

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «ИВАНОВСКАЯ ПОЖАРНО-
СПАСАТЕЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ ГОСУДАРСТВЕННОЙ ПРОТИВОПОЖАРНОЙ
СЛУЖБЫ МИНИСТЕРСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ПО ДЕЛАМ ГРАЖДАНСКОЙ ОБОРОНЫ, ЧРЕЗВЫЧАЙНЫМ СИТУАЦИЯМ И
ЛИКВИДАЦИИ ПОСЛЕДСТВИЙ СТИХИЙНЫХ БЕДСТВИЙ»**



**Методические рекомендации
для самостоятельной работы
обучающихся по дисциплине
«Детали машин»**

(специальность 20.05.01 «Пожарная безопасность»)

Покровский А.А., Киселев В.В.

Методические рекомендации для самостоятельной работы обучающихся по дисциплине «Детали машин» (для специальности 20.05.01 «Пожарная безопасность») – Иваново: Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России. – 87 с.

Методические рекомендации для самостоятельной работы обучающихся по дисциплине «Детали машин» (для специальности 20.05.01 «Пожарная безопасность»).

В методических рекомендациях представлен теоретический и практический материал по дисциплине «Детали машин», для самостоятельного изучения ключевых тем. В методических рекомендациях также представлены вопросы для самопроверки и список рекомендуемой литературы.

Оглавление

	стр.
Введение	4
1. Основные понятия и определения дисциплины «Детали машин» . . .	6
2. Механические передачи	15
3. Валы, оси и их опоры	46
4. Соединения деталей машин	61
Список литературы.	87

Введение

Дисциплина «Детали машин» является основой общетехнической и общепрофессиональной подготовки специалиста в области пожарной безопасности.

Развитие современной пожарной техники ставит перед сотрудниками пожарной безопасности самые разнообразные задачи, связанные с расчетом различных сооружений (зданий, мостов, каналов, плотин и т.п.), с эксплуатацией всевозможных машин, механизмов, двигателей и, в частности, таких объектов, как пожарные автомобили, составляющие их узлы (гидроприводы, насосы). Конструирование машины независимо от того, выполняется оно учащимся или опытным инженером, - процесс творческий. Каждая конструкторская задача, как правило, имеет много решений. Опираясь на имеющиеся теоретические знания, учащийся должен выбрать из многих возможных решений одно, наилучшее. При этом ему приходится принимать во внимание часто противоречивые технологические и эксплуатационные требования, предъявляемые к проектируемому изделию. Несмотря на многообразие всех этих проблем, решения их в определенной части основываются на некоторых общих принципах и имеют общую научную базу.

Основные теоретические положения, изучаемые в дисциплине «Детали машин» широко используются при изучении ряда специальных дисциплин, а именно: «Пожарная техника», «Пожарная безопасность технологических процессов».

Механические системы, именуемые в дальнейшем «машины», предназначены для преобразования энергии и параметров материалов. Процесс преобразования параметров материалов заключается в перемещении материалов (транспортировке) и изменении формы и размеров (изготовление изделий из материала).

Машина как преобразователь состоит из отдельных деталей и узлов.

При этом конструктивно похожие составные части машин могут

использоваться во многих других механических системах без изменений (группа стандартных изделий) либо с изменениями отдельных размеров (группа типовых изделий).

Цель изучения дисциплины «Детали машин» состоит в том, чтобы ознакомить студентов с конструктивным многообразием стандартных и типовых деталей и узлов машин. Все эти изделия должны быть работоспособны, т. е. они должны выполнять свое назначение в течение заданного срока службы и в пределах регламентируемых значений технических показателей.

Условия работоспособности деталей машин определяют критерии, по которым рассчитываются основные конструктивные параметры деталей – их размеры и форма. При конструировании машин проводится проектный расчет. Этот расчет многопараметрический, отсюда проблема определения оптимальных значений параметров весьма сложна и ее решение трудоемко.

Поэтому важно не только понять, какие условия работоспособности и оптимизации будут главными, но и разобраться, какие параметры оказывают существенное влияние на эти критерии.

1. Основные понятия и определения дисциплины «Детали машин»

При изучении темы 1 следует особое внимание обратить на то, что все детали машин должны удовлетворять определенным критериям. К основным критериям работоспособности и расчета деталей машин относят: прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость, точность. Необходимо учесть, что работоспособность деталей зависит от материала. Выбор материала при проектировании изделий должен производиться с полным знанием его свойств, требований, условий эксплуатации и технологии изготовления. В машиностроении применяются стали, чугуны, цветные металлы, металлокерамические и неметаллические материалы. С их характеристиками следует ознакомиться в ходе изучения курса «Материаловедение и технология материалов». Также необходимо знакомство с основами взаимозаменяемости, с требованиями ЕСКД и другими вопросами, положенными в основу рационального конструирования машин.

В зависимости от характера рабочего процесса и выполняемых функций машины условно делятся на классы. Назовем некоторые из них.

Машины-двигатели преобразовывают какой-либо вид энергии в механическую, например, паровые машины, двигатели внутреннего сгорания, электродвигатели и т. п.

Машины-генераторы, преобразовывающие механическую энергию в другой вид энергии, например, компрессоры, динамомашин и т. п.

Технологические машины служат для непосредственного производства товарной продукции (станки для обработки конструкционных материалов, станки для переработки сырья, а также строительно-дорожные и сельскохозяйственные машины).

Транспортирующие машины: подъемные краны, лифты, элеваторы, эскалаторы, конвейеры, транспортеры, насосы, шнеки и др.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций; например, изделие из куска металла, литой корпус и т. д.

Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями (свинчиванием, клепкой, сваркой, пайкой и т. п.), например, автомобиль, станок, редуктор, сварной корпус.

Машиной называют устройство (изделие), выполняющее механические движения для преобразования энергии материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека.

Механизмом называют систему деталей, предназначенную для преобразования движений одной или нескольких деталей в требуемое движение других деталей. Понятие «механизм» является более широким, чем понятие «машина», «прибор» или «приспособление». Всякое из названных устройств

является одновременно *механизмом*, но не наоборот. Таким образом, можно говорить о механизмах машин, приборов и приспособлений.

Все детали машин и механизмов делятся на специальные и общего назначения. К деталям и сборочным единицам общего назначения относятся такие, которые встречаются почти во всех машинах (болты, валы, зубчатые колеса, подшипники, муфты и др.). Они составляют подавляющее большинство и изучаются в курсе «Детали машин». К деталям и сборочным единицам специального назначения относятся такие, которые встречаются только в одном или нескольких типах машин (шпиндели станков, поршни, шатуны, коленчатые валы и др.).

Все детали и сборочные единицы общего назначения делятся на три основные группы:

- *соединительные* (соединения) – резьбовые, шлицевые, заклепочные, сварные и др.;
- *детали, передающие вращательные движения* (зубчатые колеса, шкивы, звездочки);
- *детали и сборочные единицы, обслуживающие передачи*, (валы, подшипники, муфты).

Требования к деталям, критерии работоспособности и влияющие на них факторы.

Работоспособное изделие (деталь, сборочная единица, машина) *должно быть надежным и экономичным*. Таким образом, совершенство конструкции изделия оценивают по работоспособности, надежности и экономичности.

Работоспособность - состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции с параметрами, установленными требованиями технической документации.

Надежность - свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки. (Наработка - продолжительность или объем работы изделия, измеряемые в часах, километрах, кубометрах или в других единицах).

Экономичность - определяется стоимостью материала, а также затратами на производство изделия и его эксплуатацию.

При этом одним из существенных критериев, определяющих экономичность конструкции и ее совершенство, является технологичность. Технологичность конструкции обеспечивается:

- применением в новой машине деталей простейшей конфигурации с минимальной обработкой (штамповка, точное литье, фасонный прокат);
- рациональным сокращением многообразия видов, типов и типоразмеров деталей (узлов) одинакового функционального назначения (унификацией);
- стандартизацией конструктивных элементов деталей;
- системой допусков и посадок и классами точности;

- применением в новой машине деталей и сборочных единиц, ранее освоенных в производстве.

Конструкция технологична только при условии, если она изготовлена с минимальными затратами труда и средств в условиях каждого предприятия.

Работоспособность деталей оценивают по прочности, износостойкости, жесткости, теплостойкости, вибрационной устойчивости, коррозионной стойкости и точности. Это критерии работоспособности изделия, или возможные причины выхода его из строя.

Прочность.

Это способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок. Прочность является важнейшим критерием работоспособности деталей машин. Рассматривают прочность по характеру нагрузок: статическая, усталостная, ударная.

Контактная прочность

Помимо разрушения деталей в практике наблюдаются случаи разрушения поверхности деталей. Эти разрушения связаны с контактными напряжениями. Последние возникают в местах соприкосновения двух деталей в тех случаях, когда размеры площади касания малы по сравнению с размерами деталей (сжатие двух шаров, шара и плоскости, двух цилиндров и т.п.).

Усталостная прочность

При воздействии знакопеременных нагрузок с постоянной, переменной, случайной амплитудой.

Износостойкость

Это способность детали сохранять необходимые размеры и форму в процессе эксплуатации машины.

Различают следующие виды изнашивания:

- 1 - механическое,
- 2 - молекулярно-механическое,
- 3 - коррозионно-механическое.

Механическое изнашивание происходит при относительном перемещении контактирующих поверхностей в результате срезания и пластического деформирования микронеровностей. Кроме того, поверхности могут изнашиваться по причине попадания в зону контакта твердых посторонних частиц (абразивный износ).

Молекулярно-механическое изнашивание наблюдается при больших значениях σ_n . При этом под действием сил молекулярного сцепления происходит схватывание отдельных участков поверхности контакта. При относительном перемещении контактирующих поверхностей узлы схватывания разрушаются.

Коррозионно-механическое изнашивание заключается в истирании непрерывно возобновляющихся на контактирующих поверхностях пленок (окисных, пленок вторичных структур и других).

Исследования и опыт эксплуатации машин показывают возможность практически безизносной работы при условии обеспечения гидродинамического

режима трения контактирующих поверхностей деталей. Гидродинамический режим трения характеризуется отсутствием дискретных прорывов смазочного слоя, разделяющего контактирующие поверхности. Сплошная масляная пленка в контакте предотвращает непосредственное соприкосновение поверхностей и предохраняет их от возникновения того или иного вида износа.

Жесткость

Это способность деталей сопротивляться изменению их форму под действием нагрузок. Для некоторых деталей жесткость является основным критерием при определении их размеров.

Расчет на жесткость предусматривает ограничение упругих деформаций деталей в заданных пределах, допустимых для конкретных условий работы. Такими условиями могут быть условия работы сопряженных деталей (правильность зацепления двух зубчатых колес нарушается при больших прогибах валов; изогнутый вал может заклинить в подшипнике), а также технологические условия (точность и производительность обработки на металлорежущих станках в значительной степени определяются жесткостью станка и детали).

Нормы жесткости деталей устанавливают на основе практики эксплуатации и расчетов. Следует отметить, что актуальность критерия жесткости (значение расчетов на жесткость) непрерывно возрастает, так как совершенствование материалов происходит главным образом в направлении повышения их прочностных характеристик (σ_b и σ_T), а модуль упругости E (характеристика жесткости) повышается при этом значительно меньше или остается неизменным.

Теплостойкость

Это способность конструкции работать в пределах заданных температур в течение установленного срока службы. Перегрев деталей во время работы приводит к снижению их прочности и жесткости, ухудшению свойств смазки и увеличению износа деталей, уменьшению зазоров в подвижных соединениях, что приводит к заклиниванию и поломке, понижению точности работы прецизионных (точных) станков и т.п. Для обеспечения нормального теплового режима работы конструкции производят тепловые расчеты (расчеты червячных передач, подшипников скольжения и др.), основанные на составлении уравнения теплового баланса, и при необходимости вносят соответствующие конструктивные изменения (например, применяют охлаждение).

Расчеты на теплостойкость деталей машин, находящихся в напряженном состоянии, заключаются обычно в том, что эти детали рассчитывают на прочность по пониженным допускаемым напряжениям с учетом величины температуры их нагрева.

Виброустойчивость

Под виброустойчивостью понимают способность конструкции работать в нужной диапозоне режимов без недопустимых колебаний. Виброустойчивость является важным критерием работоспособности деталей быстроходных машин. Работа последних характеризуется сложными динамическими процессами. Под

действием инерционных и. внешних периодических сил, в высокоскоростных механизмах возбуждаются колебания, искажающие воспроизводимые кинематические функции движения звеньев. При этом фактические максимальные нагрузки, возникающие в механизмах, могут значительно превосходить номинальные, рассчитанные без учета колебаний. Особо опасными являются резонансные колебания, возникающие при совпадении собственных частот колебаний с частотами возмущающих сил.

Расчеты на колебания требуют комплексного подхода. Они проводятся не для отдельных деталей, а для систем. При этом, исследуя тот или иной механизм, необходимо учитывать взаимное влияние других механизмов машины. Отысканию численных значений искомых амплитудных и частотных характеристик рассматриваемой системы предшествует выбор динамической модели исследуемого механизма и составление дифференциальных уравнений движения.

Коррозионная стойкость

Соппротивление металлов химическому или электрохимическому разрушению поверхностных слоев и коррозионной усталости. Определяется сроком службы в коррозионной среде. Средства борьбы – легирование, покрытия.

Точность

Свойство машин работать в заданных пределах возможных отклонений параметров, например, размеров. Точность диктуется требуемой точностью рабочего процесса машины и нормальной работой механизмов. Влияет на скорость машин и их деталей.

Соблюдение рассмотренных критериев работоспособности (прочности, износостойкости, жесткости, теплостойкости и вибрационной устойчивости) обеспечивает надежность конструкции в течение установленного срока службы.

Более подробно основные законы и методику расчетов по указанным критериям рассмотрим ниже в инженерной форме и приложении к конкретным деталям изучаемого курса.

Условие прочности рассчитываемой детали машины выражается неравенствами: $\sigma \leq [\sigma], \tau \leq [\tau], s \geq [s]$.

Здесь σ - рабочее нормальное напряжение, возникающее в детали при действии эксплуатационных нагрузок; τ - рабочее касательное напряжение; $[\sigma]$, $[\tau]$ - допускаемые напряжения.

(При растяжении, сжатии и изгибе расчет ведется по нормальным напряжениям, а при кручении - по касательным).

S - действительный коэффициент запаса прочности для рассчитываемой детали;

$[S]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности.

Расчет по допускаемым напряжениям обычно выполняется как проектный для определения основных размеров детали. Расчет по коэффициентам запаса выполняется как уточненный (проверочный) расчет сконструированной детали, на основе ее рабочего чертежа, когда есть, возможность достаточно точно учесть

все факторы, влияющие на прочность детали (концентрацию напряжений, масштабный фактор).

Допускаемые напряжения определяются, как $[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{S}$ или $[\tau] = \frac{\tau_{пред}}{S}$.

Здесь $\sigma_{пред}$, $\tau_{пред}$ соответственно предельное нормальное и предельное касательное напряжение, при достижении которых рассчитываемая деталь выходит из строя вследствие возникновения недопустимо большой остаточной деформации или вследствие разрушения.

Нагрузки на детали машин и возникающие в них напряжения могут быть постоянными и переменными во времени.

При расчетах на прочность при постоянных напряжениях в качестве $\sigma_{пред}$ ($\tau_{пред}$) принимают:

- для стальных деталей - предел текучести (σ_T , τ_T);
- для чугунных деталей - предел прочности (временное сопротивление) σ_B (τ_B).

При переменных напряжениях в качестве $\sigma_{пред}$ ($\tau_{пред}$) принимают соответствующий предел выносливости (усталости) σ_R (τ_R).

Переменные напряжения, возникающие в деталях машин, в большинстве случаев изменяются во времени периодически, например, по синусоидальному закону. Изобразим график изменения нормальных (касательных) напряжений. По оси абсцисс отложим время t , по оси ординат - величины напряжений σ (τ) (Рис.1.1).

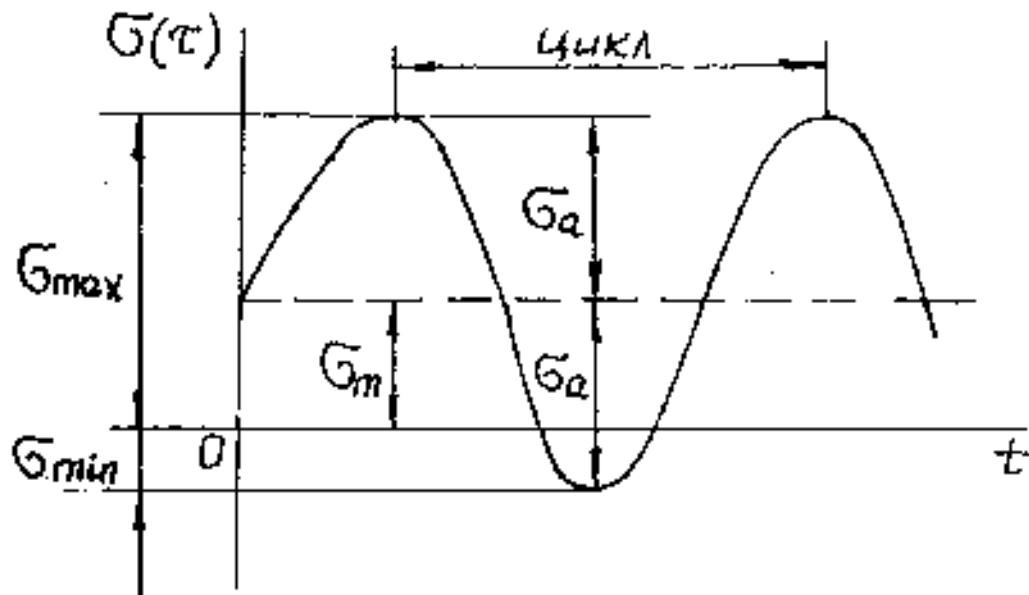


Рис.1.1.

Совокупность всех значений, принимаемых переменными напряжениями за один период их изменения наз. циклом напряжений. На рисунке обозначено:

σ_{max} – наибольшее напряжение цикла;

σ_{min} – наименьшее напряжение цикла;

σ_m – среднее напряжение цикла; $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$;

σ_a – амплитуда цикла; $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$.

Отношение наименьшего напряжения цикла к наибольшему, называется коэффициентом асимметрии цикла $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$.

Если напряжения σ_{\max} и σ_{\min} равны по абсолютной величине, и противоположны по знаку, то цикл называется симметричным.

При симметричном цикле $\sigma_m = 0$, $R = -1$ и $\sigma_a = \sigma_{\max}$.

Пределы выносливости (усталости) могут быть приближенно определены как $\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5) \sigma_B$, $\tau_{-1} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_B$.

Если напряжения (σ_{\max} и σ_{\min} не равны по абсолютной величине, то цикл называется асимметричным.

Асимметричные циклы, у которых $\sigma_{\max} = 0$ или $\sigma_{\min} = 0$ называют пульсирующими (отнулевыми) (Рис.1.2).

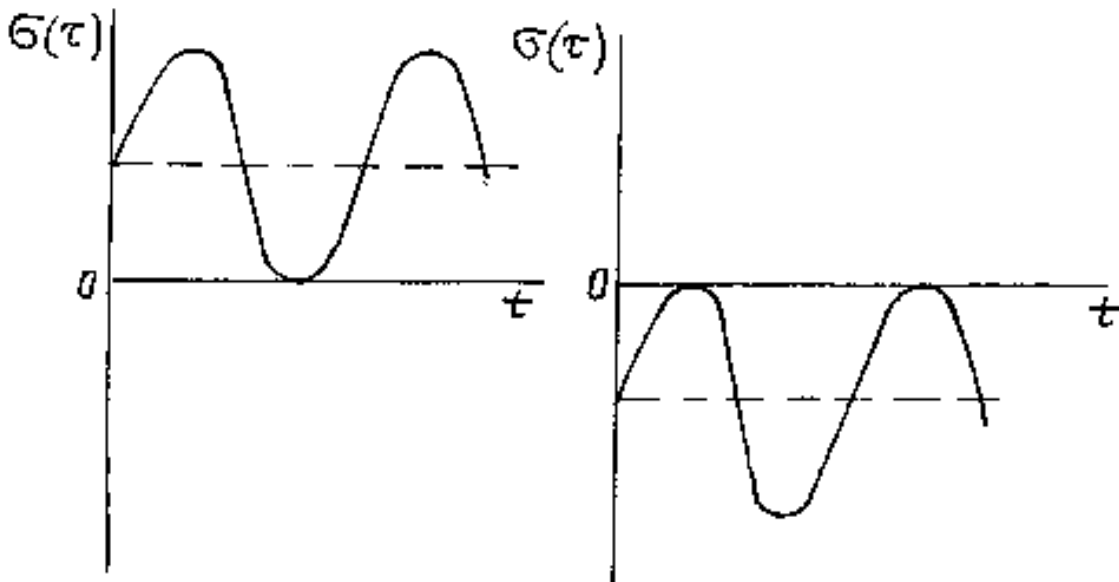


Рис.1.2. Отнулевые циклы

При пульсирующем цикле $R = 0$ (или $R = -\infty$) и $\sigma_a = \sigma_m = 0,5 \sigma_{\max}$.

Если $R=1$, то напряжения постоянны, т.е. имеет место статическое нагружение детали.

Все сказанное относительно нормальных переменных напряжений полностью относится к касательным переменным напряжениям. Соответственно для касательных переменных напряжений в формулах вместо σ следует писать τ .

Основы проектирования механизмов, стадии разработки.

Современные методы расчета конструкций построены на основе анализа причин выхода из строя отдельных деталей и рабочих частей, уточнения влияния нагрузок на работу отдельных частей машин. Условия работы деталей машин часто бывают столь разнообразными, что их не всегда удается проанализировать и облечь в форму точного расчета. Поэтому в деталях машин широко

применяются расчеты по приближенным формулам и эмпирическим зависимостям.

Понятие о проектировании и конструировании. Основной задачей проектирования и конструирования машин и механизмов является разработка документации (чертежей, пояснительных записок, инструкций и др.), необходимой для изготовления, монтажа, испытания и эксплуатации создаваемой конструкции.

Термин *проектирование* обычно относится к разработке общих схем редукторов, установок. Конструирование включает дальнейшую детальную разработку всех вопросов, решение которых необходимо для воплощения принципиальной схемы в реальную конструкцию.

Документация, получаемая в результате проектирования и, в итоге, конструирования, носит единое наименование – *проект*.

В инженерной практике приняты две формы расчета – *проектная* и *проверочная*.

При проектном расчете определяют размеры детали по формулам, соответствующим главному критерию работоспособности (прочности, жесткости, износостойкости и др.). Проектные расчеты основаны на ряде допущений и выполняются как предварительные.

При проверочном расчете при помощи главного критерия работоспособности определяются фактические напряжения и коэффициенты запаса прочности детали и сравниваются с допускаемыми величинами, т. е. проверяется условие прочности.

Проверочный расчет является уточненным и производится, когда форма и размеры детали известны из проектного расчета или приняты конструктивно.

В процессе проектирования расчет и конструирование органически связаны. При этом многие размеры, необходимые для расчета, берутся конструктором из чертежа, а сам расчет приобретает в большинстве случаев форму проверочного для принятой или намечаемой конструкции.

Проверочный расчет применяется также для определения нормы нагрузки уже существующих конструкций.

При расчете деталей машин одним из ответственных этапов является выбор материалов. Правильно выбранный материал в значительной мере определяет качество деталей и машины в целом. Для изготовления деталей машин применяются самые различные металлические и неметаллические материалы.

К металлическим материалам относятся черные металлы (чугуны и стали), сплавы цветных металлов (бронзы, латуни, баббиты), легкие сплавы (алюминиевые и магниевые), биметаллы. Черные металлы являются основными машиностроительными материалами. Они сравнительно дешевы, обладают высокой прочностью. Сплавы цветных металлов дороги, но имеют высокие антифрикционные свойства, хорошо обрабатываются резанием. Легкие сплавы (силумин, дюралюминий и др.) имеют малую плотность и обладают хорошими литейными свойствами.

К неметаллическим материалам относятся пластмассы (текстолит, винипласт, древеснослоистые пластики), металлокерамические материалы, резина, графит. Обладая рядом ценных свойств, легкостью, прочностью, тепло- и электроизоляцией, стойкостью против действия агрессивных сред, фрикционностью или антифрикционностью, пластмассы находят в машиностроении все большее распространение. Техничко-экономическая эффективность применения пластмасс в машиностроении определяется снижением веса машин и экономией металлов.

При выборе материалов для изготовления конкретных деталей необходимо учитывать следующие факторы:

- соответствие свойств материала главному критерию работоспособности детали (прочность, жесткость, износостойкость и др.);
- габаритные размеры, массу деталей и машины в целом;
- другие требования, связанные с назначением детали и условиями ее эксплуатации: противокоррозионная стойкость, фрикционные свойства, электроизоляционные свойства и т. д.;
- соответствие технологических свойств материала форме и намечаемому способу обработки детали (штампруемость, свариваемость, литейные свойства, обрабатываемость на станках);
- стоимость и дефицитность материала.

Вопросы для самопроверки:

1. Какие факторы влияют на выбор материала детали?
2. Какие виды машин Вы знаете?
3. Какие виды деталей Вы знаете?
4. Назовите основные требования, предъявляемые к деталям машин.
5. Назовите основные критерии работоспособности деталей машин.

2. Механические передачи

При изучении темы наибольшее внимание следует уделить зубчатым и червячным передачам.

Обратите внимание на то, что основным критерием работоспособности открытых передач является прочность зубьев на изгиб, закрытых (размещающихся в закрытом корпусе) - контактная прочность. Основным расчетным параметром является межосевое расстояние или модуль зацепления.

Важно помнить, что при расчете червячных передач дополнительно производится тепловой расчет по уравнению теплового баланса.

Для усвоения данной темы следует выполнить следующие задачи: кинематический расчет привода, проектный и проверочный расчет зубчатой, червячной, ременной и цепной передач.

Зубчатые передачи

Зубчатая передача - это трехзвенный механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижным звеном вращательные или поступательные пары.

Это один из старейших способов передачи вращения между валами. Еще тысячу лет до н.э. были известны *корончатые* и *цепочные* колеса.

Распространение получили две формы зубьев – *эпициклоидальная* и *эвольвентная*. Эпициклоидой называется кривая, образованная точкой на окружности, перекатывающейся по внешней стороне неподвижного круга. Ее открыл в 1525 году великий художник и математик Альбрехт Дюрер. Спустя 125 лет появились первые зубчатые колеса с эпициклоидальным профилем зуба, предложенные и изготовленные французским математиком и инженером Жюлем Дезаргом (1593–1661), а в 1694 году выполнен первый математический анализ эпициклоидального зацепления. Однако лишь в первой четверти XIX столетия точные методы расчета таких зацеплений стали достоянием инженеров-практиков.

История эвольвентного зацепления еще короче. Эвольвента – частный случай эпициклоиды, при которой образующая окружность перекатывается по кругу бесконечно большого радиуса, то есть по прямой линии. Зацепление это было предложено в 1754 году великим математиком и механиком Леонардом Эйлером.

В данный момент насчитывается большое количество зубчатых передач, выполняющих различные задачи.

Классификация зубчатых передач

По расположению зубьев на колесах различают передачи:

- прямозубые,
- косозубые,

- шевронные
- передачи с круговым зубом (Рис.2.1).

По расположению осей валов различают передачи:

- цилиндрические (с параллельными осями),
- конические (с пересекающимися осями),
- а также винтовые и гипоидные (с перекрещивающимися осями).

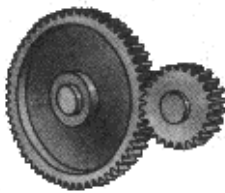
По форме профиля зуба различают:

- эвольвентные;
- с циклоидальным профилем;
- круговые (зацепление Новикова) передачи. (Зацепление М.Л.

Новикова, предложенное в 1954 году, считалось весьма перспективным, благодаря его высокой несущей способности. Однако в современном машиностроении имеет весьма ограниченное применение из-за сложности изготовления и монтажа).

В зависимости от взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают внешнего и внутреннего зацепления.

Вид передачи



а) прямозубая

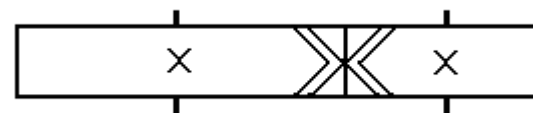
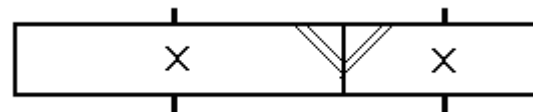
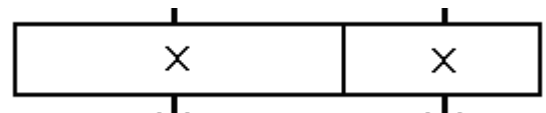


б) косозубая



в) шевронная

Схематичное изображение по
ГОСТ 2770-74





г) с круговым зубом

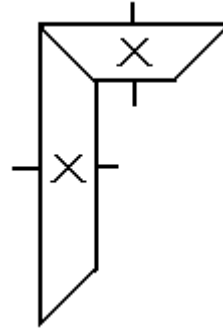


Рис.2.1. Классификация и схематичное обозначение зубчатых передач

В настоящее время в России разработана концепция нового типа зубчатых передач с параллельными и пересекающимися осями вращения с зацеплением торцевых зубьев по улиткам Паскаля. Данная разработка уже нашла применение. В частности, на ее основе создана малогабаритная канатная лебедка повышенной тяги. Состоит из 2-х ступеней зубчатых колес с торцовым зацеплением по улиткам Паскаля. Обладает такими преимуществами, как увеличенная нагрузочная способность, малогабаритное исполнение, компактность, дает при равной массе в 3 раза больше тяговое усилие, чем обычные шестеренчатые (масса - 25 кг, тяговое усилие - 4 000 кг, передаточное отношение - 36). На её основе можно получить более высокопроизводительную спасательную технику.



Рис. 2.2. Новый тип зубчатых передач с торцевым зацеплением.

Основные достоинства зубчатых передач:

- высокая нагрузочная способность и, как следствие, малые габариты;
- практически неограниченный срок службы;
- высокий КПД (до 0,97-0,98 в одной ступени);
- постоянство передаточного числа вследствие отсутствия проскальзывания;
- возможность применения в широком диапазоне скоростей, мощностей и передаточных чисел.

В качестве недостатков зубчатых передач можно отметить повышенные требования к точности изготовления и шум при работе на высоких скоростях. Отмеченные недостатки не снижают, однако, существенного преимущества зубчатых передач перед другими. Вследствие этого зубчатые передачи имеют наиболее широкое распространение во всех отраслях машиностроения.

Все параметры, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач стандартизованы. Стандарты устанавливают также методы их расчета.

Меньшее из пары сцепляющихся зубчатых колес принято называть *шестерней*, а большее - *колесом*. Термин зубчатое колесо является общим, т.е. имеет отношение как к шестерне, так и к колесу.

Параметрам шестерни присваивают, как правило, индекс 1, а параметрам колеса 2.

Зацепление зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения двух окружностей определенного диаметра d_{w1} , d_{w2} . Эти окружности называются *начальными* и имеют смысл только для пары зубчатых колес.

Для отдельно взятого колеса существует окружность, по которой обкатывается инструмент при нарезании зубчатого колеса. Она носит название *делительной*. У подавляющего большинства зубчатых передач диаметры делительных и начальных окружностей совпадают.

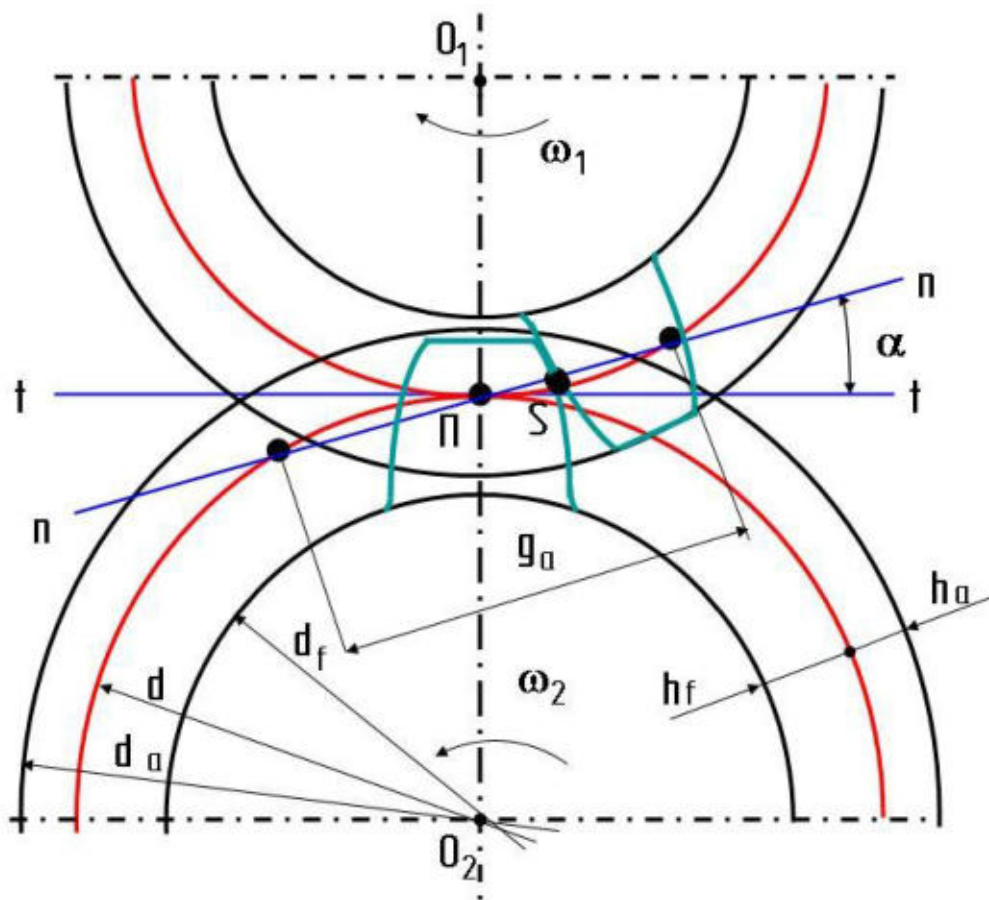


Рис.2.3. зубчатое зацепление

$t-t$ - общая касательная к начальным окружностям.

$n-n$ - линия зацепления (общая нормаль, по которой перемещается точка зацепления S при вращении колес).

P - полюс зацепления (точка пересечения линии зацепления $n-n$ с линией центров O_1O_2).

S - точка зацепления (точка касания профилей сопряженных зубьев шестерни и колеса).

α - угол зацепления (угол, образованный линией зацепления n-n и общей касательной t-t к начальным окружностям). Для некорректированных зубчатых передач $\alpha = 20^\circ$.

Элемент зуба, расположенный с внешней стороны делительной окружности называется головкой зуба h_a , а с внутренней — ножкой зуба h_f .

Расстояние между одноименными профилями двух соседних зубьев, измеренное по начальной окружности диаметра d_{w1} называется начальным шагом p . Длина начальной окружности равна:

$$Zp = \pi d_w \rightarrow d_w = z(p / \pi) \quad (2.1)$$

d_1, d_2 - диаметры делительных окружностей. В случае равенства $d_w = d$ выражение (1) преобразуется следующим образом:

$$d = Z p / \pi.$$

Так как π – число иррациональное, было введено обозначение $m = p / \pi$ - модуль зацепления (линейная величина в π раз меньшая шага p . Модуль принят в качестве основного параметра при расчетах и измерении зубчатых колес. Для пары сцепляющихся колес модуль должен быть одинаковым. Для ограничения количества зуборезного инструмента модули стандартизованы. Значение модулей стандартизованы в диапазоне от 0,05 до 100 мм). Основой для определения размеров зубчатой передачи является модуль m , который выбирается из стандартного ряда СТСЭВ 310-76.

I 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3;... 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5 и т. д.

II 0,14; 0,18; 0,22; 0,28; 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; ит. д.

Первый ряд следует предпочитать второму. Z_1, Z_2 - число зубьев шестерни и колеса.

В зависимости от окружности по которой определен модуль различают делительный, основной, начальный. Для косозубых колес еще и нормальный, торцевой и осевой модули. В ряде стран используется величина обратная модулю, которая называется питчем. Питч (диаметральный) - число зубьев колеса, приходящееся на дюйм диаметра. Исходя из этого модуль можно определить, как число миллиметров делительного диаметра, приходящееся на один зуб.

Основные размеры цилиндрической прямозубой передачи без смещения:

h_a - высота головки зуба; $h_{a1} = h_{a2} = m$;

h_f - высота ножки зуба; $h_{f1} = h_{f2} = 1,25m$;

h - высота зуба; $h = h_f + h_a = 2,25m$.

Делительный диаметр

$$d_1 = mZ_1, d_2 = mZ_2; \quad (2.2)$$

d_{a1}, d_{a2} - диаметры вершин зубьев шестерни и колеса,

$$d_{a1} = d_1 + 2m = m(Z_1 + 2); d_{a2} = d_2 + 2m = m(Z_2 + 2); \quad (2.3)$$

диаметры впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = m(Z_1 - 2,5); d_{f2} = d_2 - 2,5m = m(Z_2 - 2,5). \quad (2.4)$$

a - межосевое расстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} \quad (2.5)$$

Знак (+) относится к наружному зацеплению, знак (-) - к внутреннему.

Отношение угловой скорости ω_1 ведущего зубчатого колеса к угловой скорости ведомого колеса называют передаточным отношением

$$i_{1-2} = \omega_1 / \omega_2 \quad (2.6)$$

А отношение большего числа зубьев к меньшему — передаточным числом

$$u = Z_2 / Z_1 = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1 = d_2 / d_1 \quad (2.7)$$

Для замедляющих передач абсолютные значения i и u совпадают. В силовых передачах $u = 6 \dots 8$, а в кинематических и -» 12,5 (ГОСТ 2185-66).

Основная задача любой силовой передачи – восприятие крутящего момента. Он определяется по следующим зависимостям:

$$T_1 = 1000P_1 / \omega_1; T_2 = T_1 u \eta, \quad (2.8)$$

где η – КПД передачи.

Данные зависимости справедливы и для других классов передач вращения, отличных от зубчатых.

Рабочий участок линии зацепления - это отрезок g_a , по которому перемещается точка контакта зубьев S (рис.2.3).

Соответствующая рабочей линии зацепления дуга начальной окружности называется дугой зацепления ($S_{\text{зац}}$). Отношение $\varepsilon = S_{\text{зац}}/p$ называется коэффициентом торцового перекрытия. ε определяет средневзвешенное по времени число зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. Чем больше ε , тем более благоприятные условия работы передачи. Для цилиндрических прямозубых передач без смещения можно пользоваться приближенной формулой:

$$\varepsilon_a = [1,88 - 3,2(1/z_1 \pm 1/z_2)] \quad (2.9)$$

Верхние знаки относятся к внешнему зацеплению, а нижние к внутреннему. $\varepsilon_{\min} = 1,2$, а наибольшее возможное для прямозубой с внешним зацеплением передачи $\varepsilon = 2$.

Основная теорема зубчатого зацепления

Для плавной работы и эффективной передачи энергии вращения посредством зубчатого зацепления необходимо, чтобы зубья имели особую форму.

Суть основной теоремы зацепления состоит в том, что для обеспечения условия $i = \text{const}$ сопряженные профили зубьев должны быть очерчены такими кривыми, у которых нормаль п-п в любой точке взаимного касания зубьев всегда проходит через постоянную точку Π на линии центров колес $O_1 O_2$.

Теореме удовлетворяют несколько видов кривых, однако применение получила кривая, называемая *эвольвентной*. В настоящее время она применяется почти на всех зубчатых колесах. (Эвольвента – это кривая, которую прочертит карандаш на конце туго натянутой нити, сматываемой с неподвижного кругового цилиндра.) Эвольвента может быть получена как траектория любой

точки прямой, перекатывающаяся по так называемой основной окружности радиуса

$$r_{B1} = r_{w1} \cdot \cos \alpha, \quad (2.10)$$

где α – угол зацепления (для стандартного зацепления $\alpha = 20^\circ$).

Из основной теоремы зацепления следует, что в эвольвентной передаче линия зацепления - нормаль п-п.

Эвольвента имеет ряд преимуществ по сравнению с другими кривыми, удовлетворяющими теореме зацепления:

- зубчатые колеса нарезают простым инструментом – одним и тем же для разного числа зубьев.

- при изменении межосевого расстояния, например, из-за ошибок изготовления, изменится угол зацепления, диаметры начальных окружностей, а эвольвенты будут касаться другими участками, не нарушая закона зацепления.

Краткие сведения о методах изготовления зубчатых колес.

Зубчатые колеса могут быть изготовлены посредством следующих технологических операций:

1. Зубофрезерование (самый распространенный метод) при помощи специальных червячных или дисковых модульных фрез;

2. Зубодолбление при помощи специальных режущих инструментов - долбяков;

3. Зубострогание - как правило двумя резцами;

4. Накатка - изготовление колес с мелким зубом.

5. Нарезание резцовыми головками.

В качестве отделочных операций применяют шлифование, шевингование, хонингование, прикатку, притирку зубьев. Для обеспечения повышенной прочности поверхность зубьев подвергают термообработке азотированию, закалке ТВЧ и т.д.

Точность изготовления зубчатых передач регламентируется СТ СЭВ 641-77, который предусматривает 12 степеней точности: 1, 2, 3... 12 (в порядке убывания точности). Каждая степень точности характеризуется тремя показателями:

- 1 - нормой кинематической точности;

- 2 - нормой плавности работы;

- 3 - нормой контакта зубьев.

Наибольшее распространение имеют 6, 7 и 8 степени точности.

Стандарт допускает комбинацию степеней точности по отдельным нормам.

Во избежание заклинивания зубьев стандартом предусмотрены такие шесть видов сопряжения зубчатых колес А, В, С, Д, Е, Н (в порядке уменьшения бокового зазора в зацеплении).

Стандарт устанавливает также допуски на межосевое расстояние, перекос валов и некоторые другие параметры.

Требования к точности силовых передач повышаются с ростом скорости, поскольку динамические нагрузки, вызванные погрешностями изготовления зубчатых колес и деталей, определяющих их взаимное расположение, пропорциональны скорости.

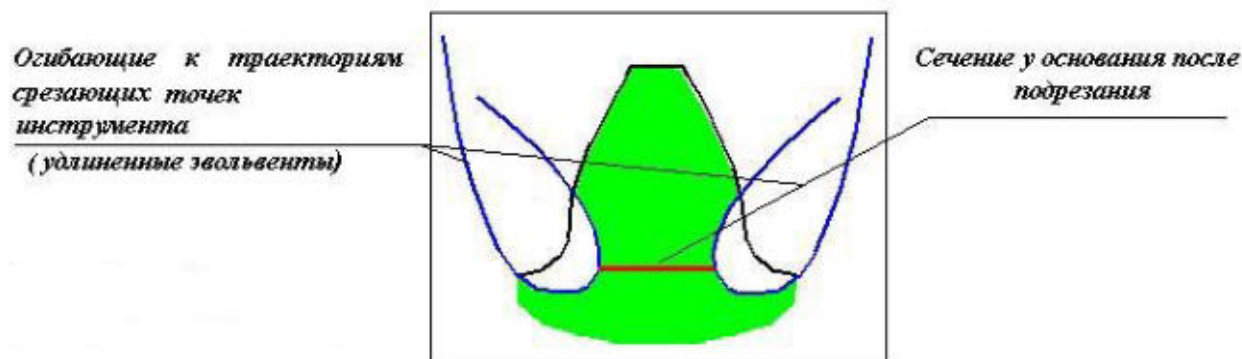


Рис. 2.4.

На рисунке 2.4 показано изменение формы зуба в зависимости от числа зубьев колеса.

Как было сказано выше, нарезание зубьев колес производится реечным инструментом (червячной фрезой) или долбяком методом *огибания*. При нарезании зуба фрезой (рейкой) её начальная прямая катится без скольжения по делительной окружности нарезаемого колеса. Начальной прямой может быть делительная прямая или параллельная ей и отстоящая на расстоянии xm , где x – коэффициент смещения исходного контура. Положительным принято смещение от центра колеса ($+xm$), отрицательным – к центру ($-xm$).

При положительном смещении рейки увеличиваются диаметры вершин зубьев и впадин на величину $2xm$. Диаметры делительной и основной окружностей остаются без изменения. Толщина зуба по делительной окружности и у основания увеличивается, что повышает несущую способность передачи. Однако толщина по окружности вершин уменьшается.

С уменьшением Z уменьшается толщина зуба у основания и вершины. При некотором $Z < Z_{\min}$ происходит подрезание ножки зуба режущей кромкой инструмента, что резко снижает прочность зуба. Минимально допустимое число зубьев, соответствующее границе подрезания $Z = 17$.

Для устранения явлений подрезания зубьев при $Z < Z_{\min}$ применяют *корректирование* – положительное смещение рейки. Кроме того, корректированием обеспечивается:

- повышение изгибной прочности зубьев за счет увеличения их толщины;
- повышение контактной прочности за счет увеличения радиуса кривизны в полюсе зацепления;
- получение заданного межосевого расстояния передачи.

Червячные передачи.

Червячная передача — это механизм для передачи вращения зацеплением с непосредственным контактом витков червяка и зубьев червячного колеса (рис. 2.5). Червяк 1 — это винт с трапецеидальной или близкой к ней по форме резьбой. Червячное колесо 2 является косозубым зубчатым колесом с зубьями особой дуговой формы. Такая форма зубьев обеспечивает увеличение длины и прочности зубьев на изгиб.

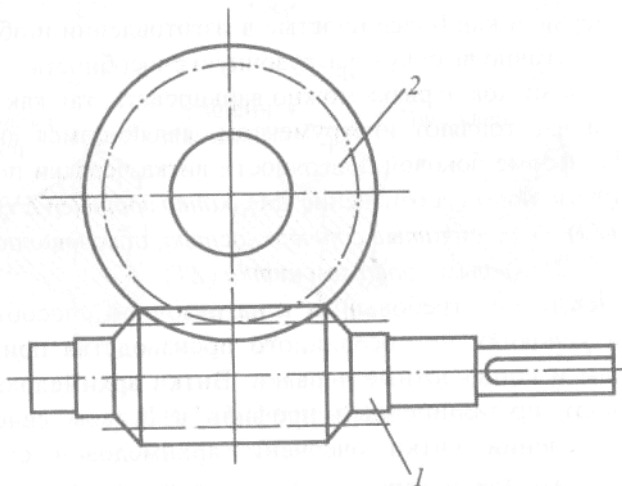


Рис.2.5. Червячная передача

Червячные передачи применяют при необходимости передачи движения между перекрещивающимися (как правило, взаимноперпендикулярными) валами. При вращении червяка его витки плавно входят в зацепление с зубьями колеса и приводят его во вращение. Передачи используют в станках, автомобилях, подъемно-транспортных и других машинах.

Достоинства червячных передач: 1) возможность получения большого передаточного числа в одной ступени; 2) плавность и малошумность работы; 3) повышенная кинематическая точность; 4) Возможность самоторможения.

Недостатки червячных передач: 1) низкий КПД; 2) необходимость изготовления зубьев колеса из дорогих антифрикционных материалов; 3) повышенные требования к точности сборки, необходимость регулировки; 4) необходимость специальных мер по интенсификации теплоотвода.

По форме тела червяки разделяют на *цилиндрические, глобоидные и торoidalные*. Наибольшее применение находят цилиндрические червяки как более простые в изготовлении и обеспечивающие достаточно высокую нагрузочную способность.

Профиль витков червяка можно варьировать, так как червячные колеса изготавливают инструментом, являющимся аналогом червяка. По форме боковой поверхности витка червяки подразделяют на *архимедовы* (обозначение *ZA*), *конволютные* (*ZN*), *эвольвентные* (*ZJ*), *нелинейчатые с поверхностью, образованной конусом* (*ZK*), и *с вогнутым профилем витка* (*ZT*).

Причины выхода из строя червячных передач (в порядке убывания частоты проявления отказов).

1. *Износ* зубьев колеса ограничивает срок службы большинства передач. Интенсивность износа увеличивается при загрязненном смазочном материале, при неточном монтаже зацепления, при повышенной шероховатости рабочей поверхности червяка.

2. *Заедание* при твердых материалах колес происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев частицами колеса, приварившимися к червяку. В случае применения мягких материалов колес заедание проявляется в менее опасной форме, возникает перенос («намазывание») материала колеса на рабочую поверхность червяка.

3. *Усталостное выкрашивание* наблюдается только на поверхности зубьев колес, изготовленных из материалов, стойких к заеданию.

4. *Пластическая деформация* рабочих поверхностей зубьев колеса возникает при действии больших перегрузок.

5. *Усталостная поломка* зубьев колеса происходит в результате значительного их износа.

Усталостная поломка витков или тела червяка и усталостный разрыв венца колеса по впадине зуба возникают редко.

Материалы червяка делят на группы: 1) нетермообрабатываемые, 2) улучшаемые, 3) поверхностно-закаливаемые, 4) цементуемые под закалку, 5) подвергаемые азотированию и хромированию. Наиболее применяемый материал — сталь 18ХГТ, твердость поверхности после цементации и закалки 56...63HRC₃. Используют также стали 40Х, 40ХН, 35ХГСА с поверхностной закалкой до твердости 45...55HRC₃. Во всех этих случаях необходимы шлифование и полирование червяка.

Червячное колесо обычно выполняют составным: венец — из антифрикционных, относительно дорогих и малопрочных материалов; центр — из стали; при небольших нагрузках — из чугуна. Материалы венцов червячных колес разделяют на группы (в порядке снижения сопротивляемости заеданию и усиленному износу): 1) оловянистые бронзы (БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1, БрО5Ц5С6 и др.); 2) безоловянистые бронзы и латуни (БрА9ЖЗЛ, БрА10Ж4Н4Л, ЛАЖМц66-6-3-2 и др.); 3) чугуны (СЧ15, СЧ20 и др.). Чем выше содержание олова в бронзе, тем она дороже, но тем выше сопротивление заеданию.

Передаточное число и геометрические соотношения в червячной передаче.

Мощность P_x на червяке при длительной работе обычно составляет около 30 кВт, при повторно-кратковременном режиме — до 200 кВт. Передаточные числа выбирают от 8 до 80, в кинематических передачах — до 1000.

Основные геометрические размеры червяка представлены на рис. 2.6. В червячных передачах угол профиля обычно принимают равным 20°. У архимедовых червяков его определяют в осевом сечении, у конволютных и эвольвентных — в нормальном сечении ($\alpha_w = 20^\circ$), у нелинейчатых находят как угол конуса производящей поверхности. Для передач с вогнутым червяком угол

$$d_{t2} = m(z_2 - 2,4) \quad (2.14)$$

Коэффициент полезного действия. Силы, действующие в зацеплении.

При вращении витки скользят по зубьям колеса; скорость скольжения v_s направлена по касательной к винтовой линии и может быть выражена через скорости колеса v_2 и червяка v_1 (рис.2.8).

$$v_s = v_1 / \cos \gamma = v_2 / \sin \gamma \quad (2.15)$$

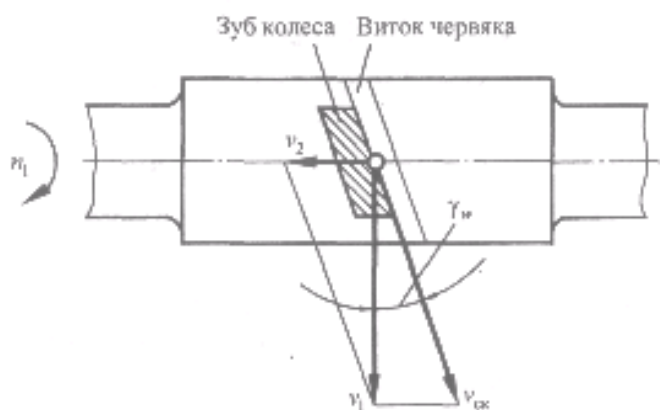


Рис. 2.8.

Сила трения в червячной передаче $F_{тр} = F_n f'$ направлена по касательной к винтовой линии червяка.

Значения f' (приведенный коэффициент трения) и угла φ' (приведенный угол трения) непостоянны и зависят от скорости скольжения и материала колеса - уменьшаются с увеличением скорости скольжения, так как при этом улучшаются условия образования масляного слоя.

При числе витков $z_1 = 1; 2; 4 \rightarrow z_2$ φ' в силовых передачах может достигать до 8° ; кинематически до 50° . С увеличением числа заходов червяка возрастает КПД передачи, но уменьшается передаточное число.

К. П. Д. червячной передачи:

а) при ведущем червяке

$$\eta = (F_{t2} v_2) / (F_{t1} v_1) = C(\tan \gamma) / (\tan(\gamma + \varphi')); \quad (2.16)$$

б) при ведущем колесе

$$F_{t1} = F_{t2} \tan(\gamma - \varphi')$$

$$\eta' = (F_{t1} v_1) / (F_{t2} v_2) = (\tan(\gamma - \varphi') / (\tan \gamma)) < \eta \quad (2.17)$$

Движение от колеса к червяку невозможно, ($\eta \leq 0$), если $\gamma < \varphi$.

Это передача самотормозящаяся.

При работе червячной передачи сила нормального давления F_n образует с силой трения $F_{тр}$ возникающей между витками червяка и зубьями колеса равнодействующую силу F_c которая может быть разложена на три составляющие – окружную на червяке F_{t1} (равную осевой на колесе F_{a2}) и осевую на червяке $F_{a1} = F_{t2}$ и радиальную F_r .

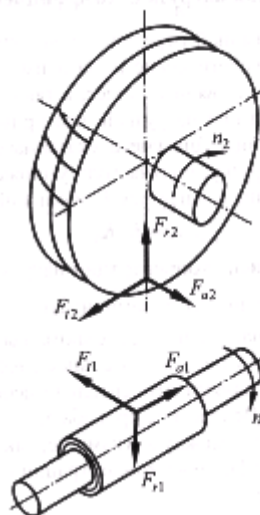


Рис.2.9.

$$\begin{cases} F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \\ F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w \\ F_{t2} = 2T_1/d_2 \end{cases} \quad (2.18)$$

Сила нормального давления

$$F_n = F_{t2} / (\cos \gamma \cos \alpha_w) = 2T_2 / (d_2 \cos \alpha \cos \gamma) \quad (2.19)$$

В этих зависимостях T – вращающие моменты на валах колеса, червяка, Нм; α – угол профиля витка червяка, d – линейные размеры, мм.

Планетарные передачи

Планетарными называются передачи, содержащие зубчатые колеса с перемещающимися осями (рис. 2.10). Передача состоит из центрального колеса 1 с наружными зубьями, центрального колеса 3 с внутренними зубьями, водила Н и сателлитов 2. Сателлиты вращаются вокруг своих осей и вместе с осью вокруг центрального колеса, т.е. совершают движение, подобное движению планет.

При неподвижном колесе 3 движение может передаваться от 1 к Н или от Н к 1; при неподвижном водиле Н – от 1 к 3 или от 3 к 1. При всех свободных звеньях одно движение можно раскладывать на два (от 3 к 1 и Н) или два соединять в одно (от 1 и Н к 3). В этом случае передачу называют дифференциальной.

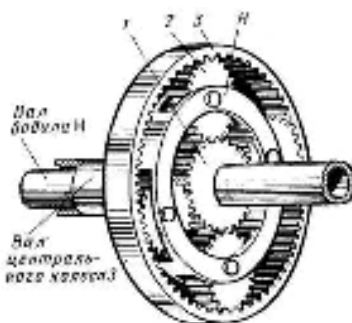


Рис. 2.10. Планетарный механизм

Планетарные передачи имеют существенные преимущества:

- нагрузка в планетарных передачах передается одновременно несколькими сателлитами, следовательно, силы, действующие на зубья колес, соответственно уменьшаются, что позволяет использовать колеса меньших габаритных размеров и массы;

- в планетарных передачах рационально используются колеса внутреннего зацепления, обладающие большей (по сравнению с колесами наружного зацепления) нагрузочной способностью;

- равномерное распределение сателлитов по окружности приводит к уравниванию радиальных сил, действующих на колеса, и, следовательно, к разгрузке подшипников центральных колес и вала;

- применение планетарного механизма позволяет легко осуществить компактную конструкцию соосного редуктора, т.е. такого редуктора, у которого оси ведущего и ведомого валов совпадают. Это имеет важное значение для поршневых и турбовинтовых авиационных двигателей. Например, при помощи так называемого дифференциального планетарного редуктора можно от одного двигателя приводить во вращение два соосных винта, скорости вращения которых будут изменяться в полете в соответствии с изменением шага винта.

К недостаткам планетарных передач относятся повышенные требования к точности изготовления и монтажа.

Волновые механические передачи

Волновая передача основана на принципе преобразования параметров движения за счет волнового деформирования гибкого звена механизма. Впервые такая передача была запатентована в США инженером Массером.

Волновые зубчатые передачи (рис. 2.11) являются разновидностью планетарных передач, у которых одно из колес гибкое.

Волновая передача включает в себя жесткое зубчатое колесо b с внутренними зубьями и вращающееся гибкое колесо g с наружными зубьями. Гибкое колесо входит в зацепление с жестким в двух зонах с помощью генератора волн (например, валика h с двумя роликами), который соединяют с корпусом передачи b .

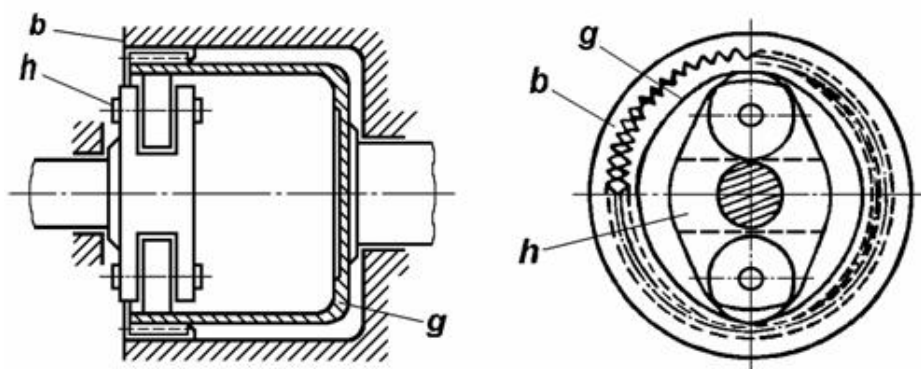


Рис. 2.11. Волновая зубчатая передача

Гибкое зубчатое колесо представляет собой гибкий цилиндр, один конец которого соединен с валом и сохраняет цилиндрическую форму, а другой конец имеет зубья. Генератор волн служит для образования и движения волны деформации на гибком зубчатом колесе.

Генераторы волн бывают механические, пневматические, гидравлические, электромагнитные. Механические генераторы могут быть двухроликowymi, четырехроликowymi, дисковыми, кольцевыми и кулачковыми. Генератор волн может располагаться внутри гибкого колеса или вне его. Число волн – любое.

К основным достоинствам волновых передач по сравнению с зубчатыми передачами следует отнести:

- их меньшие массу и габариты;
- кинематическую точность;
- высокую демпфирующую способность;
- обеспечение больших передаточных отношений в одной ступени (50...300);
- возможность передачи движения в герметизированное пространство без применения уплотнений.

Недостатки:

- сложность конструкции;
- ограничение скорости вращения ведущего вала генератора волн при больших диаметрах колес;
- повышенные потери мощности на трение и на деформацию гибкого колеса (КПД составляет 0,7-0,85 при $U = 80-250$).

Волновые передачи применяют в приводах для передачи движения в герметизированное пространство в химической, атомной и космической технике; в силовых и кинематических приводах общего назначения с большим передаточным отношением; в исполнительных малоинерционных быстродействующих механизмах систем автоматического регулирования и управления; в механизмах отсчетных устройств повышенной кинематической точности.

Ременные передачи.

Ременная передача (рис. 2.12) состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов и надетого на них ремня 3. В состав передачи могут также входить натяжные устройства и ограждения. Возможно применение нескольких ремней и нескольких ведомых шкивов. Основное назначение — передача механической энергии от двигателя передаточным и исполнительным механизмам, как правило, с понижением частоты вращения.

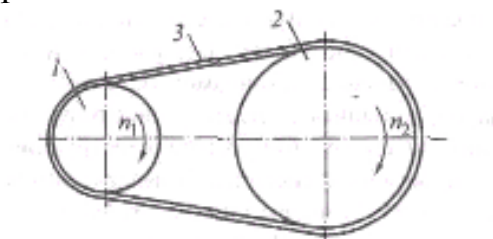


Рис.2.12 Схема ременной передачи

Классификация передач.

По принципу работы различаются передачи трением (большинство передач) и зацеплением (зубчато-ременные). Передачи зубчатыми ремнями по своим свойствам существенно отличаются от передач трением.

Ремни передач трением по форме поперечного сечения подразделяют на плоские, клиновые, поликлиновые, круглые, квадратные.

Условием работы ременных передач трением является наличие натяжения ремня, которое можно осуществить следующими способами: 1) предварительным упругим растяжением ремня; 2) перемещением одного из шкивов относительно другого; 3) натяжным роликом; 4) автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от передаваемой нагрузки.

При первом способе натяжение назначается по наибольшей нагрузке с запасом на вытяжку ремня, при втором и третьем способах запас на вытяжку выбирают меньше, при четвертом — натяжение изменяется автоматически в зависимости от нагрузки, что обеспечивает наилучшие условия для работы ремня.

Клиновые, поликлиновые, зубчатые и быстроходные плоские изготавливают бесконечными замкнутыми. Плоские ремни преимущественно выпускают конечными в виде длинных лент. Концы таких ремней склеивают, сшивают или соединяют металлическими скобами. Места соединения ремней вызывают динамические нагрузки, что ограничивает скорость ремня. Разрушение этих ремней происходит, как правило, по месту соединения.

Достоинства ременных передач трением: 1) возможность передачи движения на значительные расстояния; 2) возможность работы с высокими скоростями; 3) плавность и малошумность работы; 4) предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки и ударов; 5) защита от перегрузки в результате проскальзывания ремня по шкиву; 6) простота конструкции, отсутствие необходимости смазочной системы; 7) малая стоимость.

Недостатки: 1) значительные габаритные размеры; 2) значительные силы, действующие на валы и опоры; 3) непостоянство передаточного отношения; 4) малый срок службы ремней в быстроходных передачах; 5) необходимость защиты ремня от попадания масла.

Зубчато-ременная передача

Зубчатые ремни выполняют бесконечными плоскими с выступами на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах. *Достоинства* передач: относительно малые габариты, постоянство передаточного числа, высокий КПД, малые силы, действующие на валы. Их применяют при высоких скоростях (до 50 м/с), передаточных числах до 12, мощностях до 100 кВт. Недостаток — привод не защищен от перегрузок за счет проскальзывания ремня.

Ремни должны обладать высокой прочностью при переменных напряжениях, износостойкостью, максимальным коэффициентом трения на рабочих поверхностях, минимальной изгибной жесткостью.

Конструкцию ремней отличает наличие высокопрочного несущего слоя, расположенного вблизи нейтральной линии сечения. Повышенный коэффициент трения обеспечивается пропиткой ремня или применением обкладок.

Плоские ремни (рис. 2.13, а). Отличаются большой гибкостью из-за малого отношения толщины ремня к его ширине. Наиболее перспективны синтетические ремни ввиду их высокой прочности и долговечности. Несущий слой этих ремней выполняется из капроновых тканей, полиэфирных нитей. Материал фрикционного слоя — полиамид или каучук.



Рис. 2.13. - Сечения ремней

Синтетические ремни изготовляют бесконечными и используют, как правило, при скорости более 30 м/с. При меньших скоростях могут использоваться конечные прорезиненные или бесконечные кордшнуровые и кордтканевые ремни. Прорезиненные ремни состоят из тканевого каркаса, имеющего от трех до шести слоев и наружных резиновых обкладок. Кордшнуровые ремни состоят из несущего слоя, содержащего один ряд синтетического кордшнура, связующей резины и тканевых обкладок. Кордтканевые ремни имеют несущий слой из двух слоев обрезиненной вискозной ткани.

Клиновые ремни (рис. 2.13, б). Имеют трапецевидное сечение с боковыми рабочими сторонами, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами. Сила трения:

$$F_{\text{тр}} = 2dF_n f. \quad (2.20)$$

Клиновые ремни при том же натяжении обеспечивают примерно втрое большую силу трения по сравнению с плоскими. Из-за большой высоты сечения в клиновых ремнях возникают значительные напряжения при изгибе ремня на шкивах. Эти напряжения являются переменными и вызывают усталостное разрушение ремня. Клиновые ремни выпускаются трех типов: нормального сечения, узкие и широкие (для вариаторов) и различных по площади сечений.

Современными стандартами предусматривается сравнительно небольшое число сечений клиновых и поликлиновых ремней. Так имеется (в порядке возрастания их размеров) шесть нормальных сечений (Z, A, B, C, D, E) и четыре узких сечения клиновых ремней, а также три сечения (K, L, M) поликлиновых ремней.

Узкие ремни допускают большее натяжение и более высокие скорости (до 40 м/с), передают в 1,5-2 раза большую мощность по сравнению с ремнями нормального сечения. В настоящее время применение узких ремней становятся преобладающим. Ремни выпускают различными по площади поперечного сечения и используют по несколько в одном комплекте. Это позволяет уменьшить диаметральные размеры передачи. Число ремней в комплекте обыч-

но от двух до восьми и ограничивается неравномерностью распределения передаваемой нагрузки между ремнями.

Поликлиновые ремни (см. рис. 2.13, в). Представляют собой бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми ребрами на внутренней поверхности. Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней.

Клиновые и поликлиновые ремни выпускаются прорезиненными с несущим слоем из синтетических шнуров. Для шнуров корда применяют полиамидные и полиэфирные волокна, для передач с особо высокой нагрузкой – кевлар. Ремни с кордом из кевлара имеют высокую прочность, практически не вытягиваются (модуль упругости при растяжении $E = 2500$ МПа в отличие от $E = 300..600$ МПа для корда из других волокон). Выпускаются также кордтканевые клиновые ремни с несколькими слоями ткани, они имеют меньший модуль упругости и лучше работают при ударной нагрузке.

Многопрофильные ремни. Состоят из двух-четырех клиновых, соединенных между собой тканевым слоем, и применяются вместо комплектов клиновых ремней.

Круглые ремни (см. рис. 2.13, г). Выполняют из резины диаметром от 3 до 12 мм, используются для передачи небольших мощностей в приборах и бытовой технике.

Ремни квадратного сечения (см. рис. 2.13, д) применяют для передачи небольших мощностей в приборах.

При проектировании ременных передач определяют (рис. 2.14) угол γ между ветвями ремня, угол α_1 охвата ремнем малого шкива, длину ремня L и при использовании бесконечных ремней – межосевое расстояние a . Расчетные диаметры шкивов и длины ремней определяют по нейтральному слою поперечного сечения ремня.

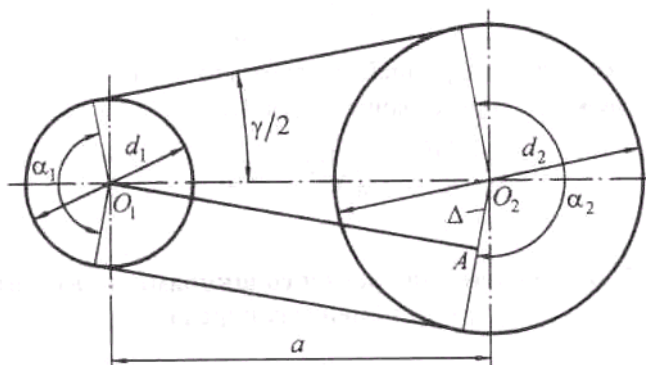


Рис. 2.14. Геометрические параметры ременной передачи

Угол между ветвями ремня находят из треугольника O_1AO_2 :

$\sin \gamma/2 = (d_2 - d_1)/2a$. Угол обхвата меньшего шкива:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (2.21)$$

$\alpha_{1\min} = 150$ (для плоскоремной) и 120 для клиноремной.

Длина ремня (без учета его деформации на шкивах):

$$L = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (2.22)$$

Для бесконечных ремней следует уточнить предварительно принятое межосевое расстояние.

$$a = 0,25 \left[(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 2y} \right], \quad (2.23)$$

где $w = 0,5\pi(d_1 + d_2)$; $y = (d_2 - d_1)^2$.

Явление проскальзывания ремня на ведущем шкиве из-за различной упругой деформации в ведущей и ведомой ветвях называют упругим скольжением.

Упругое скольжение ремня равно разности относительных удлинений ветвей ремня:

$$\xi_y = \varepsilon_1 - \varepsilon_2. \quad (2.24)$$

Выразив ε_1 и ε_2 в соответствии с законом Гука для участка ремня единичной длины через силы F , площадь сечения A и модуль упругости E ремня, получаем

$$\xi_y = \frac{F_1 - F_2}{EA}. \quad (2.25)$$

Основные критерии расчета ременной передачи: 1) тяговая способность или сцепление ремня со шкивом; 2) долговечность ремня. Если нарушается первое условие, возникает буксование передачи, если не выдержано второе условие, требуется частая замена ремней. Для проведения расчета передачи необходимо определить силы и напряжения в ремне.

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_n + \sigma_{\text{ц}}. \quad (2.26)$$

Эти напряжения используют в расчетах ремня на долговечность, так как при работе передачи в ремне возникают значительные циклические напряжения изгиба и в меньшей мере циклические напряжения растяжения из-за разности натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня.

Тяговая способность повышается с увеличением угла охвата α , коэффициента трения f ремня на шкиве, силы начального натяжения F_0 и уменьшается с ростом скорости ремня v , из-за действия центробежных сил, отрывающих ремень от шкива. Однако с ростом силы F_0 нагрузка на валы возрастает, а долговечность ремня уменьшается. Это ограничивает предельное значение силы F_0 .

Расчет на тяговую способность основан на использовании кривых скольжения (рис. 2.15), которые строят в координатах коэффициент тяги - относительное скольжение. Коэффициент тяги:

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (2.27)$$

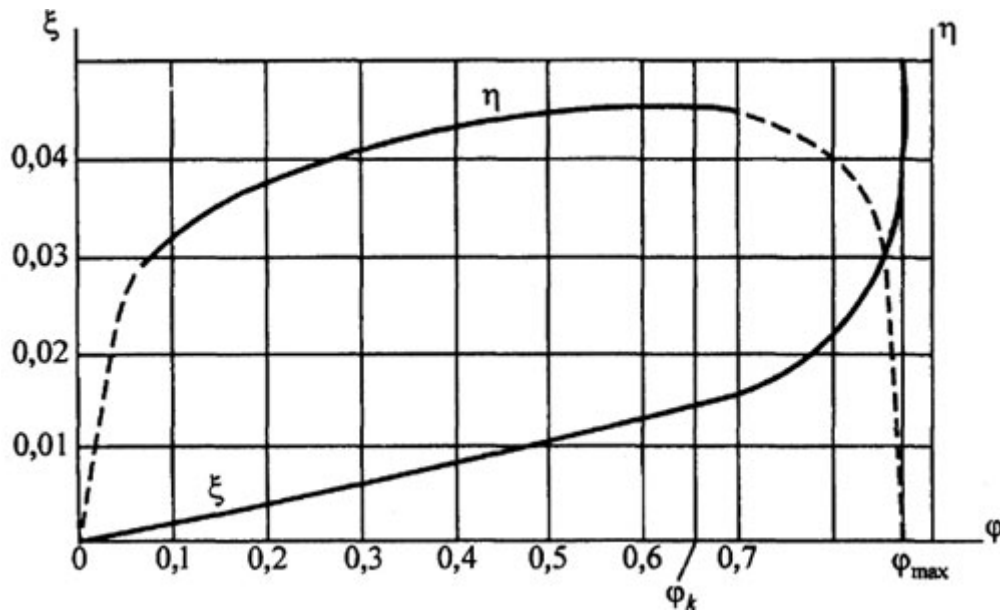


Рис. 2.15. Кривая скольжения

Он характеризует уровень нагруженности передачи вращающим моментом и не зависит от ее размеров. Отсюда можно определить напряжения в ремне от окружной силы $\sigma_t = 2\sigma_0\varphi$

Кривые скольжения и КПД показывают, что оптимальная нагрузка ременной передачи лежит в зоне критического коэффициента тяги, где КПД наибольший. При меньших нагрузках возможности передачи используются не полностью. Переход за критическое значение коэффициента тяги допустим только при кратковременных перегрузках. Работа в этой области связана с повышенным износом ремня, потерями энергии в передаче и снижением скорости на ведомом шкиве.

Оптимальные значения окружной силы и передаваемой мощности находят по формулам

$$\begin{aligned} F_{t0} &= 2\varphi_k \cdot F_0; \\ P_{\text{опт}} &= \frac{F_{t0} v_1}{1000} = \frac{2\varphi_k F_0 v_1}{1000}. \end{aligned} \quad (2.28)$$

Допускаемые полезные напряжения для клиноременных передач при заданных условиях работы:

$$[\sigma]_t = \sigma_{t0} C_\alpha C_P, \quad (2.29)$$

где коэффициенты (учитывают те же факторы, что и для плоскоременных передач). Число ремней

$$z = \frac{F_t}{AC_z [\sigma]_t}, \quad (2.30)$$

где C_z — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями.

Фрикционные передачи

Передачи, работа которых основана на использовании сил трения, возникающих между рабочими поверхностями двух прижатых друг к другу тел вращения, называют фрикционными передачами.

Для нормальной работы передачи необходимо, чтобы сила трения $F_{тр}$ была больше окружной силы F_t , определяющей заданный вращающий момент:

$$F_t < F_{тр}. \quad (2.31)$$

Сила трения $F_{тр} = F_n f$,

где F_n — сила прижатия катков; f — коэффициент трения.

Нарушение условия (2.31) приводит к буксованию и быстрому износу катков.

В зависимости от назначения фрикционные передачи можно разделить на две основные группы: передачи с нерегулируемым передаточным отношением (рис. 2.16); регулируемые передачи, называемые вариаторами, позволяющими плавно (бесступенчато) изменять передаточное отношение (рис. 2.17).

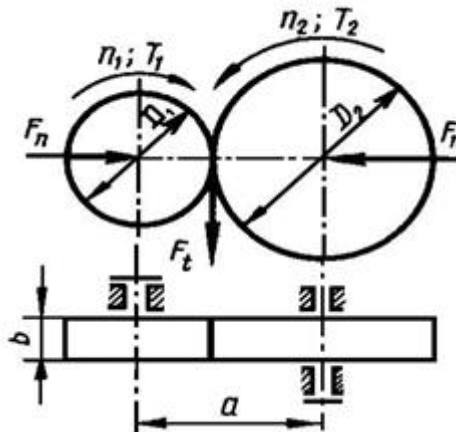


Рис. 2.16. Схема фрикционной передачи.

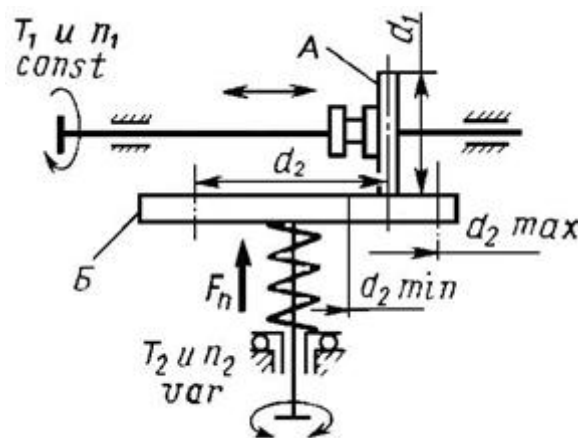


Рис. 2.17. Схема вариатора.

Различают передачи с параллельными и пересекающимися осями валов; с цилиндрической, конической, шаровой или торовой поверхностью рабочих катков; с постоянным или автоматически регулируемым прижатием катков, с промежуточным фрикционным элементом или без него и т.д.

Схема простейшей нерегулируемой передачи изображена на рис. 2.16. Она состоит из двух катков с гладкой цилиндрической поверхностью, закрепленных на параллельных валах.

У лобового вариатора (рис. 2.17) ведущий каток А может перемещаться вдоль своей оси. При этом передаточное отношение плавно изменяется в соответствии с изменением рабочего диаметра d_2 ведомого диска Б. При переходе катка А на левую сторону направление вращения диска Б изменяется – вариатор обладает свойством реверсивности.

Фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением применяют сравнительно редко. Их область ограничивается преимущественно кинематическими цепями приборов, от которых требуется плавность движения, бесшумность работы, безударное включение на ходу и т.п.

Фрикционные вариаторы применяют достаточно широко для обеспечения бесступенчатого регулирования скорости в станкостроении, текстильных, бумагоделательных и других машинах и приборах. В авиастроении фрикционные передачи не применяются. Диапазон передаваемых мощностей обычно находится в пределах до 10 кВт, так как при больших мощностях трудно обеспечить необходимое усилие прижатия катков.

Существует два вида прижатия катков: с постоянной силой, которую определяют по максимальной нагрузке передачи; с регулируемой силой, которая автоматически изменяется с изменением нагрузки. Лучшие показатели получают при саморегулируемом прижатии.

Способ прижатия катков оказывает большое влияние на качественные характеристики передачи: КПД, постоянство передаточного отношения, контактную прочность и износ катков.

Скольжение в передаче.

Различают три вида скольжения: буксование, упругое скольжение и геометрическое скольжение.

Буксование наступает при перегрузках элементов передачи. При этом ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему, что приводит к интенсивному местному изнашиванию или задиру на ведомом катке.

Упругое скольжение характерно для нормально работающей передачи. Участки поверхности ведущего катка подходят к площадке контакта сжатыми, а отходят растянутыми. На ведомом катке наблюдается обратная картина. Касание сжатых и растянутых волокон катков приводит к их упругому скольжению, что вызывает отставание ведомого катка от ведущего.

Геометрическое скольжение связано с тем, что окружные скорости вращения ведущего и ведомого катков на площадке их контакта различны. Например, в лобовом вариаторе (см. рис. 2.17) окружная скорость V_2 меняется с изменением R , а скорость V_1 на этой площадке постоянна. Геометрическое

скольжение является основной причиной изнашивания рабочих поверхностей элементов фрикционных передач.

Цепные передачи.

Цепная передача – это механизм, состоящий из ведущей 1 и ведомой 2 звездочек и охватывающей их цепи 3 (рис. 1). В состав передачи также часто входят натяжные и смазочные устройства, ограждения. Возможно применение нескольких ведомых звездочек. Цепь состоит из соединенных шарнирно звеньев, за счет чего обеспечивается гибкость цепи. Передачи используют в сельскохозяйственных, подъемно-транспортных, текстильных и полиграфических машинах, мотоциклах, велосипедах, автомобилях, нефтебуровом оборудовании.

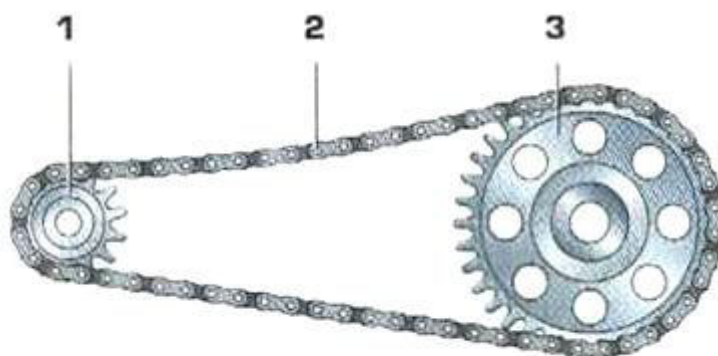


Рис. 2.18. Схема цепной передачи

Достоинства цепных передач: 1) возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний; 2) меньшие, чем у ременных передач, габариты; 3) отсутствие проскальзывания; 4) высокий КПД; 5) относительно малые силы, действующие на валы; 6) возможность передачи движения нескольким звездочкам; 7) возможность легкой замены цепи.

Недостатки цепных передач: 1) неизбежность износа шарниров цепи из-за отсутствия условий для жидкостного трения; 2) непостоянство скорости движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек; 3) необходимость более точной установки валов, чем для клиноременной передачи; 4) необходимость смазывания и регулировки.

Цепи по назначению подразделяют на три группы: 1) грузовые – для закрепления грузов; 2) тяговые – для перемещения грузов в машинах непрерывного транспорта (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.); 3) приводные – для передачи движения.

Звездочка – элемент передачи, передающий крутящий момент. В передаче различают ведомую и ведущую звездочки.

Число зубьев звездочек ограничивается износом шарниров, динамическими нагрузками и шумом передачи. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ, так как угол поворота звена при набегании цепи на звездочку и сбегании с нее равен $360^\circ/z$.

Минимальное число зубьев малой звездочки для силовых передач общего назначения выбирают по эмпирической зависимости

$$z_{\min}=29-2u. \quad (2.32)$$

При низких частотах вращения z_{\min} может быть уменьшено до 13. Для высокоскоростных передач с $v > 20 \text{ м/с}$ принимают $z_{\min} \geq 35$.

Число зубьев большой (ведомой) звездочки

$$Z_2 = z_1 u. \quad (2.33)$$

По мере износа шаг цепи увеличивается и ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки на больший диаметр, что может привести в конечном счете к выходу цепи из зацепления со звездочкой. При этом предельно допустимое увеличение шага цепи тем меньше, чем больше число зубьев звездочки. Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки

$$z_{2\max}=120. \quad (2.34)$$

Предпочтительно принимать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу шарниров цепи и зубьев звездочек. По этой же причине желательно выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

Частоты вращения звездочек и скорость цепи ограничиваются силой удара в зацеплении, износом шарниров и шумом передачи. Скорость цепи обычно составляет около 15 м/с, но в передачах высокого качества при эффективном смазывании достигает 35 м/с.

Оптимальное межосевое расстояние

$$a = (30 \dots 50)t, \quad (2.35)$$

где t – шаг цепи.

При $a < 30P$ наблюдается ускоренный износ шарниров цепи в связи с повышенной частотой входа каждого шарнира в зацепление. При $a > 50P$ даже небольшой износ каждого шарнира вызывает значительное удлинение цепи, что приводит к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек. Обычно межосевое расстояние ограничивают величиной $a_{\max} = 80t$.

Подбор цепей

Пластины цепей должны обладать высоким сопротивлением усталости, поэтому их изготавливают из среднеуглеродистых качественных или легированных сталей 40, 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A, термообработка – объемная закалка с низким отпуском, твердость обычно 40... 50 HRC₃.

Основное требование к деталям шарниров – валикам и втулкам – износостойкость рабочих поверхностей. Валики и втулки преимущественно выполняют из цементуемых сталей 15, 20, 15X, 12XH3, 18ХГТ и других, после цементации или газового цианирования детали закаливают до твердости поверхности 56...65HRC₃- Термодиффузионное хромирование деталей шарниров повышает ресурс цепи по износу в 3-12 раз по сравнению с цементацией.

Твердость поверхности роликов должна быть не ниже 43,5 HRC.

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам.

1. *Износ шарниров*, приводящий к удлинению цепи, увеличению шага цепи и, как следствие, к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек.

2. *Усталостное разрушение пластин* по проушинам, характерное для закрытых быстроходных тяжелонагруженных передач, работающих при хорошем смазывании, когда износ шарниров не является определяющим.

3. *Проворачивание валиков и втулок* в пластинах в местах запрессовки, связанное с низким качеством изготовления.

4. *Усталостное выкрашивание и разрушение роликов*.

5. *Недопустимое провисание* ведомой ветви цепи, характерное для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием при отсутствии натяжных устройств.

6. Износ зубьев звездочек.

Основной расчет проводят *по условию износостойкости шарниров цепи*. Давление в шарнирах не должно превышать допустимого в данных условиях эксплуатации. Давление в шарнирах p связывают с путем трения S_f зависимостью

$$p^m S_f = C, \quad (2.36)$$

где C — для конкретных условий эксплуатации некоторая постоянная величина; m — показатель степени, зависящий от вида трения в шарнирах, при хорошем смазывании $m \approx 3$, при недостаточном смазывании m находится в пределах от 1 до 2.

В проектном расчете определяют шаг цепи из *условия износостойкости шарниров*:

$$t = 2,83 \sqrt{\frac{T_1 \cdot k_9}{[p] \cdot z_1}}. \quad (2.37)$$

Для стандартных цепей $[p]$ определяется по таблицам в зависимости от шага P .

Коэффициент эксплуатации K_9 представляют в виде частных коэффициентов:

$$K_9 = K_d K_a K_n K_{\text{рег}} K_{\text{см}} K_{\text{реж}} K_T. \quad (2.38)$$

Коэффициент K_d учитывает динамичность нагрузки, при спокойной нагрузке $K_d = 1$; при нагрузке с толчками 1,2... 1,5; при сильных ударах 1,8. Коэффициент K_a учитывает влияние длины цепи (межосевого расстояния) — чем длиннее цепь, тем реже каждое звено входит в зацепление со звездочкой и тем меньше износ в шарнирах; при $a = (30...50)t$ принимают $K_a = 1$; в других случаях $K_a = \sqrt[3]{L_0/L}$, где L_0 — длина цепи при $a = 40P$, L — длина рассчитываемой цепи. Коэффициент K_n учитывает влияние наклона линии центров звездочек передачи к горизонту; чем больше наклон передачи, тем меньше допустимый суммарный износ цепи; при угле наклона $\psi < 45^\circ$ $K_n = 1$, при $\psi > 45^\circ$ $K_n = 0,15\sqrt{\psi}$. Коэффициент $K_{\text{рег}}$ учитывает влияние регулировки цепи; для передач с регулировкой положения оси одной из звездочек $K_{\text{рег}} = 1$, для передач с

нерегулируемым положением звездочек $K_{\text{рег}} = 1,25$. Коэффициент $K_{\text{см}}$ учитывает влияние характера смазывания; при непрерывном смазывании в масляной ванне или от насоса $K_{\text{см}} = 0,8$; при регулярном капельном или внутришарнирном смазывании $K_{\text{см}} = 1$, при нерегулярном смазывании — 1,5. Коэффициент $K_{\text{реж}}$ учитывает влияние режима работы передачи, из зависимости (16), учитывая пропорциональность пути трения и числа смен $N_{\text{см}}$ работы передачи в сутки,

получают $K_{\text{реж}} = \sqrt[3]{N_{\text{см}}}$. Коэффициент K_T учитывает влияние температуры окружающей среды, при $25 < T < 150^\circ\text{C}$ принимают $K_T = 1$; при экстремальных условиях $K_T > 1$.

Если по расчету значение коэффициента $K_z > 3$, то возможности передачи используются недостаточно и следует принять меры по улучшению условий работы.

Передачи винт-гайка:

Передачи винт-гайка предназначены для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. В этих передачах используют пары винт-гайка скольжения (рис.2.19, а) или качения (рис.2.19, б).

Достоинствами передач винт—гайка являются большой выигрыш в силе, высокая точность перемещений, малая металлоемкость, что позволяет широко использовать их в грузоподъемных механизмах, например, в винтовых домкратах, в механизмах подачи станков и приводах роботов, а также измерительных и регулировочных механизмах.

К недостаткам следует отнести низкий КПД в передачах скольжения и сложность изготовления в передачах качения.

Передачи скольжения сохранили широкое применение вследствие простоты конструкции и отработанной технологии получения резьбы. В целях повышения КПД в передачах винт-гайка скольжения используют резьбы, имеющие пониженный приведенный коэффициент трения. К ним относятся трапецеидальные и упорные резьбы (рис.2.20) с углами рабочего профиля соответственно 15 и 3° .

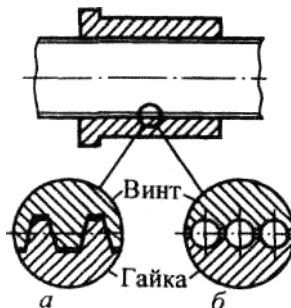


Рис.2.19 Передача винт-гайка: а — скольжения; б — качения



Рис.2.20 Виды сечений витка резьбы.

Трапецеидальную резьбу в основном диапазоне диаметров выполняют мелкой, средней и крупной. Основное применение находит средняя резьба. Упорные резьбы применяют при действии на передачу большой односторонней нагрузки, например, в прессах или нажимных устройствах прокатных станов.

Пара винт-гайка должна обладать высокой износостойкостью и сопротивляемостью к заеданию. Поэтому обычно используют стальные винты в сочетании с бронзовыми, реже чугунными гайками.

Для винтов обычно применяют конструкционные улучшенные стали, например, сталь 45 или сталь 50; если при изготовлении винтов предусматривают закалку (с последующей шлифовкой), то предпочтительными являются стали 65Г и 40Х. В целях уменьшения коробления (искажения размеров) вместо закалки применяют азотирование; в этом случае используют стали типа 40ХФА, 18ХГТ и др. При азотировании достигается наибольшая твердость поверхности, что обеспечивает повышенную износостойкость передачи.

Гайки выполняют из оловянистых бронз, например, БрО10Ф1, в менее ответственных конструкциях из безоловянистого сплава ЦАМ 10-5, а при малых скоростях и нагрузках используют антифрикционный чугун.

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.2.21), а также с вращающейся гайкой и поступательно перемещаемым винтом.

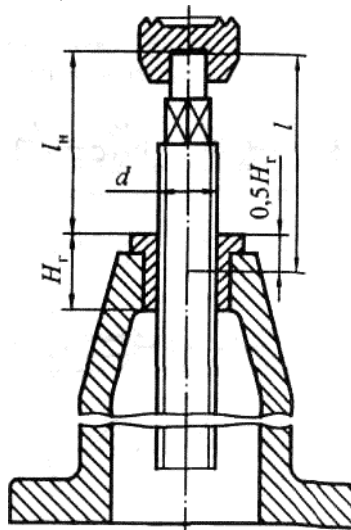


Рис.2.21 Винтовой домкрат

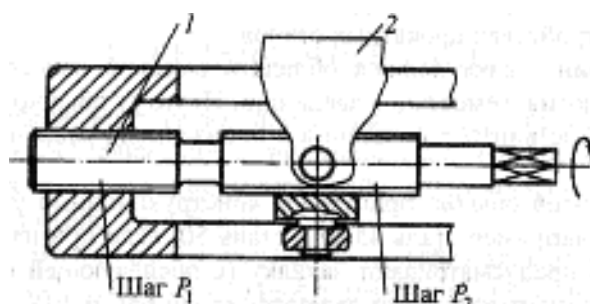


Рис.2.22. Передача винт-гайка дифференциального типа

Для очень медленных перемещений применяют винты с дифференциальной резьбой (рис. 2.22), т.е. с двумя резьбами одного направления, но с разными шагами P_1 и P_2 . При повороте винта 1 на один оборот подвижный узел 2 перемещается на величину, равную разности шагов резьб, которая может быть очень малой.

При числе заходов z больше двух пара винт-гайка может быть использована в механизмах с обратимым движением, т. е. для преобразования поступательного движения во вращательное.

Важной характеристикой передачи винт-гайка является ее КПД. КПД винтовой пары определяют по отношению работы, затраченной на завинчивание гайки без учета сил трения $T_p'\beta$, к работе гайки на том же перемещении, но с учетом сил трения $T_p'\beta$, где β — угол поворота гайки.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')} . \quad (2.39)$$

Формула (2.39) показывает, что η передачи винт-гайка возрастает при увеличении угла подъема ψ , что обеспечивается при использовании многозаходных резьб. В этом случае ходовая резьба может быть несамотормозящей и использоваться не только для преобразования вращательного движения в поступательное, но и наоборот. Это становится возможным, если угол подъема больше угла трения φ' .

Расчет на прочность.

Основной причиной отказа передач винт-гайка является износ витков резьбы. Для обеспечения необходимого сопротивления изнашиванию передачи следует ограничить давление в резьбе:

$$p \approx \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \leq [p], \quad (2.40)$$

где F — осевая сила, действующая на винт; d_2 — средний диаметр резьбы; H_1 — рабочая высота профиля (для трапецеидальной резьбы $H_1=0,5P$, для упорной — $0,75P$, где P — шаг резьбы); $z = H/P$ — число витков резьбы на высоте гайки H .

Подставив в эту формулу значения H_1 и z , получим для трапецеидальной резьбы

$$p \approx \frac{2F}{\pi d_2 H_r} \leq [p]. \quad (2.41)$$

Для резьб с другим профилем эта формула изменится.

Введя обозначение $\psi_H = H_r/d_2$, получают формулу для определения среднего диаметра трапецеидальной резьбы:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi \psi_H [p]}}. \quad (2.42)$$

Значения ψ_H выбирают обычно в пределах 1,2...2,5; большие значения – для резьб меньших диаметров.

Допускаемое контактное давление $[p]$ зависит от большого числа факторов: материала гайки и винта, их механических и физико-химических свойств, шероховатости поверхностей, вида поверхностного покрытия, типа смазочного материала. Характеристики смазочного материала самым существенным образом влияют на эксплуатационные характеристики и надежность передач винт-гайка.

К сожалению, из-за недостатка экспериментальных данных учесть перечисленные факторы при расчете передач винт-гайка в настоящее время не представляется возможным. Допускаемое давление $[p]$ условно определяют только в зависимости от термообработки винта, выполняемого обычно стальным, и материала гайки. В частности, для пар: закаленная сталь-бронза 10...15 МПа, незакаленная сталь - бронза 7...8 МПа, незакаленная сталь - чугун 5 МПа. Если винт нагружается не во время вращения, давление может быть значительно повышено.

После определения диаметра d_2 по формуле (2) находят ближайшую стандартную резьбу с диаметром $d_{2ст} \geq d_2$.

При проектировании механизмов, в которых обратимое движение должно быть исключено, например, в домкратах, проводят расчет, подтверждающий выполнение условия самоторможения.

Рычажные передачи.

Чтобы привести в соответствие механические характеристики двигателя и рабочей машины, между ними устанавливают передаточный механизм, который имеет свои механические характеристики.

Механизмы, в которые входят жесткие звенья, соединенные между собой кинематическими парами пятого класса, называют рычажными механизмами.

В кинематических парах таких механизмов давление и интенсивность изнашивания звеньев меньше, чем в высших кинематических парах.

Среди разнообразных рычажных механизмов наиболее распространенными являются плоские четырехзвенные механизмы. Они могут иметь четыре шарнира (шарнирные четырехзвенники), три шарнира и одну поступательную пару или два шарнира и две поступательные пары. Их используют для воспроизведения заданной траектории выходных звеньев

механизмов, преобразования движения, передачи движения с переменным передаточным отношением.

Преимущества:

- преобразование вращательного движения в поступательное и наоборот;
- небольшие размеры;
- большие передаваемые нагрузки.

Недостатки:

- наличие холостого хода;
- большие динамические нагрузки на кинематические пары.

В качестве рабочей машины наиболее часто используют рычажные механизмы, пример – гидроцилиндр (рис.2.23).

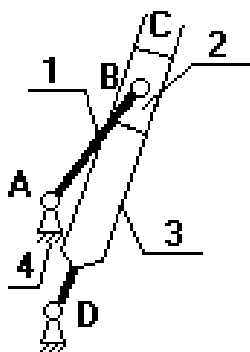


Рис. 2.23 Гидроцилиндр. 1 – кривошип, 2 – поршень, 3 – цилиндр, 4 – стойка.

Зависимость линейных координат в какой-либо точке механизма от обобщенной координаты – линейная функция положения данной точки в проекциях на соответствующие оси координат $X_c = f(\varphi_1)$.

Зависимость угловой координаты какого-либо звена механизма от обобщенной координаты – угловая функция положения данного звена $\varphi_2 = f(\varphi_1)$.

Первая производная линейной функции положения точки по обобщенной координате – линейная передаточная функция данной точки в проекциях на соответствующие оси координат (иногда называют «аналог линейной скорости»). Пусть $\frac{dx_c}{d\varphi_1} = V_{qcx}$ преобразуем $\frac{dx_c}{dt} \cdot \frac{dt}{d\varphi_1} = V_{qcx}$. Так как $\frac{dx_c}{dt} = V_c$ и

$$\frac{dt}{d\varphi_1} = \omega_1, \text{ имеем } \frac{V_{cx}}{\omega_1} = V_{qcx} \text{ или } V_{cx} = \omega_1 \cdot V_{qcx}.$$

Полная скорость т. С будет

$$V_c = \sqrt{V_{cx}^2 + V_{cy}^2}. \quad (2.43)$$

Первая производная угловой функции положения звена по обобщенной координате – передаточное отношение.

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = u_{2-1} \quad | \cdot \frac{dt}{dt} \Rightarrow \frac{\omega_2}{\omega_1} = u_{2-1} \quad (2.44)$$

Вторая производная линейной функции положения по обобщенной координате – аналог линейного ускорения точки в проекциях на соответствующие оси.

$$\frac{d^2 x_c}{d\varphi_1^2} = a_{qcx} \quad \frac{d^2 y_c}{d\varphi_1^2} = a_{qcy} \quad (2.45)$$

Вторая производная угловой функции положения звена по обобщенной координате – аналог углового ускорения звена.

Силы и моменты, действующие в машинном агрегате.

Движущие силы и моменты F_d и M_d .

Работа движущих сил и моментов за цикл положительна: $A_d > 0$.

Цикл – промежуток времени, по истечению которого все кинематические параметры принимают первоначальное значение, а технологический процесс, происходящий в рабочей машине, начинает повторяться вновь.

Силы и моменты сопротивления (F_c, M_c).

Работа сил и моментов сопротивления за цикл отрицательна: $A_c < 0$.

Силы тяжести (G_i).

Работа сил тяжести за цикл равна нулю: $A_{Gi} = 0$.

Расчетные силы и моменты ($\Phi_{Si}, M_{\Phi i}$).

$\Phi_{Si}, M_{\Phi i}$ – Главные векторы сил инерции и главные моменты от сил инерции.

Реакции в кинематических парах (Q_{ij}).

Вопросы для самопроверки:

1. По каким признакам классифицируются зубчатые передачи?
2. Приведите последовательность расчета зубчатой передачи.
3. Что такое модуль зацепления?
4. Какие силы возникают в червячной передаче?
5. Какие материалы используются при изготовлении венца червячного колеса и почему?
6. Что определяют при расчете на тяговую способность ременных передач?
7. Назовите основные причины выхода из строя цепной передачи?
8. Что определяют при проектном расчете на прочность винтовой передачи?
9. Назовите условие работоспособности фрикционной передачи.

3. Валы, оси и их опоры

При изучении темы стоит обратить внимание на то, что валы предназначены для передачи вращательных моментов, оси - только для поддержания сидящих на них деталей. Критерием работоспособности вала является усталостная прочность и жесткость. Основными силовыми факторами, вызывающими кручение и изгиб, являются крутящий T и изгибающий M моменты.

Следует учесть, что расчет вала на усталостную прочность считается основным, а малая величина допускаемых упругих перемещений иногда вынуждает определять размеры вала не по условиям прочности, а по условиям жесткости.

Основы конструирования и расчета валов следует внимательно изучить по пособиям [10, 13, 18].

При расчете подшипников необходимо помнить, что для каждого типа и размера подшипников экспериментально установлены коэффициенты работоспособности и определена динамическая грузоподъемность. Нужно учесть, что эквивалентная динамическая нагрузка определяется в зависимости от типа подшипника и опорных реакций.

Валы и оси: конструкция.

Вращающиеся или качающиеся детали механизмов устанавливают на валах или осях, которые центрируют эти детали относительно оси вращения или качения.

Вал поддерживает сидящие на нем детали и передает крутящий момент. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях - дополнительно растяжение и сжатие (вал, на котором сидит червячное колесо).

Ось только поддерживает сидящие на ней детали. В отличие от вала оно не передает крутящий момент. Ось испытывает в основном изгиб, иногда — изгиб и сжатие. Оси бывают вращающиеся и неподвижные. Валы - всегда вращающиеся.

1. По форме геометрической оси бывают:
 - а) прямые (фасонные) (рис.3.1 а, б);
 - б) коленчатые (рис.3.1 в);
 - в) гибкие (рис.3.1 г).
2. По конструкции прямые валы и оси бывают:
 - а) гладкие (рис.3.1 а);
 - б) ступенчатые (рис.3.1 б).
3. По типу сечения валы и оси бывают:
 - а) сплошные;
 - б) полые.

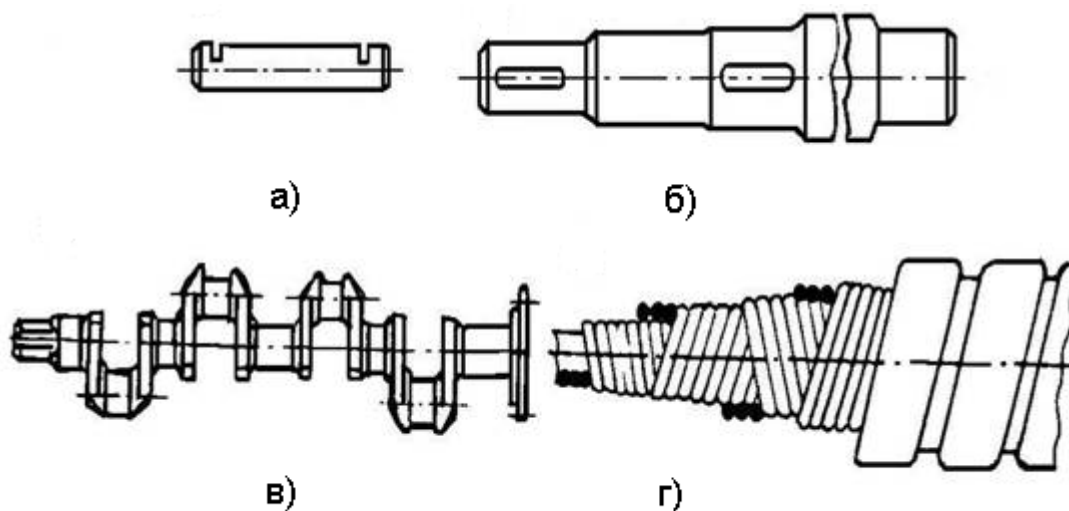


Рис.3.1. Конструкции валов: а) гладкий; б) ступенчатый; в) коленчатый; г) гибкий.

Форма валов и осей разнообразна и зависит от выполняемых ими функций. Иногда, валы изготавливаются совместно с другими деталями, например, шестернями, кривошипами, эксцентриками.

Гибкие валы изготавливаются многослойной навивкой стальной пружинной проволоки на тонкий центральный стержень. Они сохраняют достаточную гибкость лишь при небольших диаметрах, так как при увеличении диаметра момент инерции сечения, а, следовательно, и жесткость резко возрастают. Поэтому при всех положительных качествах и удобстве привода, такие валы не могут передавать сколько-нибудь значительной мощности и имеют сравнительно узкое применение.

В качестве материалов для валов применяются среднеуглеродистые стали типа Ст. 40, Ст. 45, Ст. 50, Ст. 40Х, Ст.40ХН и др., обычно с термообработкой до средней твердости. Шейки валов, работающие на трение в подшипниках скольжения, должны иметь более твердую поверхность ($HRC=50-60$), что может быть достигнуто применением закалки ТВЧ или цементации и закалки.

Характерной особенностью валов является то, что они работают при циклическом изгибе наиболее опасного симметричного цикла, который возникает вследствие того, что вал, вращаясь, поворачивается к действующим изгибающим нагрузкам то одной, то другой стороной. При разработке конструкции вала должно быть обращено самое пристальное внимание на выбор правильной его формы, чтобы избежать концентрации напряжений в местах переходов, причиной которых могут быть усталостные разрушения. С этой целью следует избегать:

- а) резких переходов сечений;
- б) канавок и малых радиусов скруглений;
- в) некруглых отверстий;
- г) грубой обработки поверхности.

Для оценки правильного выбора геометрической формы вала пользуются гидравлической аналогией, которая гласит: "Если контур детали представить как трубу, в которой движется жидкость, то там, где поток турбулентный, возникнет концентрация напряжений".

Конструкция валов

Вал устанавливается на опоры.

Опоры – это устройства, поддерживающие валы и оси в заданном положении. Цапфа – это часть вала или оси, охватываемая опорой. Они делятся на:

- а) шипы;
- б) шейки;
- в) пяты.

Шип – это цапфа, расположенная на конце вала.

Шейка – это цапфа, расположенная в средней части вала или оси.

Форма шипов и шеек может быть цилиндрической, конической и сферической.

При действии осевых нагрузок цапфы называются пятами.

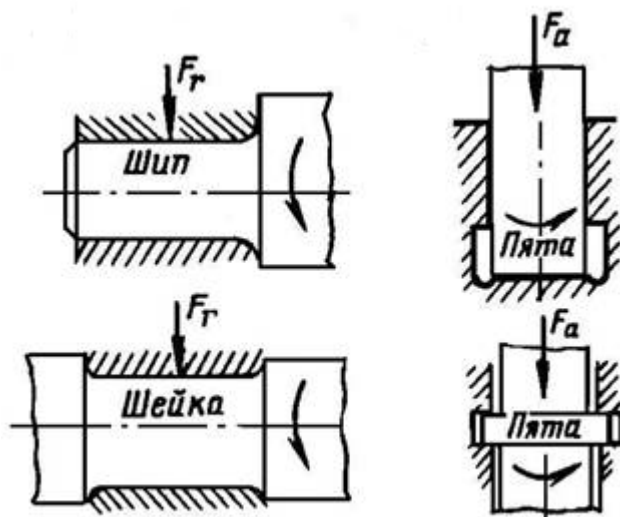


Рис.3.2. Конструктивные элементы вала.

Для удобства сборки и равнопрочности валы изготавливают ступенчатыми, с круглым поперечным сечением. Переход от одного диаметра ступени к другому выполняется по радиусу (галтель); для облегчения шлифования вместо галтели делают кольцевую проточку, однако следует учитывать, что галтель и проточка-концентраторы напряжений, и надо стремиться к минимизации их числа.

К конструкции валов предъявляют следующие основные технические требования.

- 1) обеспечение соосности посадочных мест;
- 2) отсутствие некруглости, конусности и огранки у цилиндрических участков;

- 3) перпендикулярность опорных торцов;
- 4) необходимое качество поверхности, характеризующее ее шероховатостью;

Соосность посадочных мест обеспечивается указанием допуска по СТСЭВ 636-76. Допуски на размеры и классы шероховатости на посадочные поверхности определяются выбранным качеством посадки. Для деталей, требующих точного проектирования на валу применяют переходные посадки, но 7 и 8 качеству. При этом передачу крутящего момента с вала на посаженную на него деталь осуществляют с помощью различных соединений (штифтовых, шпоночных, шлицевых). В малогабаритных редукторах производят фиксацию деталей штифтом, стопорным винтом, а также с помощью неподвижных насадок.

На рабочем чертеже вала указывают шероховатость поверхности, вид покрытия и термической обработки, величины радиальных и торцевых биений посадочных поверхностей, при наличии зубьев приводят зуборезную таблицу в соответствии с ГОСТом. Кроме того, на чертеже указывают основные технические требования.

Пример:

- 1) Поверхность зуба азотировать на глубину 0,05 ... 0,1 мм,
- 2) твердость азотированной поверхности HRC 'г 56. остальных HB= 310 ... 340.
- 3) Поверхности, обозначенные X, не азотировать.
- 4) Рабочую поверхность зуба притереть.
- 5) Неуказанные предельные отклонения размеров, отверстий - по H12, валов h12, остальных $\pm IT 14/2$.

Расчеты валов на прочность и жесткость.

Проектный расчет.

При проектном расчете, когда известны передаваемые нагрузки, минимальный диаметр вала вычисляется при его работе только на кручение (изгиб исключается путем понижения допускаемых напряжений). Полученный расчетный диаметр:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau]}} \quad (3.1)$$

должен быть увеличен на глубину шпоночного паза и округлен до ближайшего стандартного значения.

где $(T_k)_p$ — расчетное значение крутящего момента;

$[T_k] = 20 \dots 50$ Мпа — допускаемое напряжение на кручение, для среднеуглеродистых сталей пониженное за счет исключения изгиба;

Уточненный расчет валов производится на совместное действие изгиба и кручения; нормальные от изгиба и касательные от кручения напряжения суммируются обычно по III (а иногда по IV) теории прочности.

Эпюры изгибающих моментов строятся отдельно в вертикальной (Y) и горизонтальной (Z) плоскостях. Все силы разлагаются на составляющие, действующие в этих плоскостях. Результирующая эпюра изгибающих моментов получается векторным суммированием моментов, действующих в плоскости (Y) и (Z) (Рис. 3.3).

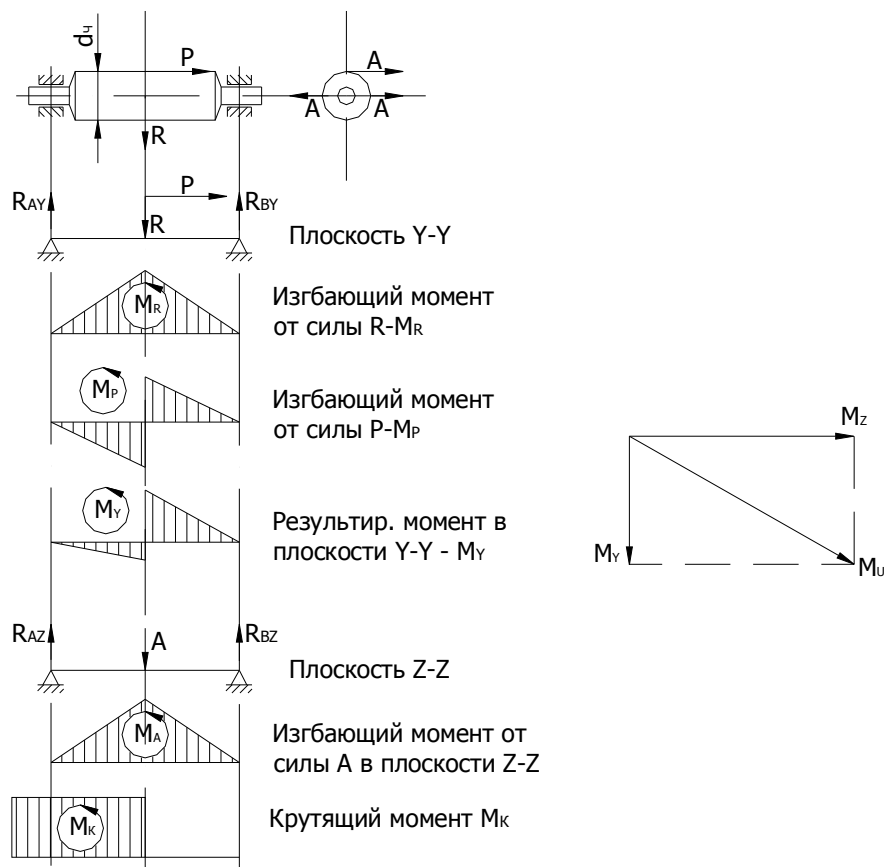


Рис. 3.3. Эпюры изгибающих и крутящих моментов вала

Рассмотрим расчет вала на примере червяка.

Расчетный момент:

$$M_p = \sqrt{M_u^2 + M_k^2} \quad (3.2)$$

Расчетное напряжение:

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W} = \frac{M_p}{0,1d^3} \leq [\sigma]_u \quad (3.3)$$

Диаметр в опасном сечении:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0,1[\sigma]_u}} \quad (3.4)$$

Размер d нужно увеличить на глубину шпоночного паза, а если вал шлицевой, то - на двойную высоту шлицов.

Расчет на сложное сопротивление.

Так как валы работают на циклический изгиб, то критерием прочности для них служит предел усталости (выносливости) материала при симметричном цикле.

При расчете на сложное сопротивление оценивают коэффициент запаса прочности в опасном сечении вала.

Определяют коэффициент запаса прочности s и сравнивают с допустимым $[s]$.

Условие прочности имеет вид:

$$S \geq [S], \quad (3.5)$$

где $[S]$ – допустимый коэффициент запаса усталостной прочности, для валов редукторов общего назначения принимают $[S] = 1,5 \dots 2,5$;

S – коэффициент запаса усталостной прочности;

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}, \quad (3.6)$$

где s_σ, s_τ – коэффициенты запаса прочности по касательным и нормальным напряжениям.

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma / \varepsilon_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (3.7)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_\tau / \varepsilon_\tau \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}; \quad (3.8)$$

где σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости материала при изгибе и кручении с симметричным циклом;

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \dots 120) \text{ Н/мм}^2, \tau_{-1} \approx 0,58\sigma_{-1};$$

k_σ, k_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ – масштабные факторы для напряжений изгиба и кручения;

ψ_σ, ψ_τ – коэффициенты, учитывающие влияние среднего напряжения цикла на усталостную прочность;

σ_a, τ_a – амплитуды циклов нормальных и касательных напряжений при изгибе и кручении;

$$\sigma_a = \frac{M_{\max}}{\pi d^3 / 32}, \quad (3.9)$$

$$\tau_a = \frac{0,5T}{0,2d^3}; \quad (3.10)$$

σ_m, τ_m — средние значения напряжений циклов нормальных и касательных напряжений;

Расчет валов на жесткость.

В некоторых случаях прочный вал не удовлетворяет требованиям жесткости - деформации изгиба или кручения превышают допустимые нормы. В частности, например, большой прогиб валов может приводить к перекосу зубьев шестерен в зацеплении и, следовательно, повышенному их износу.

Жесткость вала при кручении оценивают углом закручивания на единицу длины вала

$$\varphi = \frac{Ml}{GJ_p} \leq [\varphi] \quad (3.11)$$

где G — модуль упругости материала при сдвиге (для стали $G = 8 \cdot 10^4$ МПа)

i_p - полярный момент инерции сечения вала

$$I \approx 0.1d^4$$

$[\varphi]$ — допускаемый угол закручивания $[\varphi] = 5 \dots 22 \cdot 10^{-6}$ рад/мм.

Подшипники качения, выбор и расчет на прочность.

Подшипники качения - это опоры вращающихся или качающихся деталей, в которых элементами качения служат шарики или ролики 2 (рис.3.4), установленные между наружным 1 и внутренним 5 кольцами и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга обоймой 3, называемой сепаратором. В процессе работы одно из колец подшипника как правило неподвижно, а тела качения катятся по желобам колец - дорожкам качения 4. В некоторых типах подшипников одно или оба кольца могут отсутствовать для уменьшения диаметральных размеров (в них тела качения опираются непосредственно на поверхность вала или корпуса). Ряд подшипников качения выпускается с уплотнениями. В некоторых подшипниках качения может отсутствовать сепаратор. Посадочные поверхности внутреннего и наружного кольца как правило гладкие цилиндрические, но имеются разновидности колец с буртиками, с канавками, с цилиндрическими или сферическими выемками, с отверстиями для подвода смазки, с конической расточкой, с эксцентриситетом посадочной поверхности и поверхности беговой дорожки, с внутренним кольцом на разжимной втулке и т. п.

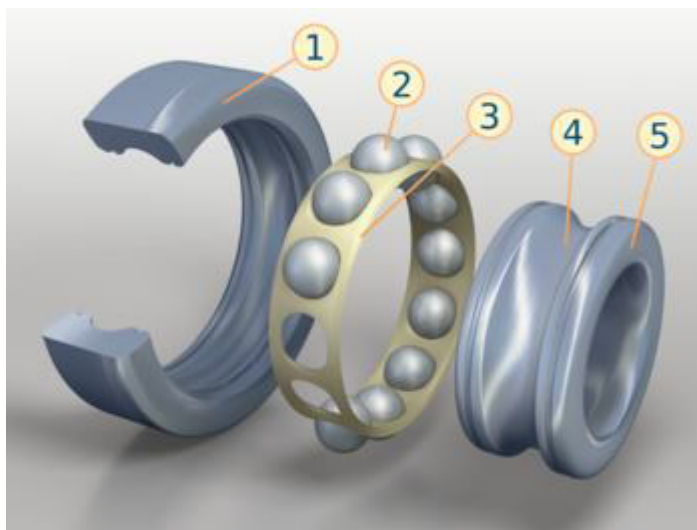


Рис. 3.4. Шариковый радиальный однорядный подшипник

Типы и конструктивные особенности подшипников качения приведены в ГОСТ 3395-89, а также в нормах подшипниковых заводов.

Достоинства подшипников качения:

- сравнительно небольшая стоимость вследствие массового производства;
- малые потери на трение и незначительный нагрев в процессе работы;
- малые осевые размеры;
- простота монтажа;
- высокая степень взаимозаменяемости.

Недостатки подшипников:

- большие радиальные размеры;
- высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам;
- шум, уменьшение долговечности при повышении частоты вращения.

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам.

По форме тел качения: шариковые и роликовые, причём последние могут быть цилиндрическими, коническими, игольчатыми, бочкообразными и витыми.

По направлению воспринимаемой нагрузки: радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные.

По числу рядов тел качения: однорядные, двухрядные, трёхрядные, четырёхрядные и многорядные.

По способности самоустанавливаться: несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (сферические, допускающие угол перекоса внутреннего и наружного колец до 2-30°).

По габаритным размерам: на серии (для каждого подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся несущей способностью подшипника, т. е. размерами колец и тел качения). В зависимости от размера наружного диаметра подшипника и ширины, серии подразделяются на сверхлёгкие (рис. 3.5, поз.1), лёгкие (рис. 3.5, поз.2), средние (рис. 3.5, поз.3), тяжёлые (рис. 3.5, поз.4), лёгкие широкие (рис. 3.5, поз.5) и средние широкие (рис. 3.5, поз.6).

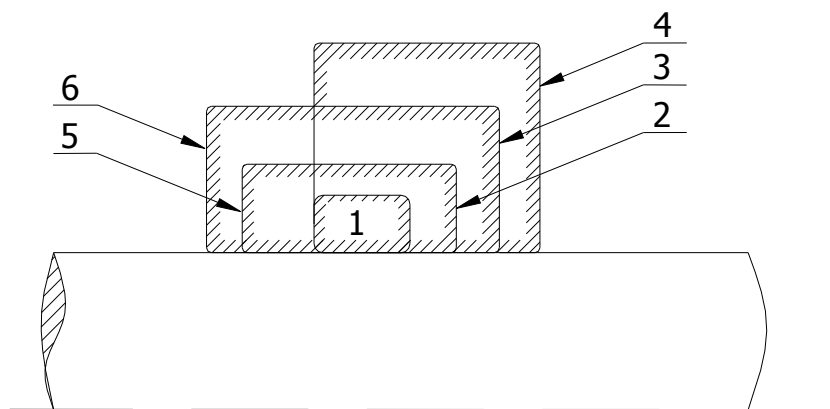


Рис. 3.5. Относительные размеры серий подшипников

1. Шариковый радиальный (рис. 3.6.1) - самый массовый, распространенный и дешевый тип. Воспринимает радиальные и небольшие осевые нагрузки (до 70% от неиспользованной радиальной). Применять следует везде, где это возможно.

2. Шариковый сферический (рис. 3.6.2) - самоустанавливающийся тип. Воспринимает радиальные и незначительные осевые нагрузки (до 20% от неиспользованной радиальной). Применяется там, где оси опор смежны или при гибких длинных валах, имеющих большой прогиб.

3. Шариковый радиально-упорный (рис. 3.6.3). Воспринимает радиальные и значительные осевые нагрузки. Имеет глубокие канавки; разъемный - устанавливается попарно. Применяется там, где осевые нагрузки сравнительно велики.

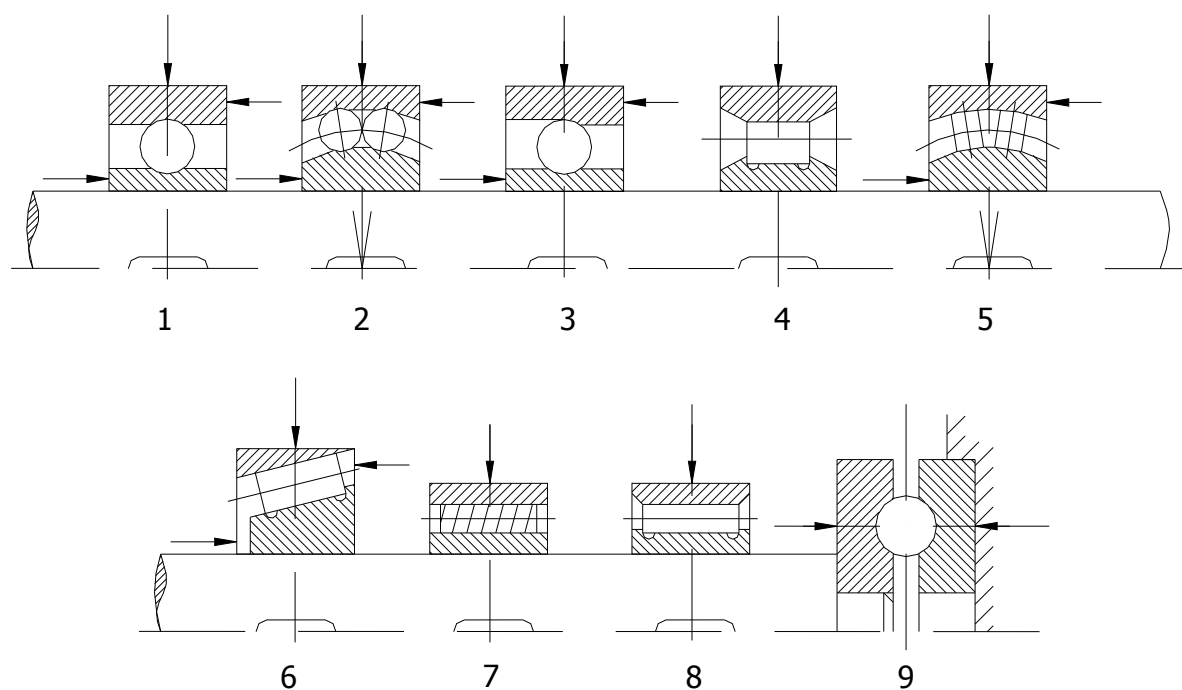


Рис. 3.6. Типы подшипников качения.

4. Роликовый цилиндрический (рис. 3.6.4) - воспринимает только радиальные, но, благодаря линейному контакту, большие по величине нагрузки. Применяется там, где нет осевых нагрузок.

5. Роликовый сферический (рис. 3.6.5) - воспринимает очень большие радиальные и довольно большие осевые нагрузки. Самоустанавливающийся тип. Применяется там же, где тип (2), но при больших нагрузках.

6. Роликовый конический (рис. 3.6.6) - воспринимает большие радиальные и большие осевые нагрузки, универсальный, разъемный тип подшипника. Рекомендуются, в частности, для конических зубчатых передач. Устанавливается попарно, при износе регулируется осевой зазор, для чего под фланцами крышек предусматривается набор регулировочных прокладок или устанавливаются регулировочные гайки.

7. Роликовый с витыми роликами (тип ХАЯТ) (рис. 3.6.7) - воспринимает только радиальные нагрузки, хорошо сопротивляется удару благодаря упругим роликам, изготовленным из плотно навитой проволоки прямоугольного сечения. Не обладает высокой точностью, поэтому применяется для тихоходных валов грубой центровки.

8. Игольчатой - воспринимает только радиальные нагрузки (рис. 3.6.8). Отличается очень малыми радиальными габаритами, может работать без одной обоймы или вообще без обойм, не имеет сепаратора, иглы укладываются вплотную одна к другой. Предельное число оборотов меньше, чем у других подшипников.

9. Шариковый упорный (рис. 3.6.9) - воспринимает только осевые нагрузки. Устанавливается в паре с другим подшипником, воспринимающим радиальную нагрузку.

Обоймы (кольца) подшипников и тела качения изготавливаются из высокохромистой и высокоуглеродистой стали типа ШХ-15 с закалкой до весьма высокой твердости HRC = 50-66. Сталь этого типа после закалки приобретает очень высокие механические свойства, не становясь при этом хрупкой.

Установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности:

0, 6, 5, 4, 2, Т - для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;

0, 6, 5, 4, 2 - для упорных и упорно-радиальных подшипников;

0, 6X, 6, 5, 4, 2 - для роликовых конических подшипников.

Установлены дополнительные классы точности подшипников - 8 и 7 ниже класса точности 0 для применения по заказу потребителей в неответственных узлах.

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы и расположения поверхностей подшипников. В общем машиностроении обычно применяют классы точности 0, 6, и 5. Следует иметь в виду, что стоимость одного и того же подшипника класса точности 0 и класса точности 2 отличается в 10 раз.

В зависимости от наличия требований по уровню вибрации установлены три категории подшипников - А, В, С.

К категории А относятся подшипники классов точности 5, 4, 2, Т с одним из дополнительных требований по повышенным нормам уровня вибрации, волнистости и отклонению от круглости поверхностей качения, моменту трения, углу контакта, радиальному биению, осевому биению и их совместному значению.

К категории В относятся подшипники классов точности 0, 6Х, 6, 5 с одним из дополнительных требований, аналогичных категории А.

К категории С относятся подшипники классов точности 7, 8, 0, 6, к которым не предъявляются требования по уровню вибрации, моменту трения и другие требования по категориям А и В.

Обозначения

Две крайние цифры номера справа, умноженные на пять, выражают диаметр шейки вала d в мм; третья цифра справа выражает номер серии; четвертая цифра справа выражает тип подшипника, так: отсутствие цифры (нуль) - шариковый радиальный, единица - шариковый сферический, два - роликовый цилиндрический, ... семь - роликовый конический.

Пятая и другие цифры справа, если они есть, означают конструктивные особенности данного типа.

Х	ХХ	Х	Х	ХХ
5	4	3	2	1

- 1 - диаметр отверстия, два знака;
- 2 - серия диаметров, один знак;
- 3 - тип подшипника, один знак;
- 4 - конструктивное исполнение, два знака;
- 5 - размерная серия (серия ширин или высот), один знак.

Знаки условного обозначения:

Слева:

категория подшипника;

момент трения;

группа радиального зазора по ГОСТ 24810;

класс точности.

Справа:

материал деталей;

конструктивные изменения;

температура отпуска;

смазочный материал;

требования к уровню вибрации.

Подбор и расчет на прочность подшипников качения

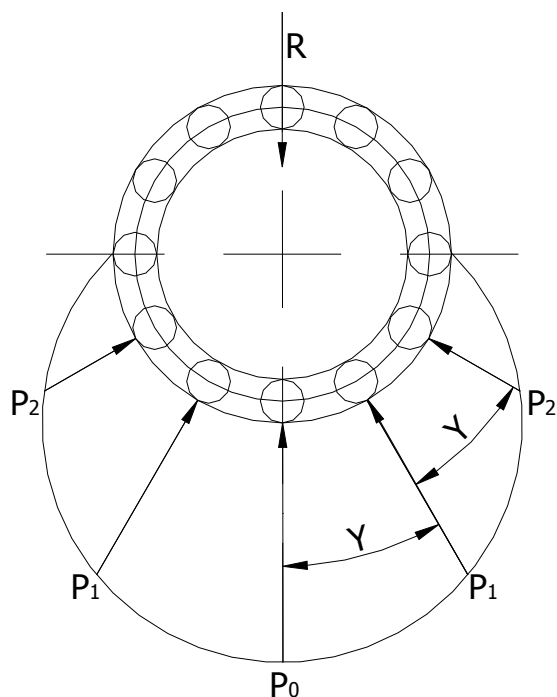


Рис. 3.7. Распределение нагрузки на тела качения подшипника (задача Штрибека)

Для определения контактных напряжений в подшипнике качения необходимо знать закон распределения нагрузки между телами качения.

Задача распределения нагрузки на тела качения статически неопределимая и решается на основе совместности деформации системы. Пусть зазоры, натяги и силы трения отсутствуют, тогда из условия равновесия следует выражение для радиальной силы:

$$\bar{R} = \bar{P}_0 + 2\bar{P}_1 + 2\bar{P}_2 + \dots + 2\bar{P}_n = P_0 + 2P_1 \cos \gamma + 2P_2 \cos(2\gamma) + \dots + 2P_n \cos(n\gamma) \quad (3.12)$$

где P_0 – сила, действующая на наиболее нагруженное тело качения;

γ – угол между соседними телами качения, $\gamma = 2\pi/Z$.

Учитывая, что сближение кольца и тела качения под действием нагрузки P определяется, как $\delta = cP^{2/3}$, а из геометрических соотношений следует $\delta_i = \delta_0 \cos(i\gamma)$, где i – номер тела качения, получим:

$$R = P_0 \left[1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2}(i\gamma) \right], \quad (3.13)$$

где n – половина тел качения в нагруженной зоне.

Введя коэффициент

$$k = \frac{Z}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2}(i\gamma)}, \quad (3.14)$$

получим:

$$P_0 = kR / Z \quad (3.15)$$

Для шарико- и роликоподшипников принимают $k=5$.

Из вышеприведенных соображений можно сделать выводы:

1. Нагрузку воспринимают только нижние тела качения, а верхние и боковые - не воспринимают.
2. Наибольшая нагрузка приходится на центральный шарик или ролик; решение задачи показывает, что он несет нагрузку в 4 - 6 раз большую средней, которая имела бы место, если бы все тела качения воспринимали нагрузку поровну.

Расчет по статической грузоподъемности

Расчет выполняется только для подшипников, делающих меньше одного оборота или при качательном движении, например, подшипников поворотных кранов, грузоподъемных крюков и пр.

Базовая статическая грузоподъемность подшипников – это такая статическая нагрузка, которая вызывает общую остаточную деформацию кольца и тела качения в наиболее нагруженной зоне, приблизительно равную 0,0001 диаметра тела качения.

Расчет на долговечность.

Является основным расчетом.

При условии смазывания без загрязнений основной причиной выхода из строя подшипников качения является усталостное выкрашивание рабочих поверхностей колец и тел качения. Это связано с циклическим изменением контактных напряжений при вращении колец подшипника и ограничивает ресурс подшипников.

Ресурс подшипника качения - это число оборотов, которое сделает одно из колец относительно другого до появления признаков усталости материала колец или тел качения. Ресурсы подшипников, выраженные в миллионах оборотов L или в часах L_h (при постоянной частоте вращения), связаны между собой соотношением:

$$L_h = 10^6 L / (60n), \quad (3.16)$$

где n - частота вращения кольца подшипника, мин^{-1} .

Уравнение кривой усталости подшипника можно представить в виде:

$$L_{10} = (C/P)^k, \quad (3.17)$$

где L_{10} - базовый расчетный ресурс в миллионах оборотов, соответствующий 90 % надежности;

C - базовая динамическая грузоподъемность подшипника;

P -эквивалентная динамическая нагрузка, которая зависит от значений радиальной и осевой нагрузок, условий работы, а также от конструкции подшипника. Индекс 10 обозначает вероятность отказа $100-90 = 10\%$;

k – показатель степени. Для шарико- и роликоподшипников соответственно $k = 3$ и $k = 10/3$.

Формулы справедливы только при $P \leq 0,5C$, $P \leq C_0$ и частоте вращения колец, не превышающей предельно допустимую для данного подшипника. При $1 \leq n \leq 10 \text{ мин}^{-1}$ условно считают $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Расчет на долговечность проводят по динамической грузоподъемности. Это нагрузка, которую подшипник может теоретически воспринимать в течение одного миллиона оборотов (радиальная нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников; осевая для упорных и упорно-радиальных). Значение базовой динамической грузоподъемности C указывают в каталогах для каждого стандартного подшипника. В действительности такую нагрузку подшипник воспринимать не может, так как не выполняется условие $P \leq 0,5C$. Эквивалентная динамическая нагрузка P - это такая условная нагрузка (радиальная для радиальных и радиально-упорных подшипников; осевая для упорных и упорно-радиальных), при которой обеспечиваются такой же ресурс и надежность, как и при действительных условиях нагружения. Для радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P=P_r=(XVF_r+YF_a)K_BK_T. \quad (3.18)$$

Для упорных подшипников

$$P=P_a=F_a K_BK_T. \quad (3.19)$$

Для упорно-радиальных подшипников

$$P=P_r=(XVF_r+YF_a)K_BK_T. \quad (3.20)$$

В этих формулах F_r и F_a - соответственно радиальная и осевая нагрузки; X и Y - коэффициенты радиальной и осевой динамической нагрузки; V - коэффициент вращения; K_B - коэффициент динамичности нагрузки; K_T - температурный коэффициент.

Коэффициент вращения V учитывает влияние интенсивности и числа повторных циклов контактных напряжений внутреннего кольца на ресурс подшипника. Если внутреннее кольцо подшипника неподвижно по отношению к вектору нагрузки, то принимают $V = 1,2$. Во всех остальных случаях $V=1$. Исключение составляют сферические подшипники, для которых в любом случае $V=1$. Например, для подшипников, установленных в сателлит планетарной передачи, генератор волновой передачи, канатный блок или в шкив ременной передачи, вращающийся на разгрузочной втулке, $V=1,2$.

Коэффициент K_B учитывает динамичность нагрузки и равен приблизительно отношению значений кратковременной перегрузки к номинальной расчетной нагрузке.

Температурный коэффициент K_T учитывает влияние температуры свыше 100°C . При температуре $100 - 250^\circ\text{C}$ для стали ШХ15 $K_T = 1,05 \div 1,4$.

Вопросы для самопроверки:

1. Основное отличие валов от осей?
2. Приведите классификацию валов по форме геометрической оси.
3. Назовите основные концентраторы напряжений на валу.
4. Какие напряжения испытывает вал червячной передачи?
5. Что является основным критерием работоспособности вала?
6. Назовите преимущества, недостатки и приведите классификацию подшипников качения.
7. Как подбираются подшипники качения?
8. Что такое динамическая грузоподъемность?
9. Что такое статическая грузоподъемность?

4. Соединения деталей машин

При изучении данной темы надо уяснить, что основным критерием работоспособности и расчета соединений считается прочность.

Особое внимание при расчете резьбовых соединений следует обратить на наличие предварительной затяжки болта, способ его установки – с зазором или без.

Особое внимание при расчетах сварного соединения следует обратить на вид сварки, материал электрода и вид сварного шва.

Для закрепления данной темы необходимо решить задачи по расчету группы болтов и расчету сварного соединения.

Под термином «соединение» в машиностроении понимают неподвижные связи деталей, составляющих машину. Различают разъемные и неразъемные соединения.

Разъемные соединения допускают их разборку без разрушения соединяющих или соединяемых элементов. К ним относятся резьбовые, штифтовые, клиновые, клеммовые, шпоночные, шлицевые и профильные соединения.

Неразъемные соединения можно разобрать только после частичного или полного разрушения деталей. К этой группе соединений относятся: заклепочные, сварные, прессовые (с натягом), паяные и клеевые соединения. Применение неразъемных соединений обусловлено, в основном, технологическими и экономическими требованиями. Прессовые соединения отнесены к группе неразъемных условно, так как они позволяют производить повторную сборку и разборку, однако с применением значительных усилий и частичным повреждением сопрягаемых поверхностей деталей.

Основным критерием работоспособности и расчета соединений является статическая и усталостная прочность. При этом необходимо стремиться к тому, чтобы соединение было равнопрочным с соединяемыми элементами.

Заклепочные соединения: конструкция и расчеты соединений на прочность

Заклепочное соединение - это неразъемное соединение деталей, осуществляемое заклепками. В современном машиностроении заклепочные соединения вытесняются сваркой как более простым и дешевым видом неразъемного соединения. Область практического применения заклепочных соединений ограничивается соединениями деталей из несвариваемых материалов, соединениями, в которых недопустим нагрев деталей вследствие их коробления или изменения физико-механических свойств, соединениями, воспринимающими большие ударные и вибрационные нагрузки (например, в самолетостроении), а также особо ответственными соединениями, например, в фермах железнодорожных мостов, пожарно-спасательном, подъемно-транспортном оборудовании большой грузоподъемности и т.п.

Схема образования заклепочного соединения представлена на рис.4.1.

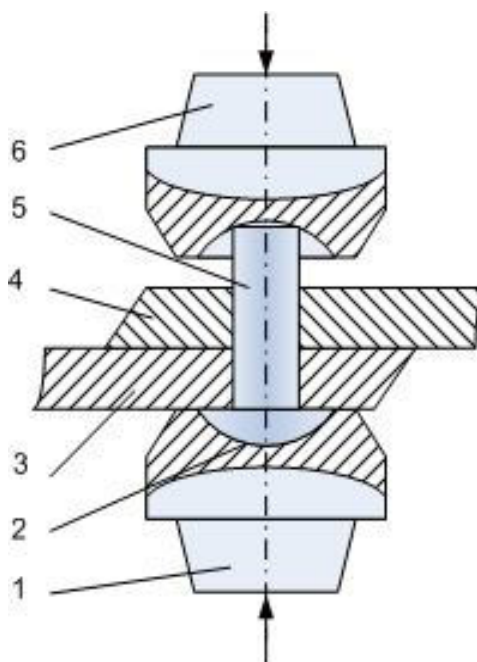


Рис. 4.1. Образование заклепочного шва:

1 - поддержка; 2 - закладная головка; 3,4 – соединяемые детали;
5 - замыкающая головка; 6 – обжимка

Для образования замыкающей головки выступающий конец заклепки (рис. 4.1) должен выходить из отверстия детали на длину $l_0 \approx 1,5d_0$.

Клепку производят на клепальных машинах (прессах) или вручную (пневматическими молотками). Стальные заклепки диаметром до 10 мм можно ставить холодным способом, то же относится к заклепкам из цветных металлов и сплавов. При горячем способе стальные заклепки нагревают до светло-красного каления. Этот способ обеспечивает более высокое качество заклепочного шва, так как заклепки укорачиваются при остывании и стягивают детали, создавая на стыке их поверхностей большие силы трения, препятствующие относительному сдвигу деталей при действии нагрузки.

Достоинства:

1. Высокая надежность соединения.
2. Удобство и надежность контроля качества шва.
3. Хорошая сопротивляемость вибрационным и ударным нагрузкам.

Недостатки:

1. Высокая стоимость, так как процесс получения заклепочного шва состоит из большого числа операций (разметка, продавливание или сверление отверстий, нагрев заклепок, их закладка, клепка) и требует применения дорогостоящего оборудования (прессы, клепальные машины).

2. Большой расход материала, так как из-за ослабления деталей отверстиями под заклепки требуется увеличение площади сечений. Кроме того, необходимость применения накладок и прочих дополнительных элементов также приводит к увеличению расхода материала.

Заклепки изготавливают из стали (ст.2, ст.3), меди, латуни, алюминия, цветных сплавов и других материалов. Материал заклепок должен обладать пластичностью и не принимать закалки. При выборе материала для заклепок необходимо также стремиться к тому, чтобы соединяемые детали и заклепки имели близкие друг к другу коэффициенты линейного расширения и не образовывали гальванические пары, разрушающие соединение.

Расчет заклепочных швов

Детали, соединяемые заклепками, в большинстве случаев находятся под действием сил F (рис. 4.2), стремящихся сдвинуть одну деталь относительно другой.

На основные размеры заклепочных соединений (диаметр заклепки d , шаг заклепок t и др.) разработаны нормы в зависимости от толщины листов δ или размеров прокатного профиля. Так, диаметр заклепки $d \approx (1,8...2)\delta$, шаг шва $t = (3 \div 6)d$.

После выбора размеров заклепочного шва заклепки проверяют на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{4F}{\pi d^2 i z} \leq [\tau]_{cp}, \quad (4.1)$$

а соединение на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{\delta d z} \leq [\sigma]_{cm}, \quad (4.2)$$

где τ , $[\tau]_{cp}$, σ , $[\sigma]_{cm}$ - соответственно расчетное и допустимое напряжения на срез и на смятие;

$[\tau]_{cp}$ определяют по материалу заклепок;

$[\sigma]_{cm}$ определяют по более слабому материалу заклепки или детали;

z - число заклепок;

i - число плоскостей среза заклепок;

d - диаметр поставленной заклепки;

δ - наименьшая толщина соединяемых деталей.

Допускаемые напряжения для заклепок зависят, в основном, от их материала, характера обработки отверстий и характера внешней нагрузки.

При действии на заклепочное соединение знакопеременных нагрузок допускаемые напряжения понижают в γ раз (в среднем на 10 - 20 %).

Для среднеуглеродистых сталей

$$\gamma = \frac{1}{1,2 - 0,8 \frac{F_{\min}}{F_{\max}}}. \quad (4.3)$$

Здесь F_{\min} и F_{\max} - наименьшая и наибольшая по абсолютной величине силы, взятые со своими знаками.

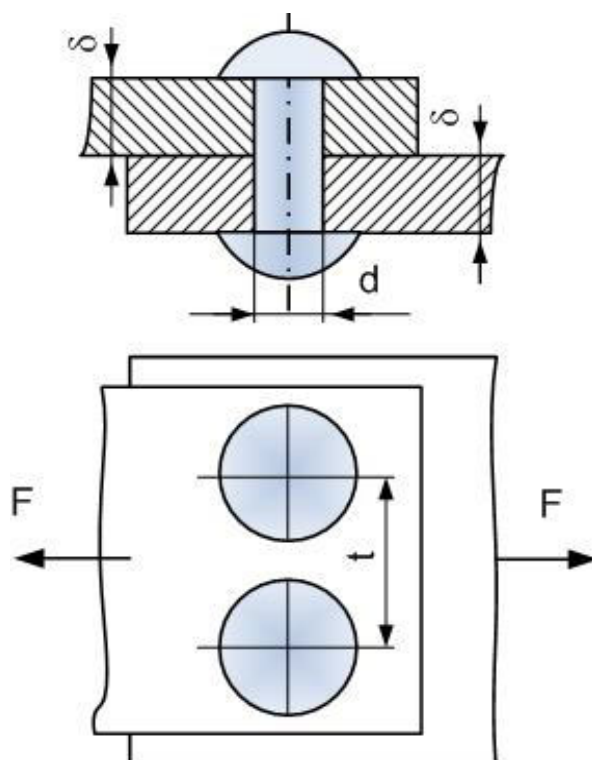


Рис. 4.2. Параметры заклепочного соединения

При проектировании заклепочных соединений целесообразно руководствоваться следующими рекомендациями:

1. Нагруженные стержни (уголки или другие профили) следует расположить так, чтобы расчетные линии действия сил пересекались в одной точке (рис. 4.3). В противном случае в соединении, кроме сил, появятся нагружающие моменты.

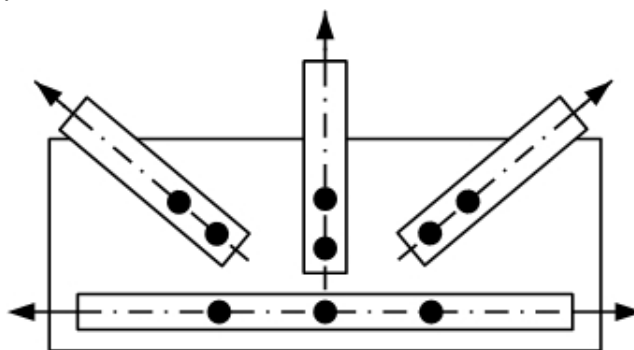


Рис.4.3. Рациональное размещение стержней

2. Число заклепок для каждого уголка должно быть не менее двух.
3. Заклепки следует размещать возможно ближе к оси, проходящей через центр тяжести сечения профиля (рис.4.4).

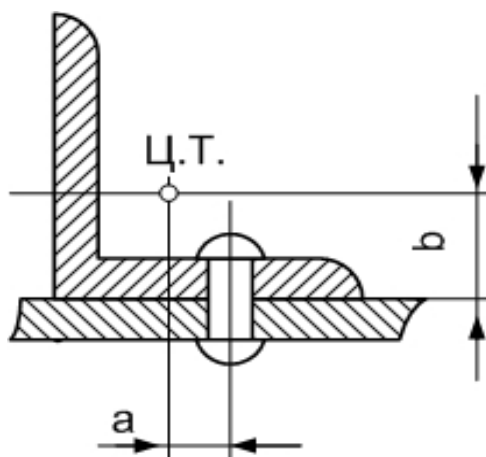


Рис.4.4. Размещение заклепки

При смещении заклепки от этой оси в соединении возникают моменты, равные F_a и F_b . Устранить влияние этих моментов можно применением симметричных профилей (рис.4.5).

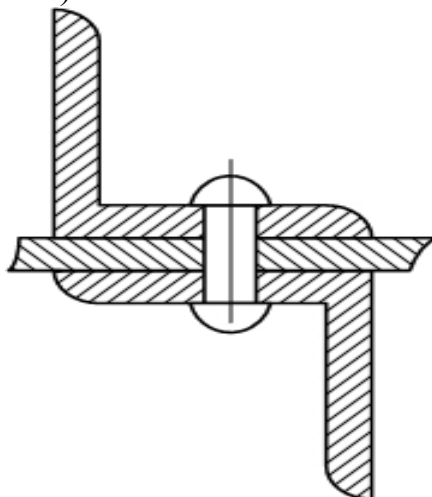


Рис.4.5. Применение симметричного профиля

Сварные соединения: конструкция и расчеты соединений на прочность.

Сваркой называют технологический процесс получения неразъемных соединений посредством установления межатомных связей между свариваемыми деталями при их местном нагреве или пластическом деформировании, или совместном действии того или другого.

При классификации процессов сварки выделяют три основных физических признака: форму вводимой энергии, наличие давления и вид инструмента - носителя энергии. В зависимости от вводимой в изделие энергии сварочные процессы (сварка, пайка и резка) разделены на три класса:

термический - относятся такие виды сварки, которые осуществляются плавлением с использованием тепловой энергии: дуговая, газовая, высокочастотная, термитная, электрошлаковая, плазменная, электронно-лучевая, лазерная;

термомеханический - относятся такие виды сварки, которые осуществляются с использованием тепловой энергии и давления: контактная, диффузионная, газопрессовая;

механический - относятся такие виды сварки, которые осуществляются с использованием механической энергии и давления: ультразвуковая, трением, холодная.

К техническим признакам относятся способ защиты зоны сварки, непрерывность процесса и степень механизации сварки.

По способу защиты металла различают сварку в воздухе, вакууме, защитных газах, по флюсу, в пене и с комбинированной защитой. В качестве защитных могут быть применены активные газы (углекислый газ, азот, водород, водяной пар, смесь активных газов), инертные газы (аргон, гелий, смеси аргона с гелием), а также смесь инертных и активных газов.

В настоящее время освоена сварка всех конструкционных сталей, включая высоколегированные, чугуна, цветных сплавов и некоторых пластмасс.

По непрерывности процесса различают непрерывные и прерывистые виды сварки; по степени механизации - ручные, механизированные, автоматизированные и автоматические.

По сравнению с заклепочными соединениями сварные соединения обладают следующими достоинствами:

1) значительно меньшим весом конструкций. При замене заклепочных соединений сварными экономия в весе получается за счет отказа от применения различных накладок, необходимых в заклепочных соединениях, а также части веса самих заклепок; при замене литых деталей сварными конструкциями вес их уменьшается за счет более высоких механических свойств прокатного металла;

2) меньшей трудоемкостью, обусловленной сравнительной простотой технологического процесса сварки.

К недостаткам сварных соединений следует отнести:

1) зависимость качества шва от исполнителя и трудность контроля;

2) склонность к образованию трещин в местах перехода от шва к цельному металлу вследствие термических напряжений, возникающих при остывании. Трещины особенно опасны при динамических нагрузках, поэтому в таких случаях сварные швы стараются не применять, заменяя их заклепочными соединениями. Термические напряжения могут быть частично или полностью устранены термообработкой сварного соединения (низкотемпературным отжигом). Термическая обработка исключает также последующее коробление сварных конструкций.

Типы сварных швов и их расчет

Основным требованием при проектировании сварных соединений (конструкций) является обеспечение равнопрочности шва и соединяемых им деталей.

Стыковой шов

Условие прочности стыкового шва, нагруженного внешней растягивающей (сжимающей) силой F , имеет вид:

$$\sigma = \frac{F}{\delta b} \leq [\sigma]'_p \quad (4.4)$$

где σ - нормальное напряжение в шве;

δ - минимальная толщина детали;

b - длина шва;

$[\sigma]'_p$ - допускаемое напряжение на растяжение (сжатие) в сварном шве;
 $[\sigma]'_p = (0,9-1)[\sigma]_p$ где $[\sigma]_p$ допустимое напряжение на растяжение (сжатие) для основного металла.

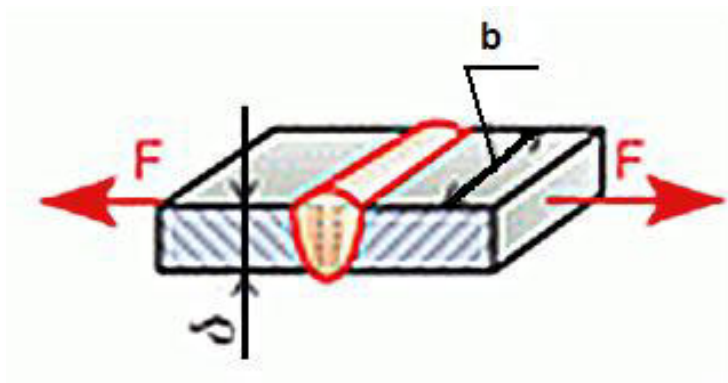


Рис. 4.6. Стыковой шов

При действии на соединение изгибающего момента M в плоскости, перпендикулярной к плоскости стыка (рис.4.7), расчет производят по формуле:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6M}{\delta \cdot b^2} \leq [\sigma]'_p \quad (4.5)$$

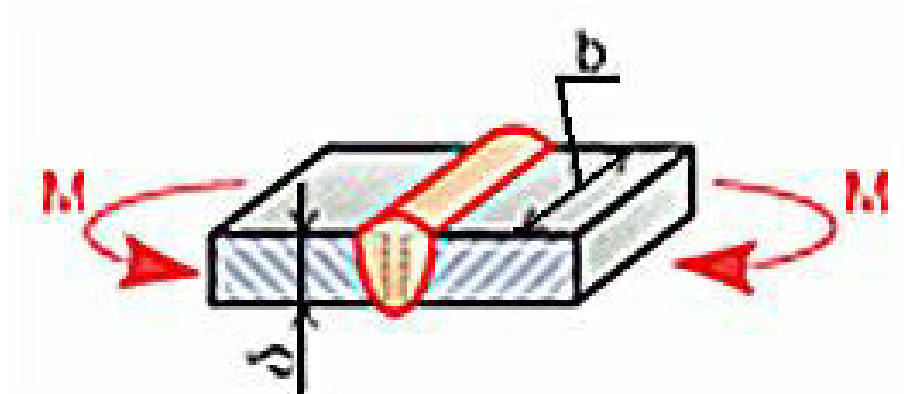


Рис.4.7. Нагружение моментом

При совместном действии F и M :

$$\sigma = \frac{F}{\delta \cdot b} + \frac{6M}{\delta \cdot b^2} \leq [\sigma]'_p \quad (4.6)$$

Для увеличения длины шов иногда выполняют косым или фигурным.

Соединение внахлест.

Соединение внахлест выполняют угловыми швами. Основными геометрическими характеристиками углового шва являются катет k и высота h (рис.4.8). Для нормального шва $h = k \sin 45 = 0,7k$.

По условиям технологии при $\delta \geq 3$ мм $K_{\min} = 3$ мм.

В большинстве случаев $K = \delta$.

В зависимости от расположения углового шва относительно линии действия нагружающей силы различают лобовые, фланговые, косые и комбинированные швы. Последние представляют собой сочетание двух или всех трех названных швов.

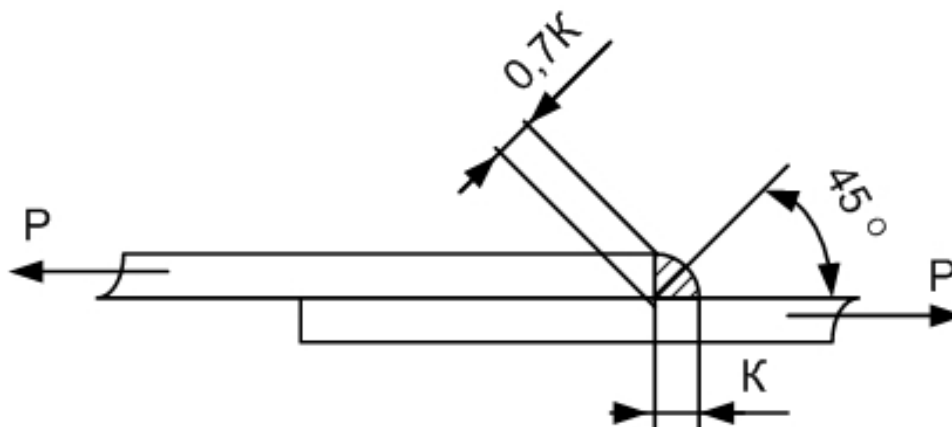


Рис. 4.8. Соединение внахлест

Лобовые швы во избежание возникновения повышенных изгибающих напряжений следует накладывать с двух сторон. Величина перекрытия соединяемых деталей должна быть не менее 4δ .

Максимальную длину лобовых и косых швов не ограничивают. Длину фланговых швов рекомендуется выбирать не более $(50 + 60) k$. Из-за неизбежных по концам швов дефектов, влияющих на их прочность, длину угловых швов выбирают не менее 30 мм.

По методу, принятому в инженерной практике, угловые швы всех типов рассчитывают на срез по касательным напряжениям τ в сечении $m - m$. Условие прочности углового шва, нагруженного внешней растягивающей (снимающей) силой F , имеет вид:

$$\tau = \frac{P}{0.7kl} \leq [\tau]_{cp}' , \quad (4.7)$$

где $[\tau]_{cp}'$ - допускаемое касательное напряжение для металла шва на срез; k - катет шва.

При нагружении углового шва моментом M :

$$\tau = \frac{M}{W} = \frac{6M}{0.7kl^2} \leq [\tau]_{cp}' . \quad (4.8)$$

Угловые и тавровые швы.

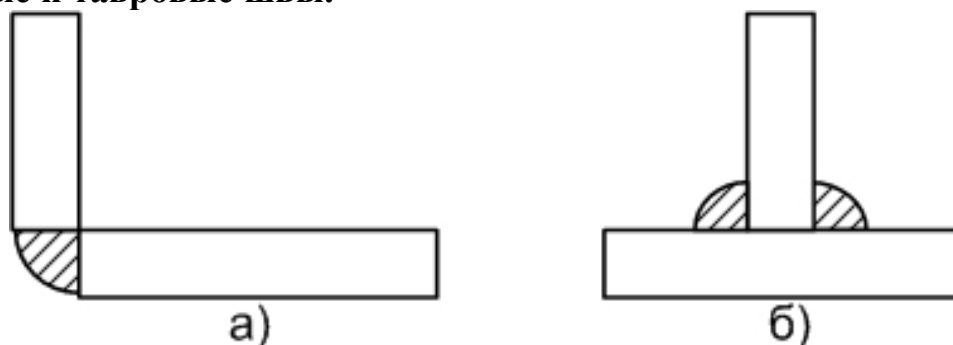


Рис. 4.9. Угловой а) и тавровый б) швы

Рассматриваются наиболее характерные случаи нагружения тавровых швов, которые могут встречаться также и в комбинациях.

Если привариваемая деталь круглая (рис. 4.10а) (шов круглый кольцевой), то расчет шва проводится на кручение в кольцевом сечении, расположенном под углом 45° к основанию шва.

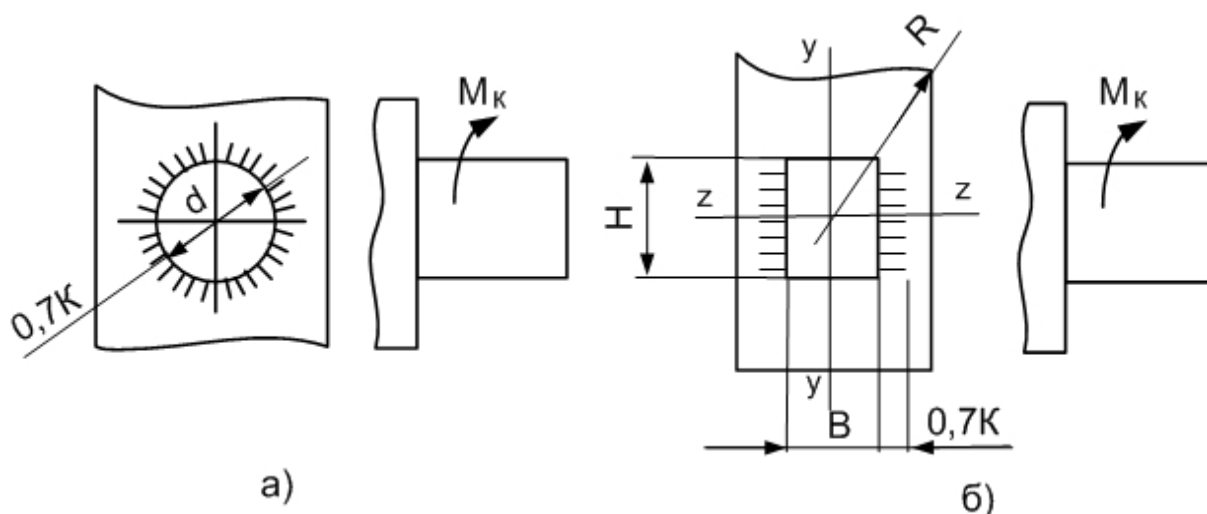


Рис. 4.10. Соединение деталей: а) круглой и плоской; б) двух плоских

$$\tau = \frac{M_k R}{J_p} \leq [\tau]'. \quad (4.9)$$

Здесь: J_p - полярный момент инерции расчетного сечения;

$$J_p = 0.1(D^4 - d^4); \quad D = d + 2 \cdot 0.7K; \quad (4.10)$$

R - расстояние до наиболее удаленного от центра волокна сечения шва.

Если сечение шва не круглое (рис. 4.10б), то оно всё же условно рассчитывается по уравнению кручения для круглых стержней. В этом случае принято пренебрегать возникающим при такой расчетной схеме короблением сечения и нелинейный характер эпюр напряжений:

$$\tau = \frac{M_k R}{J_p} \leq [\tau]'. \quad (4.11)$$

Здесь: J_p - условный полярный момент инерции сечения;

$[\tau]'$ - допускаемое напряжение кручения для наплавленного металла шва.

Если нагрузка состоит из изгибающего момента $M = M_0$ или $M = Pl$ и перерезывающей силы P (при нагрузке только моментом M_0 перерезывающая сила отсутствует).

Полное касательное напряжение равно векторной сумме напряжений от момента τ_m и перерезывающей силы τ_p

$$\tau_m = \frac{M}{W}; \quad \tau_p = \frac{P}{F}. \quad (4.12)$$

Обозначение сварных швов

Сварные швы изображают и обозначают по ГОСТ 2.312-72. Видимые швы изображают сплошными, а невидимые - штриховыми линиями. Одиночную сварную точку изображают знаком +. От изображения шва проводят линию - выноску в виде односторонней стрелки с полкой (рис. 4.11). На полке (или под полкой) наносят условное обозначение шва. Условное обозначение содержит:

1 - вспомогательные знаки (O - шов по замкнутой линии, Δ - шов по незамкнутой линии, Z - шов прерывистый и т.д.);

2 - номер стандарта на типы и конструктивные элементы швов, например:

ГОСТ 5.64-69 - основные типы и конструктивные элементы швов, выполненных ручной дуговой сваркой, ГОСТ 8713-70 - то же для швов, выполненных автоматической или полуавтоматической сваркой под флюсом, и т.д.

3 - буквенно-цифровое обозначение шва, например:

C1...C25 - швы стыковых соединений;

T1...T16 - швы тавровых соединений;

H...H8 - швы соединений внахлест,

Цифры после букв обозначают различную форму подготовки кромок (со скосом, без скоса, с отбортовкой, без отбортовки и т.д.);

4 - знак Δ и размер катета шва (только для угловых швов).

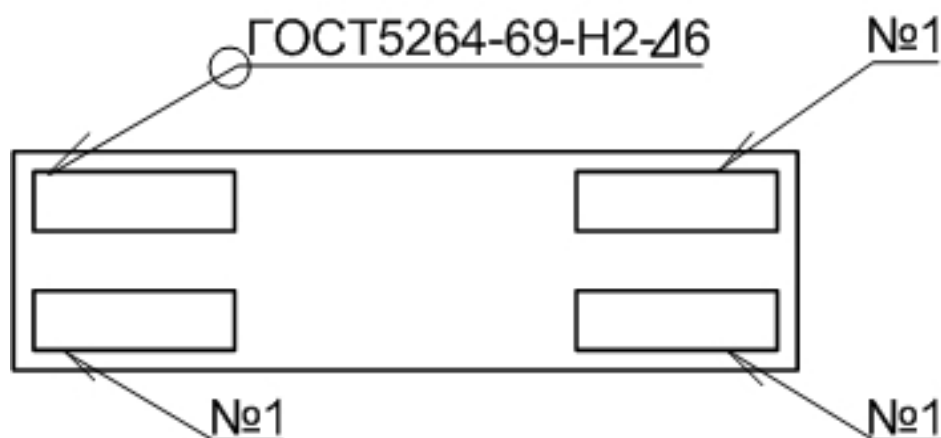


Рис. 4.11. Обозначения сварных швов по ГОСТ 2.312-72

На рисунке обозначен угловой шов соединения внахлест, без скоса кромок. Шов выполнен ручной дуговой сваркой по замкнутой линии. Катет шва 6 мм.

Сварным швам присваивают порядковые номера. При этом одинаковым швам присваивают один порядковый номер, а обозначение одинаковых швов наносят только у одного из изображений.

Если вообще все швы сварной детали одинаковые, допускается не присваивать порядкового номера, а отмечать линиями - выносками без полок.

При выполнении всех швов по одному стандарту его обозначение приводят в технических требованиях.

Резьбовые соединения: конструкция и расчет

Конструкция резьбовых соединений

Резьбовые соединения создаются с помощью резьбовых крепежных деталей (винтов, шпилек, гаек и др.) или резьбы, нанесенной непосредственно на соединяемые детали.

В настоящее время наиболее распространены следующие типы резьб (рис.4.12):

- метрическая;
- трубная цилиндрическая;
- трубная коническая;
- коническая дюймовая;
- трапецеидальная;
- упорная.

В той или иной мере находят применение также дюймовая, круглая и прямоугольная резьбы. Все резьбы стандартизированы в мировом масштабе, то есть резьбы национальных стандартов соответствующих типов взаимозаменяемы.

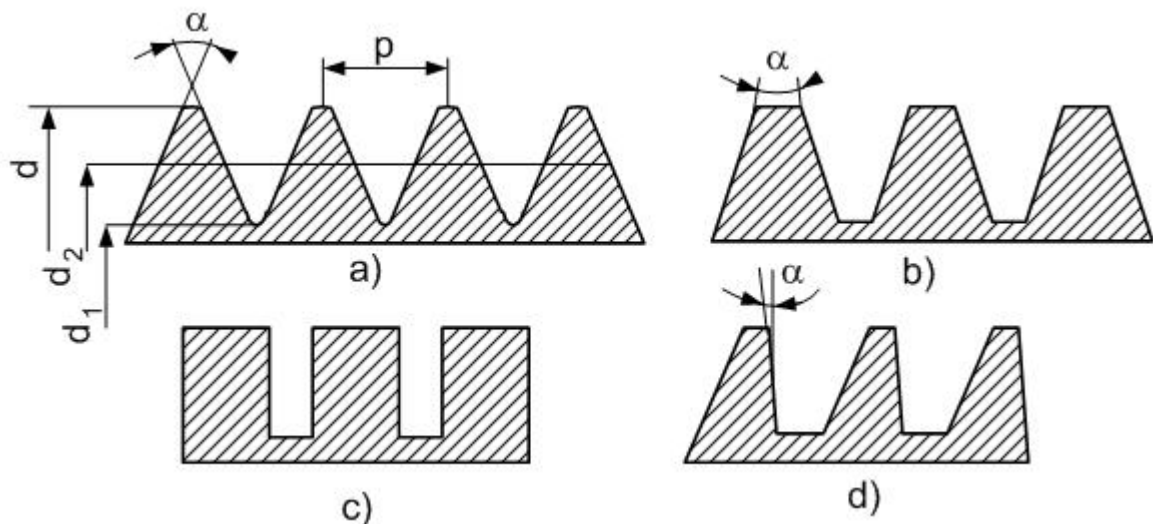


Рис. 4.12. Резьбы: а) метрическая; б) трапецеидальная; в) прямоугольная; г) упорная

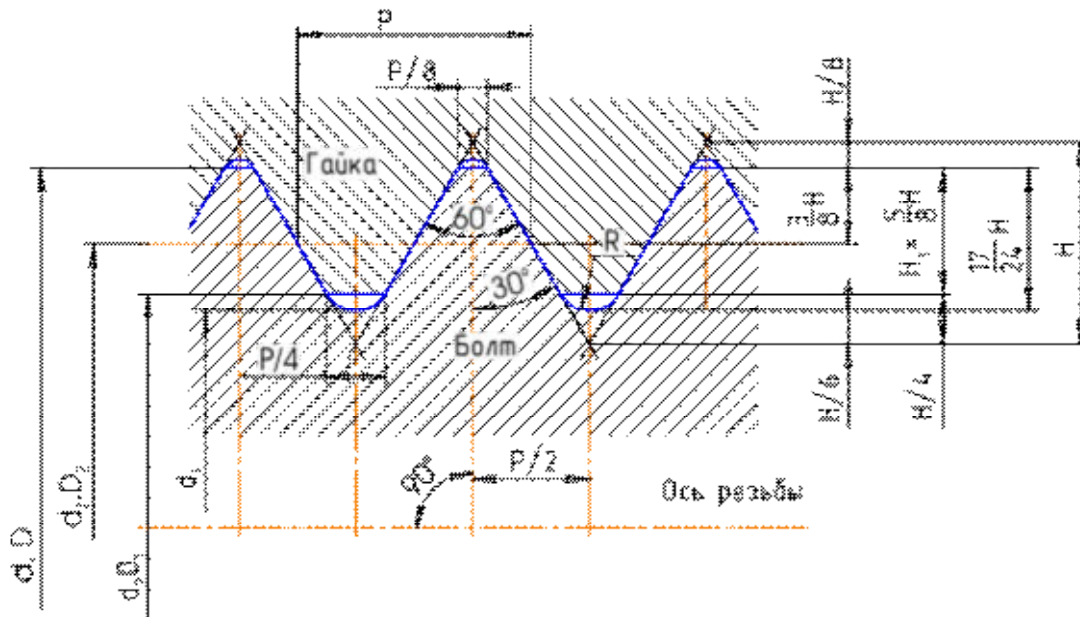


Рис.4.13. Геометрия резьбы

Резьбу характеризуют следующие основные геометрические параметры (рис.4.13):

d – наружный (номинальный диаметр резьбы); d_2 - средний диаметр резьбы.

За исключением прямоугольной резьбы, средним диаметром резьбы является диаметр воображаемого цилиндра, поверхность которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина витка резьбы равна ширине ее впадины.

d_1 - внутренний диаметр резьбы;

p - шаг резьбы - расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков, измеренное в осевом направлении;

p_1 - ход резьбы - расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении или величина поступательного перемещения винта за один оборот в неподвижной гайке.

Для однозаходной резьбы $p_l = p$. Для многозаходных резьб $p_l = Zp$. Здесь Z – число заходов. Однозаходные применяются для крепежных деталей. Многозаходные – обычно для силовых соединений.

Метрическая резьба является основной крепежной резьбой. Имеет треугольный профиль с углом ОС = 60°. Стандарт предусматривает метрические резьбы с крупным и мелким шагом. Для одного и того же наружного диаметра d мелкие резьбы отличаются от крупной величиной шага p . Например, для диаметра $d = 24$ мм стандарт предусматривает крупную резьбу, с шагом $p = 2,5$ мм и пять мелких резьб с шагом $p = 2; 1,5; 1; 0,75$ и $0,5$ мм. В общем машиностроении основное применение имеют крупные резьбы, как менее чувствительные к ошибкам изготовления и износу. Однако резьбы с мелким шагом обладают повышенной стойкостью против самоотвинчивания. Кроме того, их нарезают на динамически нагруженных, мелких и тонкостенных

деталей, т.к. они, имея наряду с меньшим шагом и меньшую глубину резьбы, меньше ослабляют детали, чем резьбы с крупным шагом.

Метрические резьбы с крупным шагом обозначаются буквой М и диаметром d , например, М 24, М 20 и т.п. Резьбы с мелкими шагами обозначаются буквой М, диаметром d и шагом p через знак Х, например, М 12х0,5; М 20х1,5 и т.д.

Трубные резьбы являются крепежно-уплотняющими. Имеют треугольный профиль с углом α - 55° . Для создания надежного уплотнения эти резьбы выполняют с закруглениями профиля и без зазоров по выступам и впадинам.

Трубные резьбы имеют мелкий шаг, т.к. на тонкостенной трубе невозможно нарезать крупную метрическую резьбу без резкого уменьшения прочности трубы. За номинальный диаметр трубной резьбы условно принят внутренний диаметр трубы. В международном стандарте для трубной резьбы до настоящего времени еще сохранено дюймовое измерение (1 дюйм = 25,4 мм).

Конические резьбы обеспечивают высокую герметичность соединения за счет плотного прилегания профилей по вершинам. Плотность здесь достигается за счет пластических деформаций вершин резьбы при затяжке соединения.

Трапецеидальная и упорная резьбы являются основными резьбами винтовых механизмов. Первая имеет профиль в виде равнобокой трапеции, вторая - неравнобокой.

Трапецеидальную резьбу используют для передачи двустороннего (реверсивного) движения под нагрузкой. Упорная резьба предназначена для одностороннего рабочего движения при больших нагрузках. Применяется для винтов домкратов, прессов и т.п. Закругление впадин повышает динамическую прочность винта. Малый угол наклона (3°) упорной стороны профиля резьбы понижает потери на трение в сравнении с трапецеидальной резьбой.

Стандартные винты и гайки изготавливаются из Ст.3, иногда Ст.4 и Ст.5, а также сталей: А-12 (автоматная), Ст.20, Ст.35, Ст.45 и других.

Для более ответственных напряженных соединений применяются: СТ.40Х, СТ.40ХН и другие.

Расчет резьбовых соединений

Основным критерием работоспособности резьбовых соединений является прочность.

Разрушение элементов резьбового соединения может происходить по одной из следующих причин:

во-первых, разрыв стержня по резьбе или по переходному сечению у головки;

во-вторых, повреждение или разрушение резьбы;

в-третьих, разрушение головки.

Все стандартные винты (болты, шпильки) изготовляют равнопрочными по каждому из названных критериев. В этой связи стандартные резьбовые соединения обычно рассчитываются только по одному главному критерию работоспособности - прочности нарезанной части их стержня. При этом

определяют внутренний диаметр резьбы d_1 . Кроме того, большая часть резьбовых соединений, применяемых в машиностроении, работает со значительной силой начальной затяжки, что практически позволяет ограничиться лишь расчетами на статическую прочность.

Рассмотрим основные случаи расчета резьбовых соединений:

1. На стержень винта действует только внешняя осевая растягивающая сила F . Затяжка резьбового соединения отсутствует (рис.4.14).

Наиболее характерным примером может служить нарезанный участок крюка для подвешивания груза.

Расчет сводится к определению внутреннего диаметра d_1 из условия прочности на растяжение:

$$\sigma = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p, \quad (4.13)$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P}{Z\pi[\sigma]_p}}. \quad (4.14)$$

Здесь Z -число болтов, $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение на растяжение, МПа.

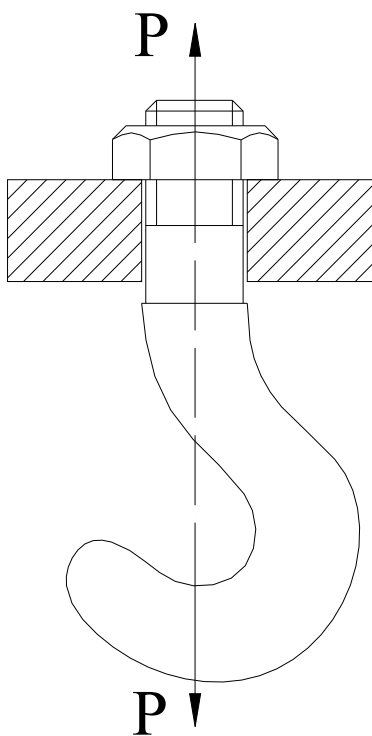


Рис. 4.14. Резьбовое соединение без затяжки

В этой формуле для упрощения расчетов приняты некоторые допущения. В действительности явления, происходящие в растянутом стержне болта, более сложны, и эпюра распределения напряжений по сечению не вполне равномерна. Эти отклонения учитываются при выборе допускаемых напряжений.

Допускаемое напряжение растяжения выбирают в зависимости от технологии сборки соединения.

При определении допускаемых напряжений необходимо учитывать температурный режим работы. Например, для болтов из стали Ст3, работающих при повышенных температурах до 130° , допускаемое напряжение следует снижать в 1,5 раза, до 300° - в 3 раза и т.д.

2. Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует (рис. 4.15).

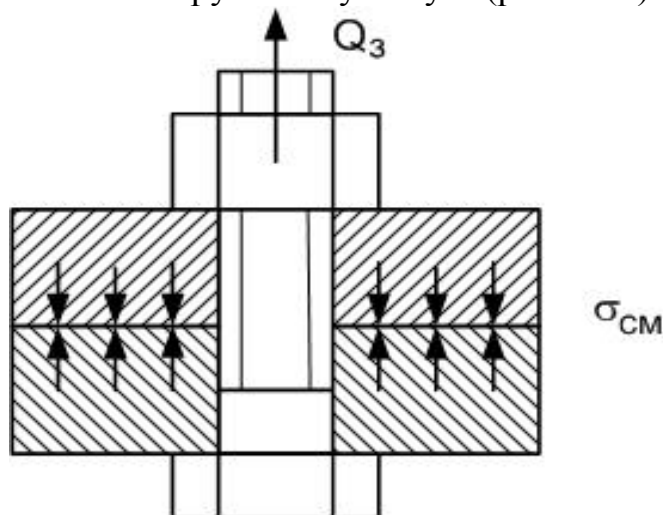


Рис. 4.15. Резьбовое соединение с затяжкой болта

Примером могут служить болты для крепления герметичных крышек и люков корпусов машин.

В этом случае стержень болта растягивается силой затяжки Q_3 болта, и закручивается моментом в резьбе T_p .

Напряжение растяжения от силы Q_3 :

$$\sigma_p = \frac{Q_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}}. \quad (4.15)$$

Напряжения кручения от момента в резьбе T_p :

$$\tau_k = \frac{T_p}{W_o} = \frac{0.5 F_t \cdot d_2}{\pi d_1^3 / 16} = \frac{0.5 Q_3 \operatorname{tg}(\beta + \varphi_{np})}{\pi d_1^3 / 16}. \quad (4.16)$$

Прочность болта в этом случае определяют по эквивалентному напряжению:

$$\sigma_{эв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_k^2} \leq [\sigma_p]. \quad (4.17)$$

Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб при коэффициенте трения $f = 0,15$ $\sigma_{эв} = 1,3\sigma_p$. Следовательно, болт, испытывающий одновременно растяжение и кручение, можно рассчитывать только на растяжение по допускаемому напряжению на растяжение, уменьшенному в 1,3 раза, или по растягивающему усилию, увеличенному в 1,3 раза. Таким образом, условие прочности:

$$\sigma_p = \frac{1,3Q_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}}, \quad (4.18)$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3Q_3}{\pi[\sigma_p]}}. \quad (4.19)$$

3. Расчет болтов при нагрузке поперечной сдвигающей силой (рис. 4.16).

В этом случае возможны следующие варианты расчета:

Вариант А - стандартные болты с зазором (рис. 4.16а). Подобная конструкция применяется при небольших поперечных нагрузках.

Расчет производится на затяжку соединения осевой силой Q_3 так, чтобы возникающая в стыке сила трения F противостояла и была равна действию сдвигающей силы P .

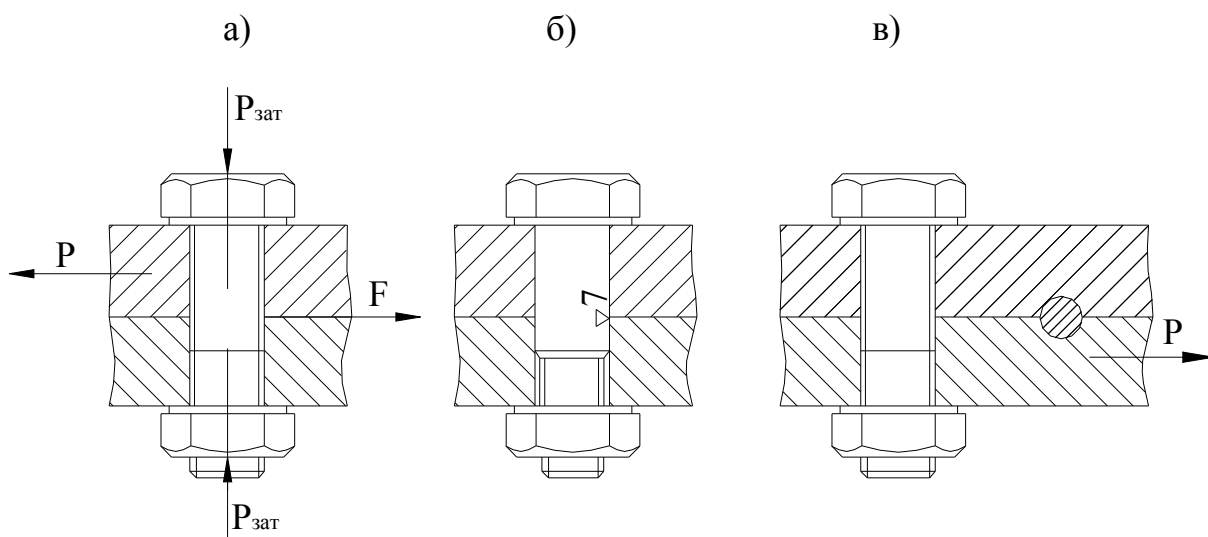


Рис. 4.16. Нагрузка болтов поперечной силой

$$F = P = Q_3 f$$

$$\sigma = \frac{1,3Q_3}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{1,3P}{Zf \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma], \quad (4.20)$$

где f - коэффициент трения в стыке; для сухих стальных и чугунных поверхностей $f = 0,1 \dots 0,15$ (меньшие значения для шлифованных поверхностей); для необработанных поверхностей в металлических конструкциях $f = 0,3$; Z - число болтов; $1,3$ - коэффициент, учитывающий влияние касательных напряжений кручения, возникающих при затяжке в стержне болта.

Сила затяжки болта:

$$Q_3 = \frac{K_m P}{f \cdot Z \cdot i}, \quad (4.21)$$

где K_m - коэффициент запаса, $K_m = 1,3 \dots 1,5$ – при статической нагрузке; $K_m = 1,8 \dots 2,0$ – при динамической нагрузке;

i – число стыков в соединении.

В ряде случаев для уменьшения диаметра болта в конструкции соединения предусматриваются разгружающие элементы в виде штифтов, шпонок, колец, воспринимающие внешнюю нагрузку (рис. 4.16 в).

Вариант Б - призонные (плотные) болты или штифты, втулки, шпонки (рис. 4.16 б, в).

В этом случае все крепежные отверстия должны быть обработаны (развернуты) в сборе, а болты в отверстиях установлены по плотной посадке. Только при этом обеспечивается восприятие поперечной нагрузки всеми болтами. Такие конструкции применяются при значительных сдвигающих нагрузках.

Касательное напряжение среза:

$$\tau = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\tau]. \quad (4.22)$$

Можно принимать $[\tau] = 0,7[\sigma]_p$.

Цилиндрические поверхности контакта соединяемых деталей в части болта без резьбы проверяют на смятие.

$$\sigma_{см} = \frac{P}{d_1 \cdot Z \cdot h} \leq [\sigma_{см}], \quad (4.23)$$

где h – высота детали.

Достоинства варианта А в том, что применяемые при нем болты – стандартные, тем самым обеспечивается взаимозаменяемость соединения; недостаток - потребность в большом количестве болтов, которые не всегда можно разместить.

Достоинство варианта Б в малом количестве необходимых для передачи нагрузки болтов; недостаток - потеря взаимозаменяемости при замене одной из соединяемых деталей (например, вследствие износа). Для восстановления соединения необходимо совместно обработать отверстия на больший размер под болты большего диаметра.

Если соединение нагружено крутящим моментом в плоскости стыка, то сначала определяется касательное усилие $P = \frac{M_k}{R}$, которое и является поперечной силой, а затем поступают так, как указано выше по варианту А или Б.

Штифтовые соединения.

Штифтом называют цилиндрический или конический стержень, плотно вставляемый в отверстие двух соединяемых деталей. Применяют штифты для точного взаимного фиксирования деталей и для соединения деталей, передающих небольшие нагрузки. В зависимости от назначения штифты делят на установочные и крепежные.

По форме различают цилиндрические и конические штифты. По конструкции рабочей части штифты выполняют гладкими и просечными, т.е. с насеченными или выдавленными канавками, что не требует развертывания отверстия и создает надежное соединение, предохраняющее штифт от выпадения в процессе работы.

На рис. 4.17 приведены основные типы штифтов: цилиндрический (а), конический (б), конический разводной (в), цилиндрические, насеченные с конца и посередине (г), и трубчатый пружинный (д).

Цилиндрические штифты удерживаются в отверстиях за счет натяга или силы трения. Для предупреждения выпадания цилиндрические штифты должны изготавливаться с большой точностью и высокой чистотой поверхности. Отверстия под крепежные штифты в соединяемых деталях сверлят и развертывают совместно, для чего детали временно скрепляют.

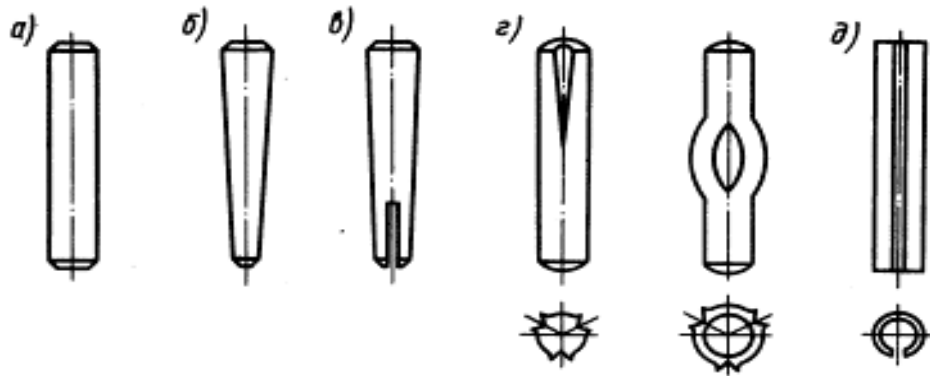


Рис. 4.17. Виды штифтов.

При многократной разборке и сборке нарушается характер посадки и соответственно точность соединения.

Для удешевления соединения применяют насеченные и пружинные трубчатые штифты. Насеченные штифты не требуют точной обработки отверстий и отличаются повышенной прочностью сцепления с материалом детали, но менее точно фиксируют детали. Пружинные трубчатые разрезные штифты обеспечивают прочное соединение деталей, допускают повторные сборки и не требуют высокой точности обработки отверстий. Диаметр отверстия для такого штифта принимают на 15 ... 20% меньше наружного диаметра штифта.

Цилиндрические штифты применяются и как установочные, обеспечивая точное взаиморасположение соединяемых деталей.

Конические штифты благодаря конусности 1:50 обеспечивают самоторможение при действии на них поперечных сил. Они допускают многократную постановку их в отверстие при сохранении точности взаимного расположения соединяемых деталей. Изготовление конических штифтов и отверстий под них более сложно по сравнению с цилиндрическими штифтами. Штифты изготавливают из сталей 45, А12, У8.

Главными недостатками штифтовых соединений являются значительное ослабление сечения вала отверстием под штифт и необходимость точной обработки этого отверстия во избежание изгиба штифта или его выпадения. Поэтому диаметр штифта (d) для вала диаметром (d_v) задают из соотношения $d \leq (0,2 \dots 0,25) d_v$, а затем при необходимости проверяют на сдвиг (срез).

Шпоночные соединения

Шпоночные соединения (рис. 4.18) служат для передачи вращающего (крутящего) момента от вала к ступице насаженной на него детали (зубчатого колеса, шкива, муфты и др.) или наоборот – от ступицы к валу. Шпоночные соединения осуществляют с помощью вспомогательных деталей – шпонок, устанавливаемых в пазах между валом и ступицей.

Достоинствами шпоночных соединений являются простота, надежность конструкции, невысокая стоимость, удобство сборки и разборки, а недостатками – ослабление вала и ступицы шпоночными пазами, неустойчивость положения шпонки в пазах (выворачивание шпонки) и трудность обеспечения взаимозаменяемости, повышенные требования к точности изготовления, отсутствие фиксации деталей в осевом направлении.

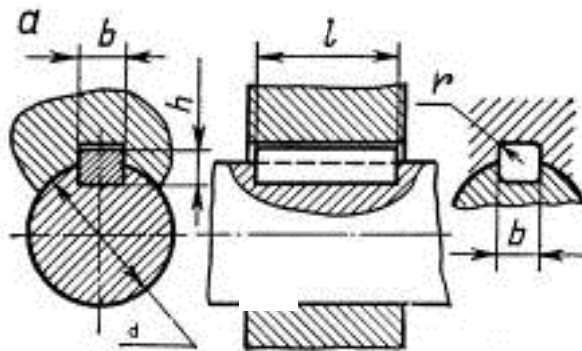


Рис. 4.18. Шпонка призматическая.

Шпонки могут применять в качестве направляющих, обеспечивающих легкое перемещение деталей вдоль вала. Нагрузку у шпонок воспринимают боковые поверхности, которые сопрягаются с пазами по соответствующим посадкам. Призматическую шпонку с валом обычно соединяют по переходной посадке, а со ступицей – по посадке с зазором. Это препятствует перемещению шпонки вдоль вала и компенсирует с помощью зазора неточности размеров, формы и взаимного расположения пазов. Такой характер соединения обеспечивает достаточную точность центрирования вала и ступицы. В радиальном направлении предусматривается зазор.

Призматические шпонки имеют прямоугольное сечение, они могут быть с округленными, плоскими и смешанными торцами. Паз под шпонку на валу делают на глубину около 0,6 от ее высоты, а паз во втулке – на длину всей ступицы. Ширина и высота шпонки определены ГОСТом и выбираются в

зависимости от диаметра вала. Размеры высоты и ширины стандартных шпонок подобраны так, что прочность на сдвиг обеспечивается с избытком, и при необходимости проверку шпонок на прочность проводят на деформацию смятия.

Сегментные шпонки требуют более глубоких пазов в валах, что уменьшает их прочность. Их применяют в случае передачи незначительных усилий, работают они как призматические, но более удобны в изготовлении.

Цилиндрические шпонки чаще всего используют для закрепления деталей на конце вала. Отверстие для шпонки обрабатывают в соединяемых деталях (вал и ступица) совместно. Шпонка устанавливается с натягом.

Шпоночные соединения применяют обычно при передаче значительных вращающих моментов при диаметре вала не менее 6 мм. В кинематических передачах и передачах с высоким требованием по точности рекомендуют использовать штифтовые соединения.

Шпонки изготавливают из среднеуглеродистых сталей 40, 45, Ст6.

Проверяют шпонки на смятие.

$$\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (4.24)$$

Для стальной ступицы допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{\text{см}}] = 120 \text{ Н/мм}^2$, для чугунной $[\sigma_{\text{см}}] = 60 \text{ Н/мм}^2$.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T \cdot 10^3}{d(h - t_1)l_p}, \quad (4.25)$$

где l_p – рабочая длина шпонки; $l_p = l - b$;

l – длина шпонки, мм;

b – ширина шпонки, мм;

h – высота шпонки, мм;

d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

T – крутящий момент на валу, Нм;

t_1 – глубина паза вала, мм.

Если условие прочности не соблюдается, то нужно установить 2 шпонки под углом 180 градусов или перейти к посадке с натягом или шлицевому соединению.

Шлицевые соединения

Шлицевые соединения служат для передачи вращающего момента между валами и установленными на них деталями.

Шлицевое соединение можно условно представить, как многошпоночное, шпонки которого выполнены вместе с валом. С помощью этого соединения можно обеспечить как подвижное (с осевым относительным перемещением), так и неподвижное скрепление деталей. По сравнению со шпоночными шлицевые соединения имеют значительно большую нагрузочную способность, прочность валов, точность центрирования и направления ступиц в подвижных соединениях.

По форме поперечного сечения шлицев различают прямобоочные (рис. 4.19, а), эвольвентные (рис. 4.19, б) и треугольные (рис. 4.19, в) шлицевые соединения. Наибольшее распространение получили прямобоочные шлицевые соединения, выполненные с четным числом шлицев (6, 8, 10). Центрирование возможно по наружному диаметру D , по внутреннему d и боковым поверхностям. Центрирование по наружному диаметру рекомендуется для неподвижных соединений, по внутреннему диаметру – для подвижных соединений, по боковым граням – при больших передаваемых нагрузках и низкой точности соединения.

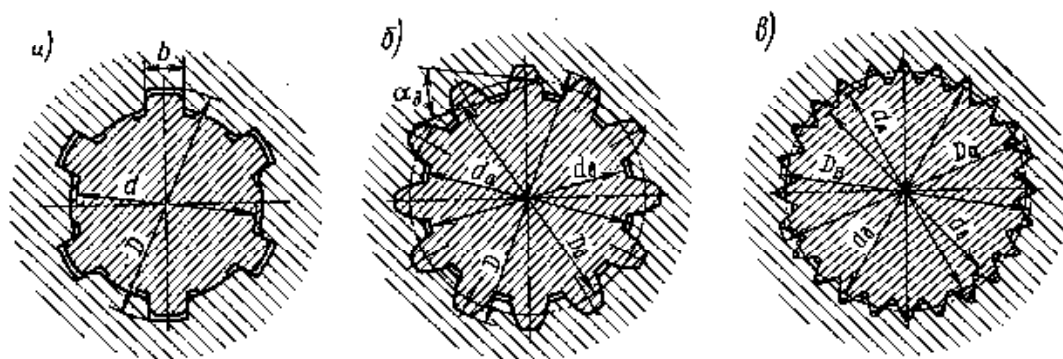


Рис. 4.19. Виды шлицевых соединений.

Эвольвентное шлицевое соединение (см. рис. 4.19, б) отличается от прямобоочного повышенной точностью центрирования и прочностью. Центрирование осуществляют по боковым сторонам, реже – по наружному диаметру. Число зубьев z рекомендуют ≥ 6 при $m \geq 0,5$.

Соединение с треугольными шлицами (см. рис. 4.19, в) применяют для неподвижных соединений при небольших нагрузках и тонкостенных конструкциях. Число шлицев $z = 20 \dots 70$, углы впадин вала равны 60° , 72° и 90° . Центрирование осуществляют только по боковым граням.

Профильные соединения

Профильным называется разъемное соединение, у которого ступица насаживается на фасонную поверхность вала. Простейшим таким соединением является соединение вала, имеющего на конце квадратные поперечные сечения с маховичком, рукояткой. Сторону квадрата рекомендуют принимать равной примерно $0,75$ диаметра вала.

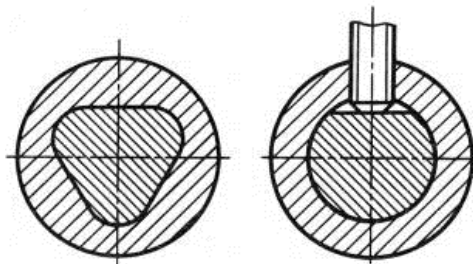


Рис. 4.20. Профильные соединения

К профильным соединениям относят соединения вала со ступицей по овальному, например, трехгранному контуру (рис. 4.20, а), соединение на лыске (рис. 4.20, б). Достоинствами таких соединений являются лучшее по сравнению со шпоночным центрирование и отсутствие концентраторов напряжений; к недостаткам следует отнести сложность и трудоемкость, относительно высокую стоимость изготовления фасонных поверхностей.

Муфты и корпуса

Необходимо помнить, что муфты подбирают по ГОСТу или нормам по большему диаметру соединяемых валов и расчетному моменту. Типы муфт подбирают в зависимости от выполняемых функций.

При расчетах нужно учесть, что основной паспортной характеристикой муфты является допускаемый крутящий момент $[T_k]$.

Основное назначение муфт приводов — передача крутящего момента от одного вала на другой, либо от вала на свободно сидящую на нем деталь: зубчатое колесо, шкив и т. д. Муфты приводов выполняют одновременно и ряд других функций: компенсируют в определенных пределах погрешности монтажа валов; позволяют соединять или разъединять валы, предохраняют рабочую машину от перегрузки, уменьшают толчки и вибрации в процессе работы.

Передача крутящего момента в муфтах осуществляется с помощью механической связи между деталями муфты (глухие, зубчатые, втулочно-пальцевые, кулачковые, шарнирные муфты и т. д.); за счет сил трения или магнитного притяжения (фрикционные или электронно-индукционные асинхронные муфты).

По характеру работы различают следующие виды муфт.

1. Постоянные соединительные, не допускающие разъединения (расцепления) валов в процессе работы машины: жесткие некомпенсирующие (глухие); жесткие компенсирующие; жесткие подвижные; упругие.

2. Сцепные или управляемые, позволяющие сцеплять или расцеплять валы в процессе работы и во время остановки.

3. Самоуправляемые или автоматически сцепляющие валы при изменении режима работы машины.

4. Предохранительные — разъединяющие валы, если нагрузка либо скорость вращения привода превышает допустимые значения. Параметры

основных типов муфт регламентированы стандартами либо нормами заводов-изготовителей и проектных организаций.

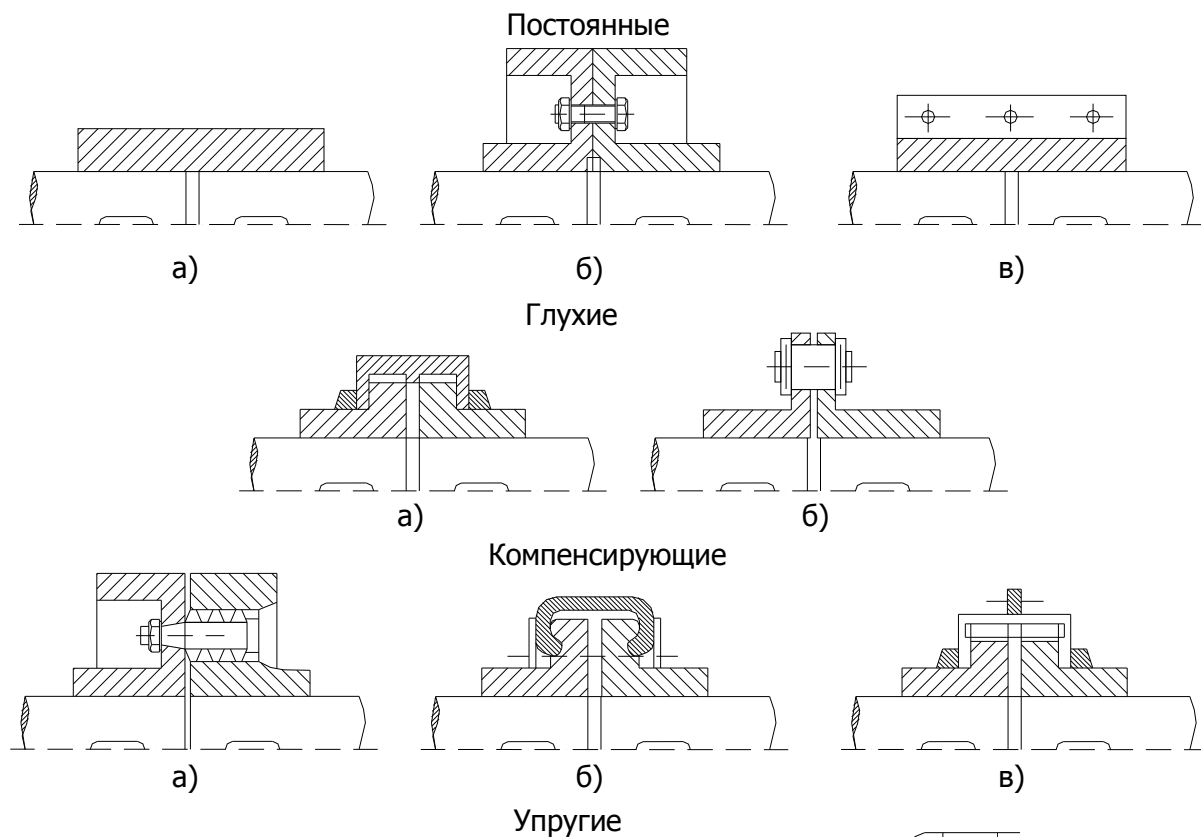


Рис. 12.1. Виды муфт.

Эксплуатационной характеристикой муфт является передаваемый крутящий момент T и диаметр вала d , на который насаживается муфта. Конкретный типоразмер муфты выбирается в зависимости от условий эксплуатации по таблицам.

$$T_p = kT_{\text{ном}} \leq T \quad (1.12)$$

где T_p — расчетный крутящий момент;

k — коэффициент запаса, принимаемый в зависимости от вида привода;

$T_{\text{ном}}$ — номинальный крутящий момент на валу.

Муфты упругие

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) по ГОСТ 21424—75 (рис. 2). Отличается простотой конструкции и удобством монтажа и демонтажа. Обычно применяется в передачах от электродвигателя. Муфта является электроизолирующей. Упругие элементы смягчают удары и вибрации, компенсируют небольшие погрешности монтажа и деформации валов. Допускаемые радиальные и угловые смещения полумуфт до 0,6 мм и 1° соответственно. Окружная скорость ограничена 30 м/с.

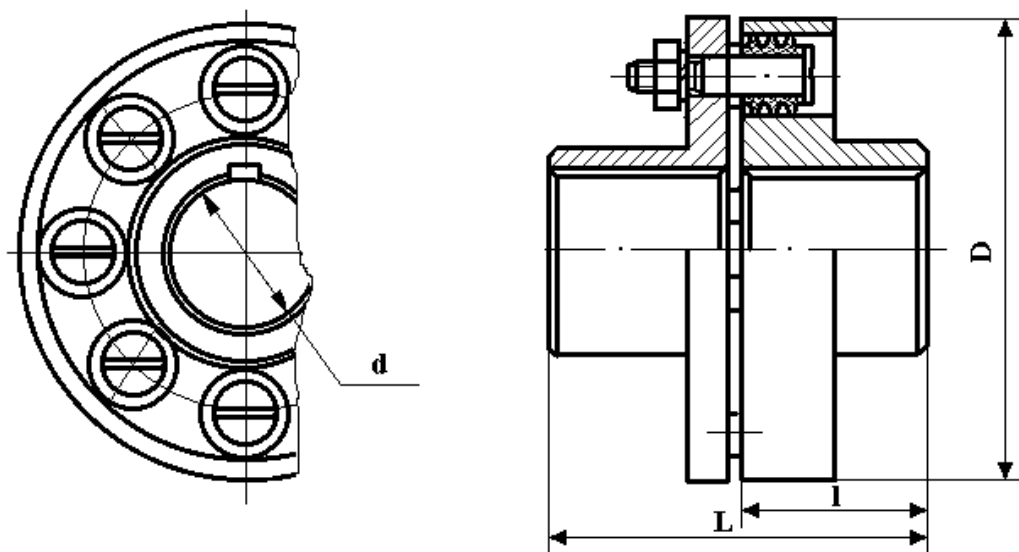


Рис. 12.2. Муфта упругая втулочно-пальцевая.

Материал полумуфт — чугун СЧ 20, сталь 30, сталь 35Л, материал пальцев — не ниже, чем сталь 45. Упругие элементы изготавливают из резины с $\sigma_b > 8$ МПа. Нагрузочная способность муфты ограничена стойкостью резиновых элементов.

Муфты жесткие компенсирующие

Зубчатая муфта по ГОСТ 5006-55 (рис. 12.3). Предназначена для передачи больших крутящих моментов и способна компенсировать незначительное смещение осей соединяемых валов (радиальное, угловое или их сочетание) в результате боковых зазоров между зубьями и бочкообразной формы зубьев втулки. Работа муфты при несоосности валов сопровождается повышенным скольжением и износом зубьев, для предупреждения которого предусматривается смазка муфты. Муфта компактна, надежна в работе, но не смягчает динамических нагрузок.

Компенсирующие способности муфты определяются максимальным углом перекося φ_{max} оси каждой зубчатой втулки и осевым расстоянием A между зубчатыми венцами втулок. Для стандартных муфт $\varphi_{max} \sim 0^\circ 30'$. Допустимое радиальное смещение валов легко определить по φ_{max} и A .

Зубья полумуфт рекомендуется выполнять с твердостью 35...45 HRC зубья обоймы — 45...55HRC. Вследствие наличия сил трения между зубьями при перекосях валов в муфте возникает изгибающий момент. Муфты смазывают вязким маслом типа нигрола.

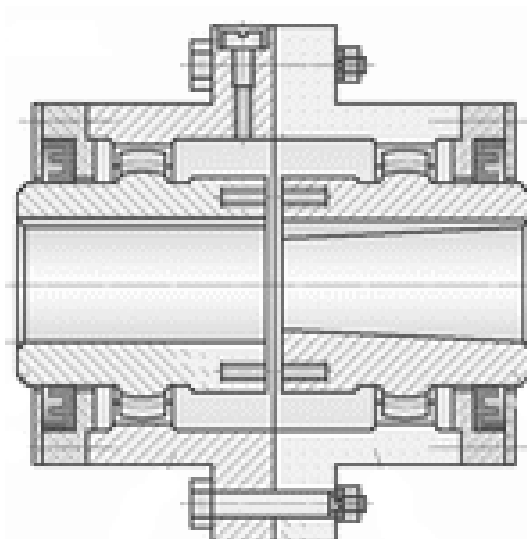


Рис. 12.3. Муфта зубчатая.

Муфта цепная однорядная по ГОСТ 20742— 75 (рис. 12.4).

Предназначена для соединения валов, имеющих радиальное и угловое смещение. Она проста по конструкции, компактна, монтаж или демонтаж производится без осевого смещения узлов. Соединительным элементом муфты служит стандартная приводная роликовая цепь. Недостатки цепных муфт — непригодность к работе в условиях реверсивной либо динамической нагрузок из-за наличия в цепи зазоров.

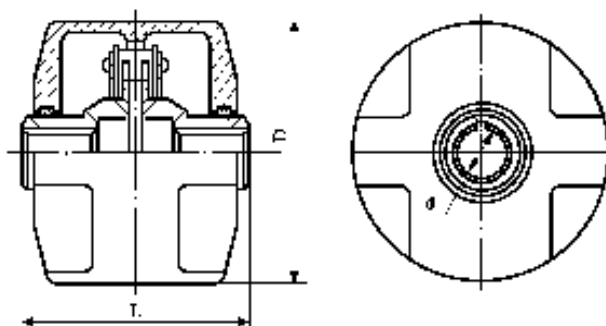


Рис. 12.4. Муфта цепная.

Вопросы для самопроверки:

1. Назовите основные виды неразъемных соединений.
2. Напишите и объясните расчетные формулы для заклепочных соединений.
3. Назовите основные виды сварки и типы сварных швов.
4. Приведите методику расчета шпоночных соединений.
5. Назовите типы резьб и укажите область их применения.
6. По каким признакам классифицируются шлицевые соединения?
7. Какие достоинства имеют соединения призматическими шпонками и когда их рекомендуется применять?
8. Что такое шаг, ход резьбы?
9. Назовите основной вид крепежной резьбы и её характеристики.

10. Приведите классификацию муфт по принципу действия и характеру работы.
11. Дайте краткую характеристику упругой втулочно-пальцевой муфты.
12. Что положено в основу подбора муфт?

Список литературы

1. Детали машин: учебник / ред. О. Л. Ряховский. - М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 543 с.
2. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебник/П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.-12-е изд., стереотипное. – М.: Академия, 2009. – 496 с.
3. Проектирование механических передач: учебно-справочное пособие для ВТУЗов/С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцев и др.-6-е изд., перераб. и доп./Репринтное воспроизведение издания 2008 г.- М.: «Альянс», 2013.-590с.
4. Тимофеев, Г.А. Теория механизмов и машин: учебное пособие/ Г.А. Тимофеев. – 2-е изд. перераб. и доп.- М.: Юрайт, 2011. – 351с.
5. Киселев, В.В. Механика (лабораторный практикум): учебное пособие / В.В. Киселев, Д.А. Ульев. – Иваново: ООНИ ИВИ ГПС МЧС России, 2008. – 121 с.
6. Покровский, А.А. Детали машин: курсовое проектирование: учебное пособие к выполнению курсового проекта по дисциплине «Детали машин» / А.А. Покровский, В.В. Киселев, Д.А. Ульев, А.Н. Мальцев. – Иваново: ООНИ Ивановской пожарно-спасательной академии ГПС МЧС России, 2016. – 106 с.
7. Покровский, А.А. Детали машин: электронное учебное пособие для самостоятельной работы обучающихся [Электронный ресурс] / А.А. Покровский, В.В. Киселев, А.В. Топоров, Ю.Н. Моисеев, Н.А. Кропотова. – Иваново: ООНИ ИВИ ГПС МЧС России, 2016. – Цифровая среда Ивановской пожарно-спасательной академии ГПС МЧС России. – Режим доступа: <http://192.168.32.106/eduserver/>.
8. Покровский, А.А. Механика. Примеры и задачи: учебное пособие / А.А. Покровский, В.В. Киселев. – Иваново: ООНИ ЭКО ФГБОУ ВПО Ивановского института ГПС МЧС России, 2013. – 133с.
9. Покровский, А.А. Механика: учебное пособие для самостоятельной подготовки / А.А. Покровский, В.В. Киселев, Д.А.Ульев, И.А. Калинин. – Иваново: ООНИ ИВИ ГПС МЧС России, 2012. – 177 с.
10. Ульев, Д.А. Механические передачи: учебно-методическое пособие / Д.А.Ульев. – Иваново: ООНИ ФГБОУ ВПО ИВИ ГПС МЧС России, 2013. – с. 77.