**Занятие № 99-100**

**Тема: Расчет вала на прочность.**

**Задание: Ознакомиться с теоретическим материалом и ответить на вопросы:**

1- Как учитывается изгиб при проектном расчете валов?

2- Как учитывают нагрузки на выходные концы валов, например от муфт?

3- Какие расчеты валов выполняют как проверочные?

4- В чем состоит расчет валов на усталостную прочность?

5- В чем состоит расчет валов на жесткость?

6- Каковы причины поломок валов и осей?

7- Что может быть причиной колебаний валов?

**Основной материал:**

## *Расчет осей на статическую прочность*

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

При выполнении проектировочного расчета на прочность оси *допускаемые напряжения изгиба для вращающихся осей принимают как для симметричного цикла напряжений, а для неподвижных осей*- *как при статическом погружении или при изменении напряжений по отнулевому циклу.*

При прочих равных условиях (одинаковый материал, нагрузки, технология изготовления и т. д.) допускаемые напряжения изгиба для невращающихся осей в 1,5... 1,6 раза выше, чем для вращающихся, поэтому выгоднее применять неподвижные оси. В отдельных случаях вращающиеся оси по конструктивным признакам и экономическим условиям применять выгоднее, несмотря на большую затрату материала. Например, для некоторых типов железнодорожных вагонов целесообразнее применять оси, вращающиеся в подшипниках скольжения (буксах) или подшипниках качения.

***Последовательность проектировочного расчета.***

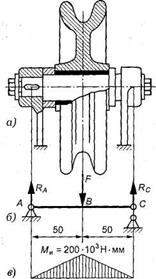
По конструкции узла (рис.9, *а)*составляют расчетную схему (рис.9, *б),*определяют силы, действующие на ось, строят эпюры изгибающих мо­ментов; диаметр оси *d* определяют по формуле

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image699.gif

где *Ми* — максимальный изгибающий момент; http://www.detalmach.ru/lect6.files/image701.gif— допускаемое напря­жение изгиба.

*Выбор*http://www.detalmach.ru/lect6.files/image701.gif.

Во вращающихся осях напряжение изгиба изменяется по симметрично­му циклу: для них принимают http://www.detalmach.ru/lect6.files/image703.gif, в неподвижных http://www.detalmach.ru/lect6.files/image717.gif. Для вращающихся осей из Ст5 http://www.detalmach.ru/lect6.files/image701.gif = 50 http://www.detalmach.ru/lect6.files/image719.gif 80 МПа, для невращающихся http://www.detalmach.ru/lect6.files/image701.gif = 100 http://www.detalmach.ru/lect6.files/image719.gif 160 МПа (меньшие значения рекомендуется прини­мать при наличии концентраторов напряжений).



**Рис. 9.** **Расчетная схема оси:** ***а —*****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

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image723.gif

где http://www.detalmach.ru/lect6.files/image057.gif — 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

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image737.gif

и проверочный расчет

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image739.gif

где *d —*расчетный диаметр вала; *Мк*— крутящий момент в опасном сече­нии вала; http://www.detalmach.ru/lect6.files/image060.gif и http://www.detalmach.ru/lect6.files/image741.gif — расчетное и допускаемое напряжения кручения в опасном сечении вала (для сталей 45 и Ст5 http://www.detalmach.ru/lect6.files/image741.gif= 25http://www.detalmach.ru/lect6.files/image719.gif35 МПа).

Взамен расчета на кручение для определения предварительного значения диаметра вала можно применять эмпирические зависимости:

В месте посадки шестерни на быстроходный и промежуточный валы

dБ ≈ 0,22aWБ; dП ≈ 0,3аWБ.

для тихоходного вала

dT ≈ 0,3aWT.

Выходной конец быстроходного вала

d ≈ (0,8 – 1,15)dэл.дв.

Быстроходный вал

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image743.gif

dП≥ d + 2t (t ≈ 2…3,5) мм.

Промежуточный вал

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image745.gif

Проходной вал

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image747.gif

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image814.gif

После выполнения этого предварительного расчета вал окончательно рассчитывают на статическую прочность при совместном действии изгиба и кручения или на выносливость.

***Расчет валов на совместное действие кручения и изгиба.***

Большинство валов работают на изгиб и кручение. Кроме этого некоторые участки вала под действием осевых сил могут дополнительно работать на растяжение или сжатие. Однако эти напряжения невелики по сравнению с [σ]*u* и их обычно не учитывают.

Для расчета вала на сложное сопротивление необходимо знать величины *Mu* в опасных сечениях. С этой целью по предварительно принятому или рассчитанному диаметру вала намечают местоположение опор и составляют расчетную схему, определяют все силы, действующие на вал, строят эпюры*Mu*и *Mk*, намечают опасные сечения, а затем производят расчет вала.

Результирующие опорные реакции *Ri* и результирующие изгибающие моменты определяют по формулам:

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image815.gif

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image816.gif

где *Rx; Ry; Mux; Muy* – соответственно опорные реакции и изгибающие моменты во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Участок вала между опорами (под шестерней, колесом и т.п.) рассчи­тывают на совместное действие кручения и изгиба по эквивалентному мо­менту *Мэкв.*

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

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image817.gif

где *Ми* и *Мк*— изгибающий и крутящий моменты.

По аналогии с рассмотренными выше случаями расчета выполняют:

проектировочный расчет

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image818.gif

и проверочный расчет

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image819.gif

где http://www.detalmach.ru/lect6.files/image820.gif — 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 неответственных конструкций валов можно считать основным. Уточнен­ный расчет на выносливость можно не производить, если соблю­дается условие

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image821.gif

где http://www.detalmach.ru/lect6.files/image456.gif — предел выносливости материала при изгибе (симметричный цикл); *Kd*— масштабный коэффициент; http://www.detalmach.ru/lect6.files/image374.gif — эффективный коэффициент концентрации напряжений в опасном сечении; [s] *—*допускаемый коэф­фициент запаса прочности по выносливости.

## *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).

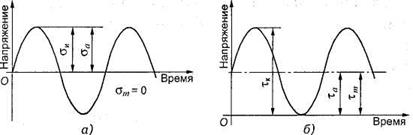
При расчете вращающихся осей и валов на выносливость учитывают все основные факторы, влияющие на усталостную прочность: характер изменения напряжений, статические и усталостные характеристики материалов, изменение предела выносливости вследствие концентрации напряжений  и влияние абсолютных размеров осей или валов, состояние поверхности. Для учета всех этих факторов конструкция вала должна быть известна.

*Усталостная прочность вала*(оси) обеспечена, если соблюдается условие

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image831.gif

где *s* и [*s*] — фактический (расчетный) и допускаемый коэффициенты запа­са прочности для опасного сечения; (обычно [*s*]*=*1,5...2,5; для валов пере­дач [*s*]*>*1,7...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.12, *а),*а на­пряжения кручения — по пульсирующему (отнулевому) циклу (рис.12, *б).*



**Рис.12.** **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

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image833.gif

где http://www.detalmach.ru/lect6.files/image834.gif – коэффициент запаса сопротивления усталости по нормальным напряжениям при изгибе

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image835.gif

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image836.gif – коэффициент запаса сопротивления усталости по касательным напряжениям при кручении

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image837.gif

В этих формулах http://www.detalmach.ru/lect6.files/image838.gifи http://www.detalmach.ru/lect6.files/image839.gif – пределы выносливости соответственно при изгибе и при кручении при симметричном цикле изменения напряжений. Это характеристики материала, которые выбираются по справочникам или по приближенным формулам:

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image840.gif

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image841.gif

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image842.gif и http://www.detalmach.ru/lect6.files/image843.gif – амплитуды переменных составляющих циклов напряжений;

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image844.gif и http://www.detalmach.ru/lect6.files/image845.gif*–* средние напряжения циклов соответственно при изгибе и кручении.

При расчете принимают, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image846.gif

а касательные – по пульсирующему отнулевому циклу

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image847.gif

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image848.gifи http://www.detalmach.ru/lect6.files/image849.gif — коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла напряжений на прочность вала соответственно при изгибе и при кручении. Эти значения зависят от механических характеристик материала.

Коэффициенты http://www.detalmach.ru/lect6.files/image848.gifи http://www.detalmach.ru/lect6.files/image849.gif выбираются из ряда:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| http://www.detalmach.ru/lect6.files/image850.gif, МПа | 550 | 750 | 1000 |
| http://www.detalmach.ru/lect6.files/image848.gif | 0,05 | 0,075 | 0,10 |
| http://www.detalmach.ru/lect6.files/image849.gif | 0 | 0,025 | 0,05 |

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image851.gif– коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности вала. Его значение выбирают в интервале http://www.detalmach.ru/lect6.files/image851.gif = 0,9 … 1,0;

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image852.gif– масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений, выбираемые интерполированием по данным таблицы 17.

*Kd –* масштабный фактор, то есть коэффициент, учитывающий влияние размеров сечения вала на прочность (выбирают по справочникам в зависимости от диаметра и марки материала); *KF –* фактор шероховатости поверхности (выбирают по справочникам в зависимости шероховатости поверхности и предела прочности http://www.detalmach.ru/lect6.files/image853.gif стали);

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image374.gif иhttp://www.detalmach.ru/lect6.files/image854.gif*–* эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (выбирают по табл.16 в зависимости от вида концентратора в расчетном сечении и http://www.detalmach.ru/lect6.files/image853.gif).

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 *Мк*= 0.

***Таблица 16.*****Значения коэффициентов** http://www.detalmach.ru/lect6.files/image374.gif иhttp://www.detalmach.ru/lect6.files/image854.gif

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Размеры | | http://www.detalmach.ru/lect6.files/image855.gifпри http://www.detalmach.ru/lect6.files/image853.gif, МПа | | | http://www.detalmach.ru/lect6.files/image856.gifпри http://www.detalmach.ru/lect6.files/image853.gif, МПа | | |
| *t/r* | *r/d* | 500 | 700 | 900 | 500 | 700 | 900 |
| Для ступенчатого перехода с канавкой | | | | | | | |
| http://www.detalmach.ru/lect6.files/image857.gif | 0,01 | 1,35 | 1,40 | 1,45 | 1,30 | 1,30 | 1,30 |
| 0,02 | 1,45 | 1,50 | 1,55 | 1,35 | 1,35 | 1,40 |
| 0,03 | 1,65 | 1,70 | 1,80 | 1,40 | 1,45 | 1,45 |
| 0,05 | 1,60 | 1,70 | 1,80 | 1,45 | 1,45 | 1,55 |
| 0,10 | 1,45 | 1,55 | 1,65 | 1,40 | 1,40 | 1,45 |
| http://www.detalmach.ru/lect6.files/image858.gif | 0,01 | 1,55 | 1,60 | 1,65 | 1,40 | 1,40 | 1,45 |
| 0,02 | 1,80 | 1,90 | 2,00 | 1,55 | 1,60 | 1,65 |
| 0,03 | 1,80 | 1,95 | 2,05 | 1,55 | 1,60 | 1,65 |
| 0,05 | 1,75 | 1,90 | 2,00 | 1,60 | 1,60 | 1,65 |
| http://www.detalmach.ru/lect6.files/image859.gif | 0,01 | 1,90 | 2,00 | 2,10 | 1,55 | 1,60 | 1,65 |
| 0,02 | 1,95 | 2,10 | 2,20 | 1,60 | 1,70 | 1,75 |
| 0,03 | 1,95 | 2,10 | 2,25 | 1,65 | 1,70 | 1,75 |
| http://www.detalmach.ru/lect6.files/image860.gif | 0,01 | 2,10 | 2,25 | 2,35 | 2,20 | 2,30 | 2,40 |
| 0,02 | 2,15 | 2,30 | 2,45 | 2,10 | 2,15 | 2,25 |
| Для шпоночных пазов, выполненных фрезой | | | | | | | |
| Концевой | | 1,60 | 1,90 | 2,15 | 1,40 | 1,70 | 2,00 |
| Дисковой | | 1,40 | 1,55 | 1,70 |

***Таблица 17.*****Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Сталь | http://www.detalmach.ru/lect6.files/image861.gif | Диаметр вала, мм | | | | | |
| 20 | 30 | 40 | 50 | 70 | 100 |
| Углеродистая | http://www.detalmach.ru/lect6.files/image862.gif | 0,92 | 0,88 | 0,85 | 0,82 | 0,76 | 0,70 |
| http://www.detalmach.ru/lect6.files/image863.gif | 0,83 | 0,77 | 0,73 | 0,70 | 0,65 | 0,59 |
| Легированная | http://www.detalmach.ru/lect6.files/image864.gif | 0,83 | 0,77 | 0,73 | 0,70 | 0,65 | 0,59 |

***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 (9а) определяют эквивалентный момент *Мэкв.*

6. В соответствии с эпюрами моментов *Мп, Мк* и *Мэкв* 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 (14) оценивают вы­носливость.

8.  При кратковременных перегрузках наиболее нагруженные сечения вала проверяют на статическую прочность (по теории энергии формоизме­нения):

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image865.gif

## *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

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image889.gif

где

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image890.gif – напряжение изгиба в сечении вала;

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image891.gif – касательное напряжение в сечении вала.

Здесь *М*и *Т –*изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении при перегрузке, *W*и и *W*ρ - соответственно осевой и полярный момент сопротивления сечения вала.

Моменты сопротивления для круглого сечения равны

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image892.gif

Для круглого сечения со шпоночной канавкой моменты сопротивления рассчитывают по зависимостям:

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image893.gif

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image894.gif

где *b* - ширина шпоночной канавки; *t*1 - глубина шпоночной канавки.

Запас прочности по пределу текучести

http://www.detalmach.ru/lect6.files/image895.gif

где [*n*Т]=1,2…1,8 - допустимый коэффициент запаса прочности.