

Лекция 2

1. Основные виды и методы расчетов элементов механического оборудования: расчет на прочность, усталость, работоспособность и др.

2. Материалы, применяемые в транспортном машиностроении, краткая характеристика их свойств.

1

Расчеты ПС на прочность, проверка сжатых элементов конструкций на устойчивость, расчеты на усталость (деталей, работающих при переменных нагрузках), расчеты на износ (долговечность) и другие основываются на общих методах теоретической механики, строительной механики, теории упругости и науки о прочности материалов. Однако специфика условий работы ПС (повышенные требования к его прочности, габаритные ограничения, характер действующих нагрузок) вносит в них ряд изменений и уточнений.

Расчет на прочность

Основными этапами прочностного расчета являются:

- 1) выбор расчетного режима работы рассматриваемого элемента конструкции и определение его расчетных нагрузок;
- 2) выбор расчетной схемы элемента;
- 3) выбор расчетных сечений;
- 4) определение внутренних силовых факторов в расчетных сечениях;
- 5) определение напряжений и запасов прочности конструкции по отношению к допускаемым напряжениям или соответствующих ее размеров.

1) Выбор *расчетного режима* определяется характером работы элемента конструкции.

Расчет на прочность производится при наиболее **невыгодном сочетании максимальных действующих нагрузок**, при котором на детали ПС помимо основной статической нагрузки действует ряд дополнительных динамических нагрузок, связанных с работой тяговой передачи, тормозных устройств, действиями сил инерции и т. д.

При других видах расчета выбирают другие расчетные режимы работы ПС.

Величина нагрузок, воспринимаемых элементами механического оборудования в различных режимах работы, обуславливается для пассажирского ПС числом пассажиров или его максимальной грузоподъемностью, состоянием дорожного покрытия (рельсового пути), динамикой движения и рядом других факторов, характеристики которых могут изменяться в широких пределах.

Выбор расчетных режимов и нагрузок должен нормироваться так, чтобы обеспечивать безопасность эксплуатации ПС при минимально необходимых запасах прочности.

Завышенные запасы прочности утяжеляют подвижной состав, ухудшают его весовые и эксплуатационные показатели и, в конечном счете, увеличивают стоимость.

2) Выбор *расчетной схемы* проектируемого элемента конструкции: реальная конструкция представляется в виде некоторой идеализированной расчетной схемы с более простым распределением напряжений, методика расчета которой известна.

3) За *расчетные* выбираются *сечения* элементов конструкций, в которых внутренние силовые факторы достигают максимальных величин или в которых можно ожидать их опасное сочетание, а также сечения, в которых возможна повышенная концентрация напряжений (галтели, надрезы, отверстия и т. д.).

Методы расчета на прочность:



по запасам прочности

по допускаемым напряжениям

Первый метод расчета: определяют действительные максимальные напряжения в деталях с учётом концентрации напряжений на галтелях, выточках и отверстиях, в резьбовых соединениях и т. д. и запас прочности детали n по :

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{макс}}} \quad \text{или} \quad n = \frac{\sigma_S}{\sigma_{\text{макс}}}$$

где σ_B – предел прочности для хрупких материалов;

σ_S – предел текучести для пластичных материалов;

$\sigma_{\text{макс}}$ – максимальные фактические напряжения в детали.

Второй метод: определяют «общие» максимальные напряжения σ в детали без учета концентраций напряжений и сравнивают их с допускаемыми напряжениями $[\sigma]$:

$$\sigma \leq [\sigma]$$

В величине $[\sigma]$ учитываются все факторы, влияющие на прочность детали: характер ее работы, перегрузки, неоднородность свойств материала, концентрация напряжений, технологические факторы, влияющие на прочность детали, и запас надежности.

4) Определение величины *внутренних силовых факторов* (растягивающих и сжимающих сил, перерезывающих сил, изгибающих и крутящих моментов) в расчетных сечениях деталей при статически определимой расчетной схеме производится с использованием уравнений статического равновесия.

Задача определения величины внутренних силовых факторов статически неопределимых расчетных схем более сложна, приходится дополнительно рассматривать деформацию системы (известных методов решения этой задачи метод Мора–Верещагина (метод сил)).

5) После определения внутренних силовых факторов => нахождение *напряжений в этих сечениях* или их размеров по величине допускаемых напряжений.

Напряжения при растяжении-сжатии, срезе и смятии: $\sigma = \frac{P}{F}$,

где σ – соответствующие напряжения; F – площадь поперечного сечения элемента конструкции, площадь среза или площадь смятия; P – расчетная нагрузка.

Максимальные напряжения при изгибе (σ) и кручении (τ): $\sigma = \frac{M}{W}$, $\tau = \frac{M_k}{W_k}$

где M и M_k – изгибающий и крутящий моменты; W и W_k – моменты сопротивления элемента конструкции на изгиб и кручение.

Эквивалентные напряжения σ_9 в деталях при сложном напряженном состоянии (сочетание изгиба с кручением, кручения с растяжением-сжатием и т. д.) для пластичных материалов (стали) определяются обычно исходя из энергетической теории прочности:

$$\sigma_9 = \sqrt{\sigma_\Sigma^2 + 3\tau_\Sigma^2}$$

а для хрупких материалов (чугуна) – по теории наибольших удлинений:

$$\sigma_9 = \sqrt{\sigma_\Sigma^2 + 4\tau_\Sigma^2}$$

где σ_Σ и τ_Σ – максимальные («общие») нормальные и касательные напряжения в детали без учета концентрации напряжений.

Расчет на прочность ведут, предполагая геометрическую неизменяемость конструкций. Однако элементы конструкций, работающих на сжатие, могут деформироваться и разрушаться из-за потери устойчивости.

Проверка на **устойчивость** заключается в сравнении напряжений, возникающих в сжатом стержне от сжимающих сил, с так называемыми критическими напряжениями, которые вызывают потерю устойчивости рассматриваемого элемента при тех же условиях нагружения.

Величина запаса устойчивости (отношение критических напряжений к напряжениям, возникающим в стержне от сжимающих сил) : 1,8...2.

Расчет на усталость

Основными факторами, определяющими предел усталости, т. е. максимальную величину переменного напряжения, при котором деталь может работать неограниченно долго без появления трещин усталости:

1. *Степень несимметрии цикла*, оцениваемая коэффициентом r , представляющим собой отношение наименьшего напряжения цикла $\sigma_{\text{мин}}$ к наибольшему $\sigma_{\text{макс}}$, взятых с их алгебраическими знаками:

$$r = \frac{\sigma_{\text{мин}}}{\sigma_{\text{макс}}}$$

2. *Материал детали* (сталь, чугун, цветные металлы) и его механические характеристики.

3. *Тип деформации* (изгиб, кручение, растяжение-сжатие или их сочетание).

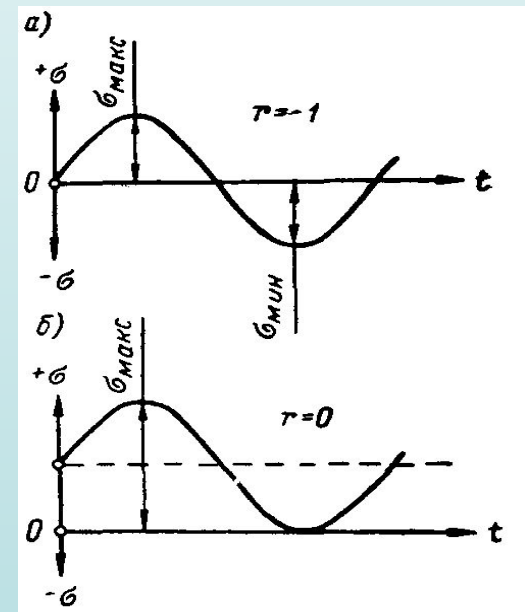
4. *Величина местных напряжений* в местах выточек, галтелей, у отверстий.

5. *Состояние поверхности* детали (чистота обработки, наличие окалины, ржавчины, царапин и пр.)

Различают:

- Симметричный цикл изменения напряжений, имеющих характеристику $r=-1$.

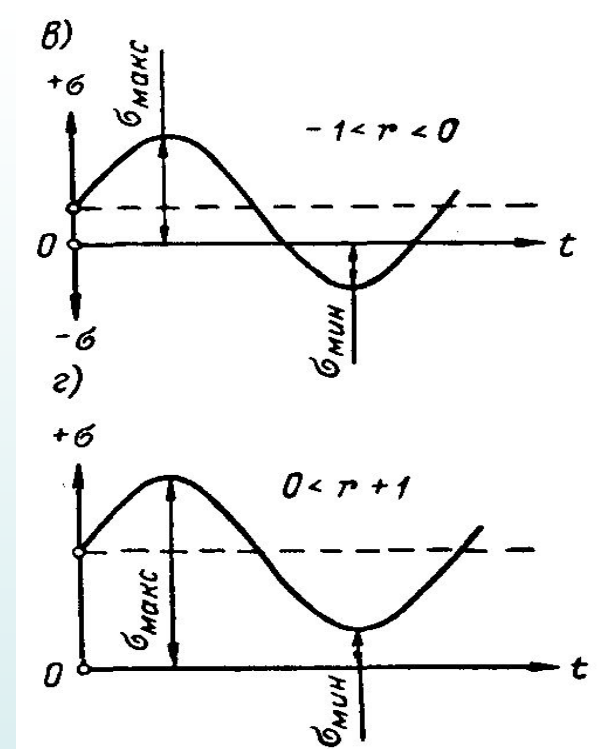
- Пульсирующий цикл изменения напряжений, имеющий характеристику $r=0$.



– Асимметричный цикл с неодинаковыми по величине наибольшими и наименьшими напряжениями, каждое из которых не равно нулю.

Характеристика может лежать в любой точке интервала $-1 < r < +1$.

Частным случаем асимметричного цикла является пульсирующий цикл $r=0$, а крайними случаями – симметричный цикл $r=-1$ и режим постоянных статических напряжений $r=+1$.



Расчет на усталость сводится к определению максимальных напряжений в конструкции с учетом концентрации напряжений. Теоретический расчет – сложен; применяется метод расчета коэффициентов концентрации напряжений по графикам.

- при изгибе: $(k_{\sigma})_д = (k_{\sigma})_0 \frac{(\epsilon_{o.k})_{\sigma}}{(\epsilon_o)_{\sigma} (\epsilon_{д.к})_{\sigma}} (1 + \Delta)$; - при кручении: $(k_{\tau})_д = (k_{\tau})_0 \frac{(\epsilon_{o.k})}{(\epsilon_o) (\epsilon_{д.к})} (1 + \Delta)$,

где $(k_{\sigma})_{\ddot{a}} = \frac{\sigma_{-1}}{[\sigma]_{\ddot{a}\hat{e}}}$ $(k_{\tau})_{\ddot{a}} = \frac{\tau_{-1}}{[\tau]_{\ddot{a}\hat{e}}}$ - коэффициенты концентрации напряжения детали, представляющие собой отношение предела усталости σ_{-1} или τ_{-1} «нормального» образца без концентрации напряжений к пределу усталости $[\sigma]_{\text{д.к}}$ или $[\tau]_{\text{д.к}}$ рассматриваемой детали с концентрацией напряжений;

(индекс «д» - деталь, «к» - наличие концентрации напряжений, «о» - образец).

$(k_{\sigma})_i = \frac{[\sigma_{-1}]_i}{[\sigma_{-1}]_{i,\hat{e}}}$ $(k_{\tau})_i = \frac{[\tau_{-1}]_i}{[\tau_{-1}]_{i,\hat{e}}}$ – коэффициенты концентрации напряжений полированного образца, выполненного из материала детали, имеющего форму детали, но отличный от нее (уменьшенный) размер d_0 .

$(\epsilon_{i,d}) = \frac{[\sigma_{-1}]_{i,\hat{e}}}{[\sigma_{-1}]_{\hat{e}}}$ $(\epsilon_{\tau,d}) = \frac{[\tau_{-1}]_{i,\hat{e}}}{[\tau_{-1}]_{\hat{e}}}$ – масштабный фактор для образца детали размером d_0 с концентрацией напряжений, учитывающий разницу размеров образца детали и «нормального» образца.

$(\epsilon_d) = \frac{[\sigma_{-1}]_i}{[\sigma_{-1}]}$ $(\epsilon_{\tau,d}) = \frac{[\tau_{-1}]_i}{[\tau_{-1}]}$ – масштабный фактор для образца детали размера d_0 без концентрации напряжений.

$(\epsilon_{\hat{a},d}) = \frac{[\sigma_{-1}]_{\hat{a},\hat{e}}}{[\sigma_{-1}]_{\hat{e}}}$ $(\epsilon_{\tau,\hat{a},d}) = \frac{[\tau_{-1}]_{\hat{a},\hat{e}}}{[\tau_{-1}]_{\hat{e}}}$ – масштабный фактор рассматриваемой детали размером $d \neq d_0$, учитывающий разницу размеров d детали и «нормального» образца.

Δ – коэффициент, учитывающий состояние поверхности детали (для деталей, имеющих полированную поверхность, $\Delta = 0$).

Общий ход решения задачи по оценке усталостной прочности детали

1) Определяются расчетные нагрузки и характеристики цикла нагружения для каждого вида деформации детали: σ_{\max} , σ_{\min} , τ_{\max} , τ_{\min} и r .

2) По справочным данным находятся пределы усталости нормальных образцов из материала детали при изгибе σ_{-1}^n , растяжении-сжатии σ_{-1}^0 , и кручении τ_{-1} – при симметричном цикле нагружения.

3) Вычисляются коэффициенты концентрации напряжений $(k_{\sigma})_d$ и $(k_{\tau})_d$ по формулам для всех видов деформаций с помощью кривых.

4) Определяется величина предела усталости детали для всех видов деформаций при симметричном цикле нагружения $(\sigma_{-1})_d$ и $(\tau_{-1})_d$

$$[\sigma_{-1}]_{\hat{a}} = \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma})_d} \quad \text{и} \quad [\tau_{-1}]_{\hat{a}} = \frac{\tau_{-1}}{(k_{\tau})_{\hat{a}}}$$

5) Определяется величина предела усталости детали для тех же условий при асимметричном цикле нагружения (если имеет место асимметрия нагрузок):

$$[p_r] = \frac{2[\sigma][p_{-1}]}{(1-r)[\sigma] + (1+r)[p_{-1}]},$$

где $[p_{-1}]$ – предел усталости при симметричном цикле σ_{-1} или τ_{-1} в зависимости от характера деформации; $[p_r]$ – предел усталости при асимметричном цикле для деформации того же вида (т. е. σ_r или τ_r); $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для деформации данного вида при статической нагрузке; r – характеристика цикла нагружения.

6) Определяется величина запаса усталости для каждого вида деформации по отношению к общим расчетным напряжениям:

$$n_\sigma = \frac{[\sigma]_a}{\sigma} \quad \text{или} \quad n_\tau = \frac{[\tau]_a}{\tau}$$

7) Определяется величина общего запаса прочности детали по условиям усталости по отношению к общим расчетным напряжениям:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}.$$

Расчет на работоспособность (срок службы)

Рассчитываются *детали* ПС, работающие в условиях *трения*: подшипники, зубья шестерен редукторов и др.

Расчеты производятся условными методами (различны для деталей разных видов), но общим для этих расчетов является определение расчетных нагрузок.

Расчет на работоспособность по эквивалентной нагрузке:

$$Q_{\text{эк}} = Q_0 + \frac{p}{100}(Q_{\Sigma} - Q_0)$$

где Q_0 – постоянная (статическая) нагрузка детали; Q_{Σ} – максимальная нагрузка детали с учетом временных нагрузок; p – продолжительность действия временных нагрузок в процентах к общему времени работы детали.

Аналогично определяются и эквивалентные напряжения :

$$\sigma_{\text{эк}} = \sigma_0 + \frac{p}{100}(\sigma_{\Sigma} - \sigma_0)$$

где σ_0 – напряжения в детали от постоянных нагрузок; σ_{Σ} – напряжения от максимальной нагрузки.

В качестве постоянной нагрузки деталей кузова и ходовых частей принимают *расчетную статическую нагрузку*. Средняя нагрузка деталей тяговой передачи определяется интегрированием кривых движения на характерном перегоне или маршруте :

$$M_0 = \frac{\sum M_i \Delta t_i}{\sum \Delta t_i},$$

где M_i – момент, развиваемый тяговым двигателем в i -тый промежуток времени; Δt_i – величина этого промежутка.

Интегрирование распространяется в этом случае на период езды под током (пуск или электрическое торможение).

2

Пластмассы. Для изготовления кузовов, пар трения, работающих как со смазкой, так и без смазки, для изготовления упругих частей сидений, мало нагруженных шестерен, изготовления фрикционных элементов тормозов ...

Свойства, способствующие быстрому внедрению пластмасс:

- малая удельная масса ($1...2 \text{ г/см}^3$), обеспечивающая значительное снижение веса конструкций;
- высокая химическая стойкость при воздействии кислот, щелочей и нефтепродуктов;
- высокие диэлектрические свойства пластмасс (в качестве изоляционных материалов);
- способность хорошо воспринимать ударные и вибрационные нагрузки;
- хорошие антифрикционные свойства. Благодаря малому коэффициенту трения подшипники из пластмасс могут работать даже без смазки ($\mu = 0,10...0,15$);
- простота переработки в изделия (литье, формование), обычно исключающая необходимость в обработке резанием, и высокая производительность оборудования, применяемого для изготовления деталей из пластмасс;
- сравнительно невысокая стоимость.

Недостатками пластмасс являются:

- малая теплопроводность (в 200...300 раз меньше, чем у стали), затрудняющая теплоотвод. Однако в отдельных случаях малая теплопроводность пластмасс является ценным свойством, например, для теплоизоляции кузовов;
- относительно малая теплостойкость большинства существующих пластмасс, ограничивающая рабочие температуры до 200...300°C;
- высокий коэффициент термического расширения, а также значительная влаго- и маслопоглощаемость некоторых пластмасс. Вследствие этого зазоры в пластмассовых парах трения должны увеличиваться на 30...60% по сравнению с зазорами в металлических парах трения;
- малая несущая способность и относительно малая твердость некоторых пластмасс.

Резина. Применение высокоупругой резины => большая сопротивляемость механическим и химическим воздействиям. Позволяет повысить степень шумо- и виброизоляции узлов механического оборудования. Невысокая стоимость.

Выбирая материалы для изготовления механических узлов ЭПС необходимо **учитывать** :

- *прочностные показатели* материалов должны соответствовать расчетным нагрузкам;
- *срок службы* применяемых материалов, в особенности идущих на изготовление основных базовых узлов механического оборудования, должен быть одинаков для всех деталей узла и соответствовать проектируемому сроку службы с учетом необходимых ремонтных работ;
- создание деталей *из разных материалов не должно снижать срок службы узла* в целом или, по крайней мере, наиболее дорогостоящих деталей в узле;
- детали из недолговечных материалов должны *быть легкоъемными* для возможности легкой замены во время ремонта или эксплуатации;
- *стоимость* применяемых материалов должна быть *минимальной* или *оптимальной* с учетом принятой долговечности.