

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

В.В.Гурин, В.М.Замятин, А.М.Попов

**ДЕТАЛИ МАШИН
И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Издательство
Томского политехнического университета
2010

УДК 621.81

ББК

Г95

Гурин В.В.

Г95 Детали машин и основы конструирования: Учеб. для вузов / В.В.Гурин, В.М.Замятин, А.М.Попов.— Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. — 427 с., ил.

Изложены основы анализа и синтеза механизмов и их деталей, принципов их геометрического и прочностного расчетов.

Учебник условно разбит на пять разделов.

В первом разделе рассмотрены общие вопросы расчета и проектирования деталей, сборочных единиц и механизмов.

Второй раздел посвящен расчетам деталей машин по основным критериям.

В третьем разделе рассмотрены основы стандартизации и взаимозаменяемости.

В четвертом разделе приведены расчеты и основы проектирования наиболее распространенных передаточных механизмов.

В пятом разделе основное внимание уделено прочностным расчетам деталей машин общего назначения.

Подготовлен на кафедре теоретической и прикладной механики Томского политехнического университета и кафедре прикладной механики Кемеровского технологического института пищевой промышленности, предназначен для студентов технических вузов.

УДК 621.81

ББК

Рекомендован к печати Редакционно-издательским советом
Томского политехнического университета.

Рецензенты:

ISBN 0-00000-000-0

© Гурин В.В., Замятин В.В., Попов А.М., 2009
© Томский политехнический университет, 2009
© Оформление. Издательство Томского
политехнического университета, 2009

1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ, СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ И МЕХАНИЗМОВ

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Среди средств, обеспечивающих технологические процессы, принадлежит важнейшая роль *машинам* – искусственным устройствам, предназначенным для преобразования энергии, материалов, накопления и переработки информации, то есть для облегчения физического и умственного труда человека, увеличения его производительности и расширения производственных возможностей.

Для *привода* машин используют различные формы *энергии* (механическое движение, электрическая и тепловая энергия и др.).

Использование какой-либо формы движения и совершение полезной работы являются *признаками машины*. Наличием этого признака *машина* принципиально отличается от *строительных конструкций*, которые в идеальном случае должны представлять собой *неизменяемые системы* (фермы, рамы, каркасы и т.д.). Этим же машины отличаются и от *приборов* (устройств, предназначенных не для совершения работы, а для *регистрации* параметров физических процессов, осуществления технических измерений и т.д., – эллипсографы, часы, манометры, электроизмерительные приборы и т.д.).

По *назначению* машины условно подразделяют на пять групп.

1. *Энергетические* машины, в которых какой-либо вид энергии (электрической, тепловой и т.п.) преобразуется в механическую работу и наоборот. К ним относятся *машины-двигатели* (электродвигатели, тепловые и ядерные двигатели и т.п.) и *машины-преобразователи* (компрессоры, электрические генераторы и др.).

2. *Транспортные* машины, осуществляющие перемещение тел (автомобили, конвейеры, грузоподъемные машины).

3. *Технологические* или *рабочие* машины, изменяющие состояние, свойства или форму материала (металлообрабатывающие станки, проходческие и выемочные горные машины, дробилки, мельницы, полиграфические, швейные машины).

4. *Вычислительные* машины, выполняющие математические операции.

5. *Контрольно-управляющие* машины, в которых происходит преобразование вводимой информации для контроля, регулирования и управления технологическими процессами (вычислительные, кибернетические машины и др.).

Достаточно часто в современных производствах составной частью контрольно-управляющих машин являются вычислительные машины.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала *без применения сборочных операций*, (например, вал, выполненный из одного куска металла, литой корпус и т.п.).

К деталям относят также изделия, упомянутые выше, с покрытиями (например, вал, подвергнутый хромированию) или изготовленные из одного куска материала с применением местной сварки, пайки, склейки (например, труба, спаянная из одного куска листового материала).

Сборочная единица – изделие, составные части которого соединяют между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями (свинчиванием, сваркой, пайкой, развальцовкой и т.п.), например, редуктор, сварной корпус и т.п. К сборочным единицам относят также изделия, для которых конструкцией предусмотрена разборка их на составные части предприятием-изготовителем, например, для удобства упаковки и транспортировки.

Комплекс – два и более специфицированных изделия, не соединенные на предприятии-изготовителе сборочными операциями, но предназначенные для выполнения взаимосвязанных эксплуатационных функций. Например, бурильная установка.

Комплект – два и более изделия, не соединенные на предприятии-изготовителе сборочными операциями и представляющие собой набор изделий, имеющих общее эксплуатационное назначение вспомогательного характера. Например, комплект запасных частей, комплект измерительной аппаратуры.

Покупные изделия – изделия, не изготавливаемые на данном предприятии, а получаемые им в готовом виде (за исключением деталей, получаемых в порядке кооперирования).

Простейшая сборочная единица является составной частью более сложной сборочной единицы, которая, в свою очередь, может быть частью комплекса. Характерными примерами сборочных единиц являются (по мере нарастания сложности) подшипник, опора вала, редуктор и т.п.

Изготовление сборочных единиц из деталей позволяет использовать различные материалы, облегчает их изготовление, эксплуатацию и ремонт, обеспечивает возможность их нормализации и стандартизации, изготовления на специализированных заводах и т.д.

Несмотря на различное конструктивное оформление и назначение машин, детали и узлы в них в основном одинаковые (типовые, нормальные и стандартные). К их числу относятся различные соединения (резьбовые, сварные, шлицевые и др.), передачи (зубчатые, винтовые, гибкими звеньями и др.) и их детали, валы, муфты и опоры, уплотнения и устройства для смазывания, пружины и др.

1.3. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К МАШИНАМ И МЕХАНИЗМАМ

Основными *характеристиками* машин являются:

- назначение и область применения,
- способ управления,
- мощность,
- производительность,
- коэффициент полезного действия,
- масса,
- габаритные размеры,
- стоимость и др.

Производительность машин измеряют в единицах, относящихся к обрабатываемым материалам. Например, производительность металлообрабатывающих автоматов характеризуют количеством произведенных деталей в единицу времени, транспортера – массой транспортируемого груза в единицу времени и т.п.

Коэффициент полезного действия является энергетической и экономической характеристикой машин. Он численно показывает долю полезно реализуемой энергии и эффективность ее использования.

Массу и габаритные размеры машин необходимо знать для их транспортирования и размещения их на производственных площадях.

Основные характеристики машин указывают в *техническом паспорте*.

К машинам и механизмам предъявляют следующие основные *требования* по:

- работоспособности;
- надежности;
- технологичности;
- экономичности;
- эргономичности.

Работоспособностью называют состояние машин и механизмов, при котором они способны нормально выполнять заданные функции с параметрами, установленными нормативно-технической документацией (техническими условиями, стандартами и т.п.). Работоспособность является одним из важнейших требований, предъявляемых к деталям и узлам машин. Она, как сложное свойство, характеризуется определенными условиями – критериями:

- прочностью,
- жесткостью,
- износостойкостью,
- вибростойкостью и др.

Под *надежностью* изделия понимают его способность выполнять заданные функции при сохранении во времени значений установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах. Понятие «*надежность*» связано с понятием «*необходимая наработка*», которая может исчисляться в часах работы машины, в километраже пробега (для автомобиля) и т.д.

Технологичность машины определяется степенью минимизации затрат средств, времени и труда в производстве, эксплуатации и ремонте.

Машины должны быть конструктивно гибкими, для чего их конструкции должны характеризоваться высокой преемственностью и высоким уровнем стандартизации и унификации конструктивных элементов, материалов, расчетов и технологий, применением материалов, пригодных для безотходной обработки (давлением, литьем, прессованием, сваркой, лазерной и т.п.), и ресурсосберегающей технологии.

Экономичность машин достигается за счет снижения материалоемкости, энергоемкости и трудоемкости производства, за счет максимального коэффициента полезного действия в эксплуатации при высокой надежности; высокой специализацией производства и т.д.

Экономичность деталей и сборочных единиц достигается оптимизацией их формы и размеров из условия минимизации затрат материалов, энерго- и трудоемкости производства, за счет достижения максимально возможного КПД в эксплуатации при высокой надежности; высокой специализацией производства и т.д.

При оценке экономичности учитывают затраты на проектирование, изготовление, эксплуатацию и ремонт.

Под *эргономичностью* понимается удобство обслуживания, совершенство и красота внешних форм машины в целом и их деталей, а также минимально возможное влияние машин на окружающую среду.

1.4. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К МАТЕРИАЛАМ ДЕТАЛЕЙ

Перед расчетом и проектированием детали необходимо выбрать материал для ее изготовления.

Эта задача является многовариантной, так как для изготовления какой-либо детали можно выбрать достаточно большой ряд материалов, удовлетворяющих условиям изготовления детали и работы детали в конструкции.

Кроме того, существенным фактором, влияющим на выбор материала, является его стоимость.

1.4.1. КОНСТРУКЦИОННЫЕ СВОЙСТВА МАТЕРИАЛОВ

Деталь должна в течение *заданного срока службы* выдерживать *заданные нагрузки* в *заданных условиях эксплуатации*.

Способность материала в конструкции сопротивляться внешним воздействиям оценивают *механическими характеристиками*.

Один и тот же материал может иметь различные механические свойства при различных режимах нагружения и условиях внешней среды (температурных, коррозионных, радиационных и др.). Количественная оценка механических свойств материалов производится путем испытаний образцов в специальных испытательных машинах при определенных условиях. Размеры образцов, их форма и методики проведения испытаний стандартизованы.

Рассмотрим основные механические свойства и характеристики материалов.

Прочностью обычно называют способность конструкции (или детали) сохранять работоспособность под действием механических нагрузок в заданных условиях эксплуатации в течение заранее оговоренного срока (частным случаем является неограниченный срок годности рассматриваемых элементов). Для предотвращения прочностных отказов производят обоснованное назначение материалов и расчеты размеров деталей.

В качестве *критериев прочности* материала используют:

σ_B^T - *предел прочности (временное сопротивление)* при расчетной температуре T , который является максимальным *условным* напряжением, которое выдерживает образец;

σ_T^T - *предел текучести* при расчетной температуре T .

Вместо предела текучести часто используют *условный предел текучести* $\sigma_{0,2}^T$ - напряжение, при котором остаточное удлинение достигает 0,2% от расчетной длины образца. Значение предела текучести обычно используется в качестве верхней границы допускаемых напряжений для деталей машин.

Основные прочностные характеристики выбирают из *нижних* возможных значений этих характеристик, приводимых в технических условиях на материалы или в справочниках.

Жесткость – свойство материала сопротивляться изменению формы и размеров детали (конструкции) без разрушения.

Характеристиками жесткости являются *модуль упругости* E и *коэффициент Пуассона* ν .

В расчетах можно пользоваться нижеприведенными данными.

Модуль упругости E можно принимать:

- для сталей и сплавов на основе углерода $E = 2,15 \times 10^5$ МПа,
- для титановых сплавов $E = 1,1 \times 10^5$ МПа,
- для алюминиевых сплавов $E = 0,78 \times 10^5$ МПа.

Для большинства конструкционных материалов величину *коэффициента Пуассона* ν с достаточной для практики точностью можно принимать равной 0,3.

Упругость – свойство восстанавливать форму и размеры после снятия нагрузки. Ее характеризуют *пределом упругости* σ_y . Вследствие трудности определения значения этого показателя в расчетной практике применяют *условный предел упругости* $\sigma_{0,05}$ – напряжение, при котором остаточное удлинение образца достигает 0,05 %.

Пластичность – свойство сохранять без разрушения значительные *пластические деформации после* устранения действия внешних сил. Ее характеризуют следующими показателями:

условным пределом текучести $\sigma_{0,2}$;

относительным удлинением при разрыве δ_5 ;

относительным сужением при разрыве ψ ;

ударной вязкостью a_H .

Относительное удлинение при разрыве δ_5 (удлинение, определенное на образце, расчетная длина которого в пять раз больше диаметра) и *относительное сужение при разрыве* ψ (уменьшение площади поперечного сечения при разрыве образца в сравнении с первоначальной) характеризуют способность детали сопротивляться без разрушения *малоцикловым* нагрузкам.

Ударной вязкостью a_H называют величину, характеризующую способность материала сопротивляться действию *ударных* нагрузок.

Ударная вязкость также является механической характеристикой пластичности сталей и сплавов. Ее используют для контроля свойств материалов, склонных к хрупкому разрушению.

Меру сопротивления удару определяют на специальных испытательных копрах, на которых при помощи маятника разрушаются образцы. Ударную вязкость определяют как отношение работы, затраченной на разрушение образца A_p (Дж) к площади его поперечного сечения A (m^2):

$$a_H = \frac{A_p}{A}. \quad (1.4.1)$$

Для конструкционных сталей обычно $a_H = (5 - 10) \times 10^5$ Дж/ m^2 .

По величинам параметров δ_5 , ψ и a_H конструкционные материалы условно подразделяют на *пластичные* и *хрупкие*.

Хрупкие материалы имеют низкие значения этих параметров ($\delta_5 \leq 3\%$, $\psi \leq 6\%$, $a_H \leq 3 \times 10^5$ Дж / м²) и, как правило, высокую прочность. Небольшой поверхностный дефект (в виде царапины, риски, трещины) для таких материалов является источником концентрации напряжений и вызывает образование микротрещин, ведущих к разрушению. Хрупкие материалы достаточно сложно обрабатываются.

Пластичные материалы имеют более высокие значения относительного удлинения и сужения ($\delta_5 \geq 6\%$, $\psi \geq 10\%$, $a_H \geq 5 \times 10^5$ Дж / м²). Благодаря этому они обладают повышенным сопротивлением при действии *переменных* нагрузок (особенно при наличии концентрации напряжений), обрабатываются давлением (холодной или горячей штамповкой и т. п.), хорошо свариваются и поэтому, в основном, применяются для изготовления элементов конструкций.

Предел прочности, предел текучести и другие характеристики определяют при постепенно возрастающих нагрузках. Они служат для оценки *статической* прочности деталей.

Не всегда удается определить нагрузки и свойства материалов (расчетные значения) абсолютно точно. В действительности они всегда носят *вероятностный* характер и являются верхними (или нижними) границами возможных значений с какой-то вероятностью.

Величины механических характеристик основных конструкционных материалов приведены в соответствующих справочниках. В качестве примера механические характеристики некоторых материалов приведены в табл. 1.4.1.

Энергоемкость – способность запасать упругую энергию. Эта способность является важным свойством материалов для подвесок, пружин и других деталей, воспринимающих динамические нагрузки (табл. 1.4.2). Материалы с высокой энергоемкостью способны лучше противостоять действию динамических нагрузок.

Выносливость – способность материала сопротивляться разрушению от усталости, т.е. от возникновения и развития трещины под влиянием многократно повторяющихся нагружений. Выносливость оценивают *пределом выносливости* – наибольшим напряжением, при котором образец выдерживает без разрушения заданное количество циклов нагружений, принимаемое за базу испытания. Например, предел выносливости при *симметричном изгибе* обозначают σ_{F-1} , при *симметричном цикле кручения* – τ_{-1} . Базовое число циклов нагружения $10^7 - 10^8$.

Таблица 1.4.1

Механические характеристики некоторых сталей и сплавов,
применяемых для изготовления деталей машин

Материал	σ_B	σ_T	σ_{-1}	δ_5	ψ	$a_H \times 10^5, \text{Дж/м}^2$	$\rho, \text{г/см}^3$
	МПа			%			
Сталь 10	340	210	150	31	55	–	7,8
Сталь 25	460	280	200	23	50	9	
Сталь 45	610	360	310	16	46	5	
Сталь 10ХСНД	530	400	250	19	40	4,5	
Сталь 15Х	700	500	330	12	45	7	
Сталь 12Х2Н4А	1150	950	450	10	50	9	
Сталь 30ХГСА	1100	850	400	10	40	8	
Бронза БрА9Ж4	530	245	200	15	–	–	8,9

Таблица 1.4.2

Энергоемкость некоторых материалов

Материал	Действующее напряжение, МПа	Допускаемая деформация, %	Запасаемая упругая энергия		$\rho, \text{г/см}^3$
			МДж/м ³	Дж/кг	
Пружинная сталь	700	0,3	1,0	130	7,8
Бронза	400	0,3	0,6	70	8,9
Резина	7	300,0	10,0	8000	1,2

С достаточной для практических расчетов точностью для гладких стандартных образцов можно использовать зависимость:

$$\sigma_{-1} = (0,3 - 0,5) \sigma_B. \quad (1.4.2)$$

Твердостью называют способность материала сопротивляться механическому проникновению в него другого тела, сопровождающемуся большими пластическими деформациями в зоне внедрения.

Твердость определяют различными *способами*, и, соответственно, существуют различные величины, характеризующие твердость. Наиболее широкое распространение получили испытания твердости по Бринеллю и по Роквеллу.

Твердость по *Бринеллю* определяют вдавливанием *закаленного шарика* в испытуемый материал. Величина, характеризующая твердость или число твердости по Бринеллю (*НВ*), представляет отношение силы F , с которой вдавливаются шарик, к поверхности A лунки, оставшейся после вдавливания на испытуемом материале:

$$HB = \frac{F}{A}. \quad (1.4.3)$$

При испытании *по Роквеллу* в материал вдавливают острый *алмазный наконечник*.

Твердость является косвенной характеристикой прочности материала в условиях контактного воздействия и простого нагружения. Так как испытания на твердость проводятся без разрушения детали, то числом твердости можно пользоваться в производственных условиях для определения механических характеристик материала. Так, по числу твердости можно с достаточной для практики степенью точности определить предел текучести, временное сопротивление и предел упругости.

Абразивная износостойкость – способность материала сопротивляться абразивному изнашиванию.

Абразивная износостойкость определяется сравнением результатов испытаний эталонного и испытываемого образцов при их трении о поверхность с закрепленными на ней абразивными частицами. В качестве *эталонного* образца применяют технически чистые отожженные алюминий или железо.

1.4.2. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛОВ

Свойства материалов существенно зависят от *температуры*.

Для определения характеристик материалов при повышенных и пониженных температурах также проводят механические испытания.

До температуры 300°C *временное сопротивление* σ_v малоуглеродистых сталей повышается на (20-30)%, а при дальнейшем повышении температуры резко снижается.

Величина *предела текучести* σ_T с повышением температуры уменьшается. При температуре 400°C предел текучести составляет (60-70)% его величины при комнатной температуре. С повышением температуры длина площадки текучести сокращается и при температуре около 400°C площадка вовсе исчезает.

Пластические свойства (относительное остаточное удлинение при разрыве δ_5 и сужение площади поперечного сечения ψ) с повышением температуры до 300°C снижаются, а при дальнейшем ее повышении увеличиваются.

Механические свойства материалов зависят от *продолжительности действия нагрузки*. При некоторых температурах (например, для малоуглеродистой стали при температуре выше 800°C) испытываемый образец может быть разрушен при напряжении меньшем, чем предел про-

порциональности, соответствующий комнатной температуре, если это напряжение будет действовать достаточно продолжительное время. Поэтому прочность металлов при *высоких температурах* характеризуют не величиной обычного предела прочности, определяемого путем кратковременных испытаний, а величиной так называемого *предела длительной прочности* $\sigma_{Вt}$.

Предел длительной прочности – это то напряжение, воздействие которого в течение определенного промежутка времени при постоянной температуре приводит к разрушению образца.

Детали, предназначенные для работы при высоких температурах, изготавливают из специальных теплоустойчивых (жаропрочных) и жаростойких сталей, содержащих примеси специальных легирующих элементов.

Под *теплоустойчивостью (жаропрочностью)* стали понимают ее способность сохранять высокую прочность при повышенных температурах, в частности высокую сопротивляемость ползучести. Для повышения теплоустойчивости сталь легируют вольфрамом, молибденом, ванадием.

Под *жаростойкостью* понимают способность стали сопротивляться химическому разрушению поверхности под воздействием горячего воздуха или газа (газовая коррозия). Для повышения жаростойкости сталь легируют хромом, кремнием и алюминием.

1.4.3. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МАТЕРИАЛОВ

Это часть общих физико-химических свойств, по которым на основании практического опыта проектируют и реализуют технологический процесс получения детали с наилучшими служебными свойствами.

Методы определения технологических свойств стандартизованы.

К числу важнейших технологических свойств относятся:

- *свариваемость,*
- *паяемость,*
- *упрочняемость,*
- *обрабатываемость резанием,*
- *литейные свойства,*
- *технологическая деформируемость.*

Наряду с вышеперечисленными свойствами материалы отличаются химическими, электротехническими и другими свойствами.

Выбор материала по указанным свойствам и показателям, а также с учетом технических возможностей промышленности представляет достаточно сложную задачу, которую конструктор должен решать совместно с материаловедом и технологом.

1.5. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О НАДЕЖНОСТИ МАШИН

1.5.1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Теория надежности оценивает надежность машины *количественными* показателями, разрабатывает методы испытания на надежность, систему наблюдения за надежностью машины в эксплуатации, включая сбор и обработку соответствующей информации; разрабатывает методы прогнозирования надежности машины, начиная от ее проектирования до эксплуатации.

Оценка надежности машин в условиях их массового производства осуществляется *вероятностно-статистическим методом*, когда рассматривается и оценивается не конкретный, а *среднестатистический* образец машины и вероятность его пребывания в том или ином состоянии.

Этот метод удобен при оценке надежности изделий массового и крупносерийного производства, эксплуатация которых может дать большой объем статистического материала по их надежности.

Существует и функциональный подход к оценке надежности машины, определяющий ее состояние (выходные параметры), когда выход одного из показателей за допустимые пределы означает падение надежности машины в целом.

Надежность, являясь интегральной оценкой, складывается из составляющих ее свойств изделия:

- безотказности, - ремонтпригодности,
- долговечности, - сохраняемости.

Отказом называют нарушение работоспособности изделия. Отказы отличаются от *неисправного состояния*, при котором изделие не соответствует хотя бы одному из требований технических условий, но сохраняет свою работоспособность.

Под *безотказностью* понимают свойство изделия сохранять непрерывную работоспособность.

Показатели безотказности различают для *невосстанавливаемых* и *восстанавливаемых* изделий.

Для *невосстанавливаемых* изделий понятия безотказность, долговечность и надежность совпадают. Показателями безотказности *невосстанавливаемых* изделий являются вероятность безотказной работы, средняя наработка на отказ, интенсивность отказов.

Для *восстанавливаемых* изделий безотказность - это одно из свойств, определяющих их надежность. *Показателями безотказности* для *восстанавливаемых* изделий - *вероятность безотказной работы, наработка на отказ, характеристика и параметр потока отказов.*

Расчеты приведенных показателей проводятся на базе *теории вероятностей*.

Долговечность – свойство изделия сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания. Долговечность характеризуется *ресурсом*, выраженным *временной* характеристикой, например, часами.

Техническим ресурсом называют наработку изделия от начала эксплуатации или ее возобновления после среднего или капитального ремонта до наступления предельного состояния.

Назначенным (общетехническим) ресурсом называют суммарную наработку изделия, при достижении которой эксплуатация должна быть прекращена независимо от состояния изделия. Прекращение эксплуатации связано в этом случае с требованиями безопасности, например, возможностью наступления катастрофического отказа, или экономической целесообразностью. В пределах назначенного ресурса предусматривают один или несколько ремонтов.

Ремонтопригодность – приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей проведением технического обслуживания и ремонта с относительно небольшими затратами (например, замена детали в процессе эксплуатации и т.д.).

Сохраняемость – свойство изделия сохранять требуемые эксплуатационные показатели в течение установленного срока.

В зависимости от вида изделия надежность может определяться всеми перечисленными свойствами или частью их. Например, надежность сварного и резьбового соединений, колеса зубчатой передачи определяется их долговечностью, а автомобиля – долговечностью, безотказностью и ремонтнопригодностью.

1.5.2. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ

1.5.2.1. ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ

В теории надежности разработаны *качественные характеристики* (показатели) для оценки и прогнозирования надежности изделий на стадиях их проектирования, изготовления и эксплуатации, методы испытания на надежность, системы контроля надежности изделий в процессе эксплуатации. Благодаря этому теория надежности позволяет определить эффективные пути обеспечения заданного уровня надежности деталей и машин в целом.

Выбор нормируемых показателей надежности и их регламентация зависят от назначения изделия, режимов его использования, последствий отказов и других факторов.

Для определения показателей безотказности *невосстанавливаемых* изделий необходимо знать *распределение отказов как случайных событий*.

Распределение описывается характеристиками *плотности распределения отказов* $f(x)$, *интегральной функцией распределения отказов* $Q(x)$ и *вероятностью безотказной работы* $P(x)$.

Первые две характеристики связаны зависимостью:

$$f(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{P(x_i \leq x < (x_i + \Delta x))}{\Delta x} = \frac{dQ(x)}{dx}. \quad (1.5.1)$$

Из уравнения (1.5.1) очевидно, что произведение $f(x)\Delta x$ при достаточно малом $\Delta(x)$ приблизительно равно вероятности нахождения x в интервале от x_i до $(x_i + \Delta x)$, т.е.:

$$f(x)\Delta x \approx P(x_i \leq x < (x_i + \Delta x)). \quad (1.5.2)$$

При наработке x , не превышающей требуемой x_1 , с помощью плотности распределения получаем:

$$P(x \leq x_1) = \int_0^x f(\xi)d\xi, \quad (1.5.3)$$

где ξ - переменная интегрирования.

Уравнение (1.5.3) графически представлено на рис. 1.5.1, а. Здесь вероятность появления отказа за наработку x , меньшую требуемой x_1 , равна относительной площади под кривой $f(x)$ слева от значения x_1 .

Вероятность безотказной работы $P(x)$ определяется из плотности распределения. Так как в рассматриваемом случае изделие может быть в состоянии отказа или работоспособности, то:

$$P(x_1) + Q(x_1) = 1, \quad (1.5.4)$$

откуда:

$$P(x_1) = P(x > x_1) = 1 - Q(x_1) = \int_{x_1}^{\infty} f(\xi)d\xi \quad (1.5.5)$$

Плотность распределения позволяет найти вероятность того, что случайная величина x заключена между x_1 и x_2 :

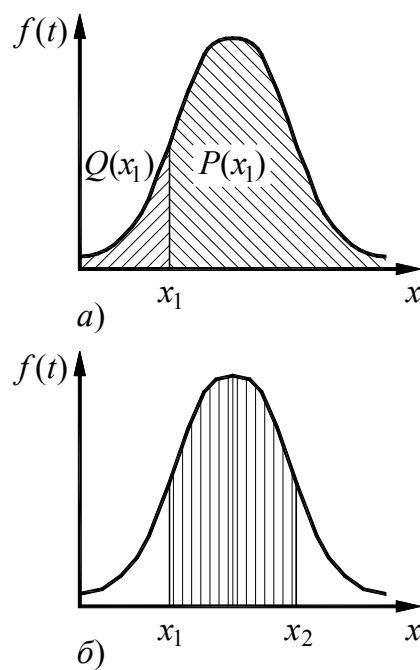


Рис. 1.5.1

$$\begin{aligned}
 P(x_1 \leq x < x_2) &= Q(x_2) - Q(x_1) = \\
 &= \int_0^{x_2} f(\xi) d\xi - \int_0^{x_1} f(\xi) d\xi = \int_{x_1}^{x_2} f(\xi) d\xi
 \end{aligned}
 \tag{1.5.6}$$

На рис. 1.5.1, б соответствующая формуле (1.5.6) площадь заштрихована. Площадь распределения дает возможность найти *среднюю наработку на отказ*:

$$x_{\text{ср}} = \int_0^{\infty} \xi f(\xi) d\xi
 \tag{1.5.7}$$

Интегральные функции $P(x)$ и $Q(x)$ могут быть представлены графиками (рис. 1.5.2). По этим графикам можно определить *вероятность безотказной работы* и *появления отказа*, если известна наработка x .

Условие отсутствия отказов до рассматриваемого момента времени может быть выражено интенсивностью отказов:

$$\lambda(x) = \frac{f(x)}{P(x)}.
 \tag{1.5.8}$$

На рис. 1.5.3 приведен распространенный вид функции интенсивности отказов. Здесь наработка распределена на три периода.

Период *I* относится к приработке изделия, когда интенсивность отказов повышена.

Период *II* называется периодом нормальной эксплуатации, когда интенсивность отказов является минимальной и интенсивность отказов практически постоянна по величине.

В периоде *III* начинают появляться отказы из-за интенсивности износа, усталостных разрушений, старения и других причин, обусловленных длительностью эксплуатации.

При испытаниях или при наблюдениях в период эксплуатации определяются (по известным методикам) приближенные значения показателей безотказной работы, по которым можно оценить точные их значения, полученные по вышеприведенным формулам.

Так, например, для приближенного определения безотказности надо знать их наработки до отказа или до конца испытаний: x_1, x_2, \dots, x_n .

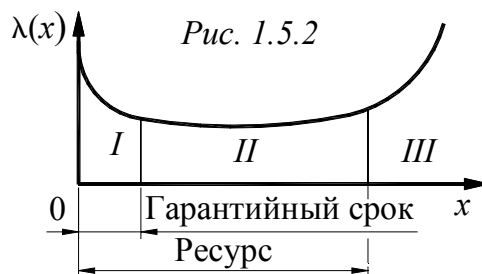
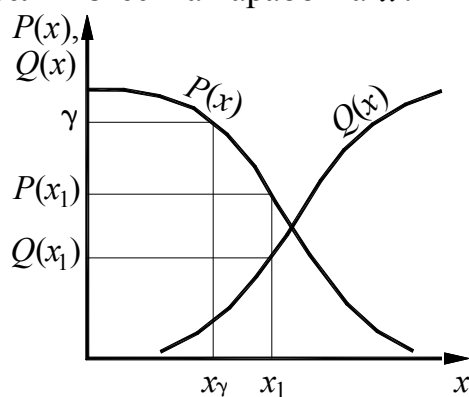


Рис. 1.5.3

Тогда вероятность появления отказа к наработке x_0 , когда отказали N' изделий и сохранили работоспособность $N'' = N - N'$ изделий, составит:

$$\bar{Q}(x_0) = \frac{N'}{N}. \quad (1.5.9)$$

Здесь и далее *приближенные* оценки обозначены теми же буквами, но с черточкой над буквой.

Вероятность безотказной работы:

$$\bar{P}(x_0) = \frac{N''}{N}. \quad (1.5.10)$$

Средняя наработка до отказа составит:

$$\bar{x}_{\text{ср}} = \sum_N \frac{x_i}{N}, \quad (1.5.11)$$

где $\sum_N x_i$ - суммарная наработка испытуемых изделий до отказа;

N - число испытуемых изделий.

Если из N наблюдаемых изделий за время T отказало r изделий, то *средняя наработка до отказа* будет равна:

$$\bar{x}_{\text{ср}} = \frac{\sum x_i + T(N - r)}{r}. \quad (1.5.12)$$

Интенсивность отказов, соответствующая достаточно малому интервалу времени Δt (малой наработке Δx), равна:

$$\bar{\lambda}(x) = \frac{\Delta r}{\Delta x N} = \frac{\Delta N}{\Delta x N}, \quad (1.5.13)$$

где Δr - число отказов за наработку Δx ;

ΔN - число отказов изделий за наработку Δx ;

N - число работоспособных изделий к началу рассматриваемой наработки.

Из выражений (1.5.1) и (1.5.2) получим:

$$f(x) = \frac{dP(x)}{dx}. \quad (1.5.14)$$

Подставляя последнее соотношение в выражение (1.5.8) и разделяя переменные, получим:

$$\lambda(x) dx = \frac{dP(x)}{P(x)} = d[\ln P(x)]. \quad (1.5.15)$$

Интегрируя уравнение (1.5.15) и учитывая, что $P(0) = 1$, найдем вероятность безотказной работы:

$$P(x) = \exp \left[- \int_0^x \lambda(\xi) d\xi \right]. \quad (1.5.16)$$

Пример.

Определить показатели безотказной работы партии редукторов в количестве $N = 100$ шт., которая должна иметь наработку $x_{90} = 5000$ ч (должны сохранить работоспособность не менее 90% редукторов).

Известно, что в течение 5000 ч их работы произошли отказы: одного редуктора - после 3000 ч, двух редукторов - после 4000 ч и одного редуктора - после 4500 ч.

Решение.

В соответствии с принятыми обозначениями

$$x_0 = 5000 \text{ ч}; N' = 4; N'' = 96.$$

Общая наработка $\sum x_i$ определяется как:

$$\sum x_i = 3000 + 2 \cdot 4000 + 4500 + 96 \cdot 5000 = 49,55 \cdot 10^4 \text{ ч.}$$

Пользуясь приближенными формулами (1.5.9), (1.5.10) и (1.5.12), найдем:

$$\bar{Q}(x_1) = 0,4; \bar{P}(x_1) = 0,96; x_{cp} = 123 \cdot 10^3 \text{ ч.}$$

Таким образом, вероятность безотказной работы редукторов оказалась равной 96 %, т.е. выше заданной, равной 90 %.

По формуле (1.5.13) можно определить также величину интенсивности отказов для всей партии в среднем на наработку x_{90} .

Полагая

$$\Delta x = x_{90}, \Delta N = N',$$

получим

$$\bar{\lambda}(x_{90}) = 0,8 \cdot 10^{-5}.$$

1.5.2.2. ПОКАЗАТЕЛИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Долговечность изделия оценивается по ресурсу (наработке) и сроку службы (продолжительности эксплуатации). Если ресурс дает непосредственное представление о наработке в различных условиях, то срок службы удобен при планировании сроков сдачи изделий в ремонт, замене их новыми и т.д.

При таком делении долговечности ее показателями будут:

- ресурс от определенного момента времени до списания изделия;
- гамма-процентный ресурс, который имеет и превышает обусловленное число γ процентов данных изделий;
- средний ресурс, определяемый по совокупности изделий, и т.д.

Важную информацию о долговечности изделий дает кривая $P(x)$ (рис. 1.5.2). Она позволяет установить гамма-процентный ресурс.

1.5.2.3. ПОКАЗАТЕЛИ РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ

Показатели ремонтпригодности зависят от процессов восстановления, технического обслуживания и ремонта.

1.5.2.4. ПОКАЗАТЕЛИ СОХРАНЯЕМОСТИ

Показателями сохраняемости могут служить: вероятность безотказности при хранении, сроки сохраняемости.

1.5.3. УСЛОВИЯ РАБОТЫ МАШИНЫ И ПРИЧИНЫ ОТКАЗОВ

1.5.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В одних типах машин в широких пределах меняются режимы работы, а, следовательно, нагрузки и частоты вращения деталей, в других - режимы меняются циклично и меняется их продолжительность. В результате отказы различных элементов машин образуют случайный поток событий. При проектировании и расчете деталей и сборочных единиц машины стремятся к их *одинаковой надежности* (совпадению ресурсов частей машины при эксплуатации в заданных условиях). Однако соблюсти это условие одной машине весьма трудно.

В основе всей теории надежности лежат сведения об *отказах*. Эти сведения могут быть даны в эмпирической и аналитической формах, чаще всего в виде функций распределения, соответствующих той или иной статистической модели отказа изделия.

Пусть в результате испытаний получена информация об отказах. Методами математической статистики можно найти по этим данным статистическую модель, описывающую явление.

Чаще встречается обратная задача, когда по заданной статистической модели определяются характеристики надежности системы. Здесь, пользуясь методами теории вероятности, определяем вероятность появления отказов и другие показатели - тем самым прогнозируем характеристики надежности будущих изделий.

Известно много таких характеристик. Например, функция плотности распределения $f(x)$ должна удовлетворять двум условиям:

$$f(x) \geq 0, \quad (1.5.17)$$

$$\int_0^{\infty} f(x) dx = 1. \quad (1.5.18)$$

Можно найти различные функции, интеграл которых в заданной области равен единице. Наиболее желательно строить статистическую

модель и выбрать плотность распределения с учетом характера рассматриваемых явлений и имеющихся экспериментальных данных.

Рассмотрим два основных закона распределения отказов.

1.5.3.2. ЭКСПОНЕНЦИАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ

Это распределение служит распространенной статистической моделью для времени безотказной работы. Оно предполагает, что отказы происходят *независимо* друг от друга с *постоянной* интенсивностью. Важно только, чтобы каждый элемент в отдельности не оказывал очень большого влияния на вероятность выхода из строя всей системы. Поэтому экспоненциальное распределение часто успешно описывает распределение времени безотказной работы систем, в которых каждый отказавший элемент немедленно заменяется работоспособным.

Плотность распределения отказов имеет вид:

$$f(x, \lambda) = \begin{cases} \lambda e^{-\lambda x} = \lambda \exp(-\lambda x); \\ x \geq 0; \lambda \geq 0; \\ 0 \text{ в остальных случаях.} \end{cases} \quad (1.5.19)$$

Экспоненциальное распределение является *однопараметрическим*, т.е. зависит от одного параметра λ .

Интегральная функция распределения отказов:

$$Q(x, \lambda) = \int_0^x \lambda e^{-\lambda \xi} d\xi = 1 - e^{-\lambda x}. \quad (1.5.20)$$

Функция безотказной работы равна:

$$P(x, \lambda) = 1 - Q(x, \lambda) = e^{-\lambda x}. \quad (1.5.21)$$

Интенсивность отказов определяется с помощью формулы (1.5.8):

$$\lambda(x) = \frac{\lambda e^{-\lambda x}}{1 - \int_0^x \lambda e^{-\lambda x} dx} = \frac{\lambda e^{-\lambda x}}{e^{-\lambda x}} = \lambda = \text{const}, \quad (1.5.22)$$

что означает, что вероятность отказа элемента не зависит от предшествующей работы.

Если имеется наработка x_0 , в течение которой отказы не наступают, то:

$$f(x, \lambda, x_0) = \begin{cases} \lambda \exp[-\lambda(x - x_0)]; \\ x \geq x_0; \lambda > 0; \\ 0 \text{ в остальных случаях.} \end{cases} \quad (1.5.23)$$

Средняя наработка (математическое ожидание) до отказа:

$$x_{\text{ср}} = \frac{1}{\lambda}, \quad (1.5.24)$$

гамма-процентный ресурс:

$$P(x_\gamma) = e^{-\lambda x_\gamma} = 0,01\gamma. \quad (1.5.25)$$

Логарифмируя последнее уравнение, получим:

$$-\lambda x_\gamma = \ln 0,01\gamma. \quad (1.5.26)$$

Из последнего уравнения получаем:

$$x_\gamma = \frac{\ln 0,01\gamma}{\lambda} = x_{\text{ср}} (-\ln 0,01\gamma). \quad (1.5.27)$$

Интенсивность отказов λ в механических системах может меняться в широких пределах в зависимости от конструкции элемента и условий его работы.

1.5.3.3. НОРМАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ

Нормальное (гауссово) распределение является наиболее часто используемой статистической моделью.

Теоретическим обоснованием этого распределения является центральная предельная теорема, смысл которой состоит в том, что для случайной величины, представляющей собой общий результат большого числа независимых небольших воздействий, можно ожидать, что закон распределения будет тем ближе к нормальному, чем больше число наблюдений. Этот результат справедлив независимо от того, по какому закону распределена каждая из случайных величин, средняя из которых рассматривается.

Плотность нормального распределения имеет вид:

$$f(x, m_x, \sigma) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \left[-\frac{(x - m_x)^2}{2\sigma^2} \right]; \quad (1.5.28)$$

$$0 < x < \infty; 0 < m_x < \infty; \sigma > 0.$$

Здесь:

m_x - среднее значение или математическое ожидание (параметр, характеризующий центр распределения),

σ - среднее квадратичное отклонение случайной величины x (параметр, характеризующий масштаб распределения); поэтому:

$$x_{\text{ср}} = m_x. \quad (1.5.29)$$

Интегральная функция нормального распределения отказов имеет вид:

$$Q(x, m_x, \sigma) = \int_0^\infty \frac{1}{\sigma\sqrt{2\rho}} \exp - \frac{(\xi - m_x)^2}{2\sigma^2} d\xi. \quad (1.5.30)$$

Для функции безотказной работы получим:

$$P(x, m_x, \sigma) = \frac{m_x - x}{\sigma} F_0(\xi), \quad (1.5.31)$$

где

$$F_0(\xi) = \int_0^{\infty} \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{\xi^2}{2}\right) d\xi. \quad (1.5.32)$$

Наработка до отказа не может быть отрицательной, и поэтому приведенные выражения справедливы только при достаточно малых средних квадратичных отношениях, когда $\sigma < \frac{m_x}{3}$ или коэффициент вариации v удовлетворяет условию $v = \frac{\sigma}{m_x} < \frac{1}{3}$.

Это следует из особенности случайных величин, имеющих нормальное распределение: 99,9 % значений случайной величины заключено в интервале $m_x \pm 3\sigma$

(рис. 1.5.4).

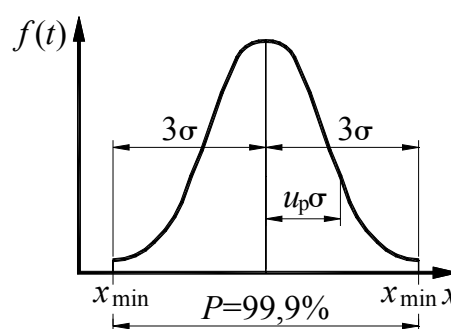


Рис. 1.5.4

Отсюда возникает «правило трех сигм»: практически все значения случайной величины лежат в интервале $\pm 3\sigma$. Действительно, шанс на то, что выбранная случайным образом нормально распределенная случайная величина окажется в этом интервале, составляет 999 из 1000.

Исходными данными для определения распределения служат наблюдаемые значения случайной величины, сгруппированные в интервалы, по которым строится гистограмма или график плотности распределения. С помощью компьютерных программ по этим графикам находится закон распределения случайной величины.

При ориентировочных расчетах удобно пользоваться приближенными рекомендациями.

Отказы элементов изделий могут иметь различную природу и характеризоваться различными законами распределения отказов. Чем сложнее изделия, тем больше сочетаний разнообразных распределений.

Вероятность неразрушения элемента зависит от разности величин, характеризующих стойкость (предельное напряжение) и нагруженность (рабочее напряжение) элемента.

Характеристики стойкости и нагруженности задаются своими законами распределения, по которым определяется закон распределения параметра, характеризующего неразрушение элемента.

Эту задачу можно сформулировать следующим образом.

Имеется несколько независимых случайных величин x_1, x_2, x_3, \dots , заданных плотностями распределения вероятностей $f(x_1), f(x_2), f(x_3), \dots$.

Требуется найти величину x .

Поскольку x_1, x_2, x_3, \dots - случайные величины, их сумма, равная $x = x_1 + x_2 + x_3 + \dots$ тоже будет случайной величиной с искомой плотностью распределения вероятностей $f(x)$.

Этот закон распределения называют *композицией законов распределения величин* x_1, x_2, x_3, \dots .

Композиция может быть составлена для любого числа случайных величин и имеет следующие общие свойства, не зависящие от вида законов распределения:

- математическое ожидание композиции распределения равно сумме математических ожиданий, независимых случайных величин, образующих сложную случайную величину:

$$m_x = m_{x_1} + m_{x_2} + m_{x_3} + \dots; \quad (1.5.33)$$

- дисперсия композиции распределения равна сумме дисперсий независимых случайных величин, составляющих данную сложную случайную величину:

$$\sigma^2(x) = \sigma^2(x_1) + \sigma^2(x_2) + \sigma^2(x_3) + \dots, \quad (1.5.34)$$

откуда среднее квадратичное отклонение равно:

$$\sigma(x) = \sqrt{\sigma^2(x_1) + \sigma^2(x_2) + \sigma^2(x_3) + \dots}. \quad (1.5.35)$$

Если, например,

$$x = x_1 + x_2,$$

$$\sigma(x_1) = 1 \text{ и } \sigma(x_2) = 0,1,$$

то

$$\sigma^2(x) = 1,01; \quad \sigma(x) = 1,005.$$

Следовательно, при значительной разнице дисперсий составляющих независимых случайных величин дисперсия композиции будет близка к дисперсии той случайной величины, у которой дисперсия имеет наибольшее значение.

Из рассмотренных выше распределений нормальное распределение обладает тем свойством, что композиция случайных величин с *нормальным* распределением есть тоже *нормальное* распределение.

1.5.4. НЕКОТОРЫЕ ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН

Теория надежности и инженерный опыт создания машин, приборов и аппаратов указывают пути повышения надежности на всех этапах (от проектирования до эксплуатации машин). Укажем лишь основные способы повышения надежности деталей и узлов на этапе проектирования.

1. Обоснованный выбор материала детали.

Материал детали должен лучшим образом удовлетворять возможностям ее изготовления и условиям эксплуатации. Это обеспечит стабильность механических характеристик материала поверхностных слоев и самой детали. Предпочтение следует отдавать материалам, упрочняемым деформационными, термическими и физико-химическими методами, а также композиционным материалам с высокой удельной прочностью.

2. Обоснованное назначение размеров деталей.

Нагруженные детали конструкций следует рассчитать на статическую прочность, сопротивление усталости и износостойкость с учетом характера изменения нагрузок в эксплуатации и неблагоприятных внешних воздействий (температура, влажность и т. п.) по минимальной прочности материала. Точность расчетов наиболее ответственных деталей проверяют экспериментально на моделях и опытных образцах, определяя их работоспособность. Эти приемы позволяют уменьшить множители в уравнении (1.6.3) и сократить объем доводочных работ в начале технической эксплуатации изделий.

3. Компоновка узла изделия с минимально возможным числом деталей (элементов), среди которых должно быть максимально возможное число проверенных практикой элементов (см. формулу (1.6.7)).

Эффективными оказываются конструкции, построенные из автономных узлов с широким использованием стандартных деталей.

4. Обеспечение высокой контролеспособности деталей узлов и конструкций при изготовлении деталей, сборке и в эксплуатации (оснащение при необходимости контрольной аппаратурой, обеспечение возможности визуального осмотра и контроля).

5. Оснащение конструкций устройствами, предусматривающими предотвращение возможности возникновения катастрофических отказов (ограничение возрастания частоты вращения, вращающего момента и т. п.), и сигнальными устройствами, предупреждающими о нарушении нормальной работы (световые сигналы и т. п.).

6. Разработка системы технических осмотров и обслуживания конструкций.

2. ПРОЧНОСТЬ, ЖЕСТКОСТЬ, УСТОЙЧИВОСТЬ, КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ И ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

2.1. НАГРУЗКИ. КЛАССИФИКАЦИЯ НАГРУЗОК

В конструкциях детали работают в различных условиях, которые в совокупности образуют *режимы нагружения* (работы) – закономерности изменения нагрузки в конкретных условиях внешней среды (температурных, коррозионных, радиационных и др.).

При этом под *нагрузкой* в широком смысле слова понимают не только механическое действие (сила, момент), но и любое другое действие (например, тепловое и т. п.), вызывающее деформацию детали.

Нагрузки являются важнейшим параметром, определяющим условия эксплуатации. Для более точного их учета в расчетах деталей машин используют общепринятые или типичные модели нагружения, а также специальные модели, формируемые в процессе испытаний и эксплуатации опытных образцов конструкций.

В зависимости от *относительной площади действия* поверхностные силы условно подразделяют на *сосредоточенные* и *распределенные*.

К *сосредоточенным* относят силы, которые передаются на элемент конструкции через площадку небольших размеров (по сравнению с размерами всего элемента). При расчетах сосредоточенную силу считают приложенной в *точке*. Характеристикой сосредоточенной силы является ее модуль F , имеющий размерность, например, ньютон.

В природе сосредоточенных сил не бывает. Все реальные силы – это силы, распределенные по некоторой площади или объему. Однако для определения *внутренних* сил, возникающих в контактирующих деталях на некотором расстоянии от площади передачи давления, можно (на основании принципа Сен-Венана) *распределенную* нагрузку заменить *сосредоточенной* равнодействующей силой, что упростит расчет.

К *распределенным* относятся нагрузки, приложенные непрерывно на некоторой длине или площади. На схемах распределенные нагрузки изображают в виде графиков, показывающих изменение нагрузки по длине или поверхности тела. Характеристикой распределенной нагрузки является ее интенсивность q , т.е. величина нагрузки, которая приходится на единицу площади или длины. В первом случае величина q измеряется, например, в Н/м^2 , а во втором – в Н/м .

Нагрузки могут быть распределены не только по поверхности, но и по объему (силы веса, силы инерции, магнитные силы и др.). Они также характеризуются интенсивностью q , но имеющей размерность Н/м^3 .

Распределенные по длине элемента конструкции нагрузки, как и сосредоточенные силы, реально в природе не существуют, а получаются в результате схематизации действительных нагрузок. В ряде случаев такая схематизация приводит к появлению пар сил (моментов).

По *характеру воздействия* на элементы конструкции нагрузки подразделяют на *статические* и *динамические*.

Статическими называются нагрузки, которые изменяют свою величину или точку приложения (или направление) с очень небольшой скоростью, так что возникающими при этом ускорениями можно пренебречь. При действии таких нагрузок колебания сооружений и их частей пренебрежимо малы.

Динамическими называются нагрузки, изменяющиеся во времени с большой скоростью (например, ударные нагрузки). Действие таких нагрузок сопровождается возникновением колебаний сооружений. При колебании же вследствие изменения скорости колеблющихся масс возникают силы инерции, пропорциональные (по второму закону Ньютона) колеблющимся массам и ускорениям. Величина этих сил инерции может во много раз превосходить те же нагрузки, приложенные статически и ими при расчетах пренебречь нельзя.

Законы изменения нагрузок во времени могут иметь весьма сложный характер.

Динамические нагрузки делятся на *мгновенно приложенные*, *ударные* и *повторно-переменные*.

Нагрузки, действующие на детали автомобилей, тракторов, станков, а также нагрузки, действующие на сооружения (дома, мачты и т. п.) и от давления ветра, снега и т.п. называются *повторными нагрузками неустановившихся режимов*.

Если изменение нагрузки носит периодически повторяющийся характер, то такие нагрузки называют *нагрузками с установившимся режимом* или *повторно-периодическими (циклическими)*.

На рис. 2.1.1 приведена кривая изменения во времени нормальных напряжений в коленчатом валу дизельного двигателя за один оборот. Напряжения изменяются по очень сложному закону, но имеют периодический (циклический) характер.

Влияние формы кривой изменения напряжений на

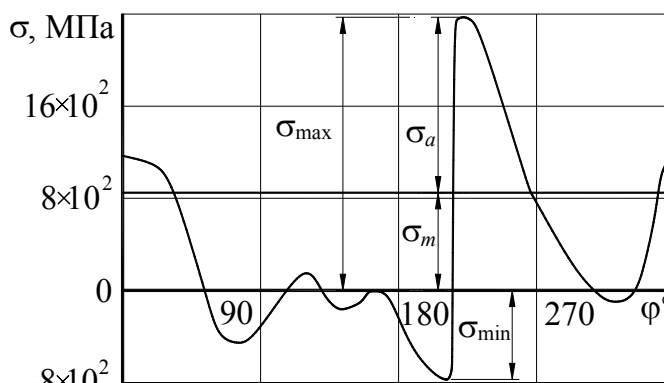


Рис. 2.1.1

усталостную прочность деталей изучено недостаточно, но имеющиеся данные позволяют считать, что это влияние невелико, а решающую роль играют значения максимального и минимального напряжения цикла и их отношение. Поэтому в дальнейшем будет предполагать, что изменение напряжений во времени происходит по закону, близкому к синусоиде (рис. 2.1.2).

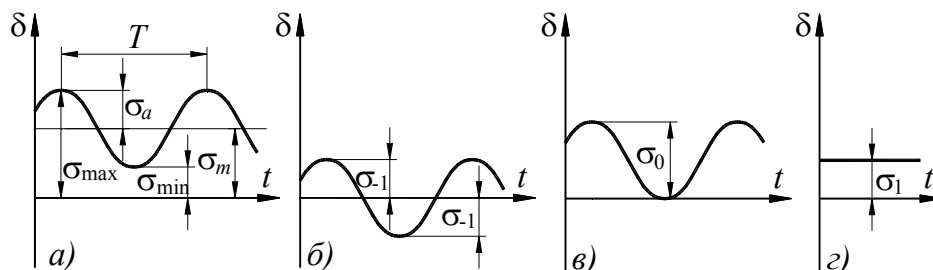


Рис. 2.1.2

Цикл *переменных напряжений* (рис. 2.1.2) характеризуется:

- максимальным по алгебраической величине напряжением σ_{\max} ;
- минимальным по алгебраической величине напряжением σ_{\min} ;
- средним напряжением σ_m (постоянной во времени (статической) составляющей цикла (положительной или отрицательной));

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad (2.1.1)$$

- амплитудой цикла (наибольшим (положительным) значением переменной составляющей цикла напряжений);

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad (2.1.2)$$

- коэффициентом асимметрии цикла:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (2.1.3)$$

- периодом цикла T ;

- частотой цикла f .

Циклы, имеющие одинаковые значения r , называют *подобными*.

Из формул (2.1.1), (2.1.2), а также из рис. 2.1.2 очевидно, что:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a; \quad (2.1.4)$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a. \quad (2.1.5)$$

Если:

$$\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}, \quad (2.1.6)$$

то такой цикл напряжений называется *симметричным* (рис. 2.1.2, б).

Для *симметричного* цикла:

$$\sigma_m = 0, \quad \sigma_a = \sigma_{-1}, \quad r = -1. \quad (2.1.7)$$

Цикл напряжений, показанный на рис. 2.1.2, в, называют *отнулевым* или *пульсирующим*. Для этого случая:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0, \sigma_{\min} = 0, \sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_0}{2}, r = 0. \quad (2.1.8)$$

Постоянное статическое напряжение (рис. 2.1.2, з) можно рассматривать как частный случай переменного цикла с характеристиками:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \sigma_m = \sigma_1, \sigma_a = \sigma_1, r = 1. \quad (2.1.9)$$

Любой *асимметричный* цикл переменных напряжений можно представить как сумму *симметричного* цикла с максимальным напряжением, равным амплитуде заданного цикла, и *постоянного* напряжения, равного среднему напряжению заданного цикла (рис. 2.1.2, а).

Из рассмотренных циклов напряжений наиболее опасным является *симметричный* цикл, поскольку именно для него предел выносливости имеет минимальное значение.

В случае переменных *касательных* напряжений остаются в силе все приведенные здесь термины и соотношения с заменой σ на τ .

Число циклов нагружения детали при постоянном режиме за время работы T_h (ч):

$$N_E = \frac{3600}{T_h}. \quad (2.1.10)$$

Если машина работает в основном в *режиме пуска и остановки*, то число циклов нагружения деталей за период эксплуатации обычно не превышает 10^5 . Такое нагружение называют *малоцикловым*.

При нагружении, связанном с *колебаниями внешней нагрузки*, упругими колебаниями элементов длительно работающих конструкций, число циклов нагружения часто превышает 10^9 . Такое нагружение называют *многоцикловым*.

Нестационарные напряжения характеризуют *средними значениями, дисперсией* и *коэффициентами вариации напряжений* σ_a и σ_m в каждом блоке нагружения.

В ряде отраслей машиностроения проводят систематическое изучение совокупности эксплуатационных нагрузок и на этой основе разрабатывают типовые режимы нагружения и рекомендации по использованию их в расчетах деталей машин. Однако обобщение и распространение этих материалов на машины других отраслей машиностроения затруднено из-за разнообразия условий работы и эксплуатации машин. Из множества действующих на конструкцию нагрузок в качестве *расчетных* следует принимать нагрузки, максимизирующие напряжения или перемещения в конструкции.

Аналогичные требования (делать все допущения идущими в запас прочности) следует выполнять как при выборе физических характеристик материала, так и при учете физических и химических условий работы конструкции (наличие излучений, химически активной среды, повышенных или пониженных температур и др.)

В *уточненных* расчетах используют *модели* (аналоги) *напряжений*, представляющие собой определенным образом упорядоченные графики изменения нагрузки во времени, отражающие с некоторой точностью «историю нагружения». Для их построения проводят тензометрирование с записью осциллограмм, для расшифровки которых используют статистический анализ, проводимый с помощью специальных анализаторов или компьютеров.

Однако не всегда удается определить нагрузки и свойства материалов (расчетные значения) абсолютно точно. В действительности они всегда носят *вероятностный* характер и являются верхними (или нижними) границами возможных значений с какой-то вероятностью. Поэтому не всегда следует предпочитать точные и сложные методики расчета, если погрешность в задании нагрузок и свойств материала велика. Например, очень точные и сложные методы линейной теории упругости обычно мало применимы, так как реальные материалы обычно имеют нелинейные свойства даже в области упругих деформаций, так что реальные распределения и величины напряжений и деформаций далеки от расчетных при практически значимых величинах нагрузок.

Почти всегда реальная конструкция при расчете заменяется некоторой схемой, лишь приближенно отражающей действительную геометрию силовых элементов, условия их соединения и нагружения. Если степень приближения мала или просто недостаточна, то использовать сложные и дорогостоящие методы расчета выбранной схемы не имеет смысла, так как достигнутое уточнение результата перекроется заведомо большей погрешностью расчетной схемы, т.е. уровень сложности расчетной методики должен соответствовать как уровню знаний о свойствах материала, так и близости расчетной модели к реальной конструкции.

В большинстве случаев выбор расчетной схемы и ожидаемого предельного состояния оказывается более существенной задачей для окончательного суждения о прочности конструкции, чем поиск дальнейшего решения в рамках сделанного выбора.

Обычно подлежащую прочностному расчету деталь мысленно разбивают на элементы (стержни, пластины, оболочки и т.п.). Конфигурация детали в виде взаимного расположения составляющих ее элементов, их размеров и способов соединения, а также набор способов и мест приложения нагрузок составляют расчетную схему детали. Причем в общем

случае не следует делать различия между действующими внешними по отношению к конструкции усилиями и реактивными силами, так как в рамках прочностного расчета деталей они неразличимы.

2.2. ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ

2.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Целью *прочностного расчета* является определение минимально возможных размеров деталей и узлов конструкции при заданных механических воздействиях, к которым относят внешние усилия, объемные силы, абсолютные или относительные перемещения элементов конструкций, массовые или тепловые потоки, градиенты температур, температурные поля, излучения и пр. Как правило, конструктор производят обоснованное назначение материалов; лишь в некоторых специфичных случаях назначение материала определяется условиями эксплуатации.

Основным понятием при оценке прочности конструкции является понятие «предельное состояние». Наиболее часто используют одно из следующих *определений предельного состояния* конструкций:

- достижение величинами напряжений (или их комбинаций) максимально допустимых значений;
- достижение нагрузками (или комбинациями) предельных значений, связанных с исчерпанием несущей способности силовых элементов;
- достижение упругими и упругопластическими перемещениями предельных значений, определяемых конструктивными особенностями узлов и элементов машины или свойствами материала;
- разрушение конструкций от действия циклических напряжений (явления усталости);
- потеря устойчивости деформированного состояния конструкций.

Каждому предельному состоянию в расчетной практике соответствуют либо специфические методы расчета, либо особым образом определяемые характеристики материала.

В качестве критериев прочностной надежности конструкционных материалов и элементов конструкций используют *модели разрушения*. Их записывают в форме *условий прочности*.

В расчетах деталей машин обычно используют три модели разрушения: *статическую, малоцикловую и усталостную*.

Статическая модель разрушения используется в расчетах деталей машин при действии кратковременных больших сил.

Модель *малоциклового* разрушения является основной для конструкций, работающих в течение $10^2 - 10^5$ циклов.

Модель *усталостного* разрушения используется в расчетах деталей машин при числе циклов нагружения более 10^5 .

Для некоторых конструкций методы расчета и нормы прочности регламентируются государственными стандартами или отраслевыми нормативными документами (например, ГОСТ 14249-89 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность» и др.).

2.2.2. РАСЧЕТ ПО ДОПУСКАЕМЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

В расчетах по *допускаемым напряжениям* оценку прочности производят путем сопоставления *наибольшего* напряжения в детали σ_{\max} (τ_{\max}) с *допускаемым* напряжением σ_p (τ_p).

Условие прочности в этом случае имеет вид:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_p, \quad (2.2.1)$$

$$\tau_{\max} \leq \tau_p \quad (2.2.2)$$

Такая оценка удобна, если на практике для однотипных элементов, стабильных условий нагружения и технологии производства разработана система допускаемых напряжений. При действии высоких температур принимаемые значения предельных напряжений должны соответствовать максимальной достигаемой материалом силового элемента средней по сечению температуре за время действия расчетной нагрузки. При расчете элементов, предназначенных для работы при низких температурах, следует учитывать возможность понижения пластических свойств материала (проявление хладноломкости).

Однако такая оценка прочностной надежности имеет существенные недостатки. Значение допускаемого напряжения σ_p (τ_p) не дает в явном виде представления о степени надежности, так как в неравенства (2.2.1) и (2.2.2) не входит ни одно из предельных напряжений σ_B (τ_B), σ_T (τ_T), σ_{-1} (τ_{-1}) и т.д. Допускаемые напряжения σ_p (τ_p) не отражают также характера предполагаемого разрушения, режима нагружения и других факторов, влияющих на надежность.

При действии *переменных* напряжений использование σ_p (τ_p) в качестве нормативных характеристик затруднено, так как допускаемые напряжения σ_p (τ_p) зависят от *геометрии* детали (форма детали влияет на величину концентрации напряжений), материала и технологии изготовления детали.

В связи с вышеизложенным расчет по *допускаемым напряжениям* часто используют в качестве *предварительного* расчета для определения размеров опасных сечений детали.

2.2.3. РАСЧЕТ ПО КОЭФФИЦИЕНТАМ БЕЗОПАСНОСТИ

В инженерных расчетах наибольшее распространение получил расчет по *коэффициентам безопасности*. Условие *прочностной* надежности при такой оценке для *нормальных* напряжений имеет вид:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{\text{разр}}}{\sigma_{\text{max}}} \leq S_{\sigma p}, \quad (2.2.3)$$

где S_{σ} – коэффициент безопасности по нормальным напряжениям;

$\sigma_{\text{разр}}$ – минимальное значение разрушающего нормального напряжения (предела прочности $\sigma_{\text{пч}}$, предела выносливости σ_{-1} и т.п.) для материала детали по справочным данным или механическим испытаниям;

σ_{max} – максимальное нормальное напряжение в опасной точке детали для наиболее неблагоприятных условий нагружения;

$S_{\sigma p}$ – допустимое значение коэффициента безопасности по нормальным напряжениям.

В случае *касательных* напряжений остаются в силе все приведенные здесь термины и соотношения с заменой σ на τ .

При действии *статических* нагрузок коэффициенты безопасности равны:

$$S_{\sigma B} = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{max}}}, \quad (2.2.4)$$

$$S_{\tau B} = \frac{\tau_B}{\tau_{\text{max}}}. \quad (2.2.5)$$

Обычно значения коэффициентов безопасности, определяемые по формулам (2.2.4) и (2.2.5) находятся в пределах 1,5-2,0.

Для конструкций, изготовленных из материалов с *хорошей пластичностью* (для металлов и сплавов с остаточным относительным удлинением $\delta_5 \geq 12\%$ и титановых сплавов) достаточно часто используют расчет по *предельным нагрузкам*.

Коэффициент безопасности по *допускаемым* нагрузкам S (по предельным нагрузкам или по несущей способности) определяют по формуле:

$$S = \frac{F_{\text{пред}}}{F_p} \geq S_p, \quad (2.2.6)$$

где S_p - нормируемый коэффициент безопасности;

$F_{\text{пред}}$ - нагрузка, соответствующая достижению какого-то предельного состояния (предельная нагрузка);

F_p - расчетная нагрузка (максимальная эксплуатационная или испытательная нагрузка).

При действии *переменных* напряжений на прочность оказывают влияние концентрация напряжений, масштабный эффект и другие факторы, влияние которых учитывают соответствующими коэффициентами:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \sigma_a}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (2.2.7)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \tau_a}{\varepsilon_\tau \beta_\tau} + \psi_\tau \tau_m}. \quad (2.2.8)$$

В формулах (2.2.7) и (2.2.8):

σ_{-1} - *предел выносливости по нормальным напряжениям при симметричном цикле;*

τ_{-1} - *предел выносливости по касательным напряжениям при симметричном цикле;*

k_σ - *эффективный коэффициент концентрации напряжений по нормальным напряжениям, который определяется экспериментальным путем; значения k_σ приводятся в справочниках;*

k_τ - *эффективный коэффициент концентрации напряжений по касательным напряжениям, который определяется экспериментальным путем; значения k_τ приводятся в справочниках;*

σ_a - *амплитуда цикла по нормальным напряжениям;*

τ_a - *амплитуда цикла по касательным напряжениям;*

ε_σ - *коэффициент влияния абсолютных размеров сечения (масштабный фактор) по нормальным напряжениям; данные о значениях ε_σ приведены в справочниках;*

ε_τ - *коэффициент влияния абсолютных размеров сечения (масштабный фактор) по касательным напряжениям; из-за отсутствия достаточного количества экспериментальных данных о коэффициентах ε_τ (при кручении) можно приближенно принимать, что $\varepsilon_\tau \approx \varepsilon_\sigma$;*

β_σ - *коэффициент состояния поверхности по нормальным напряжениям; в справочной литературе приведены графики значений β_σ ;*

β_τ - *коэффициент состояния поверхности по касательным напряжениям; в справочной литературе приведены графики значений β_τ ;*

ψ_{σ} - коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла по нормальным напряжениям; значения ψ_{σ} приводятся в справочниках;

ψ_{τ} - коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла по касательным напряжениям; значения ψ_{τ} приводятся в справочниках;

σ_m – среднее напряжение цикла по нормальным напряжениям;

τ_m – среднее напряжение цикла по касательным напряжениям

При сложном напряженном состоянии коэффициент безопасности вычисляется обычно по формуле:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}, \quad (2.2.9)$$

где S_{σ} и S_{τ} определяют по формулам (2.2.7) и (2.2.8).

Обычно $S > 1,5$.

Коэффициенты безопасности S служат критериями сравнения прочностной надежности проектируемых деталей с деталями, хорошо работающими в процессе эксплуатации.

На практике простоту расчета по допускаемым напряжениям и сравнительно эффективную оценку прочностной надежности по коэффициентам безопасности используют, выполняя расчет и проектирование детали в три этапа:

- определяют из расчета по допускаемым напряжениям размеры наиболее нагруженного сечения проектируемой детали;
- выполняют конструктивную проработку детали;
- оценивают прочность детали по запасам прочности.

2.3. РАСЧЕТЫ ПО ДОПУСКАЕМЫМ ПЕРЕМЕЩЕНИЯМ

Деформации деталей от внешних сил, тепловых и других воздействий изменяют не только размеры и форму деталей, но и характер их сопряжения. Последнее оказывает также существенное влияние на прочность и износостойкость деталей. Часто недостаточная жесткость столь же опасна, как и малая прочность. Чрезмерная жесткость вызывает увеличение массы конструкции.

Влияние жесткости деталей на надежность последних возрастает в связи с тенденцией сокращения металлоемкости машин и в особенности для тонкостенных конструкций.

Жесткость влияет и на другие характеристики деталей и узлов машин (например, на вибрационную активность).

Допускаемые перемещения Δ обычно определяют для податливых элементов или цепочки элементов. Их значение задают исходя из конструктивных особенностей, соображений безопасности, условий сохранения работоспособности в деформированном состоянии и других условий.

Перемещения конкретных точек конструкции могут быть обусловлены *температурными перепадами* Δ_T , *упругими деформациями* под действием расчетных внешних нагрузок Δ_γ , *пластическими деформациями* $\Delta_{пл}$, остающимися после снятия нагрузок или завершения цикла работы установки.

При известном предельно допустимом значении перемещения Δ_p расчет коэффициента безопасности по допускаемым перемещениям S_Δ проводят по формуле:

$$S_\Delta = \frac{\Delta_p}{\Delta_T + 1,5\Delta_\gamma + 2,5\Delta_{пл}} \geq S_{\Delta p}. \quad (2.3.1)$$

Значение допускаемого коэффициента безопасности по перемещениям $S_{\Delta p}$ определяется на основании опыта эксплуатации однотипных деталей (конструкций).

Величины упругих деформаций Δ_γ и пластических деформаций $\Delta_{пл}$ в условиях *динамического* нагружения могут определяться как методом дискретных моделей, так и другими более точными методами.

2.4. РАСЧЕТЫ НА УСТОЙЧИВОСТЬ

В большинстве случаев расчеты на устойчивость проводят для *длинных* элементов конструкций нагруженных *сжимающей* силой (рис. 2.4.1. а).

Длинный стержень при действии сравнительно небольшой осевой *сжимающей* силы (меньшей некоторого *критического* значения) находится в состоянии *устойчивого* равновесия (рис. 2.4.1, а).

Если незначительно изогнуть его какой-нибудь поперечной нагрузкой и затем эту нагрузку убрать, то стержень вновь распрямится, примет первоначальную форму равновесия. Искривленная форма равновесия стержня при этом оказывается *неустойчивой*.

При значении сжимающей силы, превосходящей определенную критическую величину, прямолинейная форма равновесия становится

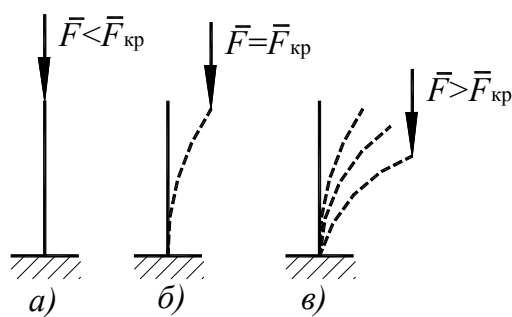


Рис. 2.4.1

неустойчивой и поэтому сменяется криволинейной формой равновесия, которая оказывается при этом *устойчивой* (рис. 2.4.1, б).

Наименьшее значение сжимающей силы, при котором сжатый стержень теряет способность сохранять прямолинейную форму равновесия, называется *критической силой* и обозначается через $F_{кр}$. По определению Эйлера, *критической силой* называется *сила, требующаяся для самого малого наклона колонны*.

Практически всегда сжимающая сила приложена с некоторым эксцентриситетом, а стержень имеет некоторую (хотя бы и небольшую) начальную кривизну. Поэтому с самого начала продольного нагружения стержня наблюдается его изгиб.

Пока сжимающая сила меньше *критической*, прогибы стержня будут небольшими, но при приближении значения силы к критическому они начинают неограниченно возрастать (рис. 2.4.1, в).

Этот критерий (неограниченный рост прогибов при ограниченном росте сжимающей силы) принят за *критерий потери устойчивости*.

В целях безопасности *допускаемая нагрузка*, должна быть меньше критической:

$$F_p = \frac{F_{кр}}{S_{ур}}, \quad (2.4.1)$$

где $S_{ур}$ – *коэффициент запаса устойчивости*.

Величина коэффициента запаса устойчивости принимается такой, чтобы была обеспечена надежная работа стержня. При этом коэффициент запаса устойчивости принимается несколько большим коэффициента безопасности, так как учитываются дополнительные неблагоприятные обстоятельства: начальная кривизна стержня, возможный эксцентриситет действия нагрузки и др.

Величина нормативного коэффициента запаса устойчивости $S_{ур}$ при расчете строительных конструкций принимается в пределах:

- для стали – от 1,8 до 3,0;
- для чугуна – от 5 до 5,5.

Значения $S_{ур}$, принимаемые при расчете ответственных элементов машиностроительных конструкций принимают большими по сравнению с указанными выше (например, для стальных ходовых винтов металлорежущих станков принимают $S_{ур}=4-5$).

Чтобы учесть конкретные условия работы сжатых стержней, рекомендуется применять не один общий коэффициент запаса устойчивости, а *систему частных коэффициентов*, так же как и при расчете на прочность.

Потеря устойчивости упругого равновесия возможна также при кручении, изгибе и сложных деформациях.

Одним из основных параметров, используемых при расчете стержней на устойчивость, является *гибкость стержня* λ , характеризующая влияние размеров стержня и способа закрепления его концов.

Чаще всего концы стержня закрепляют одним из четырех способов, показанных на рис. 2.4.2.

Обобщенная формула Эйлера для определения *критической* нагрузки имеет вид:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{l_{прив}^2}, \quad (2.4.2)$$

где $l_{прив}$ – *приведенная длина стержня*.

$$l_{прив} = \nu l, \quad (2.4.3)$$

где ν – *коэффициент приведения длины стержня* (коэффициент Ясинского), зависящий от способа закрепления концов стержня (рис. 2.4.2);

l – *длина стержня*.

Как видно из формул (2.4.2) и (2.4.3), чем меньше ν , тем больше критическая, а, следовательно, и допускаемая нагрузка стержня. Например, нагрузка стержня, заделанного двумя концами, может быть в 16 раз больше нагрузки стержня, заделанного одним концом. Поэтому там, где возможно, следует осуществлять жесткую заделку обоих концов стержня.

Величина *гибкости стержня* λ определяется по формуле:

$$\lambda = \nu l \left(\frac{A}{J_{\min}} \right)^{0,5}, \quad (2.4.4)$$

где A – *площадь поперечного сечения стержня*;

J_{\min} – *минимальное значение момента инерции площади сечения относительно нейтральной оси*.

При расчете стержней на устойчивость *при любой гибкости* стержня достаточно широко используется формула, имеющая вид:

$$F_p = \varphi \sigma_{ср} A, \quad (2.4.5)$$

где $\sigma_{ср}$ – *основное допускаемое напряжение на сжатие*;

φ – *коэффициент уменьшения основного допускаемого напряжения* (или *коэффициент продольного изгиба*); величина φ зависит от материала и гибкости стержня, его значения приведены в табл. 2.4.1.

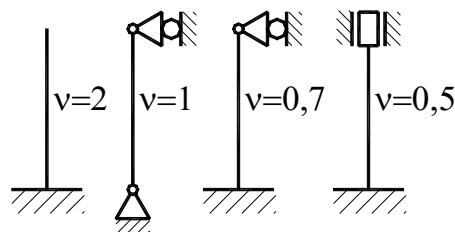


Рис. 2.4.2

Таблица 2.4.1

Гибкость λ	ϕ			
	стали Ст 1, Ст 2, Ст 3, Ст 4	сталь Ст 5	стали повышенного качества $\sigma_T > 320$ МПа	чугун
0	1,00	1,00	1,00	1,00
10	0,99	0,93	0,97	0,97
20	0,96	0,95	0,95	0,91
30	0,94	0,92	0,91	0,81
40	0,92	0,89	0,87	0,69
50	0,89	0,86	0,83	0,57
60	0,86	0,82	0,79	0,44
70	0,81	0,76	0,72	0,34
80	0,75	0,70	0,65	0,26
90	0,69	0,62	0,55	0,20
100	0,60	0,51	0,43	0,16
110	0,52	0,43	0,35	-
120	0,45	0,37	0,30	-
130	0,40	0,33	0,26	-
140	0,36	0,29	0,23	-
150	0,32	0,26	0,21	-
160	0,29	0,24	0,19	-
170	0,26	0,21	0,17	-
180	0,23	0,19	0,15	-
190	0,21	0,17	0,14	-

Величина $\phi\sigma_{cp}$ может рассматриваться как допускаемое напряжение при расчете на устойчивость, то есть:

$$\sigma_{yp} = \phi\sigma_{cp} \quad (2.4.6)$$

Условие прочности сжатых стержней:

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{пр}}{S_p}, \quad (2.4.7)$$

где $\sigma_{пр}$ – предельное напряжение, принимаемое равным пределу текучести для пластичных материалов и пределу прочности для хрупких материалов.

Связь между коэффициентом ϕ , критическим напряжением $\sigma_{кр}$, предельным напряжением $\sigma_{пр}$ и коэффициентами безопасности S_p и устойчивости S_{yp} установлена соотношением:

$$\varphi = \frac{\sigma_{кр} S_p}{\sigma_{пр} S_{ур}} \quad (2.4.8)$$

Для подбора сечения формулу (2.4.5) приводят к следующему виду:

$$A = \frac{F_p}{\varphi \sigma_{ср}}. \quad (2.4.9)$$

При этом величиной φ приходится задаваться, так как гибкость λ неизвестна, ибо неизвестна величина площади сечения A , а гибкость зависит от нее. В качестве первого приближения рекомендуется принимать $\varphi_1=0,5$. Затем определяют величины A , J_{\min} , λ и по таблице находят соответствующее значение φ'_1 . Если получается большая разница между значениями φ_1 и φ'_1 , то следует повторить расчет, задавшись новым значением φ_2 :

$$\varphi_2 = \frac{(\varphi_1 + \varphi'_1)}{2} \quad (2.4.10)$$

и т.д., пока различие между последовательными значениями не будет превышать (4-6)%.

Для стержней, сечения которых имеют значительные *ослабления* (например, от отверстий), *кроме расчета на устойчивость* должен производиться и обычный расчет на *прочность* по формуле:

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{нетто}}} \leq \sigma_{ср}, \quad (2.4.11)$$

где $A_{\text{нетто}}$ – рабочая (чистая) площадь сечения стержня.

При расчете на *устойчивость* берется полная площадь сечения $A_{\text{брутто}}$.

В сопротивлении стержней продольному изгибу основную роль играет гибкость стержня. Поэтому вопрос о форме поперечного сечения является не менее существенным, чем вопрос о величине площади сечения. Как показывает практика, наиболее выгодными являются кольцевые, а также коробчатые тонкостенные сечения. Сплошные прямоугольные и двутавровые сечения применять нерационально.

Что касается выбора материала, то для стержней *большой* гибкости применять сталь повышенной прочности нецелесообразно. Это следует из того, что в данном случае модуль упругости E является единственной механической характеристикой, определяющей сопротивляемость стержня потере устойчивости, а для различных сортов стали его величина практически одинакова.

Для стержней *малой* гибкости применение высококачественных сталей оказывается выгодным, так как с увеличением предела текучести повышаются критические напряжения, а, следовательно, и запас устойчивости.

2.5. РАСЧЕТЫ ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Расчеты по контактными напряжениям являются основными при расчете шариковых и роликовых подшипников, зубчатых колес, элементов кулачковых механизмов и т.д.

В нижеприведенных расчетах коэффициент Пуассона принят равным 0,3.

1. При взаимном давлении *двух упругих шаров* диаметрами d_1 и d_2 (рис. 2.5.1) образуется круглая площадка контакта; контактное напряжение в центре площадки σ_H определяется по формуле:

$$\sigma_H = 0,9783 \sqrt{F \frac{(d_2 + d_1)^2}{d_1^2 d_2^2} \frac{E_1^2 E_2^2}{(E_1 + E_2)^2}} \quad (2.5.1)$$

Формула (2.5.1) справедлива и для случая, когда *шар* диаметром d_1 *лежит на вогнутой шаровой поверхности* диаметром d_2 (рис. 2.5.2), только в этом случае значение d_2 следует взять с *обратным* знаком. В результате получим:

$$\sigma_H = 0,9783 \sqrt{F \frac{(d_2 - d_1)^2}{d_1^2 d_2^2} \frac{E_1^2 E_2^2}{(E_1 + E_2)^2}} \quad (2.5.2)$$

По сравнению с предыдущим случаем напряжения получаются меньшими.

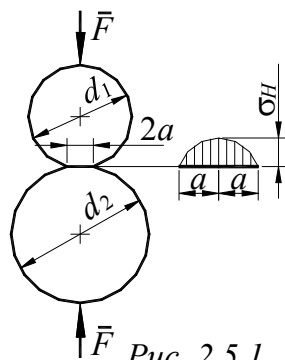


Рис. 2.5.1

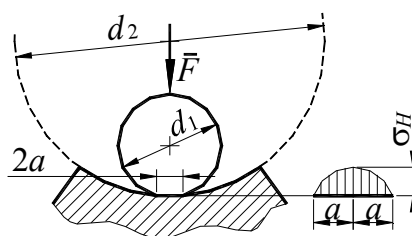


Рис. 2.5.2

В случае давления *шара на плоскость* напряжения определяют по формуле (2.5.1), если принять в ней значение d_2 бесконечно большим:

$$\sigma_H = 0,9783 \sqrt{F \frac{1}{d^2} \frac{E_1^2 E_2^2}{(E_1 + E_2)^2}} \quad (2.5.3)$$

2. Контакт *цилиндрических тел с параллельными образующими бесконечно большой длины* (рис. 2.5.3).

При равномерно распределенной нагрузке q площадка касания имеет вид узкого прямоугольника, контактное напряжение на которой σ_H равно:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \frac{r_2 + r_1}{r_1 r_2} \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}}. \quad (2.5.4)$$

В случае давления цилиндра на деталь с вогнутой цилиндрической поверхностью (рис. 2.5.4) значение σ_H определяют по формуле:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \frac{r_2 - r_1}{r_1 r_2} \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}}. \quad (2.5.5)$$

Подставив в формулу (2.5.5) величину $R_2 = \infty$, получим выражение для σ_H в случае взаимного давления цилиндра и детали с плоской поверхностью (рис. 2.5.5):

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q}{r_1} \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}}. \quad (2.5.6)$$

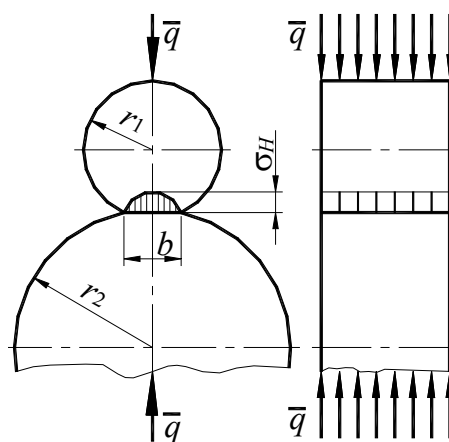


Рис. 2.5.3

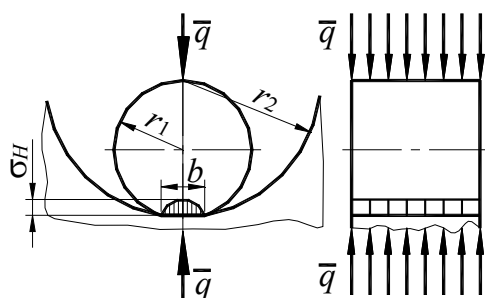


Рис. 2.5.4

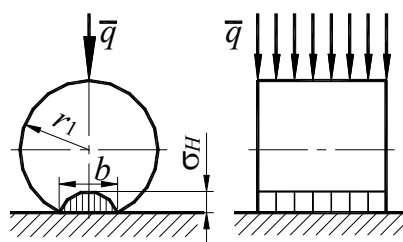


Рис. 2.5.5

На основании формул для определения σ_H нетрудно установить, что контактные напряжения не являются линейной функцией нагрузки, с ростом сил они возрастают все медленнее. Это объясняется тем, что с увеличением нагрузки увеличивается и площадка контакта. Следует обратить внимание на следующее: если размеры площадки контакта окажутся сопоставимыми с величиной радиусов кривизны соприкасающихся поверхностей, то приведенные выше расчетные зависимости применять нельзя.

Если *начальный* контакт происходит по некоторой *площадке* конечных размеров, то возникающие напряжения называют *напряжениями смятия* (рис. 2.5.6).

Аналогичные напряжения возникают при контакте между поверхности тела болта или заклепки и цилиндрической поверхности отверстия. В этом случае обычно принимают, что напряжения *смятия* распределены по площадке контакта (смятия) рав-

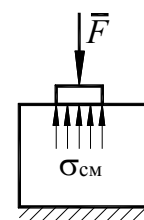


Рис. 2.5.6

номерно. Учитывая указанное допущение, получим следующую формулу для определения напряжения смятия:

Условие прочности при смятии:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} \leq \sigma_{\text{см}p}, \quad (2.5.7)$$

На основании опытных данных в расчетах на прочность допускаемые напряжения на смятие принимают в (2-2,5) раза больше допускаемых напряжений на обычное сжатие:

$$\sigma_{\text{см}p} = (2 - 2,5) \sigma_{\text{сж}}. \quad (2.5.8)$$

2.6. ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

2.6.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Изменение размеров, формы, массы или состояния поверхности деталей в результате изнашивания называют *износом*. Износ оценивают в единицах длины, объема или массы.

Износостойкость – способность деталей сопротивляться изнашиванию, т.е. процессу разрушения и отделения материала с поверхности твердого тела и (или) накопления его остаточной деформации при трении.

Для количественного описания процесса изнашивания и его результата (износа) используют следующие показатели:

интенсивность изнашивания J – отношение оценки износа детали (образца) к обусловленному пути, на котором происходило изнашивание, к объему выполненной работы или технической наработке (в километрах пробега автомобиля, гектарах обработанной земли и т.п.);

если в результате изнашивания при суммарном взаимном смещении L деталей (пути «трения») с их поверхности удален слой толщиной h , то интенсивность изнашивания определяется как:

$$J_h = \frac{h}{L}; \quad (2.6.1)$$

скорость изнашивания (средняя) – отношение оценки изнашивания к времени, в течение которого происходило изнашивание;

предельный износ детали (сборочной единицы) – оценка износа, после достижения которого дальнейшая эксплуатация детали (сборочной единицы) невозможна, неэкономична или недопустима по соображениям надежности.

Износостойкость деталей (сборочных единиц) оценивают *величиной, обратной интенсивности или скорости изнашивания*.

Для обеспечения триботехнической надежности деталей и узлов машин теория трения и изнашивания решает две основные прикладные задачи:

- *определение предельных параметров процесса изнашивания* (контактных напряжений и смещений, скорости смещений, температуры окружающей среды и т.д.), при которых возможна нормальная работа данной пары трения;

- *определение ресурса* (срока службы) узла при заданном режиме трения.

Так как трение и износ связаны с молекулярно-механическим взаимодействием тел, то для решения этих задач следует знать *механические параметры процесса изнашивания*:

- площадь контакта,
- распределение контактных напряжений (давлений),
- скорость движения,
- коэффициент трения и др.

2.6.2. ВИДЫ ИЗНАШИВАНИЯ

2.6.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Виды разрушения поверхностей деталей при трении определяются совокупным действием механических, физико-химических, электрохимических и других процессов при контакте и условиями окружающей среды (температуры, влажности и т.п.).

Название вида изнашивания определяется доминирующей причиной, обуславливающей разрушение поверхностей.

Экспериментальные исследования и опыт эксплуатации показали, что механизм и характер разрушения рабочих поверхностей деталей *смазываемых* пар трения качения существенно отличаются от повреждений пар трения скольжения и *несмазываемых* пар трения качения.

Рассмотрим основные виды изнашивания, присущие указанным видам движения.

2.6.2.2. УСТАЛОСТНОЕ ВЫКРАШИВАНИЕ

Усталостное выкрашивание является наиболее распространенным видом повреждения рабочих поверхностей зубьев колес, дорожек качения подшипников и др. Этот вид разрушения происходит при одновременном наличии двух условий:

- относительное *качение* контактирующих сжатых тел происходит с их относительным *проскальзыванием*;
- наличие *жидкой* смазки в зоне контакта.

Рассмотрим контакт двух тел, удовлетворяющий вышеуказанным условиям (рис. 2.6.1).

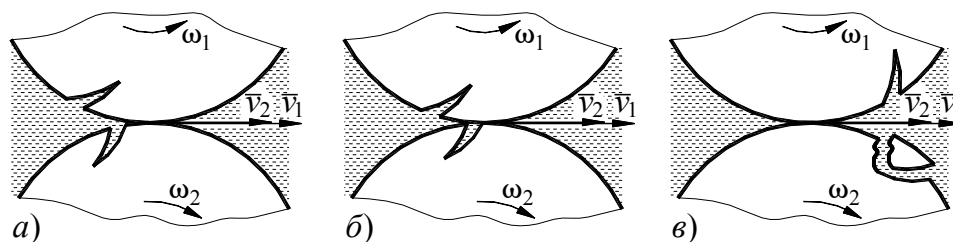


Рис. 2.6.1

Линейная скорость тела 1 в точке контакта несколько больше линейной скорости тела 2, т.е. соблюдается условие:

$$v_1 > v_2. \quad (2.6.2)$$

Для этого случая поверхность 1 является *опережающей* в относительном движении, а поверхность 2 – *отстающей*.

Под действием переменных сил трения первоначальные трещины ориентируются относительно поверхности так, как показано на рис. 2.6.1, а.

На *опережающем* теле 1 трещины ориентированы так, что в зоне наибольших контактных давлений масло из трещины выдавливается и роста трещины не происходит.

На *отстающем* теле 2 трещины ориентируются неблагоприятно. При встрече с сопряженной поверхностью края трещины соединяются и это препятствует истечению масла из трещины. В результате давление в трещине резко возрастает (рис. 2.6.1, б). Этим обусловлено расклинивающее действие, способствующее постепенному развитию трещины и выходу ее на поверхность (выламывание частичек металла) (рис. 2.6.1, в).

Из рассмотренного очевидно, что в большей степени контактному выкрашиванию подвержена *отстающая* в относительном движении поверхность.

Выкрашивание металла с поверхности контактирующих деталей может носить *ограниченный* или *прогрессирующий* характер.

Ограниченное выкрашивание возникает на деталях тогда, когда из-за погрешностей изготовления или монтажа нагрузка первоначально концентрируется только на отдельных участках площадки контакта. В результате начального выкрашивания, локального пластического деформирования и т.п. общая поверхность контакта возрастает, концентрация нагрузки уменьшается и усталостное выкрашивание прекращается.

Если выкрашивание начинается при *нормальном* прилегании контактирующих поверхностей, то оно обычно оказывается *прогрессирующим*.

Контактная усталость деталей определяется:

- физико-механическими свойствами материалов;
- скоростью смещения (качения, скольжения);
- режимом нагружения;
- шероховатостью поверхностей;
- характеристиками и способом подачи смазки в зону контакта и др.

Наиболее существенное влияние на контактную прочность деталей оказывает *твердость поверхностей контакта*. Установлено, что пределы выносливости деталей из различных материалов прямо пропорциональны твердости рабочих поверхностей, т.е.:

$$\sigma_{H \text{ lim}} = C_B \cdot HB; \quad (2.6.3)$$

$$\sigma_{H \text{ lim}} = C_R \cdot HRC, \quad (2.6.4)$$

где C_B и C_R – коэффициенты, зависящие от материала и термообработки;

HB и HRC – твердости соответственно по Бринеллю и по Роквеллу.

Для повышения контактной выносливости необходимо, в первую очередь, увеличивать твердость поверхностей контактирующих деталей (в большей степени для отстающих поверхностей).

2.6.2.3. ИЗНАШИВАНИЕ ВСЛЕДСТВИЕ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ

Этот вид изнашивания характеризуется изменением общей формы детали в результате пластической деформации ее микрообъемов в контакте от чрезмерно больших нагрузок. В результате нарушаются условия смазывания, точность сопряжения, появляются динамические нагрузки.

Этот вид повреждения поверхностей и деталей предотвращается увеличением прочности контактирующих, деталей.

2.6.2.4. АБРАЗИВНОЕ ИЗНАШИВАНИЕ

Абразивное изнашивание вызывается взаимодействием детали с твердыми частицами при их взаимном перемещении под нагрузкой, когда происходит срезание и пластическое деформирование шероховатости детали твердыми посторонними частицами. Отделение частиц осуществляется при одно- или многократном воздействии абразивного тела.

Этот вид износа характерен для деталей транспортных, дорожных, сельскохозяйственных, горных и других машин, работающих в технологических средах, содержащих абразивные частицы.

Для уменьшения изнашивания снижают, уровень абразивного воздействия, повышают поверхностную твердость материалов деталей (закалкой, поверхностным пластическим деформированием и т.п.).

2.6.2.5. ВОДОРОДНОЕ ИЗНАШИВАНИЕ

Этот вид разрушения поверхности типичен для тормозных колодок и барабанов, дисков фрикционных муфт и других деталей.

Его основная особенность состоит в том, что выделяемый при трении из материалов пары трения и окружающей среды в результате трибодеструкции водород адсорбируется на поверхностях трения и при высокой температуре диффундирует в деформируемый слой стальных деталей, вызывая по мере его накопления охрупчивание, появление большого числа трещин по всей зоне деформирования и мгновенное образование мелкодисперсного порошка материала. Водородное изнашивание наблюдается и в случае качения контактирующих деталей (попадание воды в подшипники качения).

Для уменьшения и предупреждения водородного изнашиваний в узлах трения применяют стали, легированные хромом, титаном, ванадием, менее склонные к наводороживанию; используют смазочные материалы, мало подверженные гидрогенизации; снижают температуру в зоне контакта и др.

2.6.2.6. МОЛЕКУЛЯРНО-МЕХАНИЧЕСКОЕ ИЗНАШИВАНИЕ

Этот вид изнашивания происходит при высоких контактных напряжениях в зоне сопряжения деталей из однородных материалов и начинается с локального пластического деформирования и разрушения окисных пленок на отдельных участках поверхности контакта, а заканчивается *молекулярным сцеплением – контактной сваркой (схватыванием)* материала этих участков деталей и *последующим разрушением зон сварки* при относительном движении (при этом возникающие связи могут быть прочнее внутренних связей в металле).

Процесс развития повреждений *трущихся* поверхностей деталей вследствие *схватывания* называют *заеданием*.

Наиболее подвержены *схватыванию* контакты деталей из коррозионно-стойких, кислотоупорных и жаропрочных сталей и сплавов. Эти стали, стойкие к окислению, образуют *более слабые и тонкие оксидные пленки*, а также *хуже адсорбируют на своей поверхности молекулярные пленки других веществ*. В результате средние контактные *напряжения схватывания* для таких сталей и сплавов в 7–10 раз ниже, чем для углеродистых сталей.

Интенсивность схватывания увеличивается с ростом контактных напряжений (давлений), скорости относительного перемещения, температуры в зоне контакта, коэффициента трения и других факторов.

Предотвращения заедания добиваются уменьшением силы трения (подбором материалов пар трения с меньшим коэффициентом трения, применением смазочных материалов), созданием покрытий и окисных пленок.

Качество смазки оценивается прочностными свойствами граничного слоя, которые определяются природой смазочного материала и адгезией. Лучшими антифрикционными свойствами обладают смазочные материалы фторуглеродной группы и смазочные материалы на основе дисульфида молибдена, который образует на поверхностях контакта сплошные пленки и препятствует образованию «мостиков» сварки. Толщина слоя дисульфида молибдена обычно составляет 100 нм, но стойкость его высока, и он способен выдерживать высокие давления. Дисульфид молибдена в *твердом* виде часто применяют в качестве единственного смазочного материала для сопряжений, работающих при очень низких и высоких температурах, а также при низких давлениях.

Эффективным средством предотвращения схватывания являются *покрытия* и *окисные пленки*. Покрытия должны быть более мягкими, чем материал деталей, и должны деформироваться без разрушения пленки. Наиболее распространенными покрытиями являются цинковые с хромированием, кадмиевые с хромированием, фосфатные, медные, покрытия кобальтом, индием, сурьмой и т.п.

2.6.2.7. КОРРОЗИОННО-МЕХАНИЧЕСКОЕ ИЗНАШИВАНИЕ

Это изнашивание распространено в машинах и аппаратах, в которых трущиеся детали вступают в *химическое* взаимодействие со средой, например, воздухом. Разрушение поверхности трения деталей происходит под действием двух одновременно протекающих процессов: *коррозии* и *механического изнашивания*.

При вибрациях деталей, контактирующих без смазочного материала, в результате которых происходят небольшие циклические взаимные смещения (от 0,025 мм до 2,5 мм) хотя бы части поверхности контакта, коррозионно-механическое изнашивание протекает в форме *фреттинг-коррозии*. При этом на небольших площадках образуются мелкие ямки и продукты коррозии в виде налета, пятен и порошка от светло- до темно-коричневого цвета. Продукты износа не удаляются из зоны контакта и превращаются в абразивные частицы. На воздухе процесс окисления непрерывен, поэтому разрушение носит прогрессирующий характер.

Фреттинг-коррозия способствует разрушению заклепочных, прессовых, резьбовых, шлицевых и шпоночных соединений. Этому виду изнашивания подвержены детали в парах трения из углеродистых и коррозионно-стойких сталей, сталей и алюминиевых сплавов и т.п.

Фреттинг-коррозия развивается более интенсивно при увеличении контактных напряжений, однако с уменьшением амплитуды взаимных смещений развитие контактной коррозии замедляется. В связи с этим, например, в прессовых соединениях повышают натяг (т.е. контактные

напряжения) для уменьшения взаимных смещений точек контакта при действии внешней нагрузки.

Для защиты от фреттинг-коррозии используют различные методы поверхностного упрочнения зон контакта, наносят мягкие гальванические покрытия, напыляют тефлоновые и резиновые пленки и т.п. Наиболее эффективный способ борьбы с этим видом изнашивания – уменьшение относительных смещений.

2.6.3. МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ТРИБОТЕХНИЧЕСКОЙ НАДЕЖНОСТИ ПАР ТРЕНИЯ

Оценку триботехнической надежности пар *трения качения* (подшипников, передач, кулачковых механизмов) производят по *допускаемым контактным напряжениям*. Условие *контактной прочности* в этом случае имеет вид:

$$\sigma_H \leq \sigma_{Hp}, \quad (2.6.5)$$

где σ_H – максимальное контактное напряжение в контакте деталей;
 σ_{Hp} – допускаемое контактное напряжение.

При определении значения σ_{Hp} учитывают действительный характер нагрузок, степень ответственности деталей и другие практически важные факторы.

Оценку надежности узлов трения, работающих с *малыми скоростями скольжения*, выполняют по *среднему контактному напряжению* при наибольшей ожидаемой нагрузке. При использовании допускаемых контактных напряжений q_p условие предотвращения износных отказов (заедания или преждевременного износа), т.е. условие триботехнической надежности, имеет вид:

$$q_{\max} \leq q_p, \quad (2.6.6)$$

Такая оценка удобна для одностипных конструктивных элементов, и допускаемое контактное напряжение здесь является по существу критерием подобия, отражающим предшествующий опыт проектирования подобных пар трения. Значение q_p зависит от типа сопряжения, материалов контактирующих деталей, условий смазывания, степени ответственности пары и других факторов.

Например, для шарнирно-болтового соединения (цилиндрическая кинематическая пара, рис. 2.6.2):

$$q = \frac{F}{bd}, \quad (2.6.7)$$

где F – внешняя сила;

b – ширина проушины;

d – диаметр болта.

Допускаемое давление q_p принимают равным:

15 МПа для пары закаленная «сталь – закаленная сталь»;

8 МПа – для пары закаленная «сталь – бронза»;

5 МПа – для пары незакаленная «сталь– бронза».

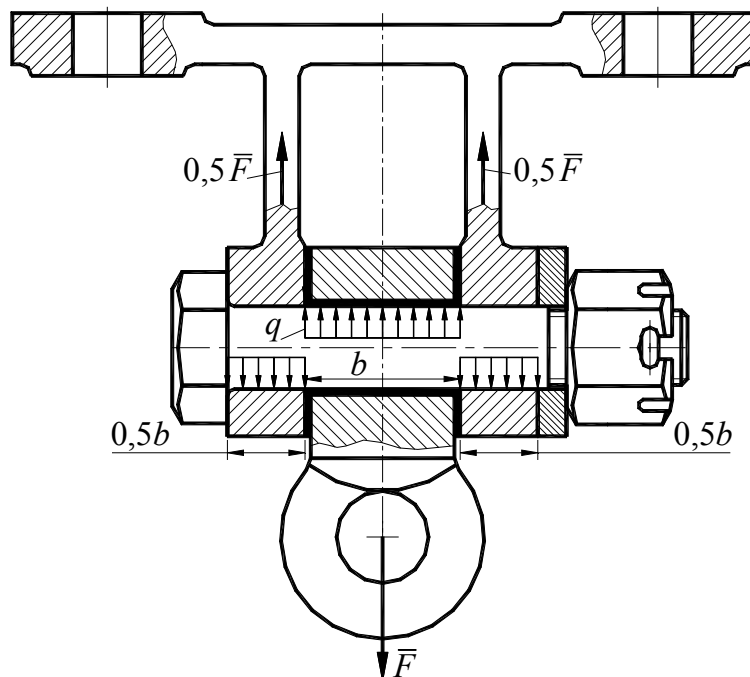


Рис. 2.6.2

Иногда для исключения модекулярно-механического изнашивания условие (2.6.6) дополняют ограничением температуры в контакте:

$$\theta_k \leq \theta_{кр}, \quad (2.6.8)$$

где $\theta_{кр}$ – допускаемая температура в контакте.

Если режим трения пары определяется не только давлением q , но и скоростью скольжения v , то в качестве критерия надежности используют удельную мощность трения, расходуемую на преодоление сопротивления в контакте:

$$fqv \leq w_p, \quad (2.6.9)$$

где f – коэффициент трения (сопротивления) между контактирующими деталями;

v – относительная скорость скольжения;

w_p – допускаемая мощность трения, (например, для шлицевых соединений равная $(150 - 250) \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}^2 \cdot \text{с}}$).

Иногда, например, в расчетах подшипников скольжения, величину коэффициента трения f принимают постоянной для заданной пары трения и условие (2.6.9) задают в форме:

$$qv \leq (qv)_p, \quad (2.6.10)$$

где $(qv)_p$ – допускаемое значение произведения qv .

Допускаемое значение произведения, как и удельную мощность трения, можно использовать для косвенной оценки теплонапряженности пары трения. В инженерных расчетах часто используют совместно два критерия: q_p и $(qv)_p$. Оценке износостойкости по допускаемым значениям параметров q_p и $(qv)_p$ присущи существенные недостатки: эти параметры носят условный характер и в явном виде не дают представления о степени триботехнической надежности.

2.6.4. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ТРИБОТЕХНИЧЕСКОЙ НАДЕЖНОСТИ

2.6.4.1. ИЗБИРАТЕЛЬНЫЙ ПЕРЕНОС И САМООРГАНИЗАЦИЯ ТРЕНИЯ В УЗЛАХ

Экспериментальные исследования и опыт эксплуатации ряда машин показали, что на контактирующих поверхностях деталей тяжело нагруженных узлов трения при определенных условиях самопроизвольно образуется тонкая пленка меди (толщиной 1–2 мкм), которая резко снижает износ пары трения и уменьшает примерно в 10 раз силу трения. Пленка меди образуется, например, на поверхностях деталей пар трения из стали и бронзы при смазывании их спиртоглицериновой смесью или смазкой ЦИАТИМ-201 в результате анодного растворения бронзы (леггирующие элементы цинк, олово, алюминий и др. уходят в смазочный материал) и обогащения поверхностей медью.

После образования на поверхности деталей медного слоя растворение прекращается, устанавливается режим так называемого избирательного переноса, самоорганизующий процесс трения в паре, т.е. в случае изнашивания слоя меди идет непрерывное его восстановление за счет «самоотдачи» системы.

Избирательный перенос – это пример самоорганизации узлов трения в неживой природе. Он обеспечивает практически безыносную работу узлов трения в холодильниках (детали пар трения – стальные, смазочный материал – смесь из 50% масла и 50% фреона).

Здесь в начальный период происходит окисление смазочного материала в паре трения «сталь–сталь». Затем образовавшиеся кислоты рас-

творяют поверхностные слои медных трубок и доставляют в смазочную систему ионы меди. После осаждения на поверхностях контакта ионов меди из смазочной жидкости и образования новой пары «медь–медь» интенсивность окисления масляно-фреоновой смеси снижается, растворение меди трубок прекращается.

При нарушении сплошности медных пленок происходит «автоматическое залечивание» их по описанной здесь схеме.

В установившемся режиме трения медная пленка не разрушается, она может переходить с одной поверхности трения на другую. При этом продукты износа удерживаются в зазоре между деталями электростатическими силами.

Таким образом, самоорганизация трения и реализация избирательного переноса в узлах трения является одним из эффективнейших путей повышения надежности пар трения.

2.6.4.2. ВЫБОР МАТЕРИАЛА

Инженерный опыт конструирования и эксплуатации узлов трения позволил сформулировать следующие выводы, имеющие значение при выборе материалов для пар *скольжения*:

- твердый материал в паре с мягким, имеющим температуру рекристаллизации ниже средней температуры поверхности трения, хорошо противостоит заеданию; высокой надежностью обладают пары хром – резина (при смазывании минеральным маслом и водой) и хром – бронза (при пластичных смазочных материалах);

- твердый материал в паре с другим твердым материалом (сочетание пар из азотированной, хромированной и закаленных сталей) обладает высокой износостойкостью вследствие малого взаимного внедрения их поверхностей; применение таких пар ограничено скоростями скольжения;

- мягкий материал в сочетании с другим мягким материалом (незакаленная сталь по незакаленной стали, медный сплав по алюминиевому сплаву, никель по никелю и др.) имеет низкую износостойкость и ненадежен в работе;

- пористые спеченные материалы и антифрикционные сплавы целесообразно применять в труднодоступных для смазывания узлах трения.

Пластмассы повышают эффективность и надежность узлов трения.

2.6.4.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ

Основными методами повышения надежности узлов трения являются:

- замена трения скольжения в узлах машин трением качения;

- замена внешнего трения внутренним трением упругого элемента, т.е. использование при возможности вместо узла трения скольжения, узла, обеспечивающего эквивалентные перемещения за счет упругой деформации одного из элементов (резинометаллические шарниры и т.п.);
- конструирование сопряжений с минимальной концентрацией нагрузки;
- защита пар трения от загрязнений и др.

2.6.4.4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ

Основными методами повышения надежности узлов трения являются:

- обеспечение заданной формы, точности размеров и качества обрабатываемых поверхностей деталей;
- повышение твердости поверхностей деталей пар трения.

На практике повышения твердости поверхностей деталей достигают: поверхностной или объемной закалкой; химико-термической обработкой и закалкой; поверхностным пластическим деформированием (обкаткой, обдужкой дробью и др.); высокоэнергетическими методами обработки (лазерной, плазменной и др.); нанесением износостойких и антифрикционных покрытий ионными методами (например, катодным распылением и т.п.).

2.6.4.5. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ

Эти методы также выработаны инженерным опытом эксплуатации машин; главные из них: обкатка машин; периодическая замена смазочного материала и изнашивающихся элементов (вкладышей, вставок и т.п.); разработка и внедрение методов диагностики состояния узлов трения.

2.7. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАСЧЕТАМ ДЕТАЛЕЙ

Инженерные расчеты деталей являются, в своем большинстве, *приближенными*. Их, как правило, выполняют методами сопротивления материалов. Поэтому широкая экспериментальная проверка их результатов составляет существенную особенность постановки задач расчета. Экспериментальные исследования выполняют на испытательных стендах и в условиях реальной эксплуатации с привлечением различных методов экспериментальной механики (тензометрии, фотоупругости и т.п.).

3. СТАНДАРТИЗАЦИЯ И ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ

3.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

Стандартизацией называется установление и применение правил с целью упорядочения деятельности в определенной области для достижения всеобщей максимальной экономии при соблюдении качества продукции, условий эксплуатации и требований безопасности.

Существующая в России Государственная система стандартизации, состоящая из комплекса взаимосвязанных стандартов, определяет цели, задачи, терминологию, организацию и методику проведения работ по стандартизации.

К числу *основных задач стандартизации* относятся:

- установление требований к качеству готовой продукции;
- определение единой системы показателей качества продукции, методов и средств ее испытания и контроля;
- установление норм, требований и методов в области проектирования и производства продукции с целью обеспечения оптимального качества и устранения излишнего многообразия видов марок и типоразмеров продукции;
- развитие унификации и агрегатирования промышленной продукции, особенно машин, оборудования и приборов;
- обеспечение единства и правильности измерений, создание и совершенствование государственных эталонов единиц измерения;
- установление единых систем документации, классификации и кодирования всей продукции, технико-экономической информации;
- установление единых терминов, обозначений и величин в важнейших областях науки и техники, а также в отраслях народного хозяйства.

Стандартом называется нормативно-технический документ по стандартизации, устанавливающий комплекс норм, правил, требований к объекту стандартизации и утвержденный компетентным органом. Стандарт может быть разработан как на материальные предметы {например, на болты, гайки и т.п.}, так и на нормы, правила, требования к объектам организационно-методического и общетехнического характера (например, на чертежный шрифт, форму спецификации на чертежах и пр.)

Различают следующие основные *категории стандартов*:

ГОСТ – государственный стандарт;

ОСТ – отраслевой стандарт;

СТП – стандарт предприятия.

Перечисленные категории стандартов являются обязательными соответственно в пределах России (ГОСТ), какой-либо отрасли промышленности (ОСТ) или предприятия (СТП).

Кроме стандартов в целях нормализации параметров продукции используются и *технические условия*, являющиеся нормативно-техническим документом, устанавливающим комплекс требований к конкретным типам, маркам и артикулам продукции.

При разработке национальных стандартов учитываются рекомендации, содержащиеся в *международных стандартах ISO*.

Взаимозаменяемостью называется свойство независимо изготовленных деталей занимать свое место в сборочной единице без дополнительной механической или термической обработки при сборке, обеспечивая при этом выполнение заданных им функций в соответствии с техническими требованиями к работе данного узла или машины.

Взаимозаменяемость дает возможность значительно повысить производительность сборки и удешевить производство изделий. Кроме того, она приводит к повышению культуры ремонта машин, к упрощению и ускорению ремонтных работ, дает возможность обеспечить ремонтные предприятия запасными частями. Очевидно, что производство взаимозаменяемых деталей, узлов и изделий возможно только при условии соблюдения стандартов на материалы, полуфабрикаты и готовые изделия.

Степень взаимозаменяемости во многом определяется *унификацией* (рациональным сокращением многообразия видов, типов и типоразмеров изделий одинакового функционального назначения), направленной на развитие *агрегатирования*, задачей которого является создание и эксплуатация машин, на основе взаимозаменяемости отдельных агрегатов и узлов, каждый из которых может быть использован при создании различных модификаций машин одного или разного функционального назначения.

3.2. ОШИБКИ ДЕТАЛЕЙ И МЕХАНИЗМОВ

Точностью детали или механизма называется *степень соответствия* действительных размеров, геометрических, кинематических и других параметров их заданным значениям. С уменьшением этого несоответствия повышается точность параметров, однако прогрессивно возрастает стоимость изготовления и эксплуатации изделий.

Необходимая *точность* деталей, узлов и комплектующих изделий по *геометрическим параметрам*, характеризующаяся *отклонениями размеров и поверхностей*, является одним из основных условий осуществления взаимозаменяемости.

Ошибки в размерах, а также в форме и расположении геометрических поверхностей звеньев вызывают *погрешности* взаимного положения и перемещения звеньев при работе механизмов. Эти ошибки называют *первичными* и делят на *систематические, случайные* и *грубые*.

Систематическими ошибками называют ошибки постоянные по величине и знаку или изменяющиеся по определенному закону. Они вызываются упрощениями кинематической схемы механизма, погрешностями входных данных, а также средними отклонениями размеров звеньев. Систематические ошибки для конкретного механизма и даже типа механизмов имеют постоянное значение и вычисляются по систематическим ошибкам отдельных звеньев. Следовательно, систематическая ошибка характеризует точность серии или вида одинаковых механизмов и ее численная величина учитывается в виде соответствующей поправки или полностью компенсируется.

Случайными ошибками называют ошибки, числовое значение которых заранее нельзя предсказать, так как их появление обусловлено произвольным воздействием независимых друг от друга случайных факторов. Случайная ошибка является индивидуальной характеристикой конкретного экземпляра из серии механизмов и ее численное значение не должно выходить за установленные пределы разброса случайных величин. Поэтому для серии одинаковых механизмов случайная ошибка отдельно не учитывается.

Случайные ошибки делят на *технологические* и *эксплуатационные*.

К *технологическим* относят ошибки, являющиеся результатом погрешностей изготовления механизмов.

К *эксплуатационным* относятся ошибки, возникающие в процессе эксплуатации от деформации, износа, проскальзывания звеньев и т. д.

Если необходимо учесть систематические и случайные ошибки, то общую ошибку определяют суммированием систематических и случайных ошибок.

Влияние *случайных* факторов не позволяет заранее определить численное значение ошибки размера отдельной детали, взятой из партии или величину ошибки того или иного механизма. Однако опыт изготовления, эксплуатации и ремонта деталей и механизмов показал, что численное влияние случайных ошибок на точность изделий может оцениваться с помощью методов теории вероятностей и математической статистики. *Распределение случайных ошибок*, возникающих в размерах при механической обработке деталей, сборке механизмов, а также при снятии показаний приборов, приближается к *закону нормального распределения* (закону Гаусса), который выражается кривой, представленной на рис. 3.2.1.

Аналитическое выражение плотности вероятности нормального закона имеет следующий вид:

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi D(x)}} \exp \left\{ -\frac{[x - M(x)]^2}{2D(x)} \right\}, \quad (3.2.1)$$

где $M(x)$ - математическое ожидание (среднее значение признака, характеризующее положение центра рассеяния),

$D(x)$ - дисперсия (характеристика рассеяния относительно центра $M(x)$),

ω - предельное практическое поле рассеяния.

В практических расчетах в качестве характеристики рассеяния вместо $D(x)$ принимают значение *среднего квадратичного отклонения*:

$$\sigma = \sqrt{D(x)}. \quad (3.2.2)$$

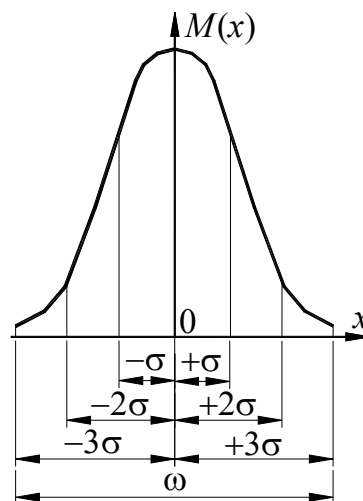


Рис. 3.2.1

Кривая Гаусса симметрична относительно своей максимальной ординаты, следовательно, одинаковые по абсолютному значению положительные и отрицательные отклонения от $M(x)$ равновероятны. Форма кривой показывает, что отклонения от $M(x)$ малой по абсолютному значению величины появляются чаще, чем отклонения большой величины, а весьма большие отклонения вообще маловероятны. В пределах $\pm\sigma$ находится 68,27% всех возможных значений случайной величины, а в пределах предельного практического поля рассеяния $\omega = 6\sigma$ - 99,73%. Это означает, что из 1000 обработанных деталей бракованных может оказаться не более трех.

Для практических целей достаточно ограничить колебания или разброс действительных значений параметров такими пределами, с учетом характера и степени ответственности каждого размера детали, при которых будет обеспечено необходимое качество работы механизмов.

3.3. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

3.3.1. ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В соединении по *сопрягаемым поверхностям* двух деталей (рис. 3.3.1) различают *охватывающую* и *охватываемую* поверхности.

Охватывающую поверхность независимо от вида поперечного сечения условно называют *отверстием*, а охватываемую – *валом*.

Параметры, относящиеся к охватывающей поверхности (к отверстию), обозначают *прописными* (заглавными) буквами, а к охватываемой (к валу) – *строчными*.

Термины и определения стандартизованы ГОСТ 25346-89.

Размером называется числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т.п.) в выбранных единицах измерения. В машино- и приборостроении все размеры в технической документации задают и указывают в *миллиметрах*.

Номинальным размером (D_n, d_n) называется основной размер, относительно которого определяются отклонения (рис. 3.3.2).

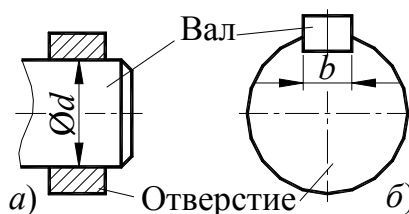


Рис. 3.3.1

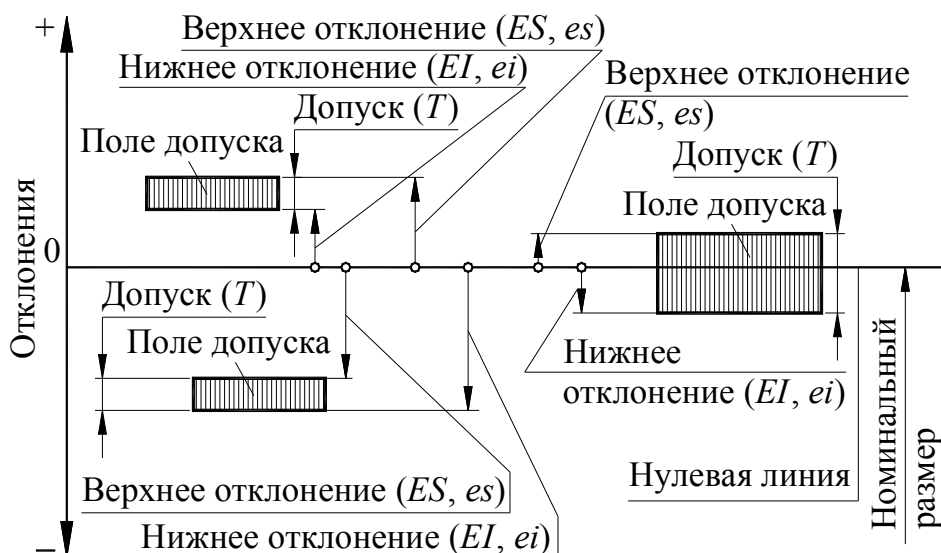


Рис. 3.3.2

Номинальный размер определяется из расчета на прочность, жесткость, износостойкость и по другим критериям работоспособности или по конструктивным соображениям, а затем округляется (как правило, в большую сторону) в соответствии с *нормальным рядом чисел*.

Действительным размером называют размер, полученный в результате измерения с допустимой погрешностью.

Предельные размеры – два предельно допустимых размера элемента, между которыми должен находиться действительный размер.

Наибольший предельный размер (D_{max}, d_{max}) – наибольший допустимый размер элемента.

Наименьший предельный размер (D_{\min}, d_{\min}) – наименьший допустимый размер элемента.

Предельное отклонение – алгебраическая разность между предельным и соответствующим номинальным размерами. Различают *верхнее* и *нижнее* предельные отклонения.

Действительное отклонение – алгебраическая разность между действительным и соответствующим номинальным размерами.

Верхнее отклонение ES, es – алгебраическая разность между наибольшим предельным и соответствующим номинальным размерами.

ES – верхнее отклонение *отверстия*:

$$ES = D_{\max} - d ; \quad (3.3.1)$$

es – верхнее отклонение *вала*:

$$es = d_{\max} - d . \quad (3.3.2)$$

Нижнее отклонение EI, ei – алгебраическая разность между наименьшим предельным и соответствующим номинальным размерами.

EI – нижнее отклонение *отверстия*:

$$EI = D_{\min} - d ; \quad (3.3.3)$$

ei – нижнее отклонение *вала*:

$$ei = d_{\min} - d . \quad (3.3.4)$$

Основное отклонение – одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), ближайшее к *нулевой* линии.

Нулевая линия – линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении полей допусков и посадок. Если нулевая линия расположена горизонтально, то *положительные* отклонения откладываются *вверх* от нее, а *отрицательные* – *вниз*.

Допуск T – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями. Допуск – *абсолютная* величина (без знака).

Для отверстия:

$$T_D = ES - EI ; \quad (3.3.5)$$

для вала:

$$T_d = es - ei . \quad (3.3.6)$$

Стандартный допуск IT – любой из допусков, устанавливаемых системой допусков и посадок. (В дальнейшем под термином «допуск» понимается «стандартный допуск»).

Поле допуска – поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображе-

нии поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии.

Обобщение опыта изготовления деталей на металлорежущем оборудовании позволило выразить связь между точностью и численными значениями размеров с помощью условной величины (*единицы допуска*).

Единица допуска i , I – множитель в формулах допусков, являющийся функцией номинального размера и служащий для определения числового значения допуска.

i – единица допуска для номинальных размеров до 500 мм,

I – единица допуска для номинальных размеров свыше 500 мм.

Так, например, для размеров от 1 мм до 500 мм $i = 0,5\sqrt[3]{d_{cp}}$ мкм, где d_{cp} – средний диаметр того или иного интервала диаметров, мм.

Численное значение единицы допуска зависит только от размера изготавливаемой детали. Благодаря этому единица допуска позволяет оценивать точность размеров одинаковой величины и является общей мерой или масштабом допусков в разных классах точности.

Квалитет (степень точности) – совокупность допусков, рассматриваемых как соответствующие одному уровню точности для всех номинальных размеров.

Принято, что две или несколько деталей разных размеров следует считать одинаковой точности (принадлежащими одному квалитету), если их изготавливают на одном и том же оборудовании при одних и тех же условиях обработки (режимах резания и т.д.). Отсюда следует, что точность валов, изготовленных, например, шлифованием во всем диапазоне диаметров одинакова, несмотря на то, что погрешность обработки, как показали эксперименты, растет с увеличением размера обрабатываемой детали.

Основной вал – вал, верхнее отклонение которого равно нулю.

Основное отверстие – отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю.

Посадка – характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки (рис. 3.3.3).

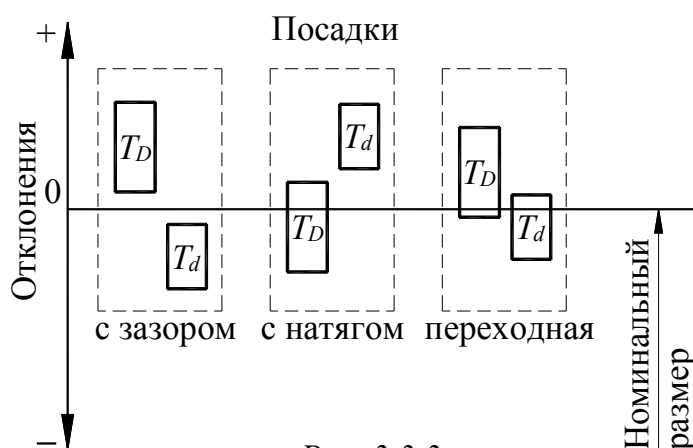


Рис. 3.3.3

Посадки характеризуют свободу относительного перемещения соединенных деталей или их способность сопротивляться взаимному смещению.

Номинальный размер посадки (d) – номинальный размер, общий для отверстия и вала, составляющих соединение.

Допуск посадки – сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение.

Посадка с зазором – посадка, при которой гарантированно образуется зазор в соединении, т.е. наименьший предельный размер отверстия больше наибольшего предельного размера вала или равен ему.

При графическом изображении поле допуска отверстия расположено *над* полем допуска вала.

Посадки с зазором характеризуются наибольшими (S_{\max}) и наименьшими (S_{\min}) зазорами.

Зазор S – разность между размерами отверстия и вала до сборки, если размер отверстия больше размера вала:

$$S = D - d . \quad (3.3.7)$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} , \quad (3.3.8)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} . \quad (3.3.9)$$

или

$$S_{\max} = ES - ei , \quad (3.3.10)$$

$$S_{\min} = EI - es . \quad (3.3.11)$$

Посадка с натягом – посадка, при которой гарантированно образуется натяг в соединении, т.е. наибольший предельный размер отверстия меньше наименьшего предельного размера вала или равен ему.

При графическом изображении поле допуска отверстия расположено *под* полем допуска вала.

Посадки с натягом характеризуются наибольшими (N_{\max}) и наименьшими (N_{\min}) натягами.

Натяг N – разность между размерами вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. Натяг можно определять как отрицательную разность между размерами отверстия и вала:

$$N = -S = -(D - d) = d - D . \quad (3.3.12)$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} , \quad (3.3.13)$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} . \quad (3.3.14)$$

или

$$N_{\max} = es - EI , \quad (3.3.15)$$

$$N_{\min} = ei - ES . \quad (3.3.16)$$

Переходная посадка – посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга в соединении, в зависимости от действительных размеров отверстия и вала.

При графическом изображении поля допусков отверстия и вала *не-рекрываются* полностью или частично.

Переходные посадки характеризуются наибольшими зазорами S_{\max} и наибольшими натягами N_{\max} :

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} , \quad (3.3.17)$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} \quad (3.3.18)$$

или

$$S_{\max} = ES - ei , \quad (3.3.19)$$

$$N_{\max} = es - EI . \quad (3.3.20)$$

3.3.2. СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

Так как характер соединения сопрягаемых деталей определяется *относительным* расположением полей допусков отверстия и вала, то одну и ту же посадку можно при различных расположениях полей допусков относительно нулевой линии, синхронно изменяя положения полей допусков обеих сопрягаемых деталей относительно последней (рис. 3.3.4). Из этого следует, можно получать разнообразные посадки, изменяя положения только поля допуска *отверстия* (рис. 3.3.5) или только поля допуска *вала* (рис. 3.3.6).

Деталь, у которой положение поля допуска не зависит от вида посадки, называют *основной деталью*. Это может быть отверстие или вал, имеющие любое основное отклонение.

Таким образом, *основная деталь* – это деталь, поле допуска которой является *базовым* для образования посадок.

С целью устранения произвольного выбора *характера соединения*, то есть *посадки*, а также для обеспечения взаимозаменяемости сопря-



Рис. 3.3.4

гаемых деталей и стандартизации режущего и измерительного инструмента введена Единая система допусков и посадок (ЕСДП) – совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе опыта, теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов. Система предназначена для выбора минимально необходимых, но достаточных для практики вариантов допусков и посадок типовых соединений деталей машин, дает возможность стандартизировать режущие инструменты и калибры, облегчает конструирование, производство и взаимозаменяемость деталей машин, а также обуславливает их качество.

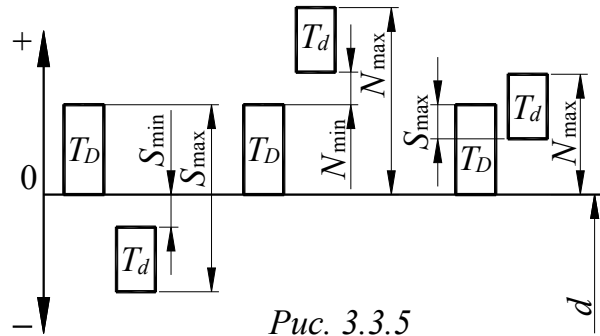


Рис. 3.3.5

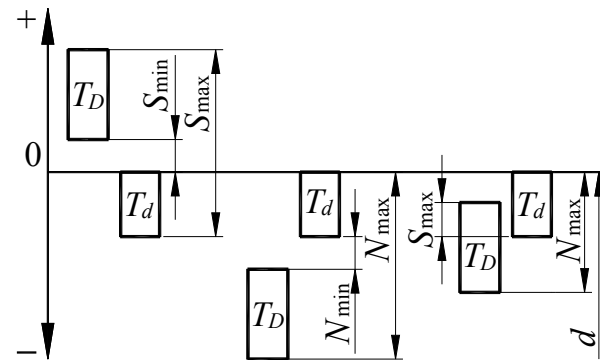


Рис. 3.3.6

Применение системы допусков и посадок является необходимым условием современного машино- и приборостроения, так как изготовление изделий и их составных частей по заданным допускам и посадкам дает возможность придать им свойство взаимозаменяемости. Основные положения системы допусков и посадок вытекают из понятий и определений, приведенных в разделе 3.3.1.

В Единой системе допусков и посадок установлено 19 квалитетов и определены формулы для расчета допусков. Было принято, что две или несколько деталей разных размеров следует считать одинаковой точности (принадлежащими одному квалитету), если их изготавливают на одном и том же оборудовании при одних и тех же условиях обработки (режимах резания и т.д.). Отсюда следует, что точность валов, изготовленных, например, шлифованием во всем диапазоне диаметров одинакова, несмотря на то, что погрешность обработки, как показали эксперименты, растет с увеличением размера обрабатываемой детали.

Зависимость изменения погрешности была представлена как произведение двух частей, одна из которых (a) характеризует тип станка, другая – зависит лишь от размера детали ($\sqrt[3]{d}$):

$$A = a\sqrt[3]{d}. \quad (3.3.21)$$

где A – амплитуда рассеяния размеров, характеризующая погрешность обработки, мкм;

d – диаметр обрабатываемой детали, мм;

a – коэффициент, зависящий от типа станка.

Величина допуска на одинаковые размеры устанавливается по зависимости:

$$IT = ki, \quad (3.3.22)$$

где k – число единиц допуска, установленное для каждого качества,

i – единица допуска, зависящая только от размера (табл. 3.3.1).

Таблица 3.3.1

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Число единиц допуска k	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600	2500

Всего квалитетов 19 – 01, 0, 1, 2, ..., 17.

Точность возрастает с уменьшением номера квалитета.

Самые точные квалитеты (01, 0, 1, 2, 3, 4), как правило, применяются при изготовлении образцовых мер и калибров.

Квалитеты с 5-го по 11-й, как правило, применяются для сопрягаемых элементов деталей.

Квалитеты с 12-го по 18-й применяются для несопрягаемых элементов деталей.

Чтобы максимально сократить число значений допусков при построении рядов допусков, стандартом установлены *интервалы* размеров, внутри которых значение допуска для данного квалитета не меняется.

В Единой системе допусков и посадок для размеров до 500 мм установлено (рис. 3.3.7):

27 основных отклонений валов;

27 основных отклонений отверстий.

Основные отклонения *отверстий* обозначаются *прописными* буквами *латинского* алфавита, *валов* – *строчными*.

В Единой системе допусков и посадок *основными* деталями служат отверстия или валы, имеющие *основное отклонение, равное нулю*.

Основное отверстие – отверстие, *нижнее* отклонение которого равно *нулю* ($EI = 0$) и обозначаемое буквой H (рис. 3.3.5).

У *основного* отверстия *верхнее* отклонение ES всегда *положительно* и равно допуску по H соответствующего квалитета (табл. 3.3.2)

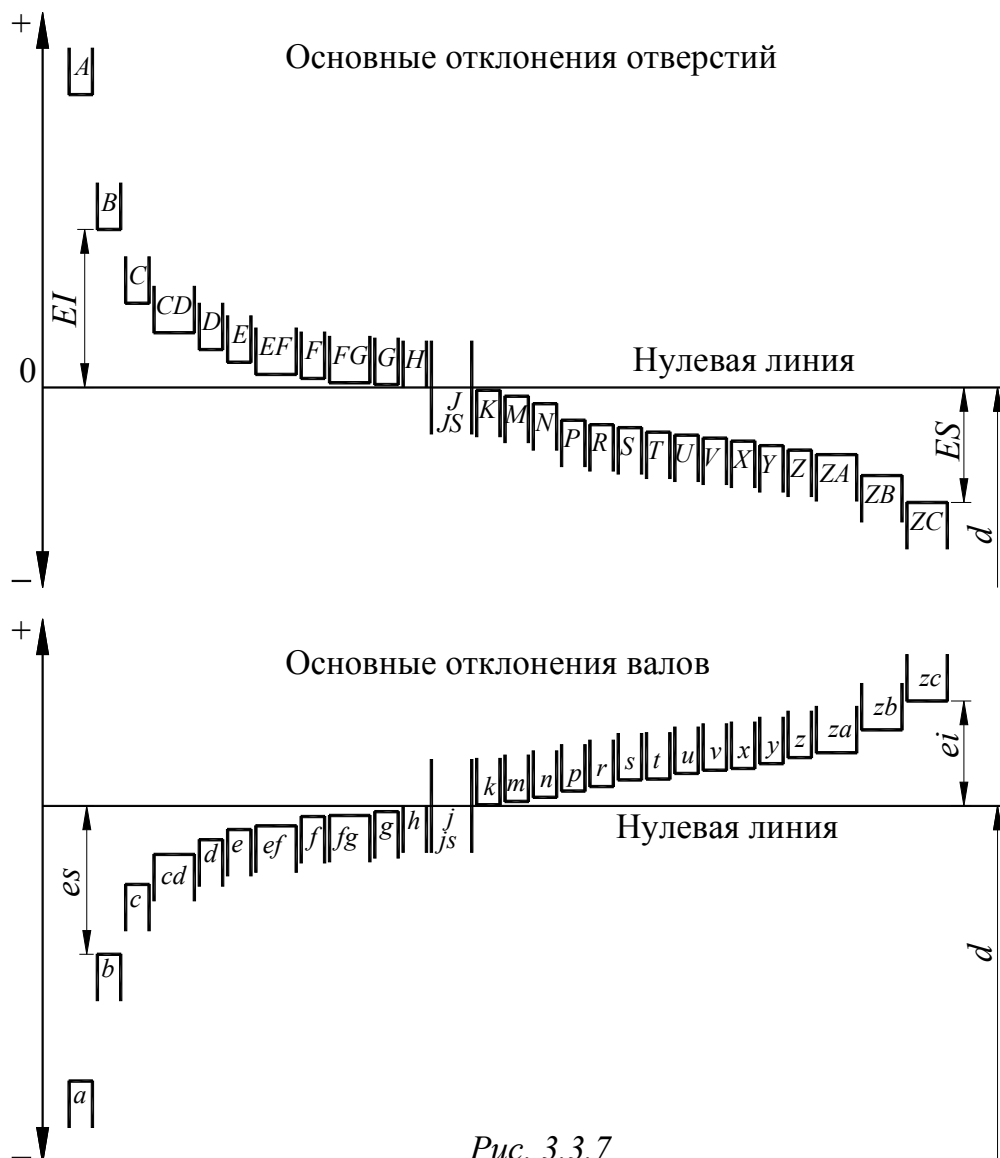


Рис. 3.3.7

Основной вал – вал, верхнее отклонение которого равно нулю ($es = 0$) и обозначаемое буквой h (рис. 3.3.6).

У основного вала нижнее отклонение всегда отрицательно и равно допуску по h соответствующего качества (табл. 3.3).

В таблице 3.3.2 приведены в сокращенном варианте значения предельных отклонений *отверстий*, а в таблице 3.3.3 – значения предельных отклонений *валов*. Более подробная информация приводится в специальной литературе.

Таблица 3.3.2

Предельные отклонения отверстий. ГОСТ 25347-82

Поля допусков		Номинальные размеры, мм										
		св. 3 до 6	св. 6 до 10	св.10 до 18	св.18 до 30	св.30 до 50	св.50 до 80	св. 80 до 120	св.120 до 180	св.180 до 250	св.250 до 315	св.315 до 400
Основные отверстия	H7	+12 0	+15 0	+18 0	+21 0	+25 0	+30 0	+35 0	+40 0	+46 0	+52 0	+57 0
	H8	+18 0	+22 0	+27 0	+33 0	+39 0	+46 0	+54 0	+63 0	+72 0	+81 0	+89 0
	H9	+30 0	+36 0	+43 0	+52 0	+62 0	+74 0	+87 0	+100 0	+115 0	+130 0	+140 0
	H12	+120 0	+150 0	+180 0	+210 0	+250 0	+300 0	+350 0	+400 0	+460 0	+520 0	+570 0
	H14	+300 0	+360 0	+430 0	+520 0	+620 0	+740 0	+870 0	+1000 0	+1150 0	+1300 0	+1400 0
F7	+22 +10	+28 +13	+34 +16	+41 +20	+50 +25	+60 +30	+71 +36	+83 +43	+96 +50	+108 +56	+119 +62	
F8	+28 +10	+35 +13	+43 +16	+53 +20	+64 +25	+76 +30	+90 +36	+106 +43	+122 +50	+137 +56	+151 +62	
G7	+16 +4	+20 +5	+14 +6	+28 +7	+34 +9	+40 +10	+47 +12	+54 +14	+61 +15	+69 +17	+75 +18	
Js6	+4 -4	+4,5 -4,5	+5,5 -5,5	+6,5 -6,5	+8 -8	+9,5 -9,5	+11 -11	+12,5 -12,5	+14,5 -14,5	+16 -16	+18 -18	
Js7	+6 -6	+7 -7	+9 -9	+10 -10	+12 -12	+15 -15	+17 -17	+20 -20	+23 -23	+26 -26	+28 -28	
K7	+3 -9	+5 -10	+6 -12	+6 -15	+7 -18	+9 -21	+10 -25	+12 -28	+13 -33	+16 -36	+17 -40	
K8	+5 -13	+6 -16	+8 -19	+10 -23	+12 -27	+14 -32	+16 -38	+20 -43	+22 -50	+25 -56	+28 -61	
M7	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57	
M8	+2 -16	+1 -21	+2 -25	+4 -29	+5 -34	+5 -41	+6 -48	+8 -55	+9 -63	+9 -72	+11 -78	
N7	-4 -16	-4 -19	-5 -23	-7 -28	-8 -33	-9 -39	-10 -45	-12 -52	-14 -60	-14 -66	-16 -73	
P7	-8 -20	-9 -27	-11 -29	-14 -35	-17 -42	-21 -51	-24 -59	-28 -68	-33 -79	-36 -88	-41 -98	

Таблица 3.3.3

Предельные отклонения валов. ГОСТ 25347-82

Поля допусков		Номинальные размеры, мм										
		св. 3 до 6	св. 6 до 10	св.10 до 18	св.18 до 30	св.30 до 50	св.50 до 80	св. 80 до 120	св.120 до 180	св.180 до 250	св.250 до 315	св.315 до 400
Основные валы	<i>h7</i>	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57
	<i>h8</i>	0 -18	0 -22	0 -27	0 -33	0 -39	0 -46	0 -54	0 -63	0 -72	0 -81	0 -89
	<i>h9</i>	0 -30	0 -36	0 -43	0 -52	0 -62	0 -74	0 -87	0 -100	0 -115	0 -130	0 -140
	<i>h12</i>	0 -120	0 -150	0 -180	0 -210	0 -250	0 -300	0 -350	0 -400	0 -460	0 -520	0 -570
<i>d8</i>		-30 -48	-40 -62	-50 -77	-65 -98	-80 -119	-100 -146	-120 -174	-145 -208	-170 -242	-190 -271	-210 -299
	<i>e7</i>	-20 -32	-25 -40	-32 -50	-40 -61	-50 -75	-60 -90	-72 -107	-85 -125	-100 -146	-110 -162	-125 -182
<i>e8</i>		-20 -38	-25 -47	-32 -59	-40 -73	-50 -89	-60 -106	-72 -126	-85 -148	-100 -172	-110 -191	-125 -214
	<i>f7</i>	-10 -22	-13 -28	-16 -34	-20 -41	-25 -50	-30 -60	-36 -71	-43 -83	-50 -96	-56 -108	-62 -119
<i>f8</i>		-10 -28	-13 -35	-16 -43	-20 -53	-25 -64	-30 -76	-36 -90	-43 -106	-50 -122	-56 -137	-62 -151
	<i>js7</i>	+6 -6	+7 -7	+9 -9	+10 -10	+12 -12	+15 -15	+17 -17	+20 -20	+23 -23	+26 -26	+28 -28
<i>k6</i>		+9 +1	+10 +1	+12 +1	+15 +2	+18 +2	+21 +2	+25 +3	+28 +3	+33 +4	+36 +4	+40 +4
	<i>k7</i>	+13 +1	+16 +1	+19 +1	+23 +2	+27 +2	+32 +3	+38 +3	+43 +3	+50 +4	+56 +4	+61 +4
<i>m6</i>		+12 +4	+15 +6	+18 +7	+21 +8	+25 +9	+30 +11	+35 +12	+40 +15	+46 +17	+52 +20	+57 21
	<i>m7</i>	+16 +4	+21 +6	+25 +7	+29 +8	+34 +9	+41 +11	+48 +13	+55 +15	+63 +17	+72 +20	+78 +21
<i>n6</i>		+16 +8	+19 +10	+23 +12	+28 +15	+33 +17	+39 +20	+45 +23	+52 +27	+60 +31	+66 +34	+73 +37
	<i>n7</i>	+20 +8	+25 +10	+30 +12	+36 +15	+42 +17	+50 +20	+58 +23	+67 +27	+77 +31	+86 +34	+94 +37
<i>p6</i>		+20 +12	+24 +15	+29 +18	+35 +22	+42 +26	+51 +32	+59 +37	+68 +43	+79 +50	+88 +56	+98 +62

Посадка обозначается *дробью*, проставляемой после номинального размера, в *числителе* которой всегда проставляется буквенное обозначение поля допуска *отверстия* с номером соответствующего качества, в *знаменателе* – буквенное обозначение поля допуска *вала* с номером соответствующего качества. Например:

$$\varnothing 40 \frac{H7}{k8}; \varnothing 50 \frac{F8}{h7}; \varnothing \frac{G6}{m8}; 25 \frac{H7}{p8}.$$

В зависимости от того, какая из двух сопрягаемых деталей является основной, системы допусков и посадок включают два ряда посадок:

- посадки в *системе отверстия* – различные зазоры и натяги получаются соединением валов с различными полями допуска с *основным отверстием* (рис. 4.1.6), например:

$$\varnothing 40 \frac{H7}{k7}; \varnothing 50 \frac{H8}{p9}; \varnothing \frac{H6}{m8};$$

- посадки в *системе вала* – различные зазоры и натяги получаются соединением отверстий с различными полями допуска с *основным валом* (рис. 4.1.7), например:

$$\varnothing 40 \frac{K7}{h7}; \varnothing 50 \frac{P8}{h9}; \varnothing \frac{G8}{h8}.$$

Валы различной точности (даже высокой) можно обрабатывать и измерять *универсальными* инструментами – резцами, шлифовальными кругами, микрометрами и т.д.

Для обработки и измерения *точных отверстий* применяют *специальные* дорогостоящие инструменты (зенкеры, развертки, протяжки, калибры-пробки). Число комплектов таких инструментов, необходимых для обработки отверстий с одинаковым номинальным размером, зависит от разнообразия предельных отклонений, которые могут быть назначены. Допустим, требуется изготовить три комплекта деталей одинаковых номинальных размеров и одинаковой точности для получения посадок с зазором, натягом и переходной.

В *системе отверстия* предельные размеры отверстий одинаковы для всех трех посадок (рис. 3.3.5), и для обработки потребуется только один комплект специальных инструментов.

В *системе вала* предельные размеры отверстий для каждой посадки различны (рис. 3.3.6), и для обработки потребуется три комплекта специальных инструментов.

Благодаря тому, что для получения разнообразных посадок в *системе отверстия* требуется значительно меньше специальных инструментов, эта система в машиностроении имеет *преимущественное* применение.

Посадки в системе *вала* целесообразны при использовании некоторых стандартных деталей (например, подшипников качения) и в случаях применения вала постоянного диаметра по всей длине для установки на него нескольких деталей с различными посадками.

Кроме двух основных систем допусков и посадок разрешается применять и другие обоснованные сочетания стандартных полей допусков валов и отверстий, в которых отсутствуют допуски на *основным отверстие* и *вал*. Такие посадки называются *внесистемными*. Рассмотрим назначение такой посадки на примере подшипникового узла редуктора общего назначения (рис. 3.3.8).

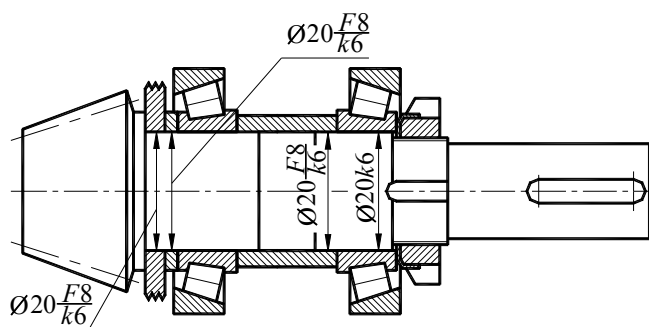


Рис. 3.3.8

Посадкой, определяющей точность фиксации геометрической оси конического

вала-шестерни, а, следовательно, и работоспособность данного узла, является посадка подшипника на вал. На основании существующих рекомендаций допуск на участок вала, сопрягаемый с подшипником, назначаем по *k6*. В этом случае предельные отклонения данного диаметра, в соответствии с табл. 3.3.3, равны $+0,015$ мм и $+0,002$ мм. Из анализа конструкции

узла очевидно, что посадки двух распорных втулок и мазеудерживающего кольца для удобства монтажа и демонтажа узла должны быть назначены с гарантированным зазором. Эксцентриситет втулок и кольца вследствие зазора не является критичным для работоспособности этого узла, так как скорости вращения валов редуктора общего назначения невелики. Для уменьшения стоимости обработки этих деталей для сопрягаемых поверхностей выбираем 8 квалитет (на два квалитета грубее, чем при обработке сопрягаемых поверхностей вала). Окончательно назначаем допуск на диаметры внутренних поверхностей втулок и кольца – *F8*. Тогда из табл. 3.3.3 получаем значения предельных отклонений: $+0,053$ мм и $+0,020$ мм. При выбранных значениях допусков на основании

формул (4.1.12) и (4.1.13) получаем значения предельных зазоров:

$$S_{\max} = ES - ei = 0,053 - 0,002 = 0,051 \text{ мм},$$

$$S_{\min} = EI - es = 0,020 - 0,015 = 0,005 \text{ мм}.$$

Данный результат вполне приемлем.

Посадки выбирают в зависимости от назначения и условий работы оборудования и механизмов, их точности, условий сборки. При этом необходимо учитывать и возможность достижения точности при различных методах обработки изделия.

Допуски отверстия и вала в посадке не должны отличаться более чем на 2 квалитета. *Большой* допуск, как правило, назначают для *отверстия*.

3.3.3. ПОСАДКИ КОЛЕЦ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ НА ВАЛ И В КОРПУС

Многолетней практикой применения подшипников установлено, что соединение с валом или корпусом колец, *вращающихся относительно нагрузки*, должно осуществляться обязательно с *натягом*, исключающим проворачивание и обкатывание кольцом сопряженной детали. При недостаточном натяге и циркуляционном нагружении между кольцом и посадочной поверхностью может появиться зазор в разгруженной зоне, что приводит к обкатыванию кольцом сопряженной поверхности, ее развальцовке, контактной коррозии, истиранию, снижению точности вращения и разбалансировке.

Посадки *неподвижных относительно нагрузки* колец, назначают более свободными, допускающими наличие небольшого зазора, так как обкатывание кольцами сопряженных деталей в этом случае не происходит. Нерегулярное проворачивание невращающегося кольца порядка одного оборота в сутки полезно, так как при этом изменяется положение его зоны нагружения, что способствует повышению долговечности подшипника. Кроме того, такое сопряжение облегчает осевые перемещение колец при монтаже, при регулировании зазоров в подшипниках и при температурных деформациях.

Посадки подшипников отличаются от обычных (рис. 3.3.7) расположением и значением полей допусков на посадочные поверхности колец. Подшипник является стандартным комплектующим изделием, не подлежащим в процессе сборки дополнительной доводке. *Требуемые посадки* в соединении колец с сопрягаемыми деталями получают назначением соответствующих полей допусков на диаметры *вала* или *отверстия* в корпусе.

Поле допуска на диаметр отверстия *внутреннего* кольца Ld_m располагают не вверх от нулевой линии (не «в плюс», как у отверстия, выполненного по H (рис. 3.3.7)), а вниз («в минус») (рис. 3.3.9). Этим гарантируются *натяги* в соединениях внутреннего кольца с валами, имеющими поля допусков k , t и n .

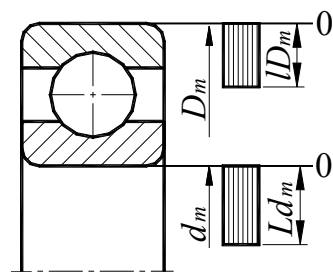


Рис. 3.3.9

Поле допуска на диаметр *наружного* кольца ID_m располагают как обычно – «в минус» (в тело детали).

Условные обозначения посадок подшипников на сборочных чертежах и в нормативно-технической документации проставляют не дробью, как в посадках обычных деталей, а *одной строкой*, в которой указывается допуск на сопряженную с подшипником деталь, например:

$\varnothing 42H7$; $\varnothing 42M6$; $\varnothing 42k6$; $\varnothing 42m6$.

Посадки колец шариковых и роликовых подшипников на вал и в отверстие корпуса в зависимости от вида нагружения выбирают в соответствии с табл. 3.3.4

Таблица 3.3.4

Вращение кольца относительно нагрузки	Допуск на вал				Допуск на отверстие корпуса					
	<i>Радиальные подшипники</i>									
вращается	<i>n6</i>	<i>m6</i>	<i>k6</i>	<i>js6</i>	<i>N6</i>	<i>N7</i>	<i>M6</i>	<i>M7</i>	<i>K6</i>	<i>K7</i>
неподвижно	<i>js6</i>	<i>h6</i>	<i>g6</i>	<i>f7</i>	<i>JS6</i>	<i>JS7</i>	<i>H6</i>	<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>G7</i>
	<i>Радиально-упорные подшипники</i>									
вращается	<i>n6</i>	<i>m6</i>	<i>k6</i>	<i>js6</i>	<i>H7</i>	<i>M7</i>	<i>K7</i>	<i>JS7</i>	<i>P7</i>	
неподвижно	<i>h6</i>		<i>g6</i>	<i>f6</i>	<i>H7</i>					

3.4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ

В процессе формообразования деталей на их поверхности появляется *шероховатость* – ряд чередующихся выступов и впадин сравнительно малых размеров. Шероховатость может быть следом от резца или другого режущего инструмента, копией неровностей форм или штампов, может возникать вследствие вибраций, возникающих при резании, а также в результате действия других факторов.

С уменьшением шероховатости снижается трение и износ сопрягаемых поверхностей в *подвижных* соединениях, действительный характер соединений в большей степени соответствует теоретическому, улучшаются условия смазки, повышается точность и равномерность перемещения звеньев.

В *неподвижных* соединениях с уменьшением шероховатости поверхностей увеличивается антикоррозионная стойкость деталей, создается определенность натягов, улучшается герметичность соединений, увеличивается усталостная прочность деталей.

Шероховатость поверхности оценивается по неровностям профиля (рис. 3.4.1), получаемого путем сечения реальной поверхности плоскостью в пределах базовой длины l .

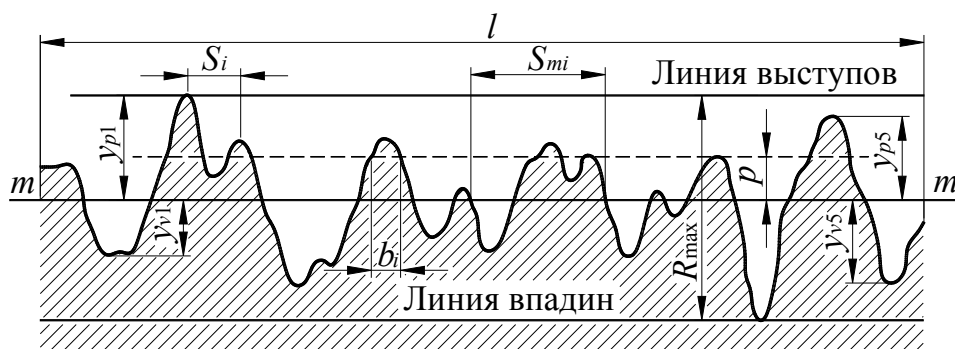


Рис. 3.4.1

Базой для отсчета отклонений профиля является *средняя линия профиля mt* – линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратичное отклонение профиля до этой линии минимально.

Шероховатость поверхности по ГОСТ 2789-73 характеризуется следующими основными параметрами:

R_a – *среднее арифметическое отклонение профиля*, мкм.

Среднее арифметическое отклонение профиля является средним арифметическим абсолютных значений отклонений профиля y_i в пределах базовой длины l (рис. 3.4.1). При дискретном способе обработки профилограммы значение R_a приближенно можно определить по формуле:

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|. \quad (3.4.1)$$

l – *базовая длина*, являющаяся длиной линии, на которой определяются численные значения параметров, характеризующих шероховатость поверхности;

y_i – *измеренные отклонения профиля* (расстояния между любой точкой профиля и базовой линией mt) в дискретных точках;

n – число измеренных дискретных отклонений на базовой длине;

выступ и *впадина профиля* – части профиля, ограниченные контуром реальной поверхности и средней линией m (неровности профиля образованы выступами и впадинами профиля);

R_z – *высота неровностей профиля по десяти точкам*, мкм.

Высота неровностей профиля по десяти точкам является суммой средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины.

$$R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 y_{pi} - \sum_{i=1}^5 y_{vi} \right), \quad (3.4.2)$$

где y_{pi} – высота i -го наибольшего выступа профиля;

y_{vi} – глубина i -й наибольшей впадины профиля.

R_{\max} – *наибольшая высота неровностей профиля*, мкм.

Наибольшая высота неровностей профиля – расстояние между линиями выступов и впадин профиля в пределах базовой длины.

S_m – *средний шаг неровностей* (среднее арифметическое значение шага неровностей по средней линии в пределах базовой длины);

t – *средняя линия профиля*, являющаяся базовой линией, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах l среднее квадратическое отклонение профиля по этой линии минимально.

S – *средний шаг неровностей по вершинам профиля* (среднее арифметическое значение шага неровностей по вершинам неровностей в пределах базовой линии).

Относительная опорная длина профиля t_p – отношение опорной длины профиля к базовой длине:

$$t_p = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^n b_i, \quad (3.4.3)$$

где $\sum_{i=1}^n b_i$ – опорная длина профиля (сумма длин отрезков, отсекаемых на заданном уровне p в материале профиля линией, эквидистантной средней линии в пределах базовой длины).

Кроме перечисленных *шести количественных* параметров стандартом установлены *два качественных* параметра – *вид обработки* и *тип направлений неровностей*.

Вид обработки указывается в том случае, когда шероховатость поверхности следует получить только определенным способом.

Тип направлений неровностей выбирается из табл. 3.4.1. Указывается только в ответственных случаях, когда это необходимо по условиям работы детали или сопряжения.

Требования к шероховатости поверхности должны устанавливаться исходя из функционального назначения поверхности для обеспечения заданного качества изделий. Если в этом нет необходимости, то требования к шероховатости поверхности не устанавливаются и шероховатость этой поверхности контролироваться не должна.

Требования к шероховатости поверхности должны устанавливаться путем указания параметра шероховатости (одного или нескольких из вышеперечисленных параметров), числового значения выбранного параметра и базовой длины, на которой происходит определение параметра.

Таблица 3.4.1

Типы направлений неровностей	Схематическое изображение	Условное обозначение на чертеже
Параллельное		
Перпендикулярное		
Перекрещивающееся		
Произвольное		
Кругообразное		
Радиальное		

В большинстве случаев на чертежах достаточно проставлять один из двух параметров – R_a или R_z , причем параметр R_a является *предпочтительным*.

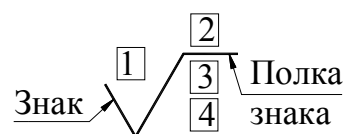


Рис. 3.4.2

Структура обозначения шероховатости поверхности (рис. 3.4.2) должна соответствовать ГОСТ 2.309-73.

где: 1 – параметр (параметры) шероховатости по ГОСТ 2789-73,

2 – вид обработки поверхности и (или) другие дополнительные указания,

3 – базовая длина по ГОСТ 2789-73,

4 – условное обозначение направления микронеровностей.

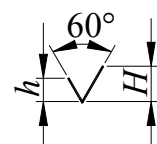


Рис. 3.4.3



Рис. 3.4.4

Если вид обработки конструктором не указывается, то применяется знак по рис. 3.4.3, если указывается, то – по рис. 3.4.4.



Рис. 3.4.5

Если поверхность образуется без снятия материала (например, штамповкой и т.п.), то применяют знак по рис. 3.4.5.

Допускается применять *упрощенное обозначение шероховатости поверхности* с разъяснением его в технических требованиях чертежа (рис. 4.1.16). При этом используют знак и строчные буквы русского алфавита в алфавитном порядке, без повторений и, как правило, без пропусков.

$$\sqrt{a} \quad 0,40$$
$$\sqrt{a} = \sqrt{0,32}$$

Рис. 3.4.6