

Министерство образования и науки Самарской области

государственное бюджетное профессиональное образовательное учреждение Самарской области «Усольский сельскохозяйственный техникум»

Дисциплина ОПД 02 Техническая механика

Курс 2 группа 21 м

Преподаватель Евдокимов В.Н evdokimov412@yandex.ru

Урок № 103-104 Дата 30.04.2020 г

Тема: Расчет валов и осей

Критерии работоспособности и расчет валов и осей

В процессе работы валы и оси испытывают постоянные или переменные по величине и направлению нагрузки. Прочность валов и осей определяется величиной и характером напряжений, возникающих в них под действием нагрузок. Постоянные по величине и направлению нагрузки вызывают в неподвижных осях постоянные напряжения, а во вращающихся осях (и валах) — переменные.

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

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

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

Причины поломок валов и осей прослеживаются на всех этапах их "жизни".

- На стадии проектирования – неверный выбор формы, неверная оценка концентраторов напряжений.
- На стадии изготовления – надрезы, забоины, вмятины от небрежного обращения.
- На стадии эксплуатации – неверная регулировка подшипниковых узлов.

Для работоспособности вала или оси необходимо обеспечить:

- объёмную прочность (способность сопротивляться $M_{изг}$ и $M_{крут}$);
- поверхностную прочность (особенно в местах соединения с другими деталями);
- жёсткость на изгиб;
- крутильную жёсткость (особенно для длинных валов).

Все валы в обязательном порядке рассчитывают на объёмную прочность.

Из изложенного выше следует, что в зависимости от характера напряжений, возникающих в валах и осях, возможны два случая расчета их на прочность: на статическую прочность и на усталостную прочность.

Валы и оси в основном испытывают *циклически меняющиеся напряжения*. Отсюда следует, что основным критерием работоспособности валов и осей является *усталостная прочность*. Статическое разрушение встречается очень редко. Оно происходит под действием случайных кратковременных перегрузок. Для валов расчет на сопротивление усталости (уточненный расчет) считается основным. Расчет на статическую прочность выполняют как проверочный.

Усталостная прочность (выносливость) валов и осей оценивается *коэффициентом запаса прочности*.

Неподвижные оси при действии постоянных нагрузок рассчитывают только на *статическую прочность*.

Подвижные быстроходные оси и валы рассчитывают на *выносливость*.

Тихоходные валы и оси, нагруженные переменной нагрузкой, рассчитывают на *статическую прочность и выносливость*.

Основными расчетными силовыми факторами для осей и валов являются изгибающие M_n и крутящие M_k (только для валов) моменты.

Влияние растягивающих и сжимающих сил незначительно, поэтому, как правило, в расчетах не учитывается.

Методом оценки прочности осей и валов является сравнение расчетных напряжений с допускаемыми по следующим условиям прочности:

$$\sigma_{изг} \leq [\sigma]_{изг}; \quad \tau_{крут} \leq [\tau]_{крут}, \quad (1)$$

где $\sigma_{изг}$ — возникающие (расчетные) напряжения изгиба в опасном сечении вала, оси; $[\sigma]_{изг}$ и $[\tau]_{крут}$ — допускаемые напряжения на изгиб и на кручение.

Спроектированные валы и оси с учетом обеспечения статической или усталостной прочности иногда выходят из строя вследствие *недостаточной их жесткости* или из-за *вибрации*. Кроме того, малая жесткость нарушает нормальную работу зубчатых передач и подшипников. Валы и оси дополнительно рассчитывают на *жёсткость и колебания*.

Жесткость валов и осей оценивается величиной прогиба в местах установки деталей или углом закручивания сечений; колебания — критической угловой скоростью.

Для расчета валов и осей на прочность и жесткость составляют расчетную схему. При расчете на изгиб вращающиеся валы и оси рассматривают как балки на шарнирных опорах. На расчетных схемах силы и вращающие моменты условно принимают как сосредоточенные.

Схемы нагружения валов и осей зависят от количества и места установки на них вращающихся деталей и направления действия сил. При сложном нагружении выбирают две ортогональные плоскости (например, фронтальную и горизонтальную) и рассматривают схему в каждой плоскости. Рассчитываются, конечно, не реальные конструкции, а упрощенные расчетные модели, представляющие собой балки на шарнирных опорах, балки с заделкой и даже статически неопределимые задачи.

При составлении расчетной схемы валы рассматривают как прямые бруссы, лежащие на шарнирных опорах. При выборе типа опоры полагают, что деформации валов малы и, если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой. Подшипники скольжения или качения, воспринимающие одновременно радиальные и осевые усилия, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные усилия, – как шарнирно-подвижные.

Влияние силы тяжести валов (и деталей), силы трения в опорах не учитывают.

Расчет осей на статическую прочность

Как указывалось выше, оси не испытывают кручения, поэтому их рассчитывают только на изгиб.

Последовательность проекторочного расчета.

По конструкции узла (рис.8, а) составляют расчетную схему (рис.8, б), определяют силы, действующие на ось, строят эпюры изгибающих моментов; диаметр оси определяют по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,1[\sigma]_{из}}}, \quad (2)$$

где $M_{из}$ — максимальный изгибающий момент; $[\sigma]_{из}$ — допускаемое напряжение изгиба.

Выбор $[\sigma]_{из}$.

Во вращающихся осях напряжение изгиба изменяется по симметричному циклу: для них принимают $[\sigma]_{из} = [\sigma_{-1}]_{из} = (0,5 \div 0,6)[\sigma_0]_{из}$, в неподвижных $[\sigma]_{из} = [\sigma_0]_{из}$. Для вращающихся осей из Ст5 $[\sigma]_{из} = 50 \div 80$ МПа, для невращающихся $[\sigma]_{из} = 100 \div 160$ МПа (меньшие значения рекомендуется принимать при наличии концентраторов напряжений).

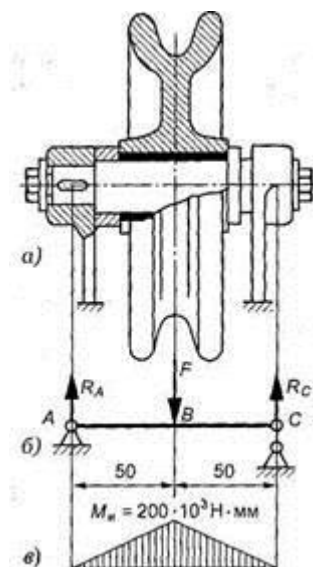


Рис. 8. Расчетная схема оси: *a* — конструкция; *б* — расчетная схема;

в — эпюра изгибающих моментов

Полученное значение диаметра оси d округляют до ближайшего большего стандартного размера:

16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 23; 24;

25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40;

42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65;

70; 75; 80; 85; 90; 95; 100.

Если ось в расчетном сечении имеет шпоночную канавку, то ее диаметр увеличивают на 10 %.

Проверочный расчет осей на статическую прочность.

Этот расчет производят по формуле

$$\sigma_{из} = M_{из} / (0,1d^3) \leq [\sigma]_{из}, \quad (3)$$

где $\sigma_{из}$ — расчетное напряжение изгиба в опасном сечении оси.

Приближенный расчет валов на прочность

При этом методе расчета различие характера циклов изменения нормальных и касательных напряжений и их влияние на прочность не учитывают.

В зависимости от действия нагрузок возможны два случая приближенного расчета валов на прочность: расчет только на кручение и расчет на совместное действие кручения и изгиба.

Приближенный расчет выполняют как проектировочный, на основе которого ориентировочно устанавливают диаметры характерных сечений вала с последующим уточнением коэффициентов запаса прочности по выносливости (уточненный расчет см. ниже).

Расчет валов на кручение.

При этом расчете обычно определяют диаметр выходного конца вала или диаметр вала под подшипником (под опорой), который испытывает только кручение.

Исходя из условия прочности (1) выполняют проектировочный расчет

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau]_k}} \quad (4)$$

и проверочный расчет

$$\tau_k = M_k / 0,2d^3 \leq [\tau]_k, \quad (5)$$

где d — расчетный диаметр вала; M_k — крутящий момент в опасном сечении вала; $[\tau]_k$ и $[\tau]_k$ — расчетное и допускаемое напряжения кручения в опасном сечении вала (для сталей 45 и Ст5 $[\tau]_k = 25 \div 35$ МПа).

Расчет валов на совместное действие кручения и изгиба.

Участок вала между опорами (под шестерней, колесом и т.п.) рассчитывают на совместное действие кручения и изгиба по эквивалентному моменту $M_{экр}$.

Эквивалентный момент вычисляют обычно по формуле (при расчете по теории максимальных касательных напряжений):

$$M_{экр} = \sqrt{M_u^2 + M_k^2}, \quad (6)$$

где M_u и M_k — изгибающий и крутящий моменты.

По аналогии с рассмотренными выше случаями расчета выполняют:

проектировочный расчет

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{экр}}{0,1[\sigma]_н}} \quad (7)$$

и проверочный расчет

$$\sigma_{\text{экв}} = M_{\text{экв}} / (0,1d^3) \leq [\sigma]_{\text{н}}, \quad (8)$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ — эквивалентное напряжение для расчетного сечения вала.

Получив расчетным путем размеры, с учетом технологии изготовления проектируют конструктивную форму вала.

Приближенный расчет на совместное действие кручения и изгиба для неотчетливых конструкций валов можно считать основным. Уточненный расчет на выносливость можно не производить, если соблюдается условие

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{0,1d^3} \leq \frac{\sigma_{-1} \cdot K_d}{[s] \cdot K_n}, \quad (8a)$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала при изгибе (симметричный цикл); K_d — масштабный коэффициент; K_n — эффективный коэффициент концентрации напряжений в опасном сечении; $[s]$ — допускаемый коэффициент запаса прочности по выносливости.

Порядок приближенного (проектировочного) расчета валов на прочность по $M_{\text{экв}}$:

1. По чертежу узла составляют расчетную схему (рис.9, а).

2. Определяют действующие на вал силы; если они действуют не в одной плоскости, то их необходимо разложить по двум взаимно перпендикулярным плоскостям. При угле между плоскостями менее 30° все силы можно рассматривать как действующие в одной плоскости.

В схеме (см. рис.9, а) M_k — крутящий момент, возникающий в поперечных сечениях вала; F_B и F_T — силы, действующие на вал в вертикальной и в горизонтальной плоскостях.

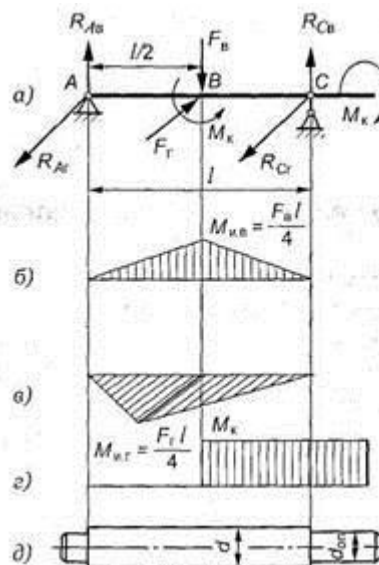


Рис.9. Расчетная схема валов: а — схема нагружения; б — эпюра изгибающего момента в

вертикальной плоскости; ϵ — эпюра изгибающего момента в горизонтальной плоскости; ζ —

эпюра крутящего момента; δ — эскиз вала

3. Определяют опорные реакции:

в вертикальной плоскости $R_{Aв} = R_{Св} = F_v/2$;

в горизонтальной плоскости $R_{Aг} = R_{Сг} = F_r/2$.

4. Изгибающие моменты M_u и их эпюры:

в вертикальной плоскости — в сечении A и C $M_{u,в} = 0$;

в сечении B $M_{u,в} = (R_{Aв}l)/2 = (F_v l)/4$ (рис.9, б);

в горизонтальной плоскости — в сечении A и C $M_{u,г} = 0$;

в сечении B $M_{u,г} = (R_{Aг}l)/2 = (F_r l)/4$ (рис.9, в).

5. Суммарный изгибающий момент в сечении B

$$M_{\text{сум.и}} = \sqrt{M_{u,в}^2 + M_{u,г}^2} = \sqrt{\left(\frac{F_v l}{4}\right)^2 + \left(\frac{F_r l}{4}\right)^2}. \quad (9)$$

6. Определяют крутящий момент и строят эпюру (см. рис.9, ζ):

$$T_k = P/\omega; \quad M_k = T_k; \quad M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{сум.и}}^2 + M_k^2}, \quad (10)$$

где P — мощность, Вт; ω — угловая скорость, рад/с.

7. По формуле (6) определяют эквивалентный момент, диаметр вала между опорами определяют по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma]_н}} \quad (11)$$

Полученное значение d округляют до ближайшего большего стандартного.

8. Определяют диаметры под подшипниками d_{on} (рис.9, δ) и округляют до большего стандартного значения.

Уточненный расчет валов (осей) на выносливость

После предварительных расчетов и конструктивного оформления валов (осей) фасонных конструкций, имеющих ряд ступеней, отверстий, канавок кольцевых и шпоночных и т. п., в ответственных случаях производят уточненный (проверочный) расчет валов (осей) на усталостную прочность (на выносливость).

Усталостная прочность вала (оси) обеспечена, если соблюдается условие

$$s \geq [s], \quad (12)$$

где s и $[s]$ — фактический (расчетный) и допускаемый коэффициенты запаса прочности для опасного сечения; (обычно $[s] = 1,5 \div 2,5$; для валов передач $[s] > 1,7 \div 3$).

При расчете на усталостную прочность необходимо установить характер цикла изменения напряжений. В большинстве случаев действительный цикл нагрузки машин в эксплуатационных условиях установить трудно. При расчете валов (осей) на усталостную прочность принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу (рис.10, а), а напряжения кручения — по пульсирующему (отнулевому) циклу (рис.10, б).

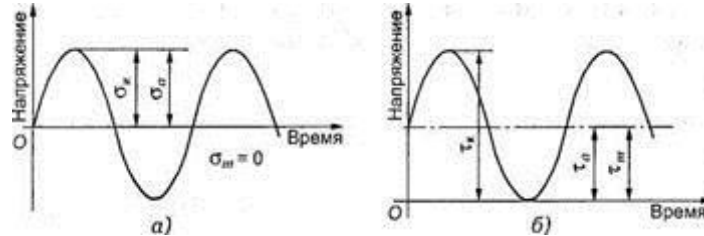


Рис.10. Циклы изменений напряжений в сечениях вала: а — симметричный цикл (напряжения изгиба);

б — отнулевой цикл (напряжения кручения)

Для опасных сечений определяют коэффициенты запаса сопротивления усталости и сравнивают их с допускаемыми. При одновременном действии напряжений изгиба и кручения коэффициент запаса сопротивления усталости определяют по формуле

$$S = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] = 1,5 \dots 2,5 \quad (12)$$

где S_σ — коэффициент запаса сопротивления усталости по нормальным напряжениям при изгибе

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (13)$$

S_τ — коэффициент запаса сопротивления усталости по касательным напряжениям при кручении

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_\tau}{K_d K_F} + \psi_\tau \tau_m} \quad (14)$$

В этих формулах σ_{-1} и τ_{-1} пределы выносливости соответственно при изгибе и при кручении при симметричном цикле изменения напряжений. Это характеристики материала, которые выбираются по справочникам или по приближенным формулам:

$$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5) \sigma_B; \quad \tau_{-1} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_B;$$

σ_a и τ_a — амплитуды переменных составляющих циклов напряжений;

σ_m и τ_m – средние напряжения циклов соответственно при изгибе и кручении.

Согласно принятому условию (см. рис. 13.5), при расчете валов

$$\sigma_a = \frac{M}{0,1d^3}; \sigma_m = 0; \tau_a = \tau_m = 0,5 \frac{T}{0,2d^3} \quad (15)$$

ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла напряжений на прочность вала соответственно при изгибе и при кручении. Эти значения зависят от механических характеристик материала.

Их принимают:

$$\psi_\sigma = 0,05; \psi_\tau = 0 \text{ – углеродистые мягкие стали;}$$

$$\psi_\sigma = 0,1; \psi_\tau = 0,05 \text{ – среднеуглеродистые стали;} \quad (16)$$

$$\psi_\sigma = 0,15; \psi_\tau = 0,1 \text{ – легированные стали.}$$

K_d – масштабный фактор, то есть коэффициент, учитывающий влияние размеров сечения вала на прочность (выбирают по справочникам в зависимости от диаметра и марки материала); K_F – фактор шероховатости поверхности (выбирают по справочникам в зависимости шероховатости поверхности и предела прочности стали); K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (выбирают по табл.1 в зависимости от вида концентратора в расчетном сечении и σ).

Сопротивление усталости можно значительно повысить, применив один из методов поверхностного упрочнения: азотирование, поверхностную закалку ТВЧ, дробеструйный наклеп, обкатку роликами и т.п. При этом можно получить увеличение предела выносливости до 50% и более. Чувствительность деталей к поверхностному упрочнению уменьшается с увеличением ее размеров.

Проверочный расчет осей на усталостную прочность ведут аналогично расчету валов при $M_k = 0$.

Таблица 1. Значения коэффициентов K_a и K_z

Концентратор напряжения	K_a		K_z	
	Для стали с σ_s , МПа			
	до 700	св. 1000	до 700	св. 1000
Галтель:				
$h/r = 1$ и $r/r_f = 0,02$	1,49	1,60	1,37	1,39
$r/r_f = 0,05$	1,69	1,83	1,46	1,51
$r/r_f = 0,10$	1,55	1,72	1,42	1,46
Шпоночная канавка, выполненная торцевой фрезой	1,89	2,26	1,71	2,22
Прессовая посадка при $p > 20$ МПа	2,4	3,6	1,8	2,5
Резьба	2,2	2,61	1,0	1,0

Таблица 2. Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения

Напряженное состояние и материал	Диаметр вала d , мм				
	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали					
Кручение для всех сталей	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62

Последовательность расчета валов и осей на усталостную прочность (выносливость).

1. Составляют расчетную схему.
2. Определяют силы, действующие на вал.
3. Определяют опорные реакции и строят эпюры изгибающих моментов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, после чего вычисляют суммарный изгибающий момент.
4. Определяют крутящие моменты и строят эпюру (для валов).
5. По формуле (8.8а) определяют эквивалентный момент $M_{эkv}$.
6. В соответствии с эпюрами моментов M_n , M_k и $M_{эkv}$ рассчитывают диаметры опасных сечений, подлежащих проверке на усталостную прочность.
7. Для каждого опасного сечения по формуле (13) определяют расчетные коэффициенты запаса прочности, а по формуле (12) оценивают выносливость.
8. При кратковременных перегрузках наиболее нагруженные сечения вала проверяют на статическую прочность (по теории энергии формоизменения):

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_k^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma]_k. \quad (17)$$

Проверка статической прочности

Эту проверку выполняют с целью предупреждения пластических деформаций и разрушений при кратковременных перегрузках (например, пусковых и т. п.). При этом определяют эквивалентное напряжение по формуле

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (18)$$

где

$$\sigma_u = \frac{M}{0,1d^3}, \quad \tau = \frac{T}{0,2d^3} \quad (19)$$

Здесь M и T – изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении при перегрузке.

Предельное допускаемое напряжение $[\sigma]$ принимают близким к пределу текучести σ_T

$$[\sigma] \approx 0,8\sigma_T \quad (20)$$

Рекомендации по конструированию валов и осей

1. Валы и оси следует конструировать по возможности гладкими с минимальным числом уступов. В этом случае существенно сокращается расход металла на изготовление вала, что особенно важно в условиях крупносерийного производства. В индивидуальном и мелкосерийном производстве применяют валы с бортами для упора колес.

2. Каждая насаживаемая на вал или ось деталь должна проходить до своей посадочной поверхности свободно во избежание повреждения других поверхностей. Рекомендуют принимать такую разность диаметров ступеней вала, чтобы при сборке можно было насадить деталь, не вынимая шпонку, установленную в пазу ступени меньшего диаметра.

3. Торцы валов и осей и их уступы выполняют с фасками для удобства установки деталей и соблюдения норм охраны труда.

4. В тяжело нагруженных валах или осях для снижения концентрации напряжений в местах посадочных поверхностей рекомендуют перепады ступеней выполнять минимальными с применением галтелей переменного радиуса.

5. При посадках с натягом трудно совместить шпоночный паз в ступице со шпонкой вала. Для облегчения сборки на посадочной поверхности вала предусматривают небольшой направляющий цилиндрический участок с полем допуска $d9$.

6. Для уменьшения номенклатуры резцов и фрез радиусы галтелей, углы фасок, ширину пазов на одном валу или оси рекомендуют выполнять одинаковыми. Если на валу несколько шпоночных пазов, то их располагают на одной образующей.

7. Для увеличения изгибной жесткости валов и осей рекомендуют детали на них располагать возможно ближе к опорам.

8. При разработке конструкции вала или оси надо иметь в виду, что резкие изменения их сечений (резьбы под установочные гайки, шпоночные пазы, канавки, поперечные сквозные отверстия под штифты и отверстия под установочные винты и др.) вызывают концентрацию напряжений, уменьшая сопротивление усталости.

Список использованных источников

1. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин. 3-е изд.: Высш. Шк., 1984. - 255 с., ил.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 2. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1980. - 559с.
3. <http://ifio.npi-tu.ru/>

Вопросы для самоконтроля

1. Назовите два случая приближенного расчета
2. Когда применяют расчет на совместное действие кручения и изгиба
3. Испытывают ли ось деформацию кручение.