений валов;
- г) самокомпенсация износа и отсутствие необходимости периодического регулирования;
- д) шумопоглощение, смягчение толчков и гашение крутильных колебаний.

К недостаткам этих муфт относят: значительную стоимость баллона, старение резины, чувствительность муфты к попаданию на резину масла, щелочей и кислот.

Муфты хорошо работают в интервале температур $-20...+50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Шинно-пневматические муфты применяют в основном в тяжелом машиностроении: в буровых лебедках, в приводах от судового двигателя к гребному винту, в экскаваторах и других машинах.

Наряду с описанными обжимными муфтами, имеющими основное распространение, применяют также разжимные и осевые муфты.

Расчет шинно-пневматических муфт состоит из расчета фрикционной части и расчета нажимного устройства — пневматического баллона.

Момент, T (Н·м), который может передавать муфта согласно условию стойкости поверхностей трения, или требуемую ширину муфты можно определить по тем же зависимостям, которые приведены для конических муфт (с заменой $R_{\text{ср}}$ на R).

Обычно $b/R=0,4...0,6$: где меньшие значения относятся к муфтам больших размеров, а большие — к муфтам малых размеров.

Потребная сила F , которая должна развиваться пневматическим баллоном, определяется для обжимных муфт по формуле

$$T = \frac{1}{10^3 S} (F - F_{\text{ц}}) R f,$$

где S — коэффициент запаса сцепления; $F_{\text{ц}}$ — центробежная сила баллона вместе с колодками.

Сила F связана с избыточным давлением q в камере следующим соотношением:

$$F = (q - \Delta q) A,$$

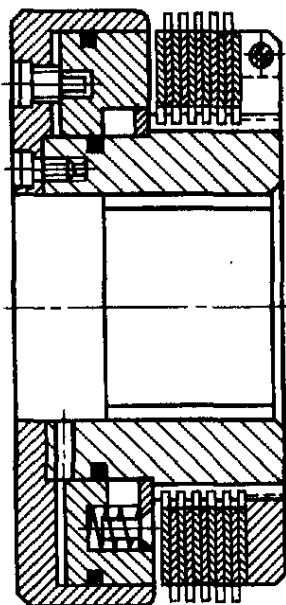
где $A = \pi D_{\text{к}} b_{\text{к}}$ — активная площадь внутренней полости камеры, мм^2 ; $b_{\text{к}}$ — ширина цилиндрической части внутренней поверхности камеры, обычно весьма близкая к ширине колодок; $D_{\text{к}}$ — диаметр внутренней поверхности полости камеры; q — давление воздуха в камере, обычно равное $0,6...0,8$ МПа; Δq — давление, расходуемое на деформирование баллона, равное примерно $0,05$ МПа.

Фрикционные муфты с гидравлическим и пневматическим управлением. Эти муфты обычно выполняют дисковыми и применяют при больших передаваемых моментах и необходимости дистанционного управления.

Сжатие дисков осуществляется с помощью гидравлического (рис. 21.33) или пневматического цилиндра; разжатие — пружинами, маслом или соответственно воздухом, которые подают в другую полость цилиндра. Муфты выполняют также с диафрагмой вместо поршня, что позволяет уменьшить осевые габариты.

Электромагнитные фрикционные муфты — это муфты, в которых сжатие трущихся поверхностей осуществляется встроенным в муфту электромагнитом. Большое распространение получили многодисковые муфты, имеющие малые габариты.

Рис. 21.33. Гидравлическая фрикционная муфта



риты по диаметру, что весьма важно для быстроходных приводов.

Основные достоинства электромагнитных фрикционных муфт: удобство дистанционного и автоматического управления, быстродействие, возможность точного регулирования передаваемого момента, от-

сутствие неуравновешенных сил. Муфты применяют при необходимости дистанционного, преимущественно автоматического управления.

Многодисковая электромагнитная муфта (рис. 21.34, а) состоит из следующих основных частей: внутренней полумуфты 1 с корпусом электромагнита, несущим катушку 2; пакета наружных и внутренних фрикционных дисков 3, якоря 4, наружной полумуфты (на рисунке не показана). Катушку заливают эпоксидной смолой, что позволяет муфте работать в масле.

Муфта питается постоянным током, который в данном исполнении муфты подводится через контактное кольцо, соединенное с одним выводом катушки, а второй вывод соединяется на корпус.

В муфте с магнитопроводящими дисками кольцевой магнитный поток пересекает диски и замыкается через якорь, притя-

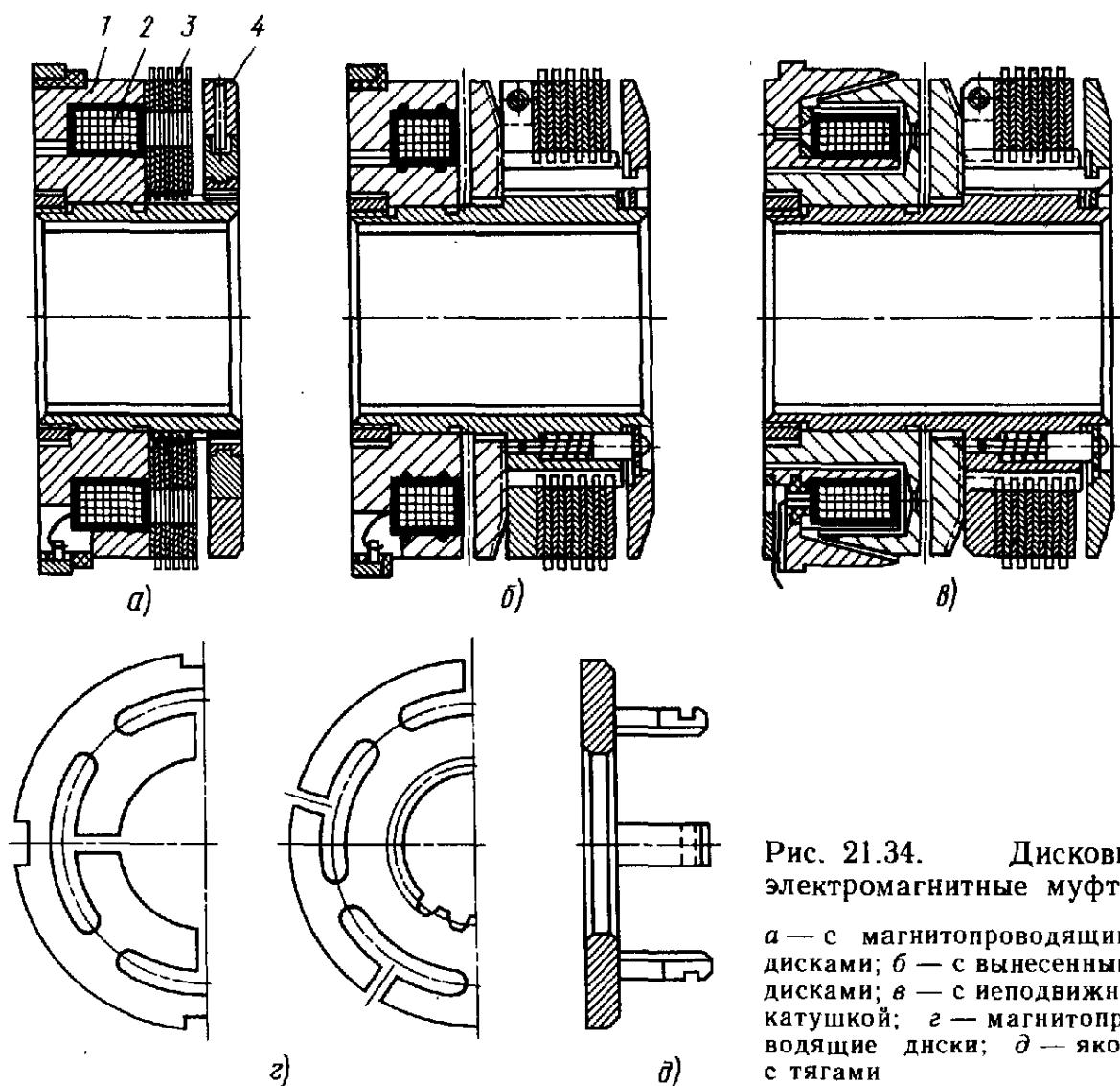


Рис. 21.34. Дисковые электромагнитные муфты:

а — с магнитопроводящими дисками; б — с вынесенными дисками; в — с неподвижной катушкой; г — магнитопроводящие диски; д — якорь с тягами

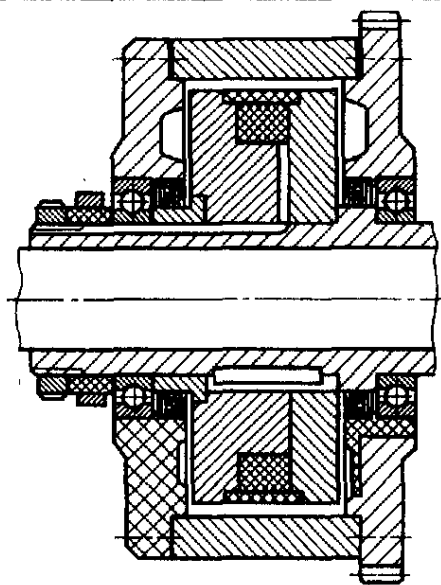


Рис. 21.35. Порошковая электромагнитная муфта

гивая якорь и диски к корпусу (см. рис. 21.34, а). Для того чтобы магнитный поток не замыкался через диски, в них выполняют прорезы по кольцевому пояску против катушки. Формы дисков показаны на рисунке 21.34, г. Якорь состоит из двух колец — наружного и внутреннего, что обеспечивает лучшее прилегание его к дискам, если последние имеют некоторую конусность.

Корпус муфты и якорь изготавливают из мягкой стали Ст3 или армко-железа, диски — из марганцовистой стали 65Г, твердость которой 40...45 HRC₃.

Муфты с магнитопроводящими дисками стандартизованы для передаваемых моментов от 25 до 16 000 Н·м (ГОСТ 21573—76*).

В муфте с вынесенными дисками (рис. 21.34, б) магнитный поток не проходит через диски, но якорь, выполненный за одно целое со специальными тягами (рис. 21.34, д), притягиваясь к корпусу, тянет за собой нажимной диск и сжимает диски.

Внутренние диски выполняют с металло-керамическими накладками, наружные — из стали 65Г.

Муфты с магнитопроводящими дисками применяют при стесненных габаритах по оси и при расположении в местах, труднодоступных для регулирования, так как они обеспечивают самокомпенсацию изно-

са. Так как диски должны быть стальными, то муфты работают в масле.

Муфты с вынесенными дисками применяют при работе с большим выделением тепла и при необходимости повышенного быстродействия. Эти муфты могут работать как в масле, так и без смазки.

В последнее время начали применять электромагнитные муфты с неподвижной катушкой (рис. 21.34, в), что позволило отказаться от контактных колец и уменьшить массы вращающихся деталей. При включении муфты зазор между неподвижным магнитопроводом, несущим катушку, и подвижным сохраняется постоянным.

Электромагнитные порошковые муфты (рис. 21.35) состоят из полумуфт с зазорами, заполненными железным порошком, через который пропускается магнитный поток.

Работа муфты основана на том, что железный порошок в зазоре под действием магнитного потока оказывает сопротивление сдвигу, тем большее, чем он сильнее намагничен. Наибольшие относительные перемещения частиц порошка наблюдаются в середине слоя. Слои порошка, прилегающие к намагниченным поверхностям, не перемещаются относительно этих поверхностей и их не изнашивают.

Порошковые муфты обладают основными достоинствами, присущими фрикционным электромагнитным муфтам. Следует особо отметить: а) исключительное быстродействие; б) возможность весьма точного управления передаваемым моментом; в) малую зависимость момента от скорости скольжения; г) высокую износостойкость рабочих поверхностей и способность при достаточном охлаждении длительного скольжения. В муфте работает весь объем порошка, а не только поверхность. Они передают значительно большие моменты, чем индукционные муфты тех же габаритных размеров.

К недостаткам их следует отнести: «старение» и необходимость периодической замены рабочей смеси (железный порошок в масле), трудности создания уплотнений, а также их изнашивание.

Области применения порошковых муфт определяются их достоинствами. Примеры эффективного применения: тормозные динамометрические устройства, следящие приводы, приводы для точных перемещений на заданную величину, устройства для разгона и торможения тяжелых машин по заданному закону.

В настоящее время их применяют в случаях, когда электромагнитные или другие муфты не могут полностью обеспечить требования эксплуатации.

В качестве наполнителя в муфтах используют порошкообразное карбонильное железо, содержащее (0,7...0,8 %) С со сферическими частицами диаметром 4...8 мкм.

Для уменьшения окисления порошка и его сопротивления сдвигу при выключенной муфте к порошку добавляют масло (в жидкостных порошковых муфтах) или немагнитный порошок — двусернистый молибден, графит (в сухих порошковых муфтах).

Для магнитной суспензии обычно применяют трансформаторные и промышленные масла, стабилизированные присадками. Соотношение масс масла и железного порошка около 1:5.

Жидкостные и сухие порошковые муфты по своим эксплуатационным свойствам не имеют принципиальных различий. Масло хорошо защищает порошок от коррозии, обеспечивает повышенную плавность работы муфты, но обладает невысокой теплостойкостью и требует применения хороших уплотнений.

Немагнитные порошки не имеют недостатков, присущих маслу, но обладают невысокой теплопроводностью и хуже защищают железный порошок от коррозии.

Схема и конструкция простой жидкостной порошковой муфты с цилиндрическим зазором (сцепляющим слоем) показаны на рис. 21.35.

Основные части муфты: а) сердечник, представляющий собой одну полумуфту; б) катушка; в) вторая полумуфта — кольцо. Между сердечником и кольцом обра-

зуется кольцевой зазор, заполняемый суспензией железного порошка в масле.

Сердечник выполнен разъемным для удобной сборки муфты и смены катушек.

На верхней части рис. 21.35 (над осью) показано исполнение муфты, в котором для уменьшения рассеяния магнитного потока предусмотрена магнитная изоляция шестерни в виде диска из немагнитного материала; правая стенка этой муфты выполнена также из немагнитного материала.

В исполнении, показанном на нижней части на рис. 21.35, зазоры между сердечником и шестерней, сердечником и стенкой второй полумуфты увеличены, что уменьшает рассеяние магнитного потока.

Порошковые муфты выполняют: с кольцевым рабочим зазором (см. рис. 21.35), с зазором по плоскости, а при больших моментах — с несколькими рабочими зазорами (по аналогии с несколькими поверхностями трения в многодисковых муфтах). Зазоры выбирают равными 0,5...2 мм.

Порошковые муфты выполняют с одной или несколькими катушками (для передачи больших моментов).

При необходимости повышенного быстродействия ведомая полумуфта может быть выполнена очень легкой, например, в виде тонкого диска в зазоре между двумя половинками сердечника.

§ 21.7. САМОДЕЙСТВУЮЩИЕ СЦЕПНЫЕ МУФТЫ

Самодействующие (самоуправляющиеся) муфты автоматически срабатывают в определенных условиях.

Применяют муфты самоуправляющиеся: а) по моменту — предохранительные; б) по направлению движения — обгонные или свободного хода; в) по скорости — центробежные; г) по пути — однооборотные и др.

Предохранительные (перегрузочные) муфты. Перегрузки могут быть вызваны рабочим процессом машины — орудия или, реже, механизмами.

Рабочий процесс отдельных групп машин — дробильных, землеройных, почво-

обрабатывающих, для обработки металлов давлением и др. — связан с систематическими перегрузками. В машинах неударного действия, обрабатывающих однородные заготовки, например в металлорежущих станках, перегрузки могут вызываться завышенными режимами обработки, затуплением или поломкой инструмента и т. д.

Перегрузки, связанные с работой механизмов, могут вызываться прекращением подачи смазочного материала, заеданиями и т. д.

По характеру действия перегрузки могут быть постепенно нарастающими (например, при затуплении инструмента) или ударными.

Функции предохранительного звена могут выполняться, помимо специальных предохранительных муфт, другими элементами привода, допускающими проскальзывание: сцепными фрикционными муфтами, гидромуфтами, гидро- и пневмоприводом. Так, в гидроприводах перегрузки предотвращаются предохранительными клапанами.

В пневмоприводах сколько-нибудь значительные перегрузки невозможны вследствие упругости рабочей среды — воздуха.

Предохранительные муфты или другие предохранительные звенья необходимо устанавливать:

а) в машинах ударного действия, так как силу удара трудно точно регламентировать и эти машины обычно имеют маховики;

б) в машинах, обрабатывающих неоднородную среду, в которой возможны твердые включения (землеройные, почвообрабатывающие, дробильные и аналогичные машины);

в) в автоматических машинах и устройствах в связи с отсутствием непрерывного наблюдения за их работой;

г) в ответвляющихся кинематических цепях машин, передающих небольшую часть мощности приводного двигателя (например, в приводах подачи металлорежущих станков).

При опасности перегрузок ударного действия предохранительные муфты ставят, когда применение упругих муфт недостаточно.

По принципу работы механические предохранительные муфты разделяют на: а) муфты с разрушающимся элементом; б) пружинно-кулачковые; в) фрикционные.

После срабатывания предохранительной муфты соединение должно быть восстановлено. По способу восстановления соединения предохранительные муфты разделяют на: а) муфты с неавтоматическим восстановлением соединения — размыкающие цепь и прекращающие поток энергии; б) муфты с автоматическим восстановлением соединения после поворота на один или несколько угловых шагов кулачков (зубьев); в) муфты с автоматическим восстановлением соединения без прекращения передачи момента при проскальзывании (фрикционные муфты).

При ударных перегрузках предохранительная муфта должна быть расположена возможно ближе к органу, воспринимающему силу удара. При медленно нарастающих перегрузках место расположения предохранительного звена в кинематической цепи большого значения не имеет; в этих случаях часто ограничиваются электрической защитой электродвигателя.

При расчете предохранительных муфт во избежание случайных выключений за расчетный принимают момент

$$T_p = 1,25 T_{\max},$$

где T_{\max} — максимальный передаваемый момент при нормальной работе машины.

Предохранительные муфты с разрушающимся элементом. Муфты этого типа применяют при редких перегрузках. Благодаря малым габаритам они могут быть приближены к источникам перегрузки. Недостатком этих муфт является необходимость замены разрушающихся элементов.

Из муфт этого типа в основном применяют муфты со срезными штифтами (рис. 21.36).

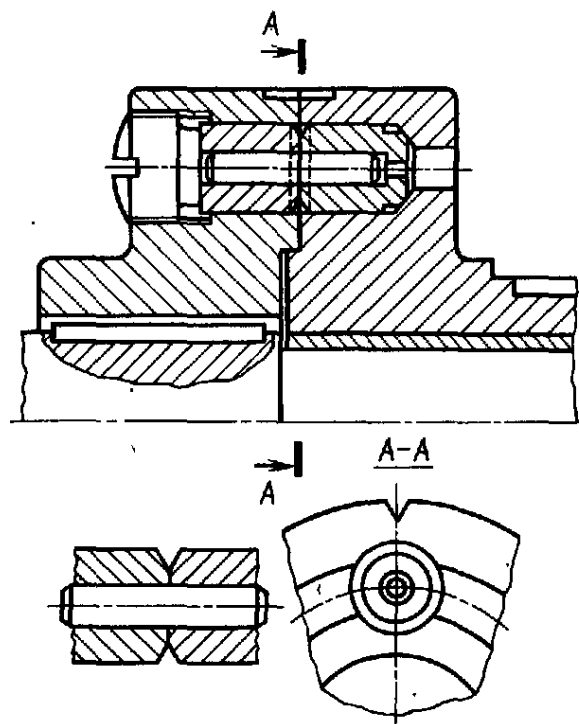


Рис. 21.36. Предохранительная муфта со срезным штифтом

Штифты обычно выполняют из среднеуглеродистой улучшенной стали. Их снабжают кольцевой канавкой в месте разрушения, которая повышает точность срабатывания, а также уменьшает опасность повреждения деталей муфты. Штифты устанавливают во втулки, закаленные до высокой твердости, во избежание их повреждений при срезании штифтов.

Штифты должны быть расположены в удобном для замены месте.

Чаще применяют муфты с осевым (рис. 21.36), реже с радиальным расположением штифтов. Выполняют муфты с одним штифтом и с несколькими штифтами. Муфты с одним штифтом, если трение при проскальзывании муфты невелико, имеют более высокую точность срабатывания, но в муфтах с несколькими штифтами взаимно компенсируются поперечные нагрузки, передаваемые на валы.

Конструкция муфты должна предотвращать возможность выпадения штифта и его обломков после разрушения.

Расчетный (разрушающий) момент муфты (Н·м)

$$T_p = \frac{z}{10^3 k} \frac{\pi d^2}{4} \tau_{в\text{ср}} R,$$

откуда диаметр штифта в месте разрушения

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^3 T_p k}{\pi z \tau_{в\text{ср}} R}},$$

где z — число штифтов; R — радиус окружности расположения сечений среза штифтов; k — коэффициент неравномерности распределения нагрузки (при $z=1$ $k=1$, при $z=2...3$ $k=1,2...1,3$); $\tau_{в\text{ср}}$ — предел прочности штифта на срез ($\tau_{в\text{ср}} = c\sigma_b$).

По опытным данным для гладких штифтов предохранительных муфт $c=0,7...0,8$, для штифтов с шейкой $c=0,9...1$.

Фрикционные предохранительные муфты применяют при частых кратковременных перегрузках, главным образом при перегрузках ударного действия.

По конструкции они аналогичны сцепным фрикционным муфтам. Отличие заключается в отсутствии механизма управления и в постоянном сжатии фрикционных тел пружинами. Кроме того, в предохранительных муфтах в связи с их кратковременным проскальзыванием можно допускать более высокие давления, если эти муфты не рассчитывают на длительные перегрузки.

Основное применение имеют многодисковые муфты (рис. 21.37). Конусные муфты применяют только при малых моментах (в связи с простотой конструкции).

В зависимости от места расположения предохранительные муфты выполняют ра-

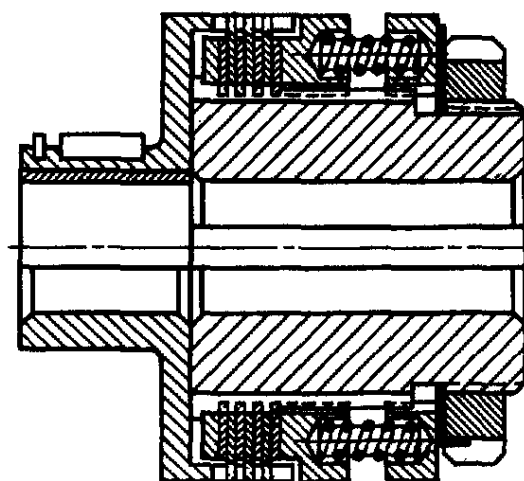


Рис. 21.37. Многодисковая фрикционная предохранительная муфта

ботающими без смазочного материала (всухую) или в масле. Предпочтительнее сухие муфты с фрикционными телами из разнородных, несхватывающихся материалов, например стали по фрикционному материалу на асбестовой основе. В этих муфтах коэффициент трения более стабилен, чем в смазываемых муфтах, в которых возможно загустевание смазочного материала и слипание трущихся поверхностей.

В муфтах, работающих в масле, нужно обеспечивать однородные совершенные условия смазки.

Пружины предохранительных муфт должны регулироваться. Фрикционные предохранительные муфты при срабатывании поглощают энергию, преобразуя ее в тепловую. При срабатывании они продолжают передавать момент, но обычно меньший: коэффициент трения скольжения для большинства материалов меньше коэффициента трения покоя.

Фрикционные предохранительные муфты с повышенной точностью срабатывания (рис. 21.38) имеют специальный механизм, разжимающий диски при достижении предельного момента. Этот механизм выполнен в виде трех шариков, находящихся в канавках переменной глубины, причем через него передается половина общего момента.

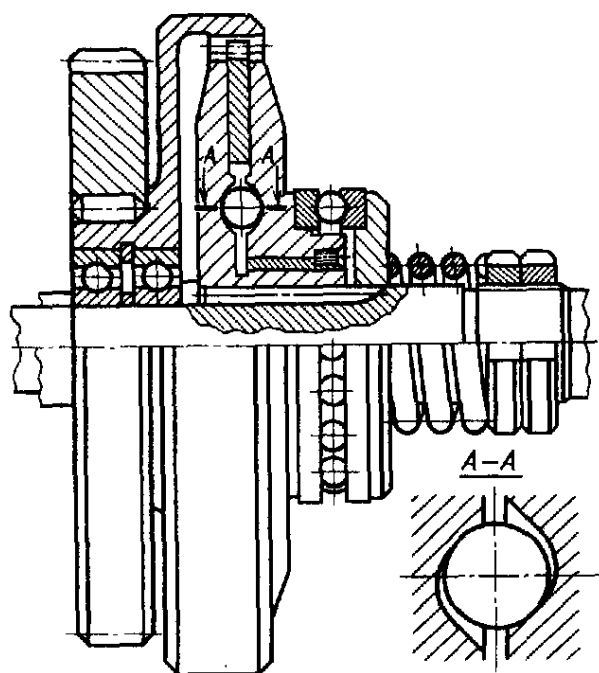


Рис. 21.38. Предохранительная муфта с повышенной точностью срабатывания

Пружинно-кулачковые предохранительные муфты. Их широко применяют при небольших скоростях и передаваемых моментах. Они могут обеспечить достаточно высокую точность срабатывания и, следовательно, надежность (в конструктивных исполнениях с уменьшенным трением), так как упругие свойства пружин достаточно стабильны и во всяком случае значительно более стабильны, чем, например, коэффициент трения фрикционных муфт. При высоких скоростях муфты не применимы, так как подвергаются многократным перегрузкам вследствие повторных самовключений.

В обычном исполнении кулачковые предохранительные муфты аналогичны сцепным кулачковым, только подвижная полу-муфта поджимается к неподвижной пружинной, а рабочие поверхности кулачков выполняют с большими углами наклона к оси, $\alpha = 30 \dots 45^\circ$, преимущественно $\alpha = 45^\circ$ (см. рис. 21.25).

Часто рабочие поверхности кулачков делают не плоскими, а с углом наклона, постепенно увеличивающимся к вершине. У вершины кулачки скругляют.

При перегрузках муфты прощелкивают, причем сцепление автоматически восстанавливается после прекращения действия перегрузок и поворота полумуфт на целое число угловых шагов кулачков. Прощелкивание сигнализирует о перегрузках, но связано со значительным изнашиванием кулачков.

Для работы в условиях перегрузок можно снабдить подвижную полумуфту защелкивающимся механизмом. Тогда муфта должна быть отнесена к числу предохранительных муфт с ручным восстановлением сцепления.

В пружинно-шариковых муфтах, представляющих собой разновидность пружинно-кулачковых (рис. 21.39), кулачки заменены шариками, трение скольжения частично заменено трением качения и, следовательно, уменьшено изнашивание. Кроме того, пружинно-шариковые муфты имеют некоторые преимущества в технологическом отношении. Поэтому они получили

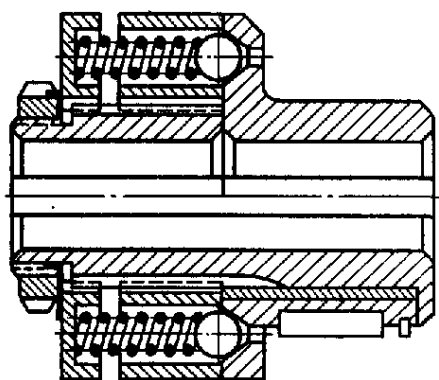


Рис. 21.39. Шариковая предохранительная муфта

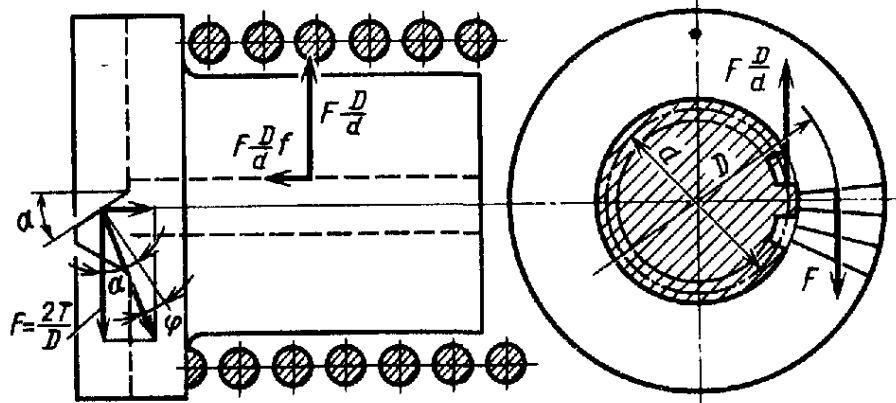


Рис. 21.40. Расчетная схема кулачковой предохранительной муфты

широкое распространение. Пружинно-шариковые муфты обычно выполняют с пружинами, действующими на каждый шарик, что повышает равномерность нагрузки шариков.

Фрикционные, пружинно-кулачковые и пружинно-шариковые муфты (см. рис. 21.37, 21.39) стандартизованы в диапазоне диаметров валов 12...50 мм и моментов 2,5...250 Н·м (ГОСТ 15620—77*...ГОСТ 15622—77*).

Расчет пружинно-кулачковых муфт сводится к расчету кулачков, который производится так же, как сцепных кулачковых муфт, и к расчету пружины.

При кратковременных перегрузках силы трения на кулачках, в шлицевом или шпоночном соединении оказывают сопротивление размыканию муфты. При длительных перегрузках силы трения снимаются возникающими колебаниями.

Потребную силу сжатия пружины (рис. 21.40) определяют по условию равновесия подвижной полумуфты:

$$F = \frac{2 \cdot 10^3 T}{D} \left[\operatorname{tg} (\alpha - \varphi) - \frac{D}{d} f \right]$$

или

$$F = \frac{2 \cdot 10^3 T_{\text{дл}}}{D} \operatorname{tg} \alpha,$$

где T — расчетный момент при кратковременных перегрузках (Н·м); $T_{\text{дл}}$ — то же, при длительных перегрузках; D — средний диаметр расположения кулачков; d — диаметр вала; φ — угол трения на кулачках (обычно $\varphi = 5...6^\circ$); f — коэффициент

трения в шлицевом или шпоночном соединении вал — полумуфта (обычно принимают $f \approx 0,15$).

Сила сжатия пружины при полном выключении кулачков не должна существенно превышать силу в начале выключения.

Расчет пружинно-шариковых муфт аналогичен расчету пружинно-кулачковых. Расчет кулачков заменяют расчетом шариков по формулам Герца.

Обгонные муфты передают момент в одном направлении и допускают свободное относительное вращение в противоположном. Поэтому их также называют муфтами свободного хода. Термин «обгонные муфты» возник в связи с тем, что муфты допускают обгон ведущего вала ведомым, если тот получает более быстрое вращение от другой кинематической цепи.

Обгонные муфты изготовляют: а) зубчатыми и кулачковыми — храповыми; б) фрикционными.

Зубчато-храповые муфты применяют для тихоходных валов. Их выполняют с зубчато-храповым колесом, имеющим обычно зубья несимметричной формы, и собачкой, западающей во впадины между зубьями. Собачка обеспечивает передачу момента в одном направлении, а при изменении знака момента отжимается нерабочими, обычно скошенными поверхностями зубьев.

Достоинства зубчато-храповых муфт: надежность работы и возникновение небольших по сравнению с фрикционными механизмами нормальных сил. Недостатки — невозможность включения при лю-

бом относительном положении звеньев и передача радиальных нагрузок на валы при одной собачке¹.

Кулачковые храповые муфты представляют собой кулачковые муфты с односторонне скошенными зубьями. Скользящая полумуфта поджимается к неподвижной полумуфте пружиной; это обеспечивает передачу момента в одном направлении. При изменении направления относительного движения полумуфты подвижная полумуфта отжимается, причем кулачки выходят из зацепления. Муфты этого типа имеют ограниченное применение.

Основное применение имеют фрикционные обгонные муфты с роликами.

Роликовая обгонная муфта (рис. 21.41) состоит из звездочки, кольцевой обоймы, роликов пружин и толкателей. Звездочка и обойма образуют сужающиеся в одном направлении полости, в которых располагают ролики. Обычно обойму выполняют с гладкой цилиндрической внутренней поверхностью, а звездочка имеет плоские срезы, как показано на

рис. 21.41. Эта конструкция наиболее технологична. Муфты выполняют преимущественно с тремя роликами (мелкие размеры муфт) и с пятью роликами (крупные размеры), но в случае необходимости повышенной несущей способности при стесненных габаритах можно применять большее число роликов. Каждый из роликов отжимается пружинками в суживающуюся часть полости.

Если ведущей является обойма, то муфта, изображенная на рис. 21.41, может передавать вращение против часовой стрелки, если ведущей является звездочка, то — по часовой стрелке. При этом ролики закатываются в суживающиеся полости и заклиниваются между звездочкой и обоймой. При обратном вращении ролики выкатываются в более широкую часть полостей и муфта расцепляется.

Применяют также обгонные муфты, у которых рабочие поверхности звездочек выполнены не плоскими, а цилиндрическими эксцентричными (относительно оси звездочки). У этих звездочек угол давления зубьев с роликами при изменении диаметра роликов меняется сравнительно мало. Поэтому допустим больший износ и можно продлить срок службы изношенных муфт путем замены комплекта роликов на ролики других диаметров. Зато изготовление звездочек усложняется.

Возможно изготовление обгонных муфт с цилиндрической поверхностью корпуса и обоймы; при этом вместо роликов должны применяться эксцентрики¹.

Роликовые обгонные муфты работают при частоте включений от нескольких включений в сутки до нескольких тысяч в минуту (в так называемых импульсных вариаторах).

Муфты строят для моментов от самых малых до 100 000 Н·м и выше. Муфты

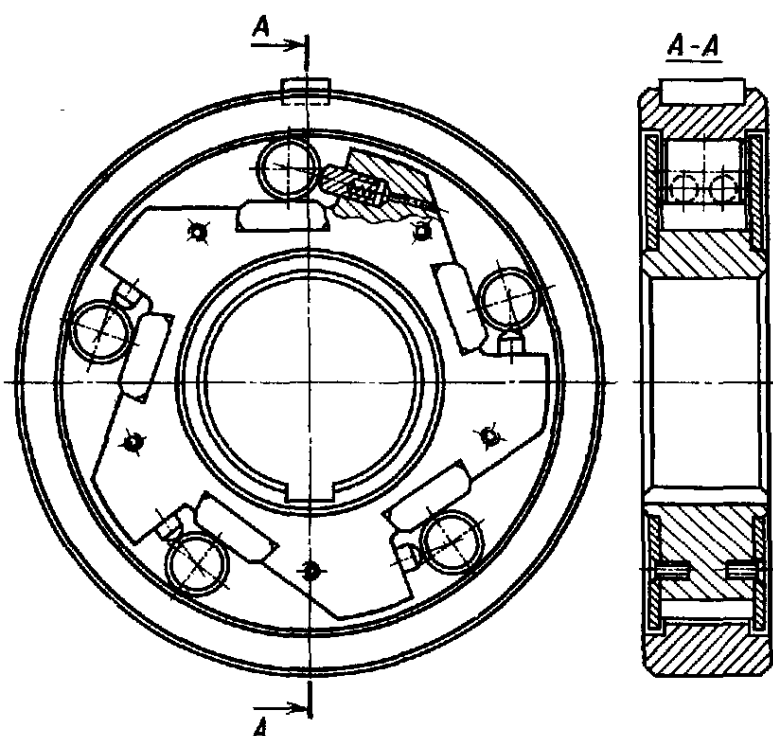


Рис. 21.41. Обгонная муфта

¹ Существуют обгонные муфты, которые могут передавать медленное вращение в одном направлении, а быстрое вращение в обоих направлениях. Быстрое вращение передается через вилку, воздействующую на ролики. Ведомым элементом служит звездочка.

широко распространены в транспортных машинах — велосипедах, мотоциклах, автомобилях, вертолетах, а также в станках, в импульсных вариаторах, в приборах и т. д.

Муфты нормализованы по диаметрам валов 10...90 мм и моментам 2,5...800 Н·м.

Преимущества роликовых обгонных муфт: почти полное отсутствие мертвых ходов при наличии некоторой угловой податливости, важной для смягчения ударов, и почти бесшумная работа.

Примерные конструктивные соотношения для определения диаметра d и длины l роликов: $d \approx D/8$ и $l = (1,5...2)d$, где D — диаметр рабочей поверхности обоймы.

Детали обгонных муфт должны иметь высокую поверхностную твердость во избежание выдавливания ямок. В качестве материалов рекомендуют шарикоподшипниковые стали типа ШХ15 или цементуемые стали (при большой глубине цементации), а также высокоуглеродистые инструментальные стали.

При работе муфты на каждый ролик (рис. 21.42) действуют две силы — от звездочки и от обоймы (массой ролика пренебрегаем). Согласно условию равновесия ролика силы должны быть направлены по одной прямой и равны одна другой.

Для того чтобы ролик не выжимался в расширенную часть полости, силы должны быть наклонены относительно нормалей к контактирующим поверхностям в точках контакта A и B под углом, не превышающим угла трения φ .

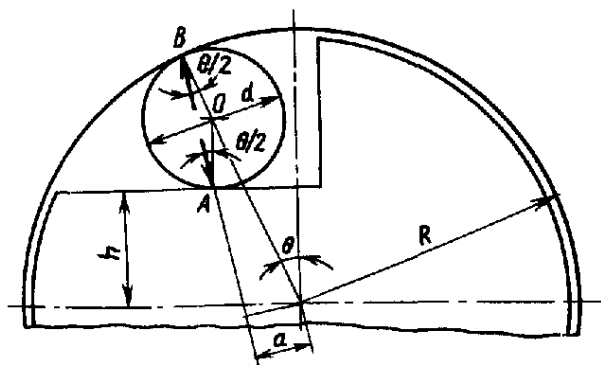


Рис. 21.42. Расчетная схема обгонной муфты

Из равнобедренного треугольника AOB (рис. 21.42) следует, что силы наклонены к нормали под углом $\theta/2$, где θ — угол подъема профиля в точке контакта с роликом (для треугольника AOB угол является дополнительным при вершине). Следовательно, $\theta/2 < \varphi$ или $\theta < 2\varphi$.

Обычно для роликовых обгонных муфт рекомендуют принимать $\theta = 7^\circ$.

Координата рабочей плоскости корпуса муфты

$$h = (R - d/2) \cos \theta - d/2.$$

Плечо силы, действующей на ролик,

$$a = R \sin \theta/2.$$

Сила, действующая на ролик, при передаче вращающего момента T , Н·м,

$$F = \frac{10^3 T}{zR \sin \theta/2},$$

Наибольшее контактное напряжение (МПа) между роликом и звездочкой

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{2FE}{dl}} = 270 \sqrt{\frac{F}{dl}} \leq [\sigma]_H.$$

Практически при твердости поверхностей сжимаемых тел > 60 HRC, допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H < 1500$ МПа.

При этом контактном напряжении и угле подъема профиля 7° момент (Н·м), который может передать роликовая обгонная муфта,

$$T = 0,085 z d l D.$$

В формулу все линейные размеры подставляют в миллиметрах.

При повышении контактного напряжения до 2000...2200 МПа ресурс муфты резко снижается.

Благодаря совершенствованию конструкции обгонных муфт повысилась их несущая способность и уменьшились силы трения холостого хода. Несущую способность обгонных муфт можно повысить путем: 1) впаивания пластин из твердого сплава в корпус под ролики (повышение несущей способности в 1,5...

1,8 раза); 2) увеличения числа роликов; 3) выполнения обоймы плавающей, что способствует более равномерной работе роликов; 4) применения распорных эксцентриков, которых можно разместить в муфте больше, чем роликов; 5) применения распорных эксцентриков, сцепляющихся со звездочкой с помощью зубьев.

Уменьшению момента холостого хода способствует замена нажимных сухарей (действующих на ролики) нажимными роликами, а также использование центробежных сил для уменьшения сил поджима роликов при холостом вращении.

Обгонную муфту с распорными эксцентриками можно выполнить заодно с роликоподшипником, если между роликами, несущими радиальную нагрузку, расположить эксцентрики.

Центробежные муфты служат для автоматического соединения (или разъединения) валов при достижении ведущим валом заданной частоты вращения. Они являются муфтами, самоуправляемыми по скорости.

Центробежные муфты можно применять:

для разгона механизмов и машин, имеющих значительные маховые моменты, двигателями с малыми пусковыми моментами (например, ветродвигателями, асинхронными электродвигателями);

для повышения плавности пуска.

Кроме того, центробежные муфты можно применять для предотвращения разноса. В этом случае муфта выполняется нормально замкнутой, т. е. соединяющей валы при отсутствии вращения.

Центробежные муфты представляют собой фрикционные муфты, у которых обычный механизм управления заменен специальными грузами, находящимися под действием центробежных сил и пружин. При достижении ведущим валом определенной скорости центробежные силы, действующие на грузы, преодолевают силы пружин, прижимают трущиеся поверхности друг к другу и муфта включается.

Для уменьшения массы грузы часто выполняют в виде рычагов, поворачивающихся вокруг осей; применяют также грузы, перемещающиеся в направляющих (рис. 21.43).

Наряду с автоматическими центробежными муфтами применяют так называемые полуцентробежные, которые имеют механизм ручного или ножного управления, а центробежная сила увеличивает давление на трущиеся поверхности.

При расчете центробежных муфт исходят из условия, чтобы при заданной номинальной частоте вращения n муфта передавала расчетный вращающий момент T . При этом включение должно начинаться с некоторой частоты вращения n_0 ,

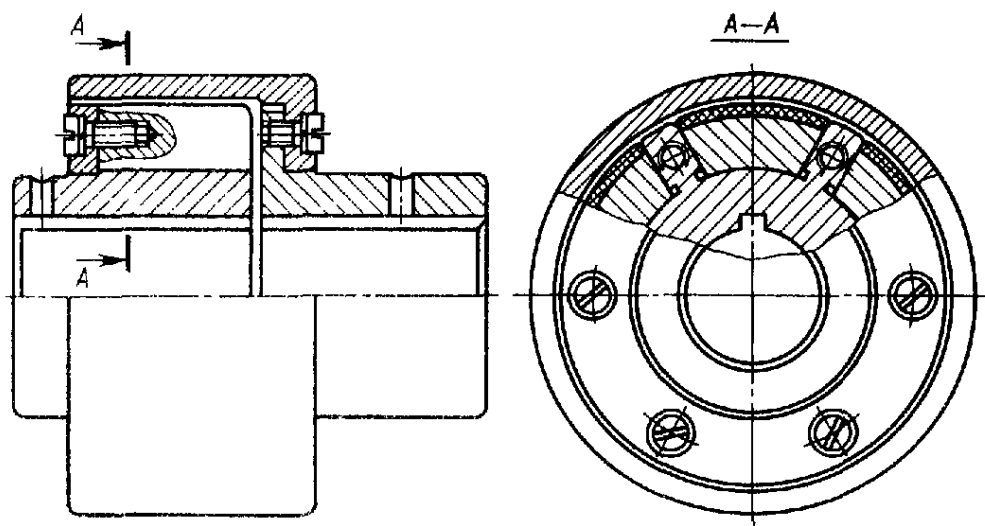


Рис. 21.43. Центробежная муфта

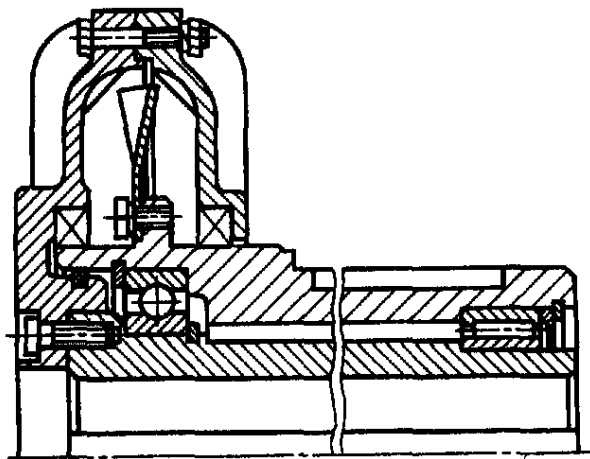


Рис. 21.44. Центробежная муфта с дробью

до достижения которой передаваемый муфтой момент равен нулю.

Для простейшей муфты с z колодками (см. рис. 21.43) необходимая сила прижатия каждой колодки к ободу

$$F = \frac{10^3 T}{z R f}.$$

Массу колодки m и силу $F_{пр}$ на колодку от пружины или упругого шарнира определяют из следующих уравнений равновесия колодки:

1) при частоте вращения n

$$F - F_{ц} + F_{пр} = 0,$$

где $F_{ц} = \frac{mv^2}{r}$ — центробежная сила, действующая на колодку; v — окружная скорость центра тяжести колодки; r — расстояние от оси вращения до центра тяжести колодки;

2) при частоте вращения n_0 должно быть $F = 0$

$$-F_{ц0} + F_{пр} = 0,$$

где $F_{ц0} = \frac{mv_0^2}{r}$ — центробежная сила при n_0 .

Применяют также центробежные муфты, в которых рабочим органом служат стальные шарики или дробь, смазываемые графитом (рис. 21.44). Момент передается силами трения. Предельный момент можно регулировать заполнением муфты. Он значительно превышает момент трогания.

Муфты скольжения

Длительное скольжение во фрикционных муфтах привело бы к большому износу поверхностей трения. Поэтому в случаях необходимости длительного скольжения применяют муфты, основанные на использовании в качестве передаточного звена жидкости (гидродинамические муфты) или на использовании сил магнитного взаимодействия (электромагнитные вихревые муфты скольжения).

Муфты скольжения передают вращающий момент только при разности угловых скоростей ведущей и ведомой полумуфт.

Гидродинамическая муфта состоит из двух колес: насосного — ведущего и турбинного — ведомого.

Колеса имеют радиальные лопатки в кольцевых полостях, обращенных одна к другой. Рабочее пространство муфты на 80...90 % заполнено легким минеральным маслом.

Электромагнитные вихревые муфты имеют одну полумуфту в виде кольцевого электромагнита и вторую — в виде кольцевого магнитопровода. Муфты позволяют регулировать (понижать) скорость. Так как регулирование скорости муфтами происходит с потерей мощности, то их преимущественно применяют для машин малой мощности и машин с вентиляторной характеристикой, у которых момент возрастает пропорционально квадрату частоты вращения и при малых частотах очень мал.

Для машин значительной мощности муфты применяют для регулирования скорости в малом диапазоне частот вращения.

§ 22.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Станины несут на себе основные узлы машин, обеспечивают их правильное взаимное расположение и воспринимают основные силы, действующие в машине.

Плиты поддерживают машины и приводы машин, состоящие из отдельных агрегатов, а также вертикальные машины.

Коробки и другие корпусные детали заключают в себе или поддерживают механизмы машин.

Все детали этой группы для дальнейшего изложения удобно объединить под общим названием корпусные детали.

Корпусные детали в значительной степени определяют работоспособность машин по критериям виброустойчивости, точности работы под нагрузкой, долговечности (при наличии направляющих или других изнашиваемых поверхностей). В стационарных машинах они составляют до 70...85 % массы машин. Поэтому мероприятия по экономии материалов наиболее эффективны в части корпусных деталей.

В курсе деталей машин рассматриваются только самые общие вопросы конструирования корпусных деталей, так как эти детали весьма специфичны и разнообразны по конструкции.

Все корпусные детали укрупненно по назначению можно разделить на следующие группы (рис. 22.1): 1) станины, рамы, несущие кузова; 2) основания, фундаментные плиты; 3) корпусные детали узлов.

Корпусные детали узлов можно разделить на: а) корпуса, коробки, цилиндры;

б) стойки, кронштейны, подвески и другие неподвижные поддерживающие детали; в) столы, суппорты, ползуны и другие подвижные корпусные детали; г) кожухи и крышки.

Корпусные детали бывают: а) с двумя габаритными размерами, значительно меньшими, чем третий, — станины длинных станков, поперечины, ползуны; б) с одним габаритным размером, значительно меньшим, чем два других, — плиты, плоские столы; в) с габаритными размерами одного порядка — коробки.

Критерии работоспособности и надежности корпусных деталей: прочность, жесткость, долговечность. Прочность является основным критерием работоспособности для корпусных деталей, подверженных большим нагрузкам, главным образом ударным и переменным. Для большинства корпусных деталей весьма существенным является критерий жесткости. Повышенные упругие перемещения в корпусах обычно приводят к неправильной работе механизмов, к понижению точности работы машин, способствуют возникновению колебаний.

Долговечность по износу имеет большое значение для корпусных деталей с направляющими или цилиндрами, выполненными за одно целое, без накладок или гильз.

Ресурс основных корпусных деталей обычно больше срока службы машин по их моральному износу (старению конструкции).

Выбор материала определяется указанными выше основными критериями работоспособности и технологическими требованиями.

вается на значительное количество отливок.

Сварные корпусные детали применяют для уменьшения массы и габаритов, а в единичном и мелкосерийном производстве также для удешевления и ускорения производства.

Большие перспективы, главным образом в тяжелом машиностроении, имеют сварно-литые конструкции, так как они значительно упрощают отливки.

Большинство корпусных деталей отливают из чугуна. Это объясняется возможностями получения сложных геометрических форм; относительно невысокой стоимостью при серийном изготовлении, в котором стоимость моделей расклады-

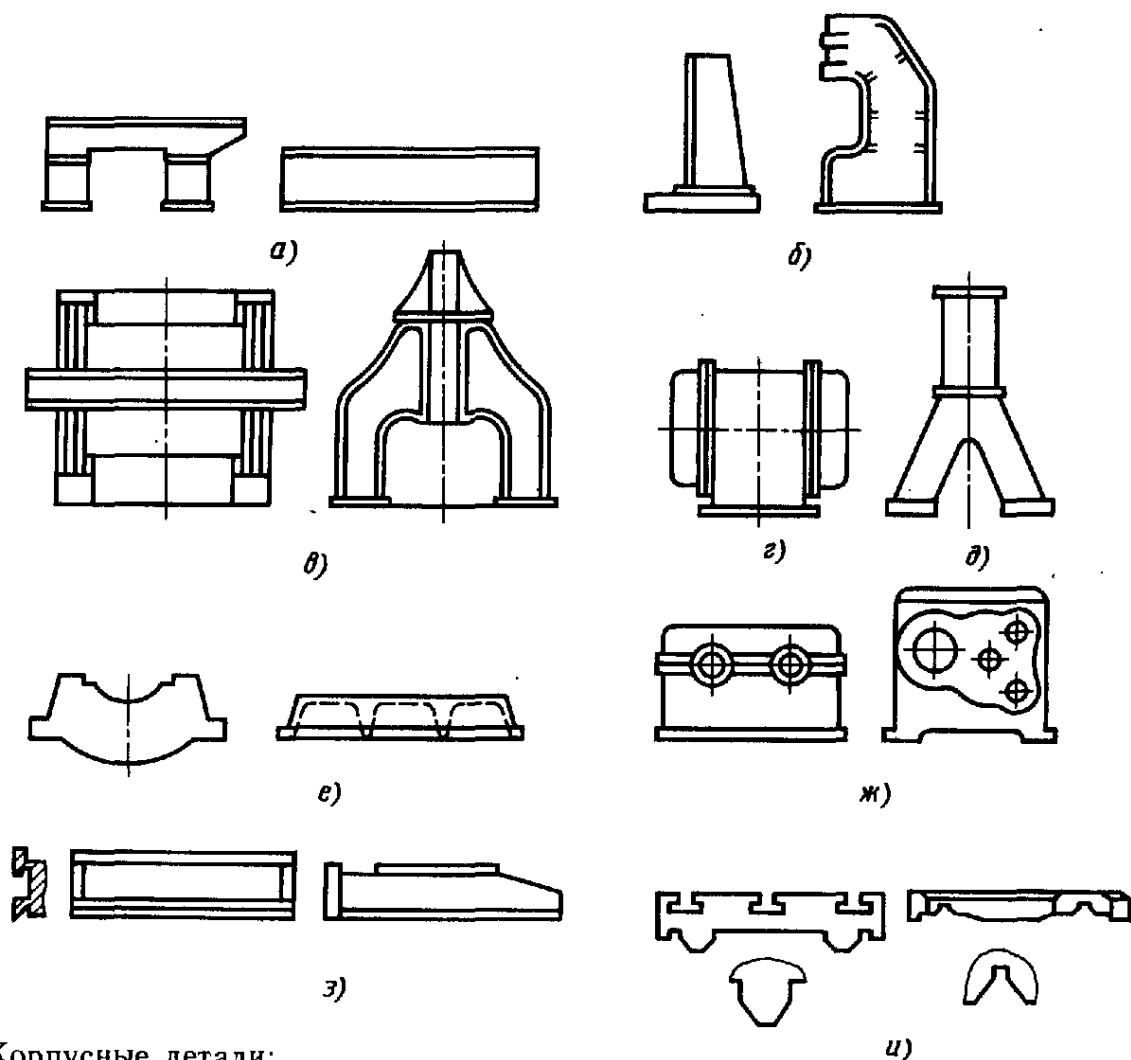


Рис. 22.1. Корпусные детали:

а — станины; *б* — стойки; *в* — порталные станины; *г* — кольцевая станина; *д* — блоки цилиндров; *е* — основания, плиты; *ж* — коробки; *з* — поперечины, ползуны; *и* — столы, салазки

Корпусные детали, которые должны иметь минимальную массу, не подвергаются существенным нагрузкам и не требуют высокой стабильности размеров, успешно изготавливают из пластмасс. К этим деталям относятся корпуса переносных и ручных машин и инструмента, приборов, крышки, кожухи и т. д.

§ 22.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ

Корпусные детали, работающие на изгиб и кручение, целесообразно выполнять тонкостенными с толщиной стенок, обычно определяемой по технологическим условиям (условиям хорошего заполнения форм жидким металлом). Детали, работающие на кручение, нужно по возможности выполнять с замкнутыми сечениями, а работающие на изгиб — с максимальным отнесением материала от нейтральной оси. При необходимости изготовления окон в стенках для использования внутреннего пространства не следует их совмещать по длине; ослабление целесообразно компенсировать отбортовками или жесткими крышками. Наиболее эффективным путем экономии материалов при изготовлении машин обычно является уменьшение толщин стенок. Уменьшением толщин стенок в k раз при сохранении постоянной жесткости и подобия контура можно уменьшить массу в $k^{2/3}$ раз. Необходимая жесткость стенок обеспечивается соответствующим ребрением.

Рекомендуемые толщины наружных стенок чугунных отливок δ выбирают в зависимости от приведенного габарита отливки N :

N , м	0,05	0,15	0,3	0,7	1,0	1,5	2	3
δ , мм	4	5	6	8	10	12	15	20

Наблюдается тенденция понижения толщин стенок отливок.

Приведенный габарит, т. е. размер коробчатой отливки кубической формы, которая из литейных условий эквивалент-

на рассматриваемой отливке, рекомендуется определять по формуле

$$N = \frac{2L + B + H}{3}$$

где L , B , H — соответственно длина, ширина и высота отливки.

Внутренние стенки и ребра охлаждаются медленнее, чем наружные, поэтому их толщины по условию одновременного остывания с наружными рекомендуют выбирать равными 0,8 толщины наружных. Высота ребер должна быть не больше их пятикратной толщины. Стенки стальных отливок по технологическим условиям выбирают на 20—40 % толще, чем чугунных. Цветные литейные сплавы допускают значительно меньшие толщины стенок, чем чугун. Толстые стенки в отливках применяют при стесненных габаритах деталей.

Стенки должны быть по возможности постоянной толщины. Если невозможно выдержать постоянную толщину стенок, необходимо предусматривать плавные переходы.

При сопряжении стенок толщиной A и a под углом, если $A/a > 1,25$, желательно, а при $A/a \geq 1,5$ обязательно выполнять клиновое утолщение тонкой стенки. Тангенс угла клина рекомендуют для чугунных отливок 0,25, а для стальных 0,2 (рис. 22.2, а).

Рекомендуется выбирать радиусы закруглений отливок из нормированного ряда и минимизировать числа радиусов в каждой отливке.

Правильность форм сопряжений может быть проверена путем вписывания в контур стенок окружностей (рис. 22.2, б).

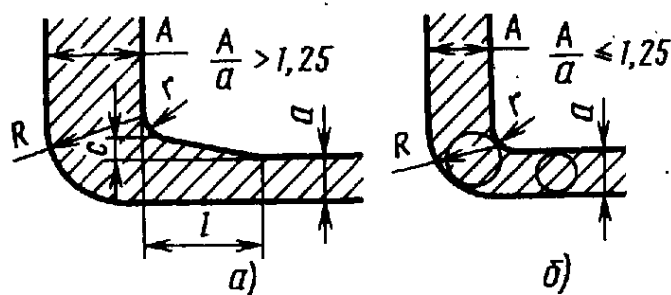


Рис. 22.2. Сопряжения стенок

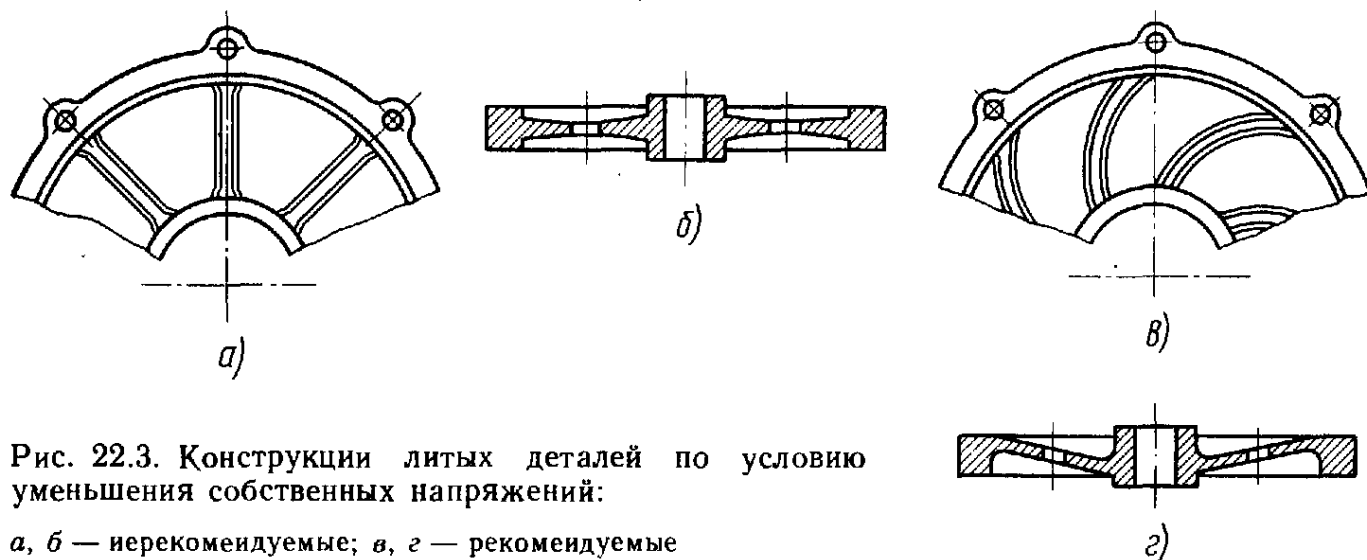


Рис. 22.3. Конструкции литых деталей по условию уменьшения собственных напряжений:

а, б — не рекомендуемые; *в, г* — рекомендуемые

Диаметры вписанных окружностей по возможности не должны различаться больше чем на 25 % (как максимум на 50 %).

В литых деталях во избежание скопления неметаллических включений и образования газовых раковин следует избегать больших плоских поверхностей, если они по условию формовки должны располагаться горизонтально (рис. 22.3, *а*); предпочтительны конструкции на рис. 22.3, *г*.

Отливки при остывании должны иметь возможность свободной усадки во избежа-

ние значительных остаточных напряжений. Поэтому ребра круглых плит больших диаметров делают изогнутыми (рис. 22.3, *в*), применяют специальную сетку ребер и т. д.

Для облегчения изготовления моделей геометрические формы элементов отливок должны быть таковы, чтобы позволять удобную обработку на станках, т. е. очерчиваться плоскостями, цилиндрическими и коническими поверхностями.

Необходимо особо заботиться о простоте формовки. Следует стремиться к тому,

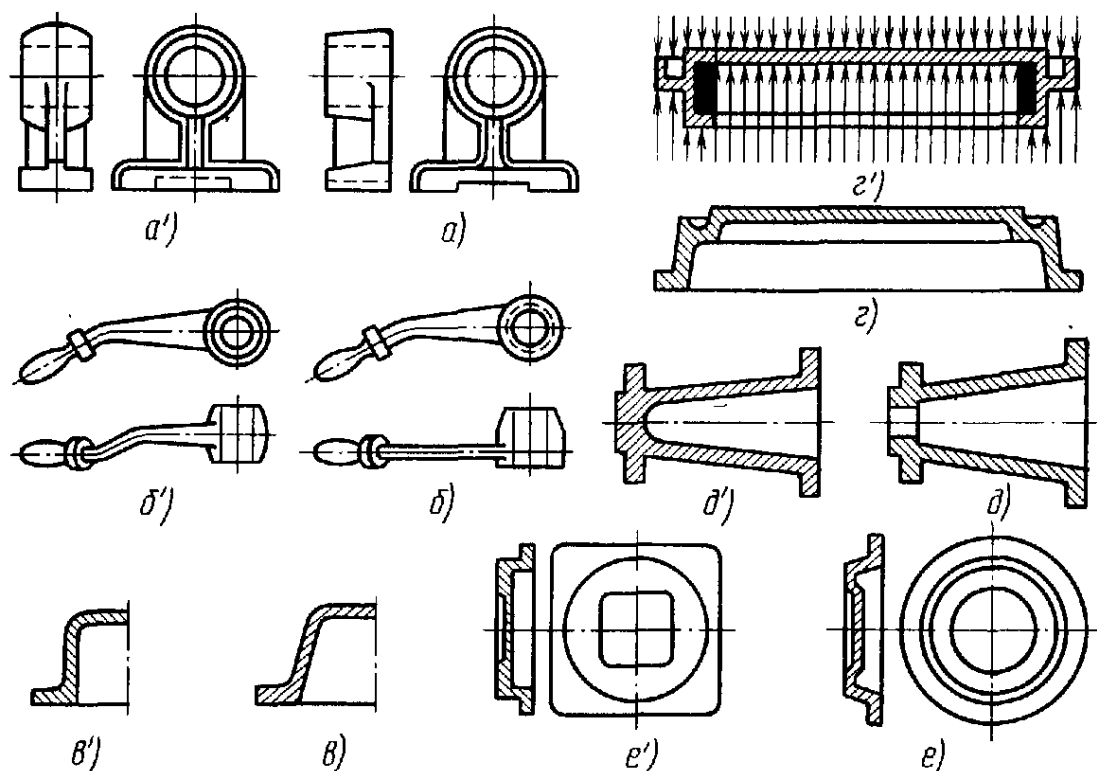


Рис. 22.4. Конструкции литых деталей по условию удобства формовки:

а', б', в', г', д', е' — конструкции более трудные для формовки; *а, б, в, г, д, е* — более легкие для формовки

чтобы формовка простых отливок была возможна в одной полуформе (рис. 22.4, а) или чтобы формовка осуществлялась с одним плоским разъемом (рис. 22.4, б). Для облегчения удаления моделей из форм желательно, чтобы боковые стенки имели небольшие конструктивные уклоны (рис. 22.4, в), иначе необходимо предусматривать литейные уклоны как на наружных, так и на внутренних поверхностях.

Следует по возможности избегать конструктивных форм деталей, требующих применения стержней и отъемных частей на моделях (рис. 22.4, г'). Возможность свободного удаления модели из формы (без применения отъемных частей и стержней) проверяют следующим образом. Воображаемый поток лучей, перпендикулярных плоскости разъема формы, не должен давать теневых участков (рис. 22.4, г). Если невозможно обойтись без стержней, следует предусматривать технологические отверстия для надежного их крепления (рис. 22.4, д), а если возможно, то унификацию стержней.

Следует предусматривать возможность формовки крупных деталей в индивидуальном производстве по шаблону (рис. 22.4, е).

§ 22.3. РАСЧЕТЫ. УСТАНОВКА СТАНИН НА ФУНДАМЕНТЫ

Корпусные детали, приближающиеся по соотношению габаритных размеров к брусам, подвергаются обычно изгибу и кручению. Детали этого типа с замкнутым контуром при действии нагрузок на перегородки (концевые или промежуточные) работают как одно целое и их рассчитывают по соответствующим формулам сопротивления материалов.

Корпус деталей этого типа при наличии окон и отсутствии перегородок искажается, что учитывают в уточненных расчетах.

Корпусные детали, относящиеся к той же группе, но состоящие из двух стенок с перпендикулярными или диагональными перегородками (типа станин токарных станков), рассчитывают как тонкостенные, статически неопределимые системы. В технических расчетах станины этого типа рассматривают как брус постоянного по длине сечения некоторой приведенной жесткости, определенной из уточненного расчета системы как статически неопределимой при одном простом виде нагружения.

Портальные станины, рамы транспортных машин рассчитывают как статически неопределимые системы.

Корпусные детали типа плит, подвергаемые обычно действию сил, перпендикулярных к основной плоскости, рассчитывают как простые или сложные пластины.

Для деталей типа столов, перемещающихся по направляющим, критерием расчета является сохранение правильного контакта в направляющих. Для плит критерием обычно является сохранение плоскостности при затяжке фундаментных болтов и приложении внешних нагрузок.

Основные расчеты коробок ведут на нагрузки, действующие перпендикулярно к стенкам, так как стенки в своей плоскости имеют высокую жесткость. Обычно можно пользоваться приближенными расчетами, основанными на экспериментах, выполняемых на моделях. Критериями расчета являются прочность и условия правильной работы механизмов.

Уточненные расчеты станин и корпусных деталей проводят методами конечных элементов.

Горизонтальные станины и плиты проектируют с учетом их совместной работы с фундаментом.

Машины, подверженные существенным динамическим нагрузкам, тяжелые машины, высокоточные машины устанавливают на индивидуальные фундаменты; остальные машины — на общем бетонном полотне цеха толщиной 200...250 мм.

Машины устанавливают на подкладках, клиньях или башмаках, притягивают болтами и подливают цементным раствором.

Прецизионные машины, для которых недопустимы вибрации, а также машины, являющиеся источником сильных вибраций в цехе, устанавливают на упругие виброизоляционные опоры или прокладки, а в особо ответственных случаях — на виброизоляционные фундаменты. Последние опирают на пружины или резиновые амортизаторы.

§ 23.1. НАПРАВЛЯЮЩИЕ СКОЛЬЖЕНИЯ

Направляющие прямолинейного движения — это опоры, обычно призматической или цилиндрической формы, которые обеспечивают прямолинейность перемещений деталей (столов, суппортов, ползунов) в заданном направлении и воспринимают действующие на них силы.

Направляющие скольжения широко применяют в машинах. Наиболее распространены следующие группы направляющих.

1. Направляющие металлорежущих станков, для которых характерны большие длины ходов, большие диапазоны скоростей (от малых скоростей подачи до значительных скоростей главного движения) и высокие требования к точности.

2. Направляющие кузнечно-прессовых машин, для которых характерны большие

осевые нагрузки (в направлении перемещений) и повышенные температуры.

3. Направляющие ползунов (крейскопфов) поршневых двигателей, для которых характерны нагрузки в одной плоскости (плоскости кривошипно-шатунного механизма), значительные скорости и в большинстве случаев повышенные температуры.

При стесненных габаритах применяют одну направляющую с замкнутым контуром (рис. 23.1, а и б): а) круглую цилиндрическую, наиболее простую в изготовлении; б) призматическую, когда на соединение действуют значительные моменты, стремящиеся его повернуть. Перемещаться может как охватываемая, так и охватывающая деталь. Круглые цилиндрические направляющие применяют также при необходимости поступательных и вращательных перемещений.

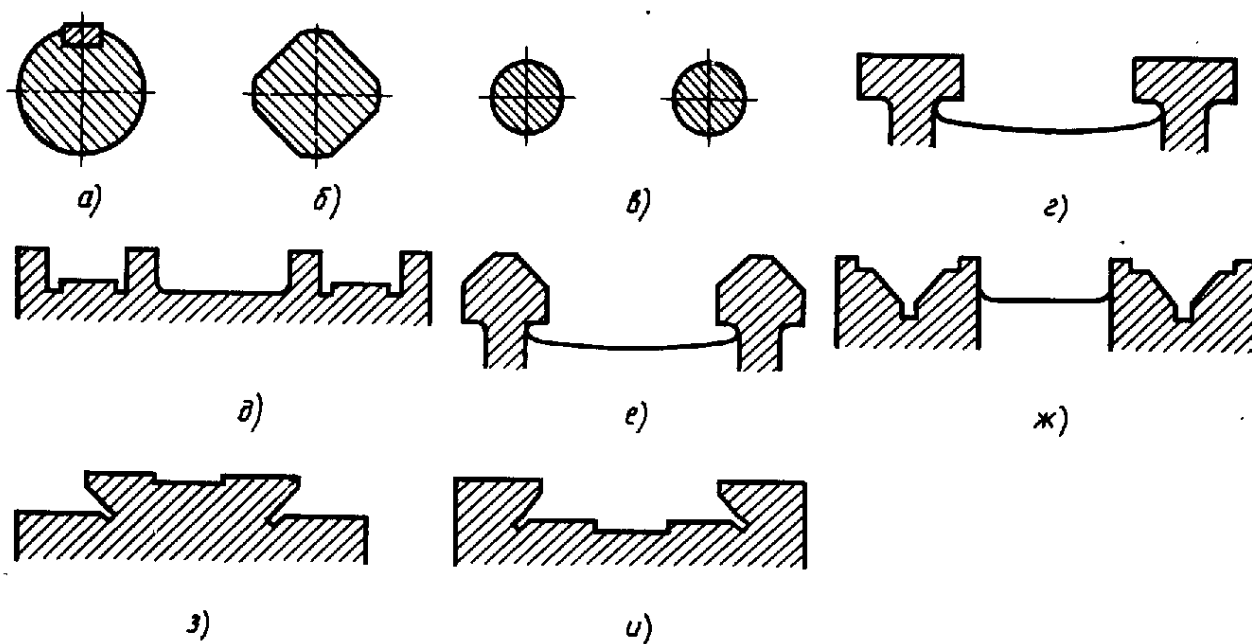


Рис. 23.1. Основные типы направляющих:

а — цилиндрическая; б — четырехгранная; в — двойная цилиндрическая; г, д — прямоугольные охватываемые и охватывающие; е, ж — треугольные охватываемые и охватывающие V-образные; з, и — по форме типа ласточкин хвост охватываемые и охватывающие

Преимущественно в машинах применяют по две направляющие (двойные, рис. 23.1, *в...и*), а в тяжелых машинах — и более сложные направляющие.

Форма направляющих связана с конструкцией станины. В машинах с колоннами (гидравлические прессы, машины для испытания материалов) применяют цилиндрические направляющие, используя для этого колонны (рис. 23.1, *в*). Число направляющих выбирают по числу колонн. Направляющие для перемещения деталей, подверженных действию больших осевых сил, по возможности располагают симметрично относительно осевой нагрузки. В общем случае нагружения тип и расположение направляющих выбирают так, чтобы давление по их поверхности распределялось более равномерно и они подвергались бы действию минимальных опрокидывающих моментов.

Направляющие станин выполняют охватывающими и охватываемыми. Охватывающие направляющие (рис. 23.1, *д, ж, и*) лучше удерживают смазочный материал (при обычном горизонтальном расположении). Применяют их при больших скоростях перемещений, а также для направления деталей с малыми размерами поперечного сечения типа ползунов. В других случаях преимущественно применяют охватываемые направляющие (рис. 23.1, *г, е, з*).

При нормальных требованиях к точности следует применять прямоугольные направляющие (рис. 23.1, *г и д*) как наиболее простые в изготовлении. Недостатком их является сложное регулирование зазоров. Когда необходима повышенная точность, применяют треугольные направляющие (рис. 23.1, *е и ж*), в которых происходит некоторое саморегулирование зазоров под действием веса салазок и нагрузок, прижимающих салазки к направляющим. При равномерном изнашивании граней перемещения в боковом направлении отсутствуют. Это очень важно для токарных и других станков, где именно эти смещения влияют на точность обработки. При ограниченных габаритах по высоте применяют

легко регулируемые направляющие с поперечным сечением типа ласточкин хвост (рис. 23.1, *з, и*).

Направляющие могут быть привертными или выполненными за одно целое со станиной. Чтобы понизить требования к материалу станин и их твердости, удешевить ремонт и увеличить срок службы, применяют привертные направляющие.

Направляющие в точных машинах и направляющие, подверженные значительному изнашиванию или действию переменной температуры, выполняют регулируемые. Регулирование обычно осуществляется: а) планками, на которые воздействуют винты (рис. 23.2, *а и б*); б) клиньями с уклоном обычно $1/50$ (рис. 23.2, *в*).

Направляющие, регулируемые тонкими планками, наиболее дешевы, но имеют низкую жесткость и резко неравномерное распределение нагрузки по длине. Направляющие, регулируемые клиньями, дороже, но в несколько раз жестче и удобнее в регулировании, поэтому их применяют в ответственных конструкциях. Наибольшую жесткость имеют направляющие, регулируемые планками, которые закрепляют после регулирования.

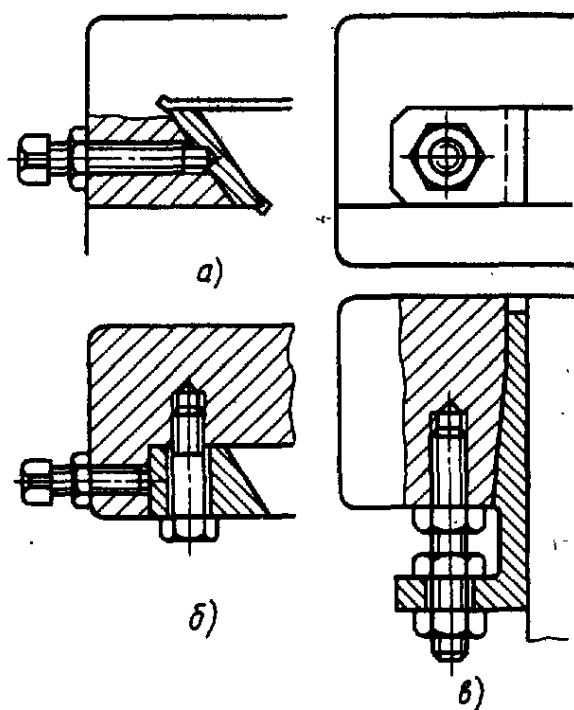


Рис. 23.2. Регулирование направляющих:

а — планками; *б, в* — клиньями

Направляющие должны иметь достаточную длину во избежание повышенного трения, перекосов и защемления. В станках отношение длины направляющих к ширине столов и салазок выбирают обычно не меньше 1,5.

Критериями работоспособности направляющих, работающих при малых скоростях, но значительных давлениях и не совершенной защите, являются сопротивление абразивному изнашиванию и схватыванию, а при больших скоростях — сопротивление схватыванию, которое преимущественно вызывается кромочными давлениями от температурных деформаций.

В соответствии с этими критериями для направляющих применяют следующие материалы:

а) незакаленный чугун НВ180 по чугуну при малых скоростях и давлениях, используемый одновременно для корпусных деталей;

б) закаленный чугун, обеспечивающий повышение износостойкости в 2 раза и более;

в) закаленные высокоуглеродистые стали ШХ15СГ, ШХ15, цементуемые легированные стали 18ХГТ и 12ХНЗА, азотируемые стали (в виде накладных пластин) по чугуну;

г) цветные сплавы: цинковый сплав ЦАМ10-5, бронзы БрАМЦ9-2 (в виде накладных пластин на направляющую меньшей длины) — в целях предотвращения заеданий, снижения трения, повышения равномерности;

д) полимерные материалы на основе фторопласта-4 с наполнителями (броизой, графитом или коксом, дисульфидом молибдена), применяемые в виде наклеиваемой на направляющую меньшей длины ленты толщиной 1,5...2 мм и характерные малым сопротивлением трению при малых скоростях и высокими антискачковыми свойствами;

е) высокотехнологичные быстротвердеющие эпоксидные компаунды — наполненные эпоксидные смолы, намазываемые

в тестообразном состоянии на одну из направляющих и формируемые по сопряженной поверхности.

Направляющие на одной из трущихся поверхностей должны иметь пологие клинообразные скосы, примыкающие к смазочным канавкам. Скосы обеспечивают образование гидродинамического давления в масляном слое.

Для направляющих, работающих при значительных скоростях, скосы совершенно необходимы. Угол скоса в них выбирают от 1:1000 до 1:2000. У направляющих с реверсивным движением скосы делают двусторонними. У направляющих, работающих при малых скоростях, скосы обычно не делают, а кромки смазочных канавок закругляют радиусами 0,5...3 мм в зависимости от ширины направляющих.

Смазочный материал ко всем ответственным направляющим подводят под давлением. Возможно применение гидростатических направляющих, аналогичных гидростатическим подшипникам. При медленных перемещениях салазок для предотвращения скачков следует применять масла с присадками: масло ВНИИ НП-401, смазку АМС-3 (в чистом виде или в виде присадки к индустриальным маслам).

Для надежной работы направляющих большое значение имеет защита их от попадания пыли, стружки, абразива. Хорошие защитные устройства могут иногда снизить интенсивность изнашивания в десятки раз.

В качестве защитных устройств применяют простые щитки, меха гармоник, перематываемые ленты.

Применяют также контактные уплотнения, удаляющие загрязняющие частицы, попавшие на направляющие. Эти уплотнения выполняют в виде скребков из маслостойкой резины или из латуни в сочетании с войлоком.

Направляющие, работающие в условиях малых скоростей скольжения, условно рассчитывают по допускаемому давлению (контактному напряжению).

Реакции на отдельных гранях направляющих определяют по условиям статики или дополнительно по условиям совместности перемещений. При значительной податливости перемещаемых деталей (салазок или ползунов) по сравнению с контактной податливостью направляющих расчет ведут, рассматривая перемещаемые детали как балки на упругом основании.

Расчет направляющих, работающих при значительных скоростях скольжения, производят исходя из условий, чтобы обеспечить жидкостное трение.

В направляющих ползунов поршневых машин (материалы баббит по стали или чугуну) средние по длине допускаемые давления до 1...1,2 МПа. В направляющих металлорежущих станков средних размеров (материалы чугун по чугуну) при малых скоростях (скоростях подачи) максимальные по длине давления равны 2,5...3 МПа, при значительных скоростях (скоростях главного движения) — до 0,8 МПа. Средние по длине давления примерно в 2 раза меньше максимальных. В направляющих тяжелых станков давления примерно в 2 раза меньше, чем в средних.

Для обеспечения точных равномерных медленных перемещений в прецизионных станках и машинах применяют гидростатические направляющие. Принцип их работы заключается в том, что на поверхность направляющих подается масло под давлением, которое разделяет поверхности и снижает сопротивление движению до ничтожных величин. Иногда ограничиваются гидравлической разгрузкой направляющих, с помощью которой можно снизить коэффициент трения в 3 раза.

В прецизионных станках и приборах применяют также аэростатические направляющие, аналогичные гидростатическим.

Существенным их достоинством является мгновенная остановка и точное фиксирование перемещаемых узлов при выключении воздуха.

§ 23.2. НАПРАВЛЯЮЩИЕ КАЧЕНИЯ

В простых направляющих качения предусматривают планки с дорожками, заполняемыми телами качения: роликами, шариками или иглами, получаемыми из подшипниковой промышленности. При перемещении деталей по этим направляющим тела качения катятся по дорожкам, совершая вращательное и циркуляционное возвратно-поступательное движение (рис. 23.3, а, б).

Основными достоинствами направляющих качения являются малые силы сопротивления движению (меньшие до 20 раз, чем в направляющих скольжения), малая их зависимость от скорости перемещения и незначительная разница между силами трения покоя и движения. В связи с этим на направляющих качения могут быть достигнуты как быстрые, так и весьма медленные равномерные перемещения и установочные перемещения высокой точности. На направляющих скольжения такие медленные перемещения и точные подводы невозможны из-за скачков, т. е. колебаний, связанных с зависимостью сил трения от скорости.

К недостаткам направляющих качения относят: большую сложность изготовления, чем направляющих скольжения, необходимость термической обработки дорожек качения до высокой твердости, повышенные требования к защите от загрязнений.

Направляющие качения применяют в машинах, если необходимо: 1) уменьшить силы сопротивления движению для перемещения деталей вручную и для перемещения тяжелых деталей; 2) медленно равномерно перемещать или точно устанавливать детали; 3) перемещать детали с высокой скоростью.

По форме тел качения направляющие разделяют на: 1) шариковые, применяемые при малых нагрузках; 2) роликовые, применяемые при средних и значительных нагрузках; 3) игольчатые, применяемые при ограниченных по высоте габаритах и

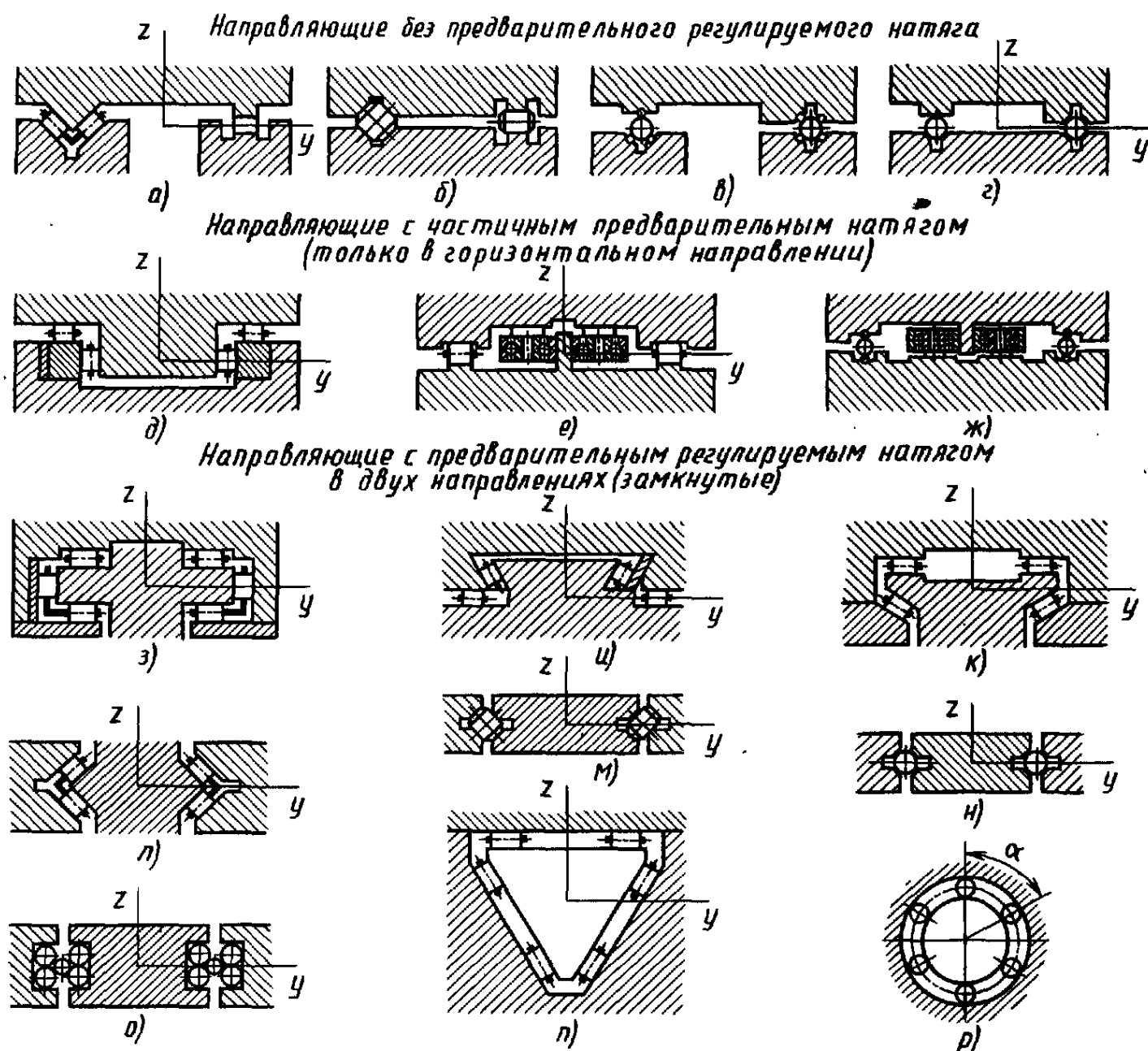


Рис. 23.3. Направляющие качения

средних нагрузках; 4) роликовые на осях, применяемые при малых нагрузках, больших ходах и нестесненных габаритах (обычно в качестве вспомогательных).

По направлению воспринимаемых нагрузок направляющие разделяют на: разомкнутые плоские и угловые (точнее с силовым замыканием) (рис. 23.3, а...г), замкнутые в одной плоскости (рис. 23.3, д, е, ж), замкнутые в двух плоскостях (рис. 23.3, з...п), цилиндрические (рис. 23.3, р).

Несущая способность в роликовых направляющих в 20...30 раз больше, чем шариковых (с плоскими гранями), имеющих те же габаритные размеры, жесткость больше в 2,5...3,5 раза. Отношение длины

к диаметру роликов для стальных направляющих выбирают равным 1,5...2.

При перемещении деталей по направляющим качения со скоростью v движение тел качения сводится к поступательному перемещению со скоростью $0,5v$ и к вращению вокруг собственной оси с окружной скоростью $0,5v$. В этом легко убедиться, рассматривая движение тел качения как вращение вокруг центров их мгновенного вращения в точках контакта с неподвижной направляющей. Таким образом тела качения выкатываются из направляющих. Поэтому если подвижная и неподвижная направляющие при малых ходах имеют одинаковую длину, то длина сепаратора с телами качения должна быть

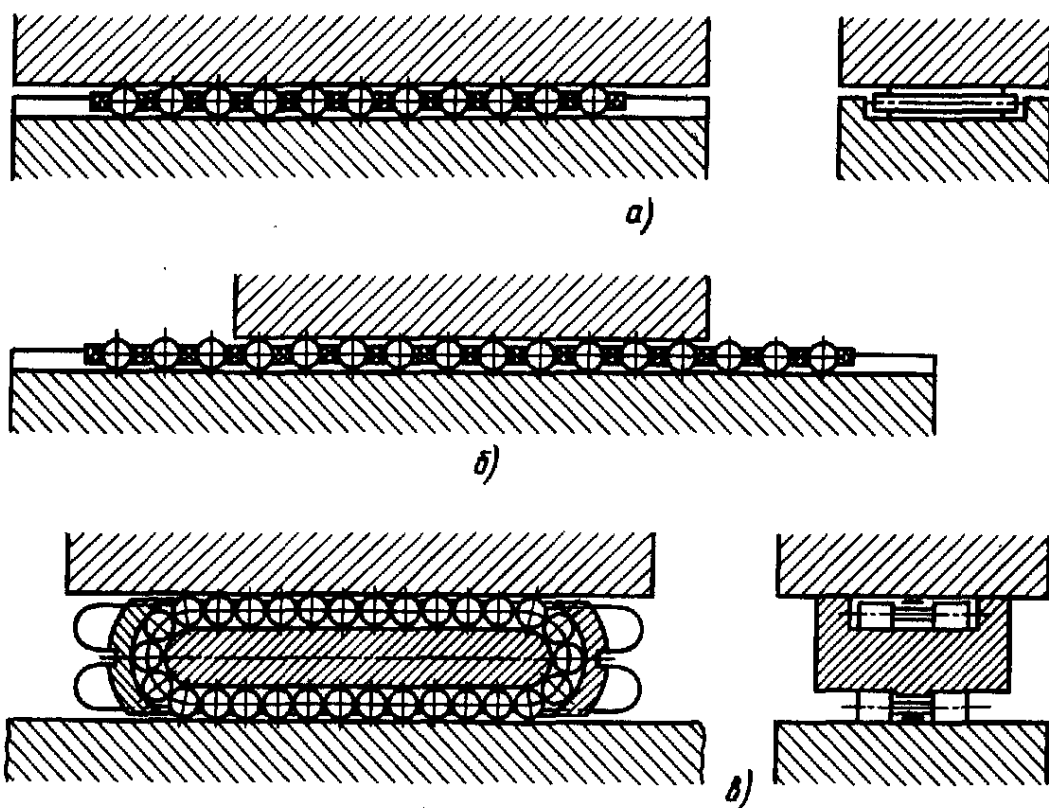


Рис. 23.4. Схемы работы направляющих качения

меньше (рис. 23.4, а). Во избежание свешивания каретки длина сепаратора должна быть больше длины направляющей каретки (рис. 23.4, б).

Сепарирование тел качения при малых по сравнению с длиной кареток хода осуществляется простейшими сепараторами в форме планок с гнездами для тел качения.

Если длина направляющих значительная, то вместо сепаратора между рабочими телами качения часто помещают тела качения несколько меньшего диаметра, которые заменяют трение скольжения между рабочими телами трением качения. Чтобы облегчить сборку и отличить рабочие тела качения от промежуточных, иногда последние подвергают воронению.

При необходимости больших ходов или длинных кареток тела качения движутся по замкнутому контуру, благодаря чему вместо вышедших из контакта тел качения входят другие. В этом случае основное применение получают роликовые опоры — самостоятельные опорные узлы с замкнутым движением тел качения (см. рис. 23.4, а).

Роликовые опоры с циркуляцией роликов по замкнутой траектории (см.

рис. 23.4, в) состоят из корпуса, вокруг которого обкатываются ролики, комплекта роликов и обойм, удерживающих ролики от выпадания. Роликовые опоры изготовляют в централизованном порядке, как подшипники качения, с указанием предельно допустимой статической нагрузки и нагрузки при некотором базовом пути или базовом числе циклов.

Направляющие качения всех типов, подверженные давлению переменного знака, как и направляющие скольжения, выполняются замкнутыми.

Направляющие при необходимости повышенной жесткости выполняют с предварительным натягом. По аналогии с направляющими скольжения регулирование зазора и натяга в них достигается планками или клиньями, поджимаемыми винтами.

Получает распространение применяемая в угловых направляющих специальная крестовая роликовая цепь (см. рис. 23.3, м). Диаметр роликов немного больше высоты. Их ставят так, что ось одного перпендикулярна оси другого, т. е. одна направляющая работает как две плоские, воспринимающие нагрузки в двух взаимно перпендикулярных плоскостях и имеющие удвоенный шаг роликов.

Направляющие в виде роликов на осях выполняют обычно с эксцентриковыми осями, регулирование зазоров осуществляется поворотом осей. При малых нагрузках используют шарикоподшипники. При существенных нагрузках необходимо надевать обод на наружное кольцо подшипника, так как кольца подшипников не рассчитаны на восприятие сосредоточенных внешних сил. Направляющие ролики на осях иногда применяют для разгрузки направляющих скольжения. В этих случаях они обычно поджимаются к сопряжениям направляющими пружинами.

Материалы тел качения — хромистые шарикоподшипниковые стали типа ШХ15 (подробно см. § 17.2). Оптимальные материалы направляющих — закаленная до высокой твердости (58...63 HRC₂) сталь ШХ15, хромистые и другие легированные стали, цементованные на достаточную глубину. Иногда стальные закаленные планки или стержни завальцовывают в материал направляющих. При малых нагрузках, а также в случаях, когда имеются технологические трудности закалки направляющих, допустимо применять чугунные роликовые направляющие. Однако несущая способность их во много раз меньше, чем стальных закаленных.

Разноразмерность тел качения не должна превышать 1...2 мкм в зависимости от точности направления. Непрямолинейность направляющих не должна быть выше 0,008...0,01 мм на 1 м.

Направляющие качения, работающие с малыми общими числами циклов нагружений (обычно малой частотой ходов), рассчитывают на статическую контактную прочность.

Допустимая нагрузка (Н) в роликовых направляющих на наиболее нагруженный ролик

$$F_p = K_p d l \zeta_p,$$

в шариковых направляющих на наиболее нагруженный шарик

$$F_{ш} = K_{ш} d^2 \zeta_{ш},$$

где d — диаметр ролика и шарика; l — длина ролика, мм; K_p и $K_{ш}$ — условное допускаемое напряжение, МПа, соответственно отнесенное к проекции осевого сечения ролика и к квадрату диаметра шарика; ζ_p и $\zeta_{ш}$ — коэффициенты, учитывающие твердость направляющих.

Условное допускаемое напряжение (МПа) K_p и $K_{ш}$:

Направляющие	Сталь 50HRC ₂	Чугун 200HB
Роликовые с короткими роликами . . .	20	2
Типа таикеток . . .	40	—
Шариковые . . .	0,5	0,2

Направляющие с многими телами качения особо чувствительны к погрешностям изготовления и упругим деформациям кареток. При пониженной точности условное допускаемое напряжение K_p в них снижают на 30 или 40 %, а при весьма высокой точности повышают в 1,5 раза; для направляющих с длинными роликами K_p на 25 % ниже, чем для коротких. Направляющие с роликоопорами (танкетками) менее чувствительны к неточностям.

Коэффициенты влияния твердости направляющих роликовых и шариковых:

стальных HRC ₂	50	55
ζ_p и $\zeta_{ш}$	0,52	0,70
роликовых чугунных HB . .	170...180	200...210
ζ_p и $\zeta_{ш}$	0,75	1
стальных HRC ₂	57	60
ζ_p и $\zeta_{ш}$	0,80	1,0
роликовых чугунных HB . .	230	
ζ_p и $\zeta_{ш}$	1,2	

Направляющие с большим общим числом нагружений N_{Σ} и соответственно с большим общим путем S_{Σ} рассчитывают на сопротивление усталости по аналогии с расчетами подшипников качения.

Допустимая нагрузка F на наиболее нагруженный ролик или шарик по критерию выносливости принимается равной допустимой нагрузке на него $F_{баз}$ при базовом числе циклов нагружений $N_{баз}$ или при базовом пути $S_{баз}$, умноженной

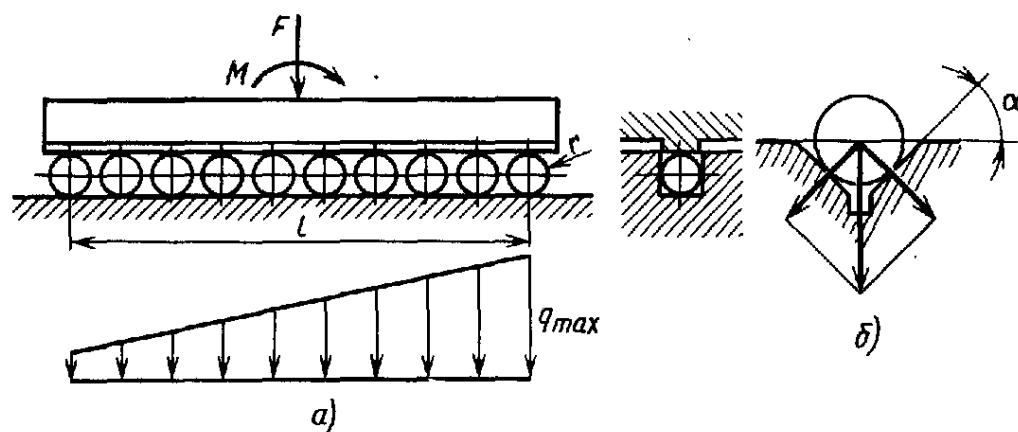


Рис. 23.5. Расчетная схема направляющих качения

на коэффициент $k_{баз} = \sqrt[3]{N_{баз}/N_{\Sigma}}$ или $k_{баз} = \sqrt[3]{S_{баз}/S_{\Sigma}}$, где q — показатель степени кривой усталости для роликовых подшипников, равный 10/3, а для шариковых 3.

Основное применение этот расчет имеет для направляющих с роликовыми опорами (танкетками), для которых $F_{баз} = \sigma_{баз} dlz$, где $\sigma_{баз}$ при твердости направляющих 60HRC, можно оценивать 45 МПа, z — число роликов в одной опоре.

S_q , км	100	150	200	250	500	2000	1500	2500	5000
$k_S = \sqrt[3]{S_{баз}/S_{\Sigma}}$	1,3	1,2	1,05	1	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4

В направляющих с предварительным натягом расчетная нагрузка складывается из внешней нагрузки и предварительного натяга.

Расчетная сила F_1 на один ролик или шарик при жестких и точно изготовленных направляющих и силе F , приложенной в середине направляющих,

$$F_1 = F/z,$$

где F — составляющая нагрузки, нормальная к поверхности грани направляющей и приходящаяся на рассчитываемый ряд тел качения (рис. 23.5), z — число тел качения в ряду.

Если сила приложена не в середине длины направляющей, то ее сводят к равнодействующей F и моменту M .

Для упрощения расчетов задачу можно рассматривать как линейную. Тогда наибольшую условную погонную нагрузку на направляющие удобно определить

по формуле для неравномерного сжатия (рис. 23.5, а):

$$q_{\max} = F/l + 6M/l^2,$$

где l — длина направляющих.

Очевидно, что расчетная сила на наиболее нагруженный шарик или ролик

$$F = q_{\max} P,$$

где P — шаг расположения тел качения.

Если перемещаемые по направляющим детали, например ползуны, нельзя рассматривать как жесткие, то q_{\max} определяют из расчета их как балок на упругом основании.

При расчете V-образных направляющих с углом α (рис. 23.5, б), если под Q и M понимать силу и момент в вертикальной плоскости, то при симметричной нагрузке и жестких салазках $F_1 = Q/2z \cos \alpha$, а в общем случае податливых салазок $F_1 = q_{\max} t/2 \cos \alpha$. Сопротивление движению одной грани направляющих

$$F_t = F_{t0} + \frac{f_k}{r} F,$$

где F_{t0} — начальная сила трения (для роликовых направляющих с штампованным сепаратором средних станков 4Н на каждую грань); f_k — коэффициент трения качения (принимают для стальных направляющих 0,01 мм и для чугунных 0,025); r — радиус тел качения, мм; F — сила на грань направляющих.

I. ИСПЫТАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Общие сведения. Испытания машин а следовательно, их узлов и деталей — мощное средство технического прогресса в машиностроении.

Знания в области физики твердого тела не позволяют теоретически рассчитывать прочность, не пользуясь экспериментальными характеристиками материалов. Современные детали машин, как правило, сложны по форме и не всегда подходят под определение бруса, пластинки или оболочки, расчеты для которых достаточно точно можно выполнить, применяя методы сопротивления материалов. Детали подвергаются сложным переменным и, как правило, нестационарным напряженным состояниям, работают в коррозионной среде и т.д.

Гидродинамическая теория смазки описывает идеализированные модели подшипников скольжения. Теория износа еще не позволяет оценивать долговечность деталей с необходимой точностью с учетом реальных условий эксплуатации.

Теоретические расчеты деталей машин, представляющие собой распространение на натурные детали результатов испытаний на образцах, являются недостаточными, поэтому все большее значение получают испытания натуральных деталей.

Испытания особо важны для обеспечения надежности машин. Эксплуатационные наблюдения надежности и долговечности машин оказываются статистически достоверными только через длительные сроки эксплуатации.

Объем испытаний зависит от ответственности и назначения машины, ее напря-

женности, новизны и объема выпуска. При всех испытаниях должна оцениваться их точность и обеспечиваться необходимая достоверность результатов.

В соответствии с основными критериями работоспособности и надежности деталей машин их испытывают на точность, потери на трение, прочность, жесткость, теплостойкость, износостойкость и виброустойчивость.

Испытания деталей проводят: 1) на экспериментальных установках, позволяющих испытывать относительно дешевые образцы, форсировать режимы и проводить точные измерения; 2) в натуральных узлах и машинах, позволяющих выполнять испытания в условиях, близких к эксплуатационным.

Основное распространение и значение имеют испытания на экспериментальных установках. В натуральных машинах удобно проводить испытания без разрушения по критериям: точности, жесткости, виброустойчивости.

Испытания делятся на кратковременные, при которых фиксируется состояние объекта в данный момент, и длительные, в процессе которых контролируется изменение состояния во времени. Кратковременные испытания требуют времени для достижения установившегося температурного состояния и собственно для проведения измерений. К этим испытаниям относят испытания по критериям: начальной точности, прочности при единичных нагружениях, жесткости, виброустойчивости. К длительным испытаниям относят испытания: на усталость, изнашивание, коррозию. Эти испытания проводят до

разрушения или истощения значительной части ресурса.

Для испытания деталей машин по показателям, имеющим существенное рассеяние, в частности на ресурс, необходимо пользоваться статистическими методами. Выборка, т.е. количество изделий, подлежащих испытанию, должна быть достаточно представительной. Она зависит от объема выпуска, стоимостей изделия и его испытания, рассеяния показателей и др.

Испытания на надежность и испытания по всем критериям, связанным с накоплением повреждений, требуют длительного времени. Считается, что решение первоочередной задачи техники — обеспечение необходимой надежности оборудования затрудняется невозможностью достаточно быстрой оценки надежности. Поэтому проблема ускоренных испытаний является весьма актуальной.

Ускорение испытаний достигается следующими основными путями (или их сочетаниями): обеспечением непрерывности испытаний; повышением частоты нагружений или скорости; увеличением нагрузок или исключением их из спектра нагрузок, не влияющих или слабо влияющих на долговечность; форсированием воздействия окружающей среды (загрязнений, коррозии и т.д.); повышением точности измерений; использованием статистических методов обработки результатов с использованием исследованных ранее закономерностей; применением научного планирования экспериментов.

При ускорении испытаний характер выхода деталей из строя должен обязательно сохраняться таким же, как и в эксплуатации. Это условие является обязательным при установлении возможного форсирования режимов. Ускоренные испытания особенно удобны как сравнительные и для проверки стабильности качества продукции.

При полных испытаниях на долговечность доводят до отказа все изделия партии и получают кривую распределения ре-

сурса. Применяют также сокращенные испытания до отказа $(100 - \gamma) \%$ изделий партии, где γ — процент изделий, для которых гарантирован ресурс, или до отказа числа изделий, достаточного, чтобы сделать заключение о качестве партии.

Испытания на крупных деталях оказываются дорогими, требующими больших лабораторных площадей. Поэтому значительную часть испытаний проводят на образцах уменьшенных размеров. Для перехода к натурным деталям используют теорию подобия, а также проводят специальные исследования для установления влияния масштабиного фактора.

Общим принципом, который при возможности следует реализовать в экспериментальных машинах для длительных испытаний, является **внутреннее нагружение**. При испытании передач, редукторов, коробок скоростей, из них составляют кинематически замкнутый контур, т.е. две передачи на двух валах. Контур подвергается внутреннему нагружению путем деформирования упругого элемента (обычно закручивания торсионного валика) или гидравлическим путем (реже пневматическим). Метод замкнутого контура в последнее время успешно распространен на бесступенчатые передачи, работающие со скольжением. Нагрузку регулируют, принудительно изменяя скольжение путем варьирования передаточного отношения одной из передач, входящих в контур.

При испытаниях муфт полумуфты устанавливают на полые валы, сквозь которые пропускают торсионный вал, замыкающий контур. При испытаниях передач винт-гайка применяют по две гайки, нагруженные силой сжатия пружины между ними. При испытаниях подшипников нагрузку можно создать в виде силы распора между ними.

Испытания при внутреннем нагружении (с применением внутреннего контура) имеют следующие достоинства:

мощность привода расходуется только на преодоление сил трения, т.е. можно

испытывать детали мощных машин на экспериментальных машинах с малой мощностью двигателей и малой затратой энергии;

потери на трение можно измерять с высокой точностью.

Экспериментально определять параметры объекта исследования можно непосредственным измерением (например, размеров) и приведением системы в равновесное состояние (например, взвешиванием на обычных весах, электрическим измерением с помощью мостика Уитстона). Экспериментальное определение воздействий на объект исследования может также проводиться по результатам воздействий на объект (например, определение сил по упругим деформациям объекта).

Испытания при повышенных и пониженных температурах проводят с подогревом или охлаждением испытуемых деталей в специальных камерах, для которых в машине должно быть предусмотрено место. Подогрев осуществляется электрическим током, охлаждение же — парами азота, поступающего из сосуда Дьюара, причем для задания и поддержания температуры используется автоматический регулятор температуры.

Методы измерения параметров при испытаниях деталей машин можно разделить на механические, пневматические, оптические и электрические.

Для измерения постоянных или медленно меняющихся параметров преимущественно используют более простые методы — механические или оптические. Пневматические методы применяют как бесконтактные. Для измерения быстроменяющихся параметров, а также для автоматического контроля размеров преимущественно применяют электрические методы, достоинства которых являются малая инерционность, малое влияние на объект измерения благодаря малым массам и размерам датчиков, дистанционность, удобная регистрация результатов с

помощью осциллографов и др. приборов, легкость автоматизации и т.п. Электрические дифференцирующие и интегрирующие устройства позволяют по замеренным перемещениям регистрировать скорости и ускорения, или наоборот.

Невозможность полного воспроизведения при испытаниях действительных условий эксплуатации машин, а также высокая стоимость испытания дорогостоящих изделий заставляют обращать внимание на эксплуатационные наблюдения. Наблюдения должны проводиться потребителями и изготовителями совместно и фиксировать серьезные отказы, сроки службы деталей, снижение показателей работы.

Среди испытаний деталей машин особое место занимают учебные лабораторные испытания. К ним предъявляются следующие требования: иллюстративность основных положений теории; наглядность результатов; кратковременность, определяемая необходимостью уложить каждое испытание в одно занятие; малые габариты экспериментальных установок; дешевые образцы.

Измерения отдельных параметров. При испытаниях деталей машин по большинству критериев приходится измерять: перемещения и деформации (упругие и пластические, линейный износ, толщины масляных слоев, амплитуды колебаний, точные делительные перемещения); скорости вращательных и поступательных движений; силы и крутящие моменты.

Перемещения измеряют стандартными приборами: индикаторами часового типа, миниметрами, микрометрами, микрокатетами.

Упругие и пластические перемещения на заданной базе измеряют тензотрами. Как и все средства измерения перемещений и деформаций, тензотметры делятся на механические, оптические, пневматические, акустические (струнные) и электрические.

При испытаниях деталей машин широко применяют электрические методы измерения перемещений и соответственно элект-

рические тензометры: индуктивные датчики, состоящие из сердечника, якоря и катушки индуктивности; емкостные датчики, состоящие из двух изолированных пластинок (конденсаторы), проводочных, фольговых, полупроводниковых тензорезисторов с чувствительным элементом в форме решетки из тонкой проволоки или фольги, или в виде монокристалла кремния, германия или другого полупроводника.

Тензорезисторы удобно встраиваются в тензометры, вибрографы и другие приборы.

В частности для измерения смещений вращающихся валов удобны также пневматические датчики. В последнее время для точных измерений больших перемещений успешно применяют лазерную технику.

Мощным средством изучения перемещений является голографическая интерферометрия. Исследуемая деталь экспонируется на голографическую пластинку до и после деформирования или других перемещений. При этом на отпечатке получают перемещения в каждой точке поверхности.

Постоянные угловые скорости измеряют при разовых эксплуатационных испытаниях преимущественно счетчиками частот вращения и центробежными тахометрами. Для более точного измерения угловой скорости и особенно скольжения (например, в ременной передаче) применяется стробоскопический метод. По удобству использования он уступает электрическим. Для переменных угловых скоростей используют измерения с помощью электрических генераторов (униполярных машин или коллекторных генераторов).

В связи с повышением частот вращения машин широко применяют бесконтактные (индукционные и фотоэлектрические) датчики частот вращения. Сигналы подаются на частотомеры или на суммирующие электромеханические счетчики. При исследовании скольжения удобно применять частотохронометры, производящие срав-

нение частот импульсов от двух источников.

Скорость линейных перемещений измеряют: а) предварительным преобразованием ее в угловую и применением одного из указанных выше способов; б) непосредственно. Из непосредственных методов измерения скорости наиболее распространен индукционный метод, основанный на индуцировании ЭДС в катушке, пересекающей магнитные силовые линии.

Применяют следующие виды измерения нагрузок:

измерение сил, искусственно создаваемых при испытаниях;

определение статических сил; начальной затяжки, например, в резьбовых соединениях, ременных передачах, подшипниках качения; сил трения и т. д.;

определение динамических нагрузок, связанных с работой деталей машин, например сил удара в зубчатых, цепных и других передачах;

определение динамических нагрузок, связанных с работой машин в целом;

установление распределения нагрузок в эксплуатации.

Силы, действующие на детали машин, в большинстве случаев измеряют через упругие деформации или перемещения. Это оказывается удобным, так как упругие деформации и перемещения пропорциональны по закону Гука силам, их вызывающим. Способ уравнивания применяют для измерения моментов, например в балансирных двигателях.

С и л ы и з м е р я ю т:

универсальными или специальными динамометрами в виде отдельных устройств;

по упругим перемещениям натуральных деталей (в частности, при динамических испытаниях).

В динамометрах для статических нагружений используют простейшую упругую систему (пружину) в виде кольца, ломаной П-образной балки или рамы. Упругая система не должна иметь стыков, так как они вносят нелинейность и гистерезис. Нежелательны также сварные швы.

Измерение нагрузок, в частности крутящих моментов, возможно магнитоупругими датчиками, принцип работы которых основан на изменении магнитной проницаемости ферромагнитных материалов под действием напряжений.

Переменные силы измеряют пьезоэлектрическими датчиками. Они имеют малые габариты и удобно встраиваются; их широко применяют для измерения переменных нагрузок и вибраций, но с их помощью нельзя измерить статическую составляющую нагрузки вследствие быстрого стекания заряда.

Интерес представляют исследования законов распределения нагрузок в эксплуатации. В качестве датчиков обычно используют тензорезисторы. Применяют запись на магнитную пленку и ленту осциллографа и непосредственную статистическую обработку результатов. Запись на ленту осциллографа уместна для кратковременных, повторяющихся процессов. Для статистической обработки результатов применяют анализаторы.

Для оценки прочности при нестационарном нагружении применяют схематизацию. Наиболее точным методом схематизации считают метод полных циклов.

Исследование точности деталей. Точность изучают в курсе "Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения".

Точность деталей проверяют универсальными инструментами и приборами для измерения длин, углов, некруглости, шероховатости поверхности и приборами для измерений отдельных деталей — зубчатых колес, резьбы, подшипников качения. К сложным проверкам относят проверку прямолинейности и плоскостности, а также точности кинематических цепей.

Изучение потерь на трение. Изучение потерь для их последующего уменьшения важно как для экономии энергии, так и для уменьшения нагрева и износа машины. Кроме того, потери на трение могут быть использованы как показатель качества

сборки. При простейших испытаниях ограничиваются определением потерь холостого хода; в остальных случаях дополнительно измеряют потери под нагрузкой и строят кривую зависимости КПД от нагрузки.

Подводимый к испытываемому узлу или детали момент обычно измеряют с помощью балансирного двигателя — электродвигателя, у которого статор выполнен качающимся на подшипниках качения. Момент на статоре, равный моменту на роторе, легко измерить, уравновесив статор грузами или динамометром.

Потери под нагрузкой и КПД определяют по разности моментов на входе и выходе, величины которых могут быть близки, и поэтому должны измеряться с большой точностью.

Момент на выходе при испытаниях обычно создается и измеряется механическим, гидравлическим или электрическим тормозом. Механические тормоза обычно применяют ленточно-колодочного типа (тормозы Прони). Регулируют тормозной момент изменением натяжения ленты. Механические тормоза выходят из употребления.

Гидравлические тормоза гидродинамического действия обеспечивают устойчивую работу и достаточно долговечны, но воспринимают момент, пропорциональный квадрату частоты вращения, и потому при небольших частотах вращения — воспринимают малые моменты.

Из электрических тормозов следует рекомендовать порошковые электромагнитные тормоза, являющиеся наиболее удобными; в них рабочей средой служит железный порошок, который под действием магнитного потока оказывает сопротивление сдвигу тем большее, чем он сильнее намагничен. Порошковые тормоза обладают стабильностью и точностью управления моментом, малой зависимостью момента от скорости, большой долговечностью, малыми габаритами.

ЭНИМСом разработаны конструкции порошковых тормозов шести типоразме-

ров для наибольших моментов, Н·м: 25; 60; 400; 1000; 2500. Момент измеряется механическим динамометром со стрелочным индикатором.

Для повышения точности измерений широко применяется замкнутый способ испытаний, при котором мощность привода расходуется только на преодоление трения и может быть заменена с достаточной точностью. Обычно измеряемый момент включает момент трения вспомогательных опор.

При малых скоростях скольжения наилучшие результаты дает применение гидростатических опор, в которых коэффициент трения удавалось свести до 10^{-6} .

Исследования прочности. Комплекс экспериментальных исследований прочности деталей машин состоит в исследовании: напряженного состояния;

собственно прочности — статической, циклической, ударной, при высоких и низких температурах, в условиях коррозии, ползучести, исследований прочности сцепления и т. д.

Исследования проводят в следующих направлениях: проверки и уточнения расчетов, установления механических характеристик материалов, подбора оптимальных материалов и методов упрочнений, оптимизации конструктивных параметров, обеспечения прочности конкретных конструкций.

Экспериментальные исследования напряженного состояния производят на простых моделях, применение которых основано на аналогиях, и на натурных деталях. Исследуют поля напряжений и напряжения в отдельных точках.

Из экспериментальных методов исследования полей напряжений на моделях наиболее распространен поляризационно-оптический метод, основанный на интерференции поляризованного света, прошедшего модель из прозрачного, оптически чувствительного материала.

Поляризационно-оптические установки делают очень компактными с проектиро-

ванием на отдельно расположенный экран. Поляризационно-оптический метод в основном применяют на плоских моделях. Однако в настоящее время его успешно распространяют на пространственные модели.

Весьма нерспективно исследование полей напряжений с помощью оптически чувствительных покрытий, выполненных в виде приклеиваемых пластинок толщиной 1 ... 3 мм или тонких покрытий, которые наносят в жидком виде и потом полимеризуют. Поляризационно-оптический метод используют для исследования напряжений: за пределами упругости, температурных, при динамических воздействиях.

Для исследования напряженных состояний при больших деформациях — упругих (например, на резиновых образцах) и пластических (на металлических образцах) — применяют метод делительных сеток. Сетки наносят фотоспособом или накаткой. По фотоизменению сетки оценивают деформированное и напряженное состояние. К методу сеток примыкает метод реплик, при котором сетки наносят царапанием и получают их отпечатки (реплики) на пластическом материале до и после нагружения.

Для исследования напряженного состояния на деталях плавных форм, в частности листовых, применяют метод полос муара. Он основан на оптическом совмещении мелкой сетки (растра) на деформированной детали с недеформированным растром и получением в результате полос муара.

Определение упругих деформаций в металлах с кристаллической структурой возможно рентгеновскими методами.

Предварительное определение зон наибольших напряжений и направлений главных напряжений в сложных деталях удобно производить методом хрупких покрытий. При предельных значениях деформаций в покрытии возникают трещины.

Как известно, распределение напряжений подчиняется уравнениям теории упругости, аналогичным уравнениям гидроди-

намики, электродинамики и др. Поэтому для изучения или демонстрации распределения напряжений иногда используют модели, основанные на гидродинамической, электродинамической, а также мембранной и других аналогиях.

Измерение деформаций для последующего определения напряжений по точкам производят тензомерами и тензорезисторными датчиками.

Испытания на прочность производят на образцах и натурных деталях, в последнее время в условиях, приближающихся к условиям работы натурных деталей. Это испытания на крупных моделях или на натурных деталях; испытания при программном нагружении, воспроизводящем действительный закон изменения нагрузок в эксплуатации. Программа задается кулачковыми механизмами, командоаппаратами, записью на перфокартах, магнитных лентах.

Актуально ускорение усталостных испытаний. Оно возможно повышением частоты, повышением напряжений и исключением тех напряжений в спектре, которые практически не сказываются на процессе усталости. За последние 30 лет скорости машин для испытаний на усталость повысились с 300 до 50000 циклов в минуту, кроме того, имеются уникальные пульсаторы резонансного типа для малых образцов с частотой свыше 50000 Гц. Современные высокочастотные пульсаторы сокращают время испытаний отдельных деталей, например лопаток турбомашин, до десятков минут. Частота нагружений при отсутствии пластических деформаций и повышенного внутреннего трения обычно мало влияет на предел выносливости. Возможно внесение поправок на основе литературных данных или экспериментов. Проведение испытаний при повышенных напряжениях уместно для изделий, у которых зависимость наработки от напряжений (в частности, при контактных нагружениях) стабильна и достаточно хорошо изучена. Форсирование нагрузки применяют для узлов, в частности для выявления слабых

звеньев. Исключение из программы испытаний напряжений меньше 0,6—0,7 предела выносливости, не сказывающихся на процессе усталости, дает многократное ускорение испытаний.

Ускоренное определение пределов выносливости деталей возможно в процессе испытания при ступенчато-возрастающей нагрузке (в частности, по методу Локати).

Для анализа характера изломов и природы разрушения применяют сканирующие электронные микроскопы.

Исследования жесткости. Испытанию на жесткость в машиностроении подвергают детали, узлы и машины в целом. Определяется жесткость, как отношение силы к перемещению в точках и направлениях, наиболее влияющих на работоспособность узла или машины. Для узлов и машин кроме суммарной жесткости определяется баланс упругих перемещений, позволяющий установить наиболее эффективные пути повышения жесткости.

Испытания на жесткость обычно проводят при статическом нагружении. Используют внешнее нагружение, в частности, с помощью испытательных машин растяжения—сжатия, или внутреннее нагружение. Испытательные машины должны иметь достаточно большое рабочее пространство.

Внутреннее нагружение при испытаниях выполняют винтовыми домкратами или гидравлическими цилиндрами. Нагрузки обычно измеряют динамометрами. На точных испытательных машинах пользуются шкалами нагрузок машин.

Контактные упругие перемещения не подчиняются линейной зависимости от нагрузки. Собственные упругие перемещения в связи с изменением условий контакта и со свойствами материала также могут не следовать линейной зависимости. В связи с этим при испытаниях определяют упругие перемещения при ступенчато нарастающих и убывающих нагрузках и строят соответствующие графики. При первом нагружении происходят выборка зазоров

и пластические деформации микронеровностей.

При испытаниях собственной жесткости обычно все измерения ведут от неподвижной базы, а при испытаниях контактной жесткости — преимущественно относительно сопряженной детали.

Испытание жесткости на металлических моделях требует очень больших нагрузок и весьма точных измерительных средств. Поэтому наиболее подходящим материалом для моделей является материал с малым модулем упругости, но относительно высоким пределом пропорциональности. Таким материалом является органическое стекло — плексиглас. Его дополнительным достоинством является технологичность. При моделировании конструкций из элементов с разными модулями упругости, например станин с фундаментами или бетонным полотном цеха, следует подбирать пластические массы с требуемым соотношением модулей упругости.

Исследования трения и изнашивания. Исследования жидкостного трения включают измерения: сил или моментов трения, давления масла, толщины масляного слоя, температуры.

Для измерения давления преимущественно применяют малоинерционные манометры в различном исполнении:

в виде упругой цилиндрической трубки, на поверхность которой намотано несколько витков проволочного датчика сопротивления, или цилиндрической коробки, дно которой служит упругой мембраной (прогибы последней измеряют датчиками);

в виде полупроводникового датчика, электрическое сопротивление которого меняется в зависимости от давления.

Толщину масляного слоя измеряют общими методами измерения перемещений. Приближенную проверку возникновения жидкостного трения можно производить по скачкообразному изменению электрического сопротивления.

Температуру трущихся поверхностей измеряют термопарами или термометрами

сопротивления, заделываемыми в деталь, как можно ближе к ее поверхности.

Исследования изнашивания проводят в лабораторных условиях на образцах и деталях и в условиях эксплуатации на натурных машинах. Испытания преимущественно производят на абразивное изнашивание и на схватывание.

На образцах производят сравнительные испытания на абразивное изнашивание материалов, защитных устройств и т.д. в условиях трения об абразивную шкурку, шлифовальный круг или напильник. На образцах при разных соотношениях скоростей скольжения и качения, разных углах расположения контактных линий и т.д. эффективно испытывают сопротивление заеданию.

Испытания на абразивное изнашивание деталей в условиях, близких к рабочим, сопровождаются частыми искусственными пусками и остановками, интенсифицированным режимом нагружений или искусственным загрязнением.

Испытания на схватывание могут быть краткосрочными (минимальное время для одного испытания — время теплового цикла детали). При испытаниях на схватывание помимо подбора по давлению и скоростям особое значение имеет тепловое подобие. Большое значение имеют эксплуатационные наблюдения.

Оценивают износ следующими способами:

по изменению геометрических параметров тел: линейных размеров, формы и микрогеометрии (основные способы);

по уменьшению массы образцов (способ, пригодный только для малых образцов, не испытывающих масла);

по количеству продуктов износа;

по уменьшению радиоактивности активизированного поверхностного слоя;

по снижению показателей работы узла, например, по увеличению утечек, расхода топлива (при наблюдении за износом в эксплуатации).

Изменение геометрических факторов контролируется измерением новых линей-

ных размеров (применимо для малых простых образцов), измерением глубины износа от неизношенной базы, профилографированием или методом вырезанных лунок. Метод лунок заключается в том, что на изнашиваемую поверхность наносится постепенно суживающаяся неглубокая лунка. В результате даже небольшого износа длина лунки сильно уменьшается.

Количество продуктов износа измеряют химическим или спектральным анализом смазки или с помощью радиоактивных изотопов при замкнутой системе смазки.

Метод измерения износа по уменьшению радиоактивности активизированного поверхностного слоя, включающего γ — излучатели, позволяет вести измерения через стенку без останова и разборки машины, обеспечивает измерение с точностью до долей микрон.

Исследование температурных полей и деформаций. Исследования температурных полей нужны для оценки работоспособности узлов трения, теплостойкости и точности машин. Температура сказывается на работе узлов трения в связи с температурными изменениями зазоров, резким изменением вязкости масла, изменением свойств поверхностных слоев материалов, особенно коэффициентов сухого трения. При высоких температурах понижаются механические свойства материалов, происходит тепловое охрупчивание и ползучесть. Температурные деформации существенно влияют на точность измерительных машин, прецизионных станков и других машин.

Измерять температуру деталей машин можно жидкостными термометрами, термомпарами и термометрами сопротивления.

Измерение температур в широком диапазоне ($-200 \div +500^\circ\text{C}$) с высокой точностью возможно с помощью термометров сопротивления, в основе работы которых использовано свойство металлов и полупроводников изменять свое электрическое сопротивление при изменении температуры. Датчиком служит тонкая намотанная на стержень из изоляционного материала

металлическая проволока или полупроводник; заключенный в державку.

Для качественной оценки температурных полей нагретых деталей применяют термочувствительные краски.

Исследования колебаний. Измерение колебаний возможно механическими, оптическими и электрическими способами.

Наиболее широко применяют электрические приборы. В случаях, когда колебания изучаются с позиций прочности исследуемой детали, удобно непосредственно регистрировать напряжения в ней. Тогда наиболее целесообразно использовать наклеиваемые тензорезисторные датчики. Часто исследователей интересуют перемещения при колебаниях. Тогда естественно применение датчиков, реагирующих на перемещение, т.е. индуктивных, емкостных и наклеиваемых тензорезисторных датчиков, тарированных на перемещения. Применяют также датчики, реагирующие на скорость, — индукционные, и ускорение (силу) — пьезоэлектрические с использованием интегрирующих устройств.

Можно измерять перемещения и скорости относительных колебаний одной детали по отношению к другой детали, или абсолютные колебания деталей с помощью приборов сейсмического типа. Большее значение имеет измерение относительных колебаний. Записи абсолютных колебаний труднее расшифровывать.

Существенное значение для изучения колебаний имеют вибраторы, т.е. устройства для создания периодических возмущающих сил. Применяют вибраторы, устанавливаемые на объект или передающие ему сосредоточенную возмущающую силу, и вибростолы, на которые устанавливаются объекты исследования. Вибраторы не должны существенно изменять характеристики исследуемой колебательной системы, в первую очередь массу. Весьма важным является независимость возмущающей силы от частоты. Однако это условие не во всех вибраторах удовлетворяется.

Наиболее перспективными являются

электромагнитные, электродинамические и электрогидравлические вибраторы. Электрические вибраторы позволяют осуществлять нагрузку с наибольшей частотой. Однако они получаются тяжелыми. Зато подвижная часть их может быть сделана легкой (кольцевой виток или легкая катушка). Электрогидравлические вибраторы получаются малогабаритными.

Демпфирование колебаний определяют следующими способами: по затуханию свободных колебаний; форме резонансной кривой; мощности, затрачиваемой на колебания; теплообразованию при циклическом деформировании; площади петли гистерезиса.

Для оценки динамической устойчивости систем интерес представляют их частотные характеристики. Амплитудная частотная характеристика — это зависимость отношения амплитуды перемещений к амплитуде силы от частоты. Фазовая частотная характеристика — это зависимость сдвига фаз между силой и перемещением от частоты.

II. МЕРОПРИЯТИЯ И ТЕНДЕНЦИИ ПО РАЗВИТИЮ КОНСТРУКЦИЙ, ТЕОРИИ И РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН.

Уменьшение вредных (динамических, технологических и др.) нагрузок.

1. Уменьшение вредных составляющих внешних нагрузок: применением двигателей с равномерным процессом и хорошими пусковыми характеристиками; при необходимости применением электрических пусковых устройств к электродвигателям, введением центробежных пусковых муфт, фрикционных муфт; повышением равномерности рабочего процесса приводимой машины.

2. Уменьшение динамических нагрузок совершенствованием динамических схем машин с отдалением от зон резонанса и областей недопустимых автоколебаний, в том числе встраиванием упругих муфт,

маховиков, демпферов крутильных и поперечных колебаний.

3. Обеспечение самоустанавливаемости механизмов — отказ от избыточных связей, что снижает трудоемкость, вредные нагрузки и концентрацию нагрузок, повышает надежность, особенно если часть звеньев работает при высоких температурах. В кинематических парах, обычно позволяющих точное изготовление, избыточные пары не опасны.

4. Разгрузку валов и подшипников применением многопоточности, замыкание осевых сил в шевроинных передачах и раздвоенных зубчатых передачах с противоположным направлением углов наклона зубьев, при возможности направление силовых факторов навстречу один другому, проектирование деталей способных к восприятию нагрузок нескольких видов вместо введения отдельных деталей, разгрузка передач трения, работающих в переменном режиме, введением механизма самозатягивания, обеспечивающего уменьшение сил прижатия с уменьшением полезной нагрузки.

5. Уменьшение нагрузок, связанных с технологией изготовления: контролем сил затяжки соединений, уравниванием быстро вращающихся деталей машин.

Тенденции развития конструкций по критериям. 1. Обеспечение прочности: уменьшение концентрации напряжений, реализация равнопрочности, оптимизация сечений, угловых сопряжений и расположения опор, создание напряжений обратного знака, применение многоконтактных конструкций, выполнение тяжело нагруженных крупных деталей из листов, использование принципа местного качества — упрочнения: механические, термические, химико-термические, термомеханические, концентрированными потоками энергии.

Концентрацию напряжений уменьшают: приданием деталям плавных очертаний — оптимизацией (хотя бы скруглением до-

статочным радиусом) зон внутренних углов; удалением неработающего материала; уменьшением кромочных давлений от напрессованных деталей; размещением источников концентрации напряжений в зонах малых номинальных напряжений или смещением максимумов местных напряжений от разных источников.

Эффективный коэффициент концентрации дополнительно снижают: местным поверхностным упрочнением материала, применением материалов менее чувствительных к концентрации напряжений.

2. Повышение жесткости (точности под нагрузкой): обеспечение рационального баланса упругих перемещений; применение материалов с высоким модулем упругости и позволяющих конструирование деталей рациональных сечений; применение деталей, работающих на растяжение-сжатие вместо изгиба (повышение жесткости для длинных стержней до нескольких порядков); оптимизация сечений и расположения опор (повышение жесткости до одного порядка); уменьшение контактных деформаций повышением точности, чистоты обработки и затяжки стыков; направление упругих перемещений в сторону мало влияющую на работоспособность.

3. Повышение износостойкости: отказ от открытых пар трения и хорошая защита от загрязнений; обеспечение совершенного трения, в частности трения качения, жидкостной и газовой смазки; уменьшение работы трения распределением ее между параллельно работающими поверхностями (многодисковые муфты и вариаторы) и уменьшением геометрического скольжения; в кинематических парах с малыми перемещениями и опасностью фреттинг-коррозии замена внешнего трения внутренним (резинометаллические шарниры и мягкие карданы); обеспечение самоорганизации (самосмазываемости, самоприрабатываемости и др.), применение избирательного переноса.

4. Уменьшение влияния износа на работоспособность машин: равномерное рас-

пределение износа и его компенсация; самокомпенсация износа (пружинами, предварительным натягом, силами тяжести); направление вектора износа в сторону малого влияния на работоспособность; приближение форм деталей к форме естественного износа; перенос износа на детали или поверхности мало влияющие на точность машины, например использование в токарно-винторезных станках ходовых винтов только для нарезания резьбы.

5. Уменьшение влияния температурных деформаций на работу точных машин: обеспечение постоянного температурного поля в месте установки машин; уменьшение интенсивности внутренних источников теплоты; подбор материалов с близкими или весьма малыми коэффициентами линейного расширения; выбор оптимального направления вектора температурных деформаций.

6. Повышение точности, что увеличивает несущую способность, быстроходность, снижает шум. Так, повышение точности зубчатых передач может привести к работе двух пар зубьев вместо одной, свести к минимуму коэффициент динамичности нагрузки, который при полной полезной нагрузке доходит до 1,3 ... 1,5, а при неполной, в частности в многоступенчатых коробках передач может быть больше 2, свести к минимуму коэффициент концентрации нагрузки от погрешностей изготовления.

Также весьма существенно сказываются натяги в прессовых соединениях на прочность сцепления, а зазоры на несущую способность и долговечность подшипников. Между тем зазоры и натяги, получаемые как разность больших диаметральных размеров сопряженных деталей, имеют большое рассеяние.

7. Расширение применения электрических, гидравлических и пневматических средств.

Повышение надежности машин. 1. Повышение надежности расчетов.

2. Эксплуатация по состоянию, которое

оценивается диагностирующими приборами. Для этого применяют:

материалы и конструкции, обеспечивающие малую скорость распространения трещин: пластичные и композиционные материалы, конструкции с ребрами, перпендикулярными основному направлению распространения трещин, заклепочные соединения, в которых развитие трещин предотвращается отверстиями под заклепки;

смотровые и диагностические устройства: окна, люки, световоды на основе волоконной оптики, манометры, приборы, регистрирующие спектры колебаний.

В качестве критериев используют не только значения диагностических параметров, но и темп их изменения по времени.

3. Резервирование, рассматриваемое в теории надежности: с нагруженным резервом, замещением (ненагруженным резервом), резервом, работающим в облегченном режиме.

В машиностроении в связи с высокой стоимостью резервных устройств часто применяют системы из нескольких (двух или более) машин или агрегатов, что предназначено для безаварийной работы системы при отказе одной (или даже половины) машин или для нормальной работы в часы пик или во время ремонтных работ.

Типичные примеры таких систем: многомоторные самолеты, имеющие также по несколько электрогенераторов, суда с двумя машинами, грузовые автомобили с двумя шинами на задних колесах; к таким же системам можно отнести цеха и автопарки с дополнительными машинами сверх необходимых при условии их безотказности.

Резервирование в чистом виде широко применяют в тормозных системах, подводе питания к двигателям, смазочных системах, механизмах управления самолета, в том числе аварийных.

Повышение параметрической надежности, т.е. сокращение параметров в допустимых пределах, обеспечивается повышением надежности по критериям, характер-

ным постепенными отказами, т.е. износоустойчивостью, сопротивлением коррозии и старению. Важно повышение наработки и уменьшение коэффициента ее вариации.

Тенденции развития расчетов по основным критериям. 1. Расчеты напряженно-деформированного состояния деталей сложных форм методами теории упругости: развитие численных методов; расчеты контактных задач в достаточно точной постановке; расчеты на прочность при действии нагрузки с переменными и случайными параметрами; расчеты на заданный ресурс, надежность, отсутствие катастрофических отказов.

2. Расчеты на жесткость с учетом контактных деформаций, искажения сечений тонкостенных конструкций.

Учет контактных деформаций; даже рассмотрение контактирующих слоев как третье тело с линейными характеристиками в нормальном и тангенциальном направлениях позволяет решать ряд важных задач по повышению точности, распределению давления по поверхности контакта, оптимизации конструкций, в частности по потребному расстоянию между болтами, исследованию демпфирования колебаний, совместной работе на сдвиг стыков и соединительных деталей, выявлению микропроскальзывания и фреттинг-коррозии во фрикционных соединениях.

3. Расчеты интенсивности изнашивания рассматриваются по Ю.Н. Дроздову в зависимости от трех групп комплексов безразмерных физических факторов:

механических, учитывающих давление p , твердость H , коэффициент трения f , толщину смазочного слоя h , размер абразивной частицы или приведенный размер шероховатости R , предел выносливости материала σ , комплексы: p/H или fp/H , h/R и др.;

физико-химических воздействий, учитывающих давление p , скорость перемещения v , средний диаметр пятна контакта d , характерное время $t_0 = 10^{-13}$ с, газовую постоянную R , теплоту абсорбции смазочных слоев Q , энергию активации распада U ,

комплексы: pvt_0/Hd ; RT/Q ; RT/U ; тепловых воздействий, учитывающих температуры контакта, критическую, коэффициент теплопроводности, модуль упругости, коэффициент линейного расширения, приращение температуры, предельное напряжение и др.

Интенсивность изнашивания определяется как произведение комплексов, учитывающих факторы, влияющие на изнашивание в данном конкретном случае, возведенные в степени, которые установлены обработкой выполненных к настоящему времени исследований.

Наиболее экспериментально обоснованы и применимы расчеты интенсивности изнашивания при механических воздействиях.

Интерес представляет контактно-гидродинамическая теория смазки, учитывающая упругие деформации контактирующих поверхностей, повышение вязкости масла от давления, а в последнее время также предельное напряжение сдвига масляного слоя.

Расчеты на заедание проводят:

по критической температуре разрушения смазочного слоя, определяемой как сумма объемной температуры и температуры вспышки по формулам Г. Блока;

по предельной толщине смазочного слоя, соответствующей началу заедания: на основе термофлуктуационного уравнения прочности Журкова.

4. Расчеты температур и температурных деформаций на основе уравнений теплопередачи и теории упругости на основе комбинации известных решений для деталей простых геометрических форм; на основе теплового подобия, особенно эффективного для узлов, изготавливаемых размерными гаммами; методами конечных элементов или конечных разностей.

5. Комплексные расчеты на колебания замкнутых систем машин с рабочим процессом и двигателем; расчеты на динамическую устойчивость.

Численные методы в связи

с усложнением расчетных задач в технике и большими возможностями ЭВМ получают быстрое развитие, в частности для расчетов напряженно-деформированного состояния деталей, статистического моделирования и многих других расчетов.

Детали машин, имеющие сложную конфигурацию, недостаточно близкую к брусам, пластинкам или оболочкам, в настоящее время, как правило, рассчитывают методом конечных элементов. Метод основан на разбиении объекта на конечное число малых элементов, обычно треугольных для плоских задач или в виде многогранников для пространственных задач.

Принимается взаимодействие элементов в узлах, а смещение — в пределах элементов линейными функциями. Это сводит задачи к системам линейных уравнений, которые легко решаются на ЭВМ.

При отсутствии или сложности аналитических решений в теории надежности и других областях успешно применяют метод статистического моделирования. Выбирают значения независимых переменных из ряда случайных чисел в заданных пределах. Затем с ними производят действия в соответствии с функциональной зависимостью, рассматривают результаты как случайные реализации, представляют их в виде вариационного ряда в упорядоченной последовательности, а затем общими методами математической статистики определяют вид и параметры искомой функции.

Машиностроительные материалы имеют решающее значение для качества машин и развиваются вместе с машинами. Уместно отметить следующие основные направления развития и применения машиностроительных материалов:

1. Поверхностные упрочнения, гораздо более эффективные чем общее повышение прочности материалов. Применяют более 100 методов упрочнений поверхностей, в том числе новые методы концентрированными потоками энергии и другие.

2. Повышение чистоты (переплавом),

а в последнее время приближение к теоретической прочности (выращиванием монокристаллов).

3. Применение композиционных материалов, комбинированных материалов и сэндвич-конструкций.

4. Применение самоорганизующихся, в частности самосмазывающихся материалов.

Самосмазывающиеся антифрикционные материалы (см. § 2,5) применяют в экстремальных условиях: при криогенных и высоких температурах (до 1000°C и выше), в вакууме, радиационной среде, при опасности загрязнения изделия или среды.

К этим материалам относятся:

1. Антифрикционные самосмазывающиеся пластмассы (ненаполненные фторопласты и полиамиды); с антифрикционными добавками графиты и др.; с комплексными добавками, дополнительно включающие волокнистые или дисперсионные наполнители; комбинированные материалы типа металлофторопластовой ленты или наносимые на прочную основу.

2. Спеченные самосмазывающиеся материалы, получаемые методом порошковой металлургии с объемом пор 8 ... 27 %, пропитанные графитом, фторопластом, мягкими металлами. Широко применяют железграфитовые и бронзографитовые материалы.

3. Керамические материалы на основе окиси алюминия, окиси циркония, нитрида кремния. Применение наполнителей (фторопласта, графита) понижает коэффициент трения по стали до 0,008.

Копирование в машинных конструкциях объектов живой природы. В машинах, также как и в живой природе, реализуются принципы равной прочности и равной долговечности. Детали приближаются к телам равного сопротивления. Крылья птиц послужили прототипами крыльев самолетов; тела рыб — корпусов судов. Существенная общность имеет место между рабочими движениями людей и роботов.

III. ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ И ИССЛЕДОВАНИЙ ДЕТАЛЕЙ ОТДЕЛЬНЫХ ВАЖНЫХ ГРУПП

Развитие соединений происходит в направлениях: обеспечения равнопрочности, равножесткости и приближения по форме к целым деталям, исключения или уменьшения остаточных напряжений и необходимости последующей механической обработки.

Основное применение имеет и сохранит в обозримом будущем электродуговая сварка. Вместе с тем успешно развиваются новые виды сварки.

Расширяется применение комбинированных клеесварных, клеезаклепочных и клеерезьбовых соединений, которые распространяются на весьма ответственные области.

Резьбовые соединения сохраняют свое монопольное распространение среди разъемных соединений и даже расширяют его на соединения строительных металлических конструкций.

Соединения вал-ступица развиваются в основном как осесимметричные. С повышением точности металлорежущего оборудования расширяется применение соединений с натягом, в том числе конических; в связи с появлением станков с ЧПУ — профильных соединений.

Исследования в области деталей этой

группы проводились по совместной работе соединяемых деталей и соединяющих элементов, их оптимизации, стандартизации расчетов шлицевых соединений, рассмотрению механизма работы соединений с натягом и др.

Основные направления развития конструкций и исследования зубчатых передач:

1. Применение передач прогрессивных типов и параметров: с твердыми зубьями, с модификацией профиля, с локализованным контактом, продольной модификацией, круговым зубом, передач Новикова, цилиндрических с абочным зубом и др. Применение многоконтактных передач.

2. Уточнение исследования напряженно-деформированного состояния зубьев методами теории упругости, в частности вариационно-разностным в криволинейной системе координат.

3. Постепенный отход от расчетных формул в виде произведения многих коэффициентов, рассматриваемых независимыми, к комплексному определению контактных и изгибных напряжений, статических и динамических напряжений, распределения их по контактными линиям и между парами зубьев в зацеплении.

4. Развитие контактно-гидродинамической теории смазки в применении к вопросам сопротивления заеданию и контактной прочности с охватом неньютоновских масел и пластичных смазочных материалов.

Ременные передачи развиваются в направлениях повышения прочности несущего слоя ремней (применение высокопрочных волокон, в том числе угольных) и повышения прочности сцепления со шкивом (применение ремней с обкладками и пропиткой, многоклиновых, зубчатых, в том числе с оптимальной формой зубьев). Введены уточнения в механику работы ремня на шкивах в связи с учетом его тангенциальной податливости. Осуществлен переход на комплексный расчет ременных передач на несущую спо-

собность и долговечность в соответствии с ИСО.

В области механизмов для поступательных перемещений быстро расширяется применение шариковых передач винт-гайка.

Начинают применять роликовые планетарные передачи винт-гайка, которые, позволяя большую редукцию, упрощают кинематику привода — обеспечивают возможность непосредственного соединения электродвигателя с винтом.

При больших ходах в связи с трудностью изготовления длинных ходовых винтов закаленными применяют гидростатические передачи винт-гайка.

Известны электромагнитные винтовые пары.

Основные направления развития подшипников качения:

1. Совершенствование типажа: расширение и охват выпуска защищенных подшипников с одноразовой смазкой; подшипников для специальных условий — коррозионно- и жаростойких, немагнитных, малощумных.

2. Совершенствование конструкций: оптимизация внутренних размеров, бомбинирование роликоподшипников.

3. Внедрение сталей электрошлакового и вакуумного переплава, новой безвольфрамовой стали.

4. Повышение точности, в частности, увеличение выпуска подшипников повышенных классов точности.

5. Диагностика ранних стадий повреждений подшипников.

6. Централизованное производство подшипниковых узлов.

Правильные геометрические формы подшипников качения позволили точное рассмотрение механики подшипников. Разработан подбор и расчет подшипников на ЭВМ. Успешно применяется контактно-гидродинамическая теория смазки. Проведены работы по оптимизации профиля подшипников качения. Большие работы проводят по повышению быстроходности

подшипников, включая рассмотрение тепловой устойчивости.

Гидродинамические подшипники развиваются в следующих направлениях:

1. Расширяется применение подшипников: с оптимизированной формой расточки; с самоустанавливающимися в двух плоскостях подушками; вкладышей, штампуемых из лент; подшипников, смазываемых водой.

2. Расширяется применение гидростатических и гидростатодинамических опор, особенно с тяжелом машиностроении и станкостроении, вследствие повышения несущей способности, повышения динамической жесткости, надежности, повышения точности (вследствие компенсации погрешностей изготовления), снижения потерь на трение. Совершенствуются системы питания.

В соответствии с одной из общих тенденций в технике (применения воздушных подушек) расширяется использование аэродинамических и аэростатических подшипников.

Новые возможности обеспечивают ак-

тивные магнитные бесконтактные подшипники. Они могут изготавливаться для роторов массой до нескольких тонн, допускают окружную скорость до 200 м/с

К числу исследований относятся: совершенствование неизотермических расчетов; термоупругогидродинамический анализ подшипников; исследования и расчеты гидростатических и гидростатодинамических подшипников и их систем питания; исследование устойчивости, а также исследование работы в турбулентном режиме.

Основное направление развития у п р у г и х м у ф т, кроме тяжелых, — это применение неметаллических, обычно резиновых или полиуретановых упругих элементов, не требующих многих витков или пакетов из тонких листов, как стальные. Элементы преимущественно выполняют в виде оболочек или пластин, что обеспечивает муфтам повышенную компенсирующую способность.

I. Общие вопросы

1. Почему расчеты по вероятности безотказной работы физически более логичны, чем расчеты по коэффициенту безопасности?

2. Какие конструкции получают более жесткими, работающие на сжатие, растяжение, изгиб или кручение?

3. Какие стандартные физические характеристики материалов наиболее важны для деталей, работающих на прочность, жесткость, износ, теплостойкость, взрывостойкость?

4. Из каких элементов геометрических форм преимущественно составляются детали машин и почему?

II. Соединения

1. Почему в технике устойчиво применяют такое многообразие способов сварки?

2. Почему в сварных конструкциях доминируют стыковые соединения, а в паяных и клеевых — нахлесточные?

3. Где и почему сохранили применение клепаные соединения?

4. Почему крепежные винты имеют такое широкое применение в технике?

5. Какой в крепежных винтах коэффициент усиления (отношение силы на винте к силе на рукоятке ключа)?

6. Почему во вращающихся цилиндрических соединениях с натягом на прочность кручения влияют изгибающие моменты и радиальные нагрузки?

7. Какие способы центрирования прямобоковых шлицевых соединений позволяют получить наибольшую точность центрирования?

8. Какие специфические возможности дают клиновые соединения?

9. Почему применяют штифтовые соединения?

III. Передачи

1. Как обеспечить равнопрочность зубчатых передач на контактную прочность и изгиб?

2. Почему в формулах Герца для контактных напряжений и соответственно в расчетах при начальном касании по линии зубчатых передач на контактную прочность напряжение

пропорционально корню из нагрузки, а не линейно зависит от нагрузки?

3. Какой эффект можно получить от передач со смещением (корректированных)?

4. Как зависит несущая способность зубчатых передач от точности их изготовления?

5. Почему несущая способность червячных передач с вогнутым профилем червяка существенно больше, чем с прямолинейным профилем червяка?

6. Как связаны профили червяка и способы его изготовления?

7. Почему цепные передачи в отличие от зубчатых имеют при точном изготовлении неравномерное вращение?

8. Почему цепные передачи делают двух основных типов — роликовые (втулочные) и зубчатые?

9. Каково соотношение несущей способности масляных многодисковых вариаторов и сухих шаровых и торовых вариаторов и почему?

10. Основные типы ремней и области их применения?

11. Почему большинство ремней делают с неоднородной структурой по сечению?

12. Почему в обычных винтовых парах винт делают из более износостойкого материала?

IV. Детали передач и опоры

1. Из каких соображений выбирают соотношение между радиусами шариков и профилей колец в шарикоподшипниках?

2. Каково примерное соотношение несущей способности роlikо- и шарикоподшипников? В роlikовых и шариковых направляющих прямолинейного движения такое же соотношение или другое?

3. Почему в цилиндрических роlikоподшипниках с бортами на одном кольце бывают случаи поломки бортов?

4. В бомбинированных роlikоподшипниках бомбину (стрелку выпуклости) выгоднее делать на роliках или на кольцах?

5. Из каких соображений выбирают зазоры в гидродинамических подшипниках скольжения?

6. Почему у прокатных станов растачивают подшипники с раздвинутыми центрами, а

у турбин со смещением центров в противоположную сторону, образующим так называемую лимонную расточку?

7. В гидростатических подшипниках как велико должно быть раскрытие дросселей подвода смазочного материала в карманы?

8. Почему упругие элементы делают из закаленной до высокой твердости стали или из

эластомеров, но не из мягкой стали?

9. Почему неметаллические упругие элементы в муфтах делают возможно большего объема в данных габаритах муфты и с возможно более равномерным напряженным состоянием?

10. Почему сцепные муфты преимущественно делаются фрикционными?

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. М., 1979—1982. Т. 1—728 с. Т. 2—559 с. Т. 3—557 с.
2. Арзамасов Б. Н. и др. Материаловедение. М., 1986. 384 с.
3. Бидерман В. А. Теория механических колебаний. М., 1980. 408 с.
4. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые соединения. М., 1973. 256 с.
5. Биргер И. А., Шор Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчеты на прочность деталей машин. М., 1979. 704 с.
6. Воробьев И. И. Ременные передачи. М., 1979. 163 с.
7. Воскресенский В. А., Дьяков В. И. Расчет и проектирование опор скольжения. М., 1980. 224 с.
8. Вулгаков Э. Б., Васица Л. М. Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах. М., 1978. 176 с.
9. Гаркунов Д. Н. Триботехника. М., Машиностроение, 1985. 424 с.
10. Глухарев Е. Г., Зубарев Н. И. Зубчатые соединения: Справочное пособие. М.—Л., 1976. 272 с.
11. Готовцев А. А., Котенок И. П. Проектирование цепных передач. М., 1982. 336 с.
12. Гречищев Е. С., Ильяшенко А. А. Соединения с натягом. М., 1981. 274 с.
13. Детали и механизмы станков. В 2 т./Под ред. Д. Н. Решетова. М., 1972. Т. 1—664 с. Т. 2—520 с.
14. Детали машин: Атлас/Под ред. Д. Н. Решетова. М., 1988. 370 с.
15. Детали машин: Справочник. В 3 т./Под ред. Н. С. Ачеркана. М., 1968—1969. Т. 1—440 с.; Т. 2—408 с.; Т. 3—471 с.
16. Дмитриев В. А. Детали машин. Л., 1970. 791 с.
17. Допуски и посадки: Справочник/Под ред. В. Д. Мягкова. М., 1978. 771 с.
18. Дроздов Ю. Н., Павлов В. Г., Пучков В. Н. Трение и износ в экстремальных условиях. М., 1986. 224 с.
19. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. М., 1978. 352 с.
20. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Расчет допусков размеров. М., 1981. 190 с.
21. Заблонский К. И. Детали машин. Киев, 1985. 520 с.
22. Заблонский К. И. Основы проектирования машин. Киев, 1981. 312 с.
23. Зак П. С. Глобоидная передача. М., 1962. 256 с.
24. Иванов М. Н. Детали машин. М., 1984. 399 с.
25. Иосилевич Г. Б., Лебедев П. А., Стреляев В. С. Прикладная механика.—М., 1985. 575 с.
26. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных по времени. М., 1977. 232 с.
27. Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. Расчеты деталей машин на прочность и долговечность. М., 1985. 224 с.
28. Ковалев М. И., Народецкий М. Э. Расчет высокоточных шарикоподшипников. М., 1980. 373 с.
29. Коднир Д. С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. М., 1976. 304 с.
30. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. М., 1959. 404 с.
31. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ. М., 1977. 528 с.
32. Крагельский И. В., Михин Н. М. Узлы трения машин: Справочник. М., 1984. 280 с.
33. Кудрявцев В. Н. Детали машин. М.—Л., 1980. 464 с.
34. Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г. Конструирование и расчет зубчатых редукторов. М.—Л.: Машиностроение, 1971. 328 с.
35. Кудрявцев И. В., Науменков Н. Е. Усталость сварных конструкций. М., 1976. 212 с.
36. Левина З. М., Решетов Д. Н. Контактная жесткость в машиностроении. М., 1971. 264 с.
37. Мальцев В. Ф. Механические импульсные передачи. М., 1978. 367 с.
38. Николаев Г. А., Куркин С. А., Винокуров В. А. Сварные конструкции. В 2 ч. М., 1982—1983. Ч. 1. Прочность, деформации — 272 с. Ч. 2. Технологи́я, автоматизация, проектирование — 344 с.
39. Орлов П. Н. Основы конструирования. В 3 кн. М., 1968—1974. Кн. 1—623 с. Кн. 2.—574 с. Кн. 3—357 с.

40. Павленко А. В., Федякин Р. З., Чесноков В. А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. Киев, 1978. 144 с.
41. Петрусеви́ч А. И. Упрощенный метод решения контактно-гидродинамических задач// Машиноведение, 1971. № 6. С. 7—9.
42. Петрусеви́ч А. И., Генкин М. Д., Гришкевич В. К. Динамические нагрузки в прямозубых зубчатых колесах. М., 1982. 134 с.
43. Писма́ник К. М. Гипоидные передачи. М., 1964. 218 с.
44. Планетари́ые передачи: Справочник/Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. М.—Л., 1977. 536 с.
45. Подшипни́ки качения: Справочник-каталог/Под ред. В. Н. Нарышкина, Р. В. Коросташевского. М., 1984. 280 с.
46. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А.: Справочник по муфтам. М.—Л., 1979. 351 с.
47. Пономаре́в С. Д., Андреева Л. Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М., 1980. 328 с.
48. Прони́ков А. С. Надежность маши́н. М., 1978. 576 с.
49. Прои́ин Б. А., Ревков Г. А. Бесступенчатые клиноременные передачи (вариаторы). М., 1980. 320 с.
50. Проекти́рование механических передач/Под ред. С. А. Чернавского. М., 1984. 560 с.
51. Прочи́ность и надежность механического привода/Под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. А. Державца. М.—Л., 1977. 240 с.
52. Расчет деталей машин на ЭВМ/Под ред. Д. Н. Решетова, С. А. Шувалова. М., 1985. 368 с.
53. Расчет опорных подшипников скольжения: Справочник/Е. И. Квитницкий, Н. Ф. Киркач, Ю. Д. Полтавский и др. М., 1979. 72 с.
54. Расчеты на прочность в машиностроении. В 3 т. М., 1956—1959./С. Д. Пономарев, В. П. Бидерман, К. К. Лихарев и др. Т. 1—884 с. Т. 2—974 с. Т. 3—1158 с.
55. Решетов Д. Н. Детали машин. М., 1961—1974. 656 с.
56. Решетов Д. Н. Работоспособность и надежность деталей машин. М., 1974. 208 с.
57. Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. В. Надежность машин. М., 1988. 240 с.
58. Решетов Л. Н. Конструирование самоустанавливающихся механизмов. М., Машиностроение, 1985. 272 с.
59. Серейсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. М., 1975. 488 с.
60. Собо́ль И. Н., Статников Р. Б. Наилучшие решения — М., 1982. 64 с.
61. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач./Под ред. И. А. Болотовского. М., 1986. 447 с.
62. Трение, изнашивание, смазка: Справочник. В 2 кн. М., 1978—1979. Кн. 1 — 400 с. Кн. 2 — 369 с.
63. Труфяков В. Н. Усталость сварных соединений. Киев. 1978. 215 с.
64. Феодосье́в В. И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1981, 254 с.
65. Фролов К. В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. М., 1984. 224 с.
65. Фролов К. В., Гусеников А. П. Проблемы надежности и ресурса в машиностроении. М., 1988. 248 с.
67. Хруще́в М. М., Бабичев М. И. Абразивное изнашивание. М., 1970. 252 с.
68. Хря́пин В. Б. Справочник паяльщика. М., 1981. 350 с.
69. Шейнберг С. А., Жедь В. П., Шишеев М. Д. Опоры скольжения с газовой смазкой. М., 1969. 336 с.
70. Шувалов С. А. Расчет волновых передач с учетом податливости звеньев//Вестник машиностроения. 1974. № 6. С. 46—51.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3	§ 6.2. Цилиндрические соединения с натягом	81
Введение	5	§ 6.3. Расчет соединений с натягом на ЭВМ	87
Общие сведения	6	§ 6.4. Соединения стяжными кольцами и планками	88
Глава I. Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин. Надежность	11	Глава VII. Резьбовые, клиновые и штифтовые соединения	90
§ 1.1. Общие сведения. Прочность	11	§ 7.1. Основные понятия и определения	90
§ 1.2. Жесткость	14	§ 7.2. Основные типы и параметры резьбы	91
§ 1.3. Износостойкость	15	§ 7.3. Крепежные винты	95
§ 1.4. Теплостойкость	17	§ 7.4. Установочные фундаментные и специальные винты (болты)	98
§ 1.5. Виброустойчивость	18	§ 7.5. Гайки, инструмент для завинчивания и отвинчивания	99
§ 1.6. Надежность	19	§ 7.6. Предохранение резьбовых соединений от самоотвинчивания	101
Расчет деталей машин с учетом рассеяния значений параметров	21	§ 7.7. Классы прочности и материалы резьбовых деталей	104
Глава II. Машиностроительные материалы	24	§ 7.8. Момент завинчивания, КПД и условие самоторможения	105
§ 2.1. Общие сведения	24	§ 7.9. Взаимодействие между винтом и гайкой. Расчет винтов при постоянной нагрузке	107
§ 2.2. Чугуны	25	§ 7.10. Расчет резьбовых соединений при нагружении силами в плоскости стыка	111
§ 2.3. Конструкционные стали	28	§ 7.11. Расчет резьбовых соединений, нагруженных отрывающими силами и моментами	113
§ 2.4. Сплавы цветных металлов	34	§ 7.12. Винты, подверженные переменной нагрузке. Вероятностные расчеты	117
§ 2.5. Пластические массы и другие материалы	37	§ 7.13. Клеммовые, или фрикционно-винтовые соединения	121
§ 2.6. Пути экономии материалов	43	§ 7.14. Фрикционные соединения коническими кольцами	122
Глава III. Технологиичность. Допуски и посадки. Конструирование и элементы САПР	45	§ 7.15. Общие сведения о клиновых соединениях	124
§ 3.1. Технологиичность	45	§ 7.16. Соединения штифтами	125
§ 3.2. Допуски и посадки	46	Глава VIII. Шпоночные, шлицевые и профильные соединения	127
§ 3.3. Конструирование машин и элементы САПР	51	§ 8.1. Шпоночные соединения	127
Глава IV. Соединения. Сварные соединения	56	§ 8.2. Шлицевые соединения	131
§ 4.1. Общие сведения о соединениях	56	§ 8.3. Профильные (бесшпоночные) соединения	138
§ 4.2. Общие сведения о сварных соединениях	56	Глава IX. Общие сведения о передачах. Контактные напряжения. Смазочные материалы	140
§ 4.3. Соединения дуговой сваркой	58		
§ 4.4. Соединения контактной сваркой			
§ 4.5. Данные для расчета. Примеры конструкций	66		
Глава V. Заклепочные, паяные, клеевые соединения	72		
§ 5.1. Заклепочные соединения	72		
§ 5.2. Паяные соединения	76		
§ 5.3. Клеевые соединения	78		
Глава VI. Соединения деталей с натягом	80		
§ 6.1. Общие сведения	80		

§ 9.1. Основные понятия	140	§ 11.3. Червячные цилиндрические передачи со смещением червяка	232
§ 9.2. Расчеты контактных напряжений	141	§ 11.4. Скольжение в червячной передаче, коэффициент полезного действия, силы в зацеплении	233
§ 9.3. Смазочные материалы	142	§ 11.5. Причины выхода из строя червячных передач и критерии их работоспособности	236
§ 9.4. Контактно-гидродинамический эффект теории смазки	147	§ 11.6. Материалы	236
Глава X. Зубчатые передачи	150	§ 11.7. Расчеты на прочность	237
§ 10.1. Общие сведения	150	§ 11.8. Расчетная нагрузка. Коэффициент нагрузки	240
§ 10.2. Краткие сведения из геометрии и кинематики эвольвентных зацеплений	151	§ 11.9. Допускаемые напряжения	241
§ 10.3. Параметры и конструкции зубчатых передач	154	§ 11.10. Тепловой расчет и охлаждение червячных передач	242
§ 10.4. Виды разрушения зубьев. Критерии работоспособности и расчета зубчатых передач	158	§ 11.11. Конструкции червячных редукторов	243
§ 10.5. Материалы. Термическая и химико-термическая обработка	160	§ 11.12. Смазка	245
§ 10.6. Точность зубчатых передач	163	§ 11.13. Передачи с вогнутым профилем витков червяка и глобоидные передачи	246
§ 10.7. Силы, действующие в цилиндрических передачах	165	Глава XII. Цепные передачи	249
§ 10.8. Расчет зубьев цилиндрических зубчатых колес на контактную прочность	165	§ 12.1. Общие сведения	249
§ 10.9. Расчет зубьев цилиндрических передач на изгиб	168	§ 12.2. Цепи	250
§ 10.10. Модификация профилей зацепления	172	§ 12.3. Основные параметры приводных цепных передач	253
§ 10.11. Расчетная нагрузка	176	§ 12.4. Критерии работоспособности и расчета цепных передач. Материалы цепей	255
§ 10.12. Допускаемые напряжения	185	§ 12.5. Несущая способность и расчет цепных передач	256
Допускаемые контактные напряжения	185	§ 12.6. Постоянные силы в ветвях цепи и нагрузки на валы	258
Допускаемые напряжения при расчете зубьев на изгиб	186	§ 12.7. Колебания передаточного отношения и динамические нагрузки	259
§ 10.13. Передачи коническими зубчатыми колесами	191	§ 12.8. Потери на трение. Конструирование передач	261
Геометрические расчеты конических зубчатых передач	192	§ 12.9. Звездочки	262
Силы в конических зубчатых передачах	196	§ 12.10. Смазывание	265
Расчеты конических зубчатых колес на прочность	197	§ 12.11. Цепные вариаторы	265
§ 10.14. КПД зубчатых передач	198	Глава XIII. Фрикционные передачи и вариаторы	267
§ 10.15. Вероятностный расчет на прочность зубчатых передач	199	§ 13.1. Общие сведения	267
§ 10.16. Расчет зубчатых передач на ЭВМ	201	§ 13.2. Основные типы фрикционных передач	270
§ 10.17. Цилиндрические передачи Новикова	202	§ 13.3. Кинематические и прочностные расчеты	274
§ 10.18. Передачи с арокными зубьями	208	§ 13.4. Потери на трение, КПД и расчет нажимных механизмов	275
§ 10.19. Зубчатые редукторы	208	Глава XIV. Ремennые передачи	278
§ 10.20. Передачи между валами с перекрещивающимися осями — винтовые и гипоидные	212	§ 14.1. Общие сведения	278
§ 10.21. Планетарные передачи	215	§ 14.2. Материалы плоских приводных ремней	279
§ 10.22. Волновые передачи	220	§ 14.3. Клиновые ремни	281
Глава XI. Червячные передачи	228	§ 14.4. Основные характеристики ременных передач	284
§ 11.1. Общие сведения	228	§ 14.5. Критерии работоспособности и расчета ременных передач. Работа ремня на шкивах	286
§ 11.2. Геометрия червячных цилиндрических передач без смещения червяка	229	§ 14.6. Кинематика ременных передач	286

§ 14.7. Основные геометрические зависимости в ременных передачах . . .	287	§ 17.12. Быстроходность подшипников . . .	360
§ 14.8. Силы и напряжения в ремнях . . .	287	§ 17.13. Потери на трение . . .	361
§ 14.9. Расчет ременных передач по тяговой способности и расчет плоскоремennых передач . . .	290	§ 17.14. Зазоры в подшипниках . . .	363
§ 14.10. Комплексный расчет ременных передач на выносливость и тяговую способность. Расчет клиноремennых передач . . .	292	§ 17.15. Посадки подшипников . . .	363
§ 14.11. Расчет поликлиновых ремней . . .	294	§ 17.16. Установка подшипников . . .	365
§ 14.12. Силы, действующие на валы, и потери в ременной передаче . . .	295	§ 17.17. Смазывание подшипников качения . . .	367
§ 14.13. Порядок проектного расчета плоскоремennых передач . . .	296	§ 17.18. Уплотняющие устройства . . .	369
§ 14.14. Порядок проектного расчета клиноремennых передач . . .	296	§ 17.19. Монтаж и демонтаж подшипников . . .	371
§ 14.15. Расчет клиноремennых передач на ЭВМ . . .	296	Глава XVIII. Подшипники скольжения . . .	372
§ 14.16. Передачи зубчатыми ремнями . . .	297	§ 18.1. Общие сведения . . .	372
§ 14.17. Расчет зубчаторемennых передач на ЭВМ . . .	300	§ 18.2. Подшипниковые материалы . . .	377
§ 14.18. Передачи с натяжными роликами и с автоматически регулируемым натяжением . . .	300	§ 18.3. Критерии работоспособности и расчета подшипников . . .	383
§ 14.19. Ремennые приводы с переменной скоростью вращения . . .	301	§ 18.4. Условные расчеты подшипников . . .	384
§ 14.20. Шкивы ременных передач . . .	304	§ 18.5. Работа подшипников скольжения в условиях гидродинамической смазки . . .	385
Глава XV. Передача винт — гайка . . .	308	§ 18.6. Тепловой расчет . . .	391
Глава XVI. Валы и оси . . .	316	§ 18.7. Расчет подшипников на ЭВМ . . .	393
§ 16.1. Общие сведения и основы конструирования . . .	316	§ 18.8. Самовозбуждающиеся колебания валов в подшипниках . . .	394
§ 16.2. Материалы и обработка валов и осей . . .	321	§ 18.9. Подшипники с сегментными самоустанавливающимися подушками . . .	395
§ 16.3. Расчетные схемы валов и осей. Критерии расчета . . .	321	§ 18.10. Гидростатические подшипники . . .	396
§ 16.4. Расчеты на прочность . . .	322	§ 18.11. Подшипники с газовой смазкой . . .	397
§ 16.5. Расчеты на жесткость . . .	330	§ 18.12. Магнитные подшипники . . .	398
§ 16.6. Расчеты валов на виброустойчивость . . .	333	§ 18.13. Подпятники . . .	399
§ 16.7. Гибкие валы . . .	336	Глава XIX. Смазочные устройства . . .	402
Глава XVII. Подшипники качения . . .	338	Глава XX. Пружины и рессоры . . .	406
§ 17.1. Общие сведения . . .	338	§ 20.1. Основные понятия . . .	406
§ 17.2. Основные типы подшипников и их характеристики . . .	340	§ 20.2. Материалы пружин . . .	407
§ 17.3. Точность подшипников . . .	346	§ 20.3. Конструирование и расчет цилиндрических витых пружин растяжения и сжатия . . .	409
§ 17.4. Распределение нагрузки между телами качения . . .	347	§ 20.4. Фасонные, многожильные и тарельчатые пружины . . .	412
§ 17.5. Контактные напряжения в подшипниках . . .	348	§ 20.5. Пружины кручения . . .	415
§ 17.6. Кинематика подшипников . . .	349	§ 20.6. Упругие элементы из неметаллических материалов, листовые рессоры . . .	416
§ 17.7. Причины выхода из строя подшипников. Критерии расчета . . .	350	Глава XXI. Муфты . . .	417
§ 17.8. Расчет на долговечность . . .	351	§ 21.1. Основные понятия . . .	417
§ 17.9. Определение эквивалентной нагрузки и подбор подшипников . . .	353	§ 21.2. Постоянные муфты . . .	419
§ 17.10. Статическая грузоподъемность подшипников . . .	358	§ 21.3. Компенсирующие муфты . . .	420
§ 17.11. Жесткость подшипников качения и их предварительный натяг . . .	359	§ 21.4. Подвижные муфты . . .	423
		§ 21.5. Упругие муфты . . .	428
		Муфты с упругими элементами из эластомеров . . .	430
		Муфты с металлическими (стальными) элементами . . .	434
		§ 21.6. Сцепные механические управляемые муфты . . .	437
		Кулачковые и зубчатые сцепные муфты . . .	437
		Фрикционные муфты . . .	440
		§ 21.7. Самодействующие сцепные муфты . . .	451
		Муфты скольжения . . .	459

Глава XXII. Корпусные детали (станины, плиты, коробки) . . .	460	Вопросник для студентов	489
§ 22.1. Общие сведения	460	Список литературы	491
§ 22.2. Конструирование литых деталей	462	Приложения	473
§ 22.3. Расчеты. Установка станин на фундаменты	464	I. Испытания деталей машин	473
Глава XXIII. Направляющие прямолинейного движения	465	II. Мероприятия и тенденции по развитию конструкций, теории и расчета деталей машины	482
§ 23.1. Направляющие скольжения	465	III. Тенденции развития конструкций и исследований деталей отдельных важных групп	486
§ 23.2. Направляющие качения	468		

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Решетов Дмитрий Николаевич

ДЕТАЛИ МАШИН

Зав. редакцией *И. Н. Жесткова*
 Художественный редактор *А. С. Вершинкин*
 Технический редактор *И. В. Малыгина*
 Корректор *И. М. Борейша*

ИБ № 5578

Сдано в набор 21.12.88. Подписано в печать 14.11.89. Формат 70×100¹/₁₆. Бумага офсетная № 2. Гарнитура литературная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 40,3. Усл. кр.-отт. 80,6. Уч.-изд. л. 43,42. Тираж 100 000 экз. Заказ № 1263. Цена 1 р. 80 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение», 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Ленинградская типография № 2 головное предприятие ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгения Соколовой Государственного Комитета СССР по печати. 198052, г. Ленинград, Л-52, Измайловский пр., 29.

Замеченные опечатки

Страница	Колонка	Строка	Напечатано	Должно быть
76	2-я	1-я сверху	λ	φ
83	2-я	3-я сверху	Номинальный натяг N	Номинальный (расчетный) натяг N_p
	2-я	7-я сверху	N	N_p
84	1-я	1-я снизу	σ_B	σ_L
	2-я	1-я снизу	$\bar{T} - t_{вн}$	$T - T_{вн}$
106	1-я	18-я снизу	$\operatorname{tg} (\psi + \lambda_1)$	$\operatorname{tg} (\psi + \varphi_1)$
197	2-я	7-я снизу	v_H	ϑ_H

П о п р а в к а. В § 6.3 «Расчет соединений с натягом на ЭВМ» приняты обозначения: N — натяг без учета микронеровностей; $N_{p \min}$ (N_{\min}^n), $N_{p \max}$ (N_{\max}^n) — предельные натяги выбранной посадки.

Соответственно 6-й графический символ на рис. 6.8 следует читать $N_{\min} \leq N_{\min}^n$
 $N_{\max} \geq N_{\max}^n$,
а вместо $N_{\min} \geq N_{p \min}$ (с. 88, 2-я колонка) должно быть $N_{\min} \leq N_{p \min}$.

B

198 5732

Д.Н. Решетов

ДЕТАЛІИ МАШИН

МАСШТАБ 1:1000000