

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курс деталей машин является завершающим в общетехнической подготовке инженера-механика, он базируется на таких научных дисциплинах как теоретическая механика, теория механизмов и машин, сопротивление материалов, материаловедение и термическая обработка материалов, начертательная геометрия и машиностроительное черчение.

Дисциплина «Детали машин» призвана формировать конструкторов широкого профиля – создателей новой техники. Подготовка инженерных кадров высокой квалификации требует новейших информационных данных по всем направлениям. Будущий специалист в процессе обучения должен овладеть знаниями, умениями и навыками как в области специальных, так и общетехнических дисциплин.

Создание машин, отвечающих высокому научно-техническому и производственному уровню, является сложной задачей, требующей совместного изучения показателей качества проектируемой машины, а также конструктивных и технологических путей их обеспечения с учетом экономических факторов.

Предлагаемый учебник построен в соответствии с принятой классификацией деталей машин и отвечает утвержденной программе и учебным планам подготовки студентов машиностроительных специальностей вузов; включает теорию, расчет и конструирование деталей и узлов общемашиностроительного применения. В то же время он в определенной степени отражает фундаментальные вопросы современной техники – создание конструкций, обеспечивающих сбережение материалов, труда и энергии.

В настоящем учебнике получили отражение прогрессивные материалы, новые методики расчетов, а также новые ГОСТы и другие стандарты на расчеты деталей машин; в нем используются утвердившиеся в стандартах, технической документации и литературе термины, определения и буквенные обозначения.

Авторы выражают благодарность доктору технических наук, профессору Б. П. Тимофееву, заведующему кафедрой мехатроники Санкт-Петербургского института точной механики и оптики (Технический университет), доктору технических наук, профессору О. И. Хомутову и профессору Е. И. Лернеру Алтайского государственного технического университета им. И. И. Ползунова, давшим полезные советы при составлении и рецензировании рукописи.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

Современное машиностроение имеет очень большое значение для человеческого общества. Машины освобождают людей от тяжелой физической работы, позволяют повысить производительность труда, способствуют улучшению качества продукции и снижению ее стоимости, увеличению выпуска различной продукции.

Основными тенденциями развития современного машиностроения являются увеличение номенклатуры и числа различных машин; повышение мощности и производительности, технологичности и экономичности, обеспечение потребителю нормальных условий эксплуатации. Создание новых более мощных, современных, высокопроизводительных и экономичных машин связано с непрерывным конструктивным совершенствованием, использованием более прочных и износостойких материалов, применением различных методов упрочнения, совершенствованием формы деталей. Уровень производства машин и их техническое совершенство являются основными показателями технического развития страны.

До 80-х годов XIX столетия наука о машинах не имела четкого разделения и включала все вопросы конструирования, изготовления, эксплуатации. Этот курс так и назывался – «построение машин». С течением времени и накоплением знаний в области машиностроения курс построения машин стал очень обширным и произошло его разделение на ряд общетехнических и специальных дисциплин. В результате образовались такие общетехнические дисциплины как: теоретическая механика, теория механизмов и машин, сопротивление материалов, детали машин, взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения деталей машин.

Первый учебный курс под названием «Детали машин» в России был написан в 1881 году профессором В. Л. Кирпичевым (1845–1913), а в дальнейшем он получил развитие в трудах профессоров П. К. Худякова, А. И. Сидорова, М. А. Саверина, В. А. Добровольского, Д. Н. Решетова, В. Н. Кудрявцева и других.

При изучении деталей машин использовались работы зарубежных авторов (К. Бах, Ф. Ретшер), переведенных на русский язык.

Курс «Детали машин» завершает цикл общинженерных дисциплин и является первым курсом, в котором студенты изучают основы проектирования машин.

Все машины состоят из отдельных деталей, под которыми понимают изделия из однородного материала, изготовленные без сборочных операций. Среди многообразия деталей, из которых состоят машины, можно выделить такие, которые используются почти во всех машинах и выполняют одни и те же функции. Такие детали называют деталями

общего назначения, например болты, винты, заклепки, штифты, шпонки, валы, оси, зубчатые колеса и т. д. Детали общего назначения изучают в курсе «Детали машин». Другие детали, которые применяют только в отдельных видах машинах и которые выполняют специфические функции, называют деталями специального назначения и изучают в специальных курсах.

Среди машиностроительных дисциплин курс «Детали машин» имеет очень большое значение, так как, не умея рассчитывать и конструировать отдельные детали, нельзя создать ни одной машины. Поэтому задачей курса «Детали машин» является изучение современных методов расчета и основ рационального конструирования деталей машин общего назначения. Поскольку такие детали в машиностроении используются в очень больших количествах, то усовершенствование методов их расчета, приводящее к уменьшению металлоемкости и стоимости изготовления или к повышению долговечности, дает большой экономический эффект.

При расчете деталей машин стремятся, по возможности, точнее определить расчетную нагрузку, действующую на деталь, так как от этого будет зависеть конструктивная форма детали. Кроме этого на рациональность конструкции влияет правильный выбор допускаемых напряжений, связанных с выбором материала, термообработки, качества рабочих поверхностей. Выбор оптимальной расчетной схемы, наиболее полно отражающей истинные условия нагружения, правильное назначение допускаемых напряжений, является очень сложной задачей. Во многих случаях оптимальность конструкции зависит от жесткости изделия.

Большое значение имеет правильное назначение точности изготовления деталей, от которой зависит в целом качество всего изделия. С повышением точности изготовления деталей улучшается работоспособность всего изделия, но возрастает стоимость. При снижении точности изготовления необходимая долговечность обычно достигается за счет увеличения массы и габаритных размеров.

Поэтому расчеты деталей машин имеют большую многовариантность и для достижения оптимальности конструкции необходимы глубокие и разносторонние знания и опыт конструктора.

Курс «Детали машин», охватывающий основы современных методов расчета и рационального конструирования деталей машин общего назначения, призван привить студентам основные навыки принципов конструирования – этого творческого процесса создания оптимального варианта машины, и способствовать воспитанию ответственности за принятое решение.

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1. Основные критерии работоспособности, надежности и расчета деталей машин

Работоспособность – состояние детали, при котором она способна выполнять заданные функции с параметрами, установленными нормативно-технической документацией.

Основными критериями работоспособности деталей машин являются *прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость*. Наряду с основными, в зависимости от назначения и условий эксплуатации могут устанавливаться дополнительные критерии, такие как коррозионная стойкость, масса деталей, транспортабельность, эстетичность и т. д. Значение того или иного критерия для данной детали зависит от ее функционального назначения и условий работы.

В процессе работы детали машин находятся под действием внешних (рабочих) нагрузок. Нагрузки на детали машин и напряжения в них, как известно, могут быть постоянными и переменными по времени. Детали, подверженные постоянным напряжениям в чистом виде, в машинах почти не встречаются. Постоянная неподвижная в пространстве нагрузка вызывает во вращающихся деталях (валах, осях, зубьях зубчатых колес) переменные напряжения. Однако отдельные детали работают с мало изменяющимися напряжениями, которые при расчете можно принимать за постоянные. К таким деталям могут быть отнесены детали с большими нагрузками от веса (в транспортных и подъемно-транспортных машинах), детали с большой начальной затяжкой (заклепки, часть крепежных винтов и пружин) и детали с малым общим числом плавных нагружений, нагружаемые при начале длительного рабочего цикла машины и разгружаемые при остановке или окончании цикла, например элементы котлов и резервуаров.

Напряжения в работающей детали с течением времени могут изменяться как по значению, так и по знаку, т. е. они являются переменными.

Переменные напряжения, прежде всего, характеризуются *циклом изменений напряжений*. Циклом изменений напряжений называют совокупность последовательных значений напряжений за один период их изменения при регулярном нагружении.

В деталях машин возникают следующие циклы изменения напряжений:

1) *знакопостоянный* (винты, пружины) или *знакопеременный* (большинство деталей) *асимметричный цикл*, являющийся наиболее общим (рис. 1, а, б).

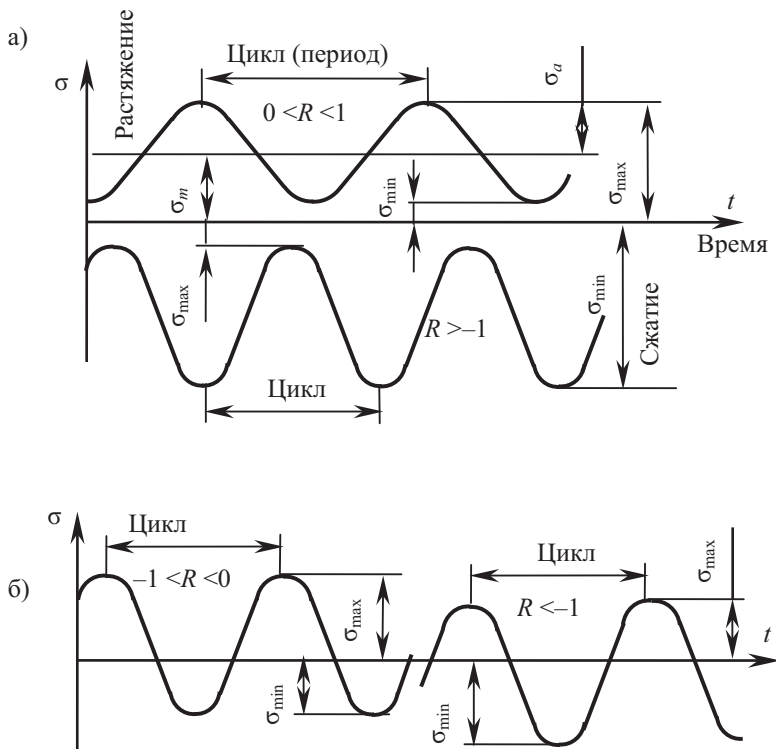


Рис. 1. Асимметричный цикл напряжений:
а) знакопостоянный; б) знакопеременный

2) *знакопеременный симметричный цикл* (рис. 2), в котором напряжения меняются от отрицательного до такого же положительного значения (напряжения изгиба во вращающихся валах и осях);

3) *отнулевой цикл* (рис. 3), в котором напряжения меняются от нуля до максимума (зубья зубчатых колес, работающих в одну сторону,

штоки, толкатели и шатуны тихоходных механизмов, малонагруженные при обратном ходе и т. д.).

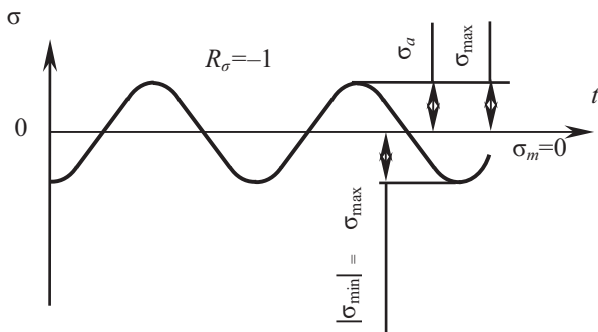


Рис. 2. Симметричный цикл напряжений

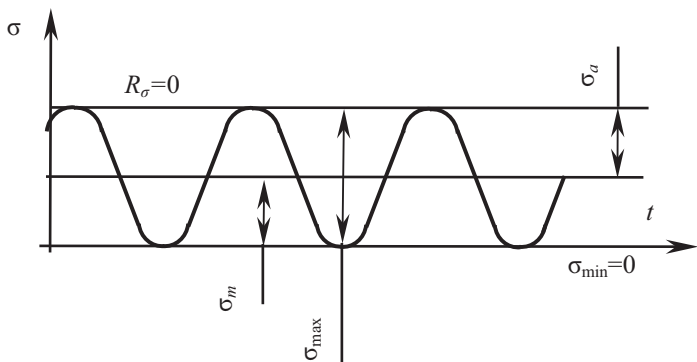


Рис. 3. Отнулевой цикл напряжений

Цикл характеризуется максимальным (σ_{\max} или τ_{\max}) и минимальным (σ_{\min} или τ_{\min}) напряжениями (рис. 1, а).

Алгебраическую полусумму максимального и минимального напряжений называют *средним напряжением цикла*:

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2} \text{ или } \tau_m = \frac{(\tau_{\max} + \tau_{\min})}{2}.$$

Алгебраическую полуразность σ_{\max} и σ_{\min} называют *амплитудой напряжений цикла*:

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2} \text{ или } \tau_a = \frac{(\tau_{\max} - \tau_{\min})}{2}.$$

Коэффициентом асимметрии напряжений цикла R называют отношение минимального напряжения цикла к максимальному:

$$R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \text{ или } R_{\tau} = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}.$$

Если коэффициент асимметрии цикла напряжения $R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1$, то цикл напряжений называют *симметричным* (рис. 2).

Если $R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 0$, или $R_{\sigma} = -\infty$, то цикл напряжений называют *отнулевым* (рис. 3). Для цикла растяжения $R_{\sigma} = 0$, а для цикла сжатия $R_{\sigma} = -\infty$.

Если $R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 1$, то напряжения постоянны, т. е. имеет место статическое нагружение (рис. 4).

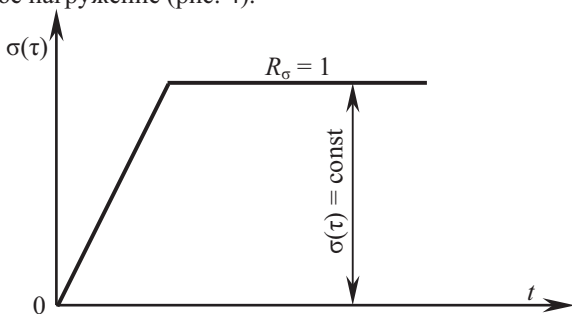


Рис. 4. Статическое нагружение

Все циклы напряжений, для которых $R \neq -1$ (т. е. все циклы отличные от симметричного), называют *асимметричными*.

Переменные напряжения в детали могут возникать при действии не только переменных, но и постоянных нагрузок. Например, вращающаяся ось железнодорожного вагона находится под действием постоянной нагрузки (относительно небольшими изменениями нагрузки при движении вагона пренебрегаем), однако напряжения в поперечном сечении оси изменяется по симметричному циклу.

Машины могут работать в условиях постоянных (установившихся, стационарных) режимов, при которых амплитуда и постоянные составляющие напряжений неизменны, или переменных (нестационарных) режимов, при которых амплитуда и постоянная составляющая или один из этих параметров переменны.

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

Нагрузки могут изменяться плавно или прикладываться внезапно (удары). Существенные ударные нагрузки действуют в машинах ударного действия и в транспортных машинах. Удары также бывают связаны с работой механизмов (переключением зубчатых колес и кулачковых муфт на ходу, использованием упоров и т. д.), с погрешностями изготовления и увеличенными зазорами в механизмах. Очень опасны удары при авариях. Основная характеристика сопротивления удару – ударная вязкость.

Размеры деталей машин определяют расчетным путем или назначают конструктивно.

Прочность

Прочность – основной критерий работоспособности большинства деталей. Потеря работоспособности по этому критерию может наступить вследствие возникновения больших остаточных деформаций либо вследствие разрушения. Наличие остаточных деформаций ведет к изменению размеров и формы деталей, что нарушает характер их сопряжения и нормального взаимодействия. Разрушение деталей наблюдается двух видов: поверхностное и объемное (полломка). Полломка – опасный отказ, который может привести к аварии. По характеру разрушение может быть статическим или усталостным. Статическое разрушение, как правило, результат действия кратковременных перегрузок; усталостное – результат длительного действия переменных напряжений. Для обеспечения прочности деталей выполняют расчеты. В конструкторской практике выполняют два вида прочностных расчетов – проектировочный и проверочный. Цель проектировочного расчета заключается в определении основных размеров детали и в выборе ее материала. Расчет носит приближенный характер и выполняется по допускаемым напряжениям. При простом напряженном состоянии условие прочности имеет вид: $\sigma \leq [\sigma]$ или $\tau \leq [\tau]$, где σ и τ – расчетные напряжения, возникающие в расчетном сечении детали, их значения определяют по формулам сопротивления материалов; $[\sigma]$ и $[\tau]$ – допускаемые напряжения, т. е. такие, при которых деталь для заданных

условий работы может выполнять свои функции в течение установленного срока службы. В том случае, когда в сечении детали возникают нормальные и касательные напряжения, расчет ведут по эквивалентным напряжениям, определяемым по одной из теорий прочности, а условие прочности принимает вид $\sigma_e \leq [\sigma]$. Результаты проектного расчета используют для конструирования изделия и детали, входящей в него. После конструкторской разработки детали, уточнения ее формы и размеров выполняют проверочный расчет. Результатом такого расчета является коэффициент запаса прочности (S), его сопоставляют с минимально допустимым значением ($[S]$), при этом должно соблюдаться условие $S \geq [S]$. Допускаемые напряжения принимают как некоторую часть предельных напряжений, рассчитываемых по формулам: $[\sigma] = \sigma_{\text{пред}} / [s]$ или $[\tau] = \tau_{\text{пред}} / [s]$, где $\sigma_{\text{пред}}$ и $\tau_{\text{пред}}$ – предельные (опасные) напряжения, при достижении которых деталь получает недопустимые пластические деформации или может разрушиться.

За предельные напряжения принимают прочностные характеристики материала детали. При постоянных напряжениях для деталей из «пластичных» материалов за опасные напряжения принимают предел текучести (σ_T или τ_T). Для деталей, выполненных из «хрупких» материалов, за опасные напряжения принимают предел временного сопротивления при соответствующем напряженном состоянии.

Минимально допустимый коэффициент запаса прочности $[S]$ учитывает влияние на прочность таких факторов, как погрешность определения нагрузок и напряжений, приближенность расчетных схем, разброс механических характеристик материалов, требования к безопасности работы детали в различных изделиях и машинах. Численная величина его колеблется в пределах от 1,2 до 6 и более, но в каждом частном случае диапазон значений значительно сужают. Коэффициент запаса по отношению к пределу текучести материала не превышает обычно 1,3...1,5 [49]. Коэффициенты запаса по отношению к временному сопротивлению назначают большими (для чугуна, например, до 3), что связано с опасностью разрушения детали даже при кратковременных перегрузках. В некоторых отраслях машиностроения (краностроение, станкостроение, котлостроение и др.) находят применение табличный метод назначения коэффициентов запаса прочности (допускаемых напряжений). Переносить этот опыт на другие отрасли следует с большой осторожностью. Имеются рекомендации определения коэффициента запаса расчетным путем. Его представляют как произведение частных коэффициентов, каждый из которых учитывает определенный фактор прочности [103].

$$[S] = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3,$$

где S_1 – учитывает достоверность определения расчетных нагрузок ($S_1 = 1 \dots 1,5$); S_2 – учитывает однородность механических свойств материалов (стальные поковки, прокат $S_2 = 1,2 \dots 1,5$; детали из чугуна $S_2 = 1,5 \dots 2,5$); S_3 – учитывает специфические требования безопасности работы детали в машине ($S_3 = 1 \dots 1,5$). Широкого практического применения этот метод не получил.

Расчет на прочность деталей машин при регулярных (например, рис. 2) переменных напряжениях обеспечивает требуемый запас прочности относительно предела выносливости. При одноосном растяжении–сжатии или изгибе запас прочности при переменных нагрузках определяют по формуле

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_T}.$$

То же, при кручении

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

где σ_T и τ_T – постоянные составляющие напряжений; σ_a и τ_a – переменные составляющие напряжений; σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала при знакопеременном симметричном цикле; $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений; ε – масштабный фактор; ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла.

Пределы выносливости при симметричном цикле напряжений для некоторых конструкционных материалов приводятся в справочной литературе, например [10]; для стали эти показатели можно определить по приближенным зависимостям:

$\sigma_{-1p} = 0,35\sigma_B$ – при растяжении–сжатии;

$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,45)\sigma_B$ – для углеродистой стали при изгибе;

$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + 120$ – для легированной стали при изгибе;

$\tau_{-1} = 0,25\sigma_B$ – при кручении,

где σ_B – предел прочности.

При расчетах по приведенным формулам предполагается, что действие переменных напряжений значительнее постоянных и несущая способность ограничивается усталостью материала, а не пластическими деформациями. Если это не соблюдается, то для таких случаев запас прочности определяется по отношению к пределу текучести.

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

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S].$$

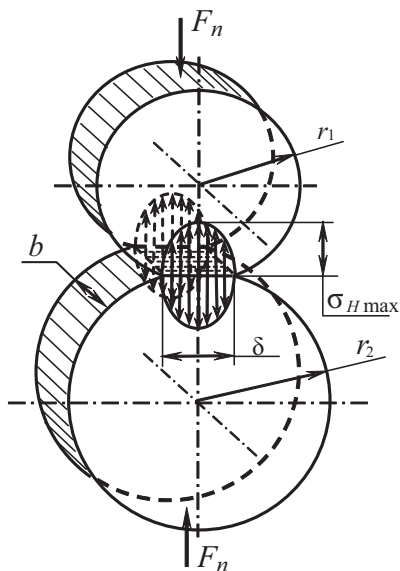


Рис. 5

Существенный недостаток расчетов деталей машин на прочность по допускаемым напряжениям (по коэффициентам запаса прочности) состоит в том, что эксплуатационные нагрузки, возникающие от их действия напряжения, прочностные характеристики материалов, размеры деталей рассматривают как детерминированные величины (т. е. такие, которые заранее могут быть определены). В действительности эти величины носят случайный характер. Поэтому в настоящее время все боль-

шее распространение находят вероятностные методы расчета деталей машин на прочность. Метод позволяет учесть рассеяние величин, входящих в условия прочности. Однако использование вероятности разрушения детали как характеристики прочностной надежности изделия (особенно для определения отказов ответственных конструкций) ограничено [10].

Сопряженные поверхности, имеющие начальное касание (касание при отсутствии деформирующего усилия) в точке или по линии, после приложения нагрузки в результате деформирования поверхностей образуют площадку контакта, например, для цилиндров в виде прямоугольника с шириной δ (рис. 5). Напряжения на площадке контакта распределяются по эллиптическому закону. Максимальную величину σ_H используют в качестве критерия для оценки работоспособности сопрягаемых поверхностей, при этом величина σ_H не должна превышать допускаемое значение $[\sigma_H]$.

При вращении сопряженных поверхностей под нагрузкой (например, катки фрикционных передач, подшипники качения и т. п.) отдельные точки их поверхностей периодически нагружаются и разгружаются по отнулевому циклу напряжений. Каждая точка нагружается только в период прохождения зоны контакта и свободна от нагрузки в остальное время. Такого рода переменные контактные напряжения вызывают усталостные явления в поверхностном слое детали.

Первое решение задачи о напряженном состоянии в зоне контакта упругих тел, так называемой контактной задачи, дал в 1882 г. Г. Герц. По его имени контактными напряжениям σ_H присвоен индекс H .

Для деталей, имеющих начальное касание по линии (например, зубчатые передачи, роликовые подшипники), определение контактных напряжений рассматривают на примере сжатия двух цилиндров с параллельными осями (рис. 5). Под действием сжимающих сил F_n возникают упругие деформации, площадка контакта принимает вид полоски $b\delta$, и контактные напряжения σ_H распределяются по ее ширине δ .

Значение этих напряжений можно определить по формуле Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \cdot \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)}},$$

где $q = \frac{F_n}{b}$ – нагрузка на единицу длины контактной площадки (b –

ширина цилиндра); $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости;

$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ – приведенный радиус кривизны катков; $\mu = 0,25 \dots 0,35$ – коэффициент Пуассона (отношение продольной и поперечной деформации).

В инженерных расчетах формула Герца преобразуется в зависимости от конфигурации и условий работы конкретных деталей.

Жесткость

Под действием внешних нагрузок конструкции (системы) деформируются, изменяя свои формы и размеры. *Способность системы сопротивляться действию внешних нагрузок с деформациями, которые не приводят к утрате работоспособности системы (детали), называют жесткостью. Свойство изделия получать деформации под действием внешних нагрузок называют упругостью.*

Жесткость, как и прочность, определяет работоспособность конструкции. Повышенные деформации приводят к неравномерному распределению нагрузки на отдельных участках деталей, в результате чего появляются местные напряжения, иногда значительно превосходящие величину номинальных напряжений. Нежесткость корпусных деталей (или их элементов) влияет на взаимное положение расположенных в них механизмов, вызывая в подвижных сопряжениях повышенное трение, кромочное давление, появление зон повышенной температуры и др. Нежесткость неподвижных соединений, испытывающих динамические нагрузки, приводит к фрикционной коррозии, наклепу, иногда к свариванию поверхностей. Жесткость рабочих органов и станин станков влияет на точность изготавливаемых на них деталей. Особое значение имеют вопросы жесткости при использовании в деталях высокопрочных материалов.

Величину деформации определяют расчетом для простейших случаев, используя методы сопротивления материалов и теории упругости. На практике, приходится определять деформации сложных деталей, сечения которых формируются условиями технологии и конструкцией машины. В таких случаях используют либо предшествующий опыт, либо проводят моделирование, эксперимент. В вопросах жесткости особая роль отводится профессионализму конструктора, сбору и накоплению опыта в конструкторских организациях.

Применительно к деталям различают собственную (объемную) жесткость (брус, пластина, оболочка) и контактную жесткость, т. е. жесткость, связанную с контактными деформациями поверхностных слоев в местах контакта деталей. Для большинства деталей при больших нагрузках в суммарной жесткости превалирует объемная жесткость, при малых – контактная. Объемную жесткость оценивают коэффициентом жесткости (C). Для случая растяжения – сжатия бруса постоянного сечения согласно закону Гука $C=P/f=\sigma A/f=EA/l$, где P – усилие, Н; f – деформация (мм, мкм); σ – напряжения, МПа; A – площадь сечения, мм²; E – модуль упругости, МПа; l – длина бруса в направлении действия силы, мм. Величина, обратная C – коэффициент податливости $\lambda=1/C$. При изгибе бруса постоянного сечения коэффициент жесткости выражается зависимостью: $C=aEJ/l^3$, где J – момент инерции сечения бруса, a – коэффициент, зависящий от условий нагружения. Сравнительные расчеты жесткости, приведенные в [86], показывают, что двухопорный брус, нагруженный равномерно распределенной нагрузкой имеет в 1,5 раза большую жесткость аналогичного бруса, нагруженного сосредоточенной силой равной величины в середине балки, а такой же брус с консольной заделкой обладает жесткостью, равной

0,063 жесткости двухопорного бруса. Двухопорный брус с заделанными концами в 4...8 раз более жесткий, чем брус свободно опертый по концам. Таким образом, жесткость системы существенно зависит от типа и расположения опор. Это обстоятельство следует учитывать при проектировании опор валов на подшипниках качения (скольжения).

Коэффициент жесткости бруса, подверженного кручению, равен отношению вращающего момента (T) к углу поворота сечения на длине l : $C=GJ_p/l$, здесь G – модуль упругости второго рода, а J_p – полярный момент инерции сечения. Нежесткость, например, валов с насаженным на них зубчатыми колесами приводит к неравномерному распределению нагрузки по ширине зубчатого венца. Приведенные выше формулы указывают на факторы, определяющие жесткость конструкции. Модули упругости E и G – устойчивые характеристики металлов. Применение металла в конструкции чаще диктуется условиями работы детали и экономическими показателями. На жесткость существенно влияют размеры и рациональная форма сечений детали; длина детали в различных случаях деформаций влияет по-разному (обратно пропорциональна первой степени при растяжении – сжатии и обратно пропорциональна третьей степени при изгибе). Наиболее простой способ снижения деформаций состоит в уменьшении уровня напряжений, однако этот путь приводит к увеличению массы конструкций.

Контакт деталей с начальным касанием может быть в точке или по линии, что соответствует сжатию шаров или цилиндров, либо по большой номинальной площади касания. Во всех случаях при действии нормального усилия F_n сближение происходит за счет деформации в зоне, имеющей малую фактическую площадь касания. В первом случае площадь зависит от формы контактирующих поверхностей, во втором – от величины микронеровностей и волнистости поверхностей контакта. При начальном касании по линии, сближение тел от действия нормальной силы F_n (рис. 5) соответствует уменьшению расстояния на линии действия силы между точками, лежащими на отрезке, примерно равным 8δ от линии начального касания. Эта величина составляет малую долю наименьшего радиуса кривизны ρ_1 , что свидетельствует о быстром затухании деформаций по мере удаления от начальной точки контакта [73]. Возможные разрушения материала в этом случае следует ожидать в поверхностных слоях контактирующих поверхностей. Расчетами на контактную жесткость определяются сближение осей (Δ) контактирующих тел (податливость) и площадь контакта. Первый параметр определяет жесткость сопряжения; второй – степень равномерности передачи усилия от одной детали к другой.

Конец ознакомительного фрагмента.

Приобрести книгу можно

в интернет-магазине

«Электронный универс»

e-Univers.ru