

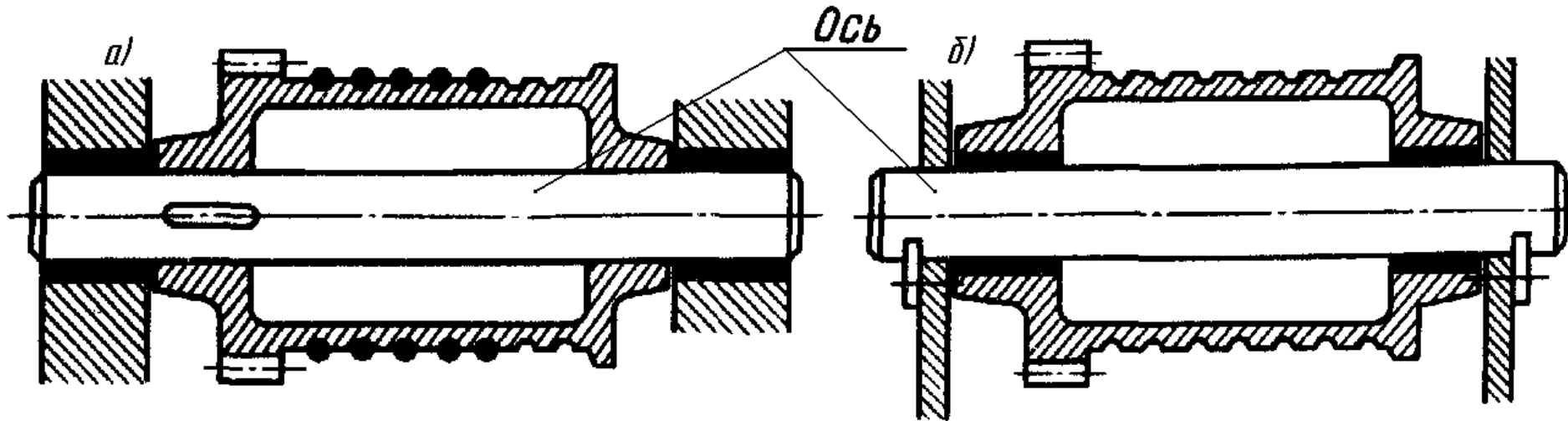
Оси и валы



Осью называют деталь, предназначенную только для поддержания установленных на ней деталей.

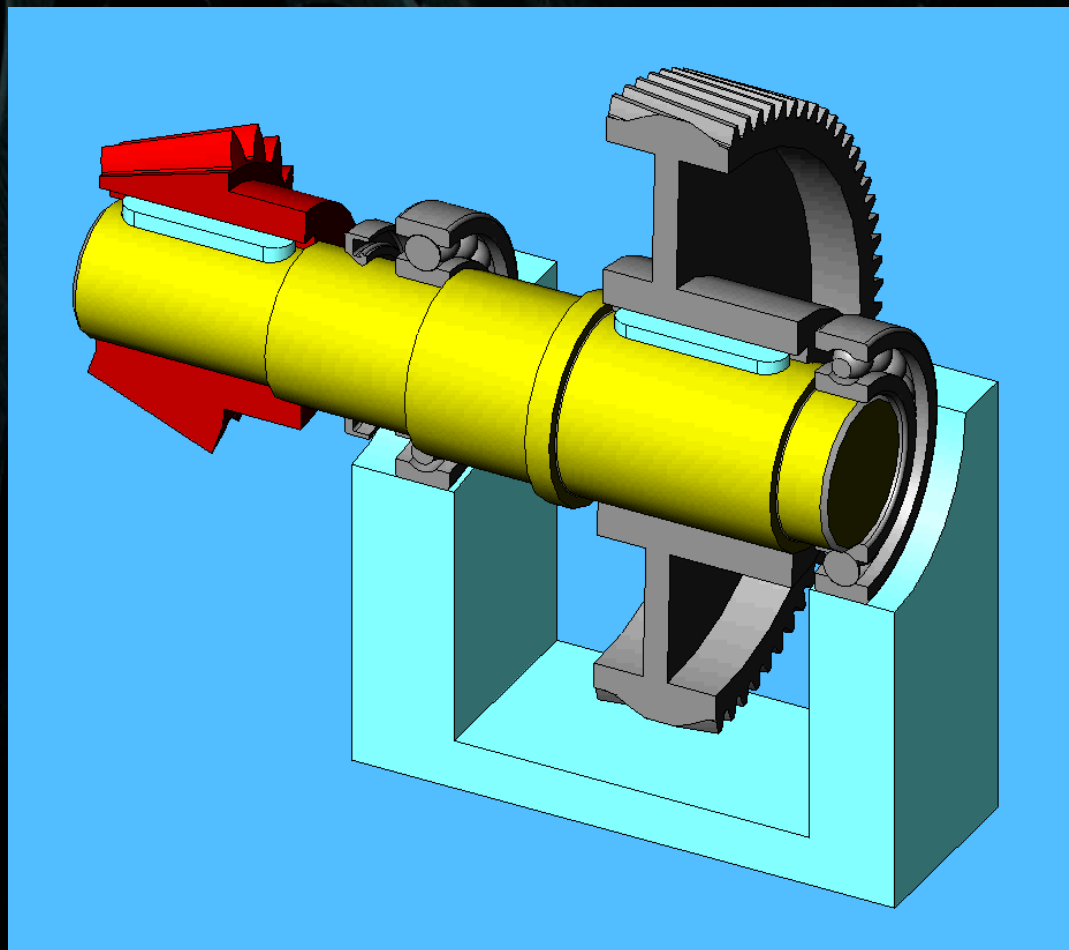
Ось не передает вращающего момента и работает только на изгиб. В машинах оси могут быть неподвижными или вращающимися вместе с установленными на них деталями

Конструкции осей



а — вращающаяся ось;
б — неподвижная ось

Валом называют деталь, предназначенную для поддержания установленных на ней шкивов, зубчатых колес, звездочек, катков и т. д. и для передачи вращающего момента. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях помимо изгиба и кручения валы могут испытывать деформацию растяжения (сжатия).



Валы машин, которые кроме деталей передач несут рабочие органы машины называются **коренными**.

Коренной вал станков с вращательным движением инструмента или изделия называется **шпинделем**

Вал, распределяющий механическую энергию между машинами и механизмами, называется **трансмиссионным**

ТИПЫ ВАЛОВ

(по форме геометрической оси)

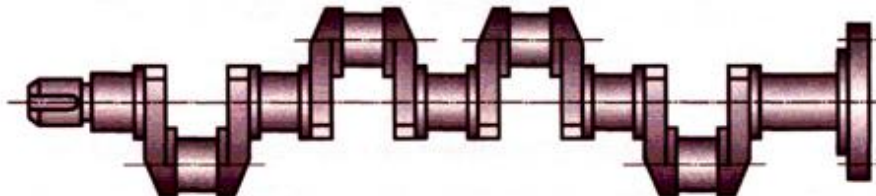
Гладкий



Ступенчатый



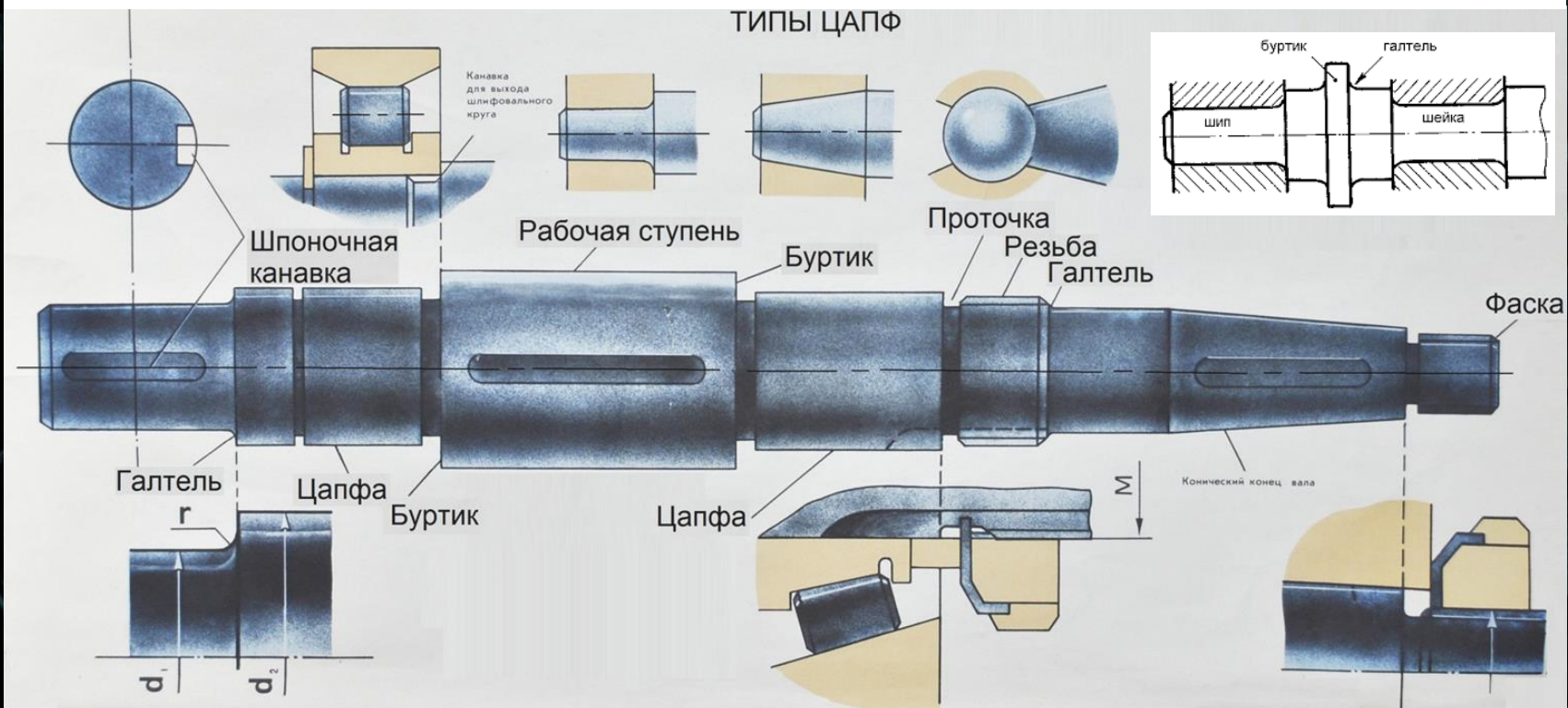
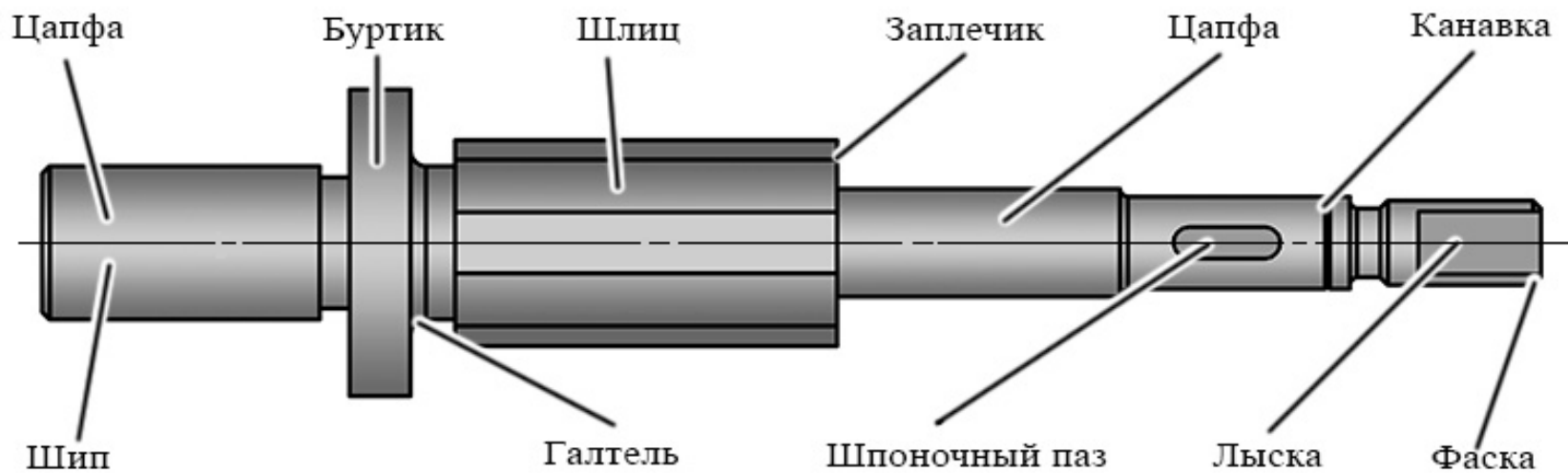
Коленчатый



Гибкий



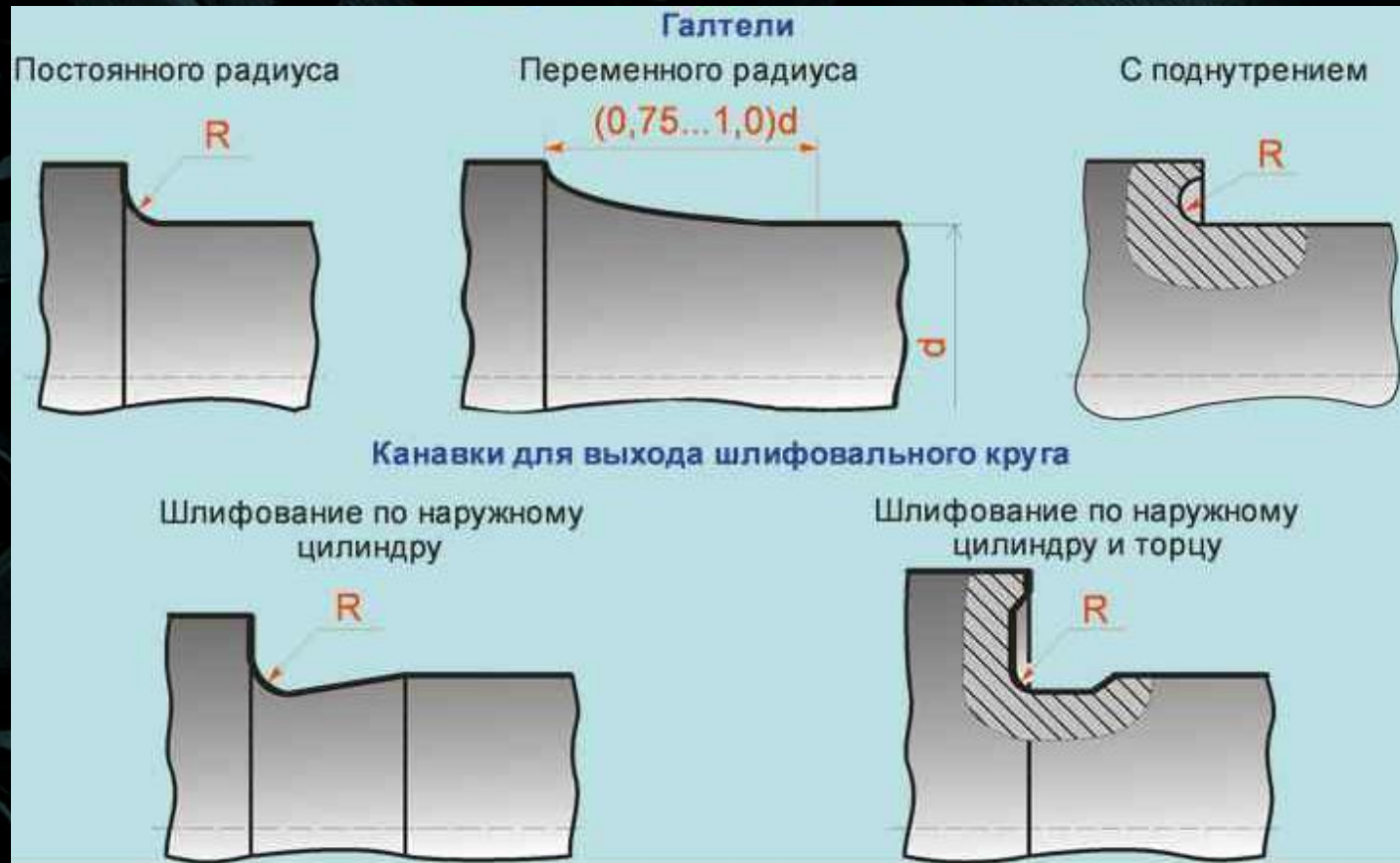
КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ВАЛОВ



Переходные поверхности валов

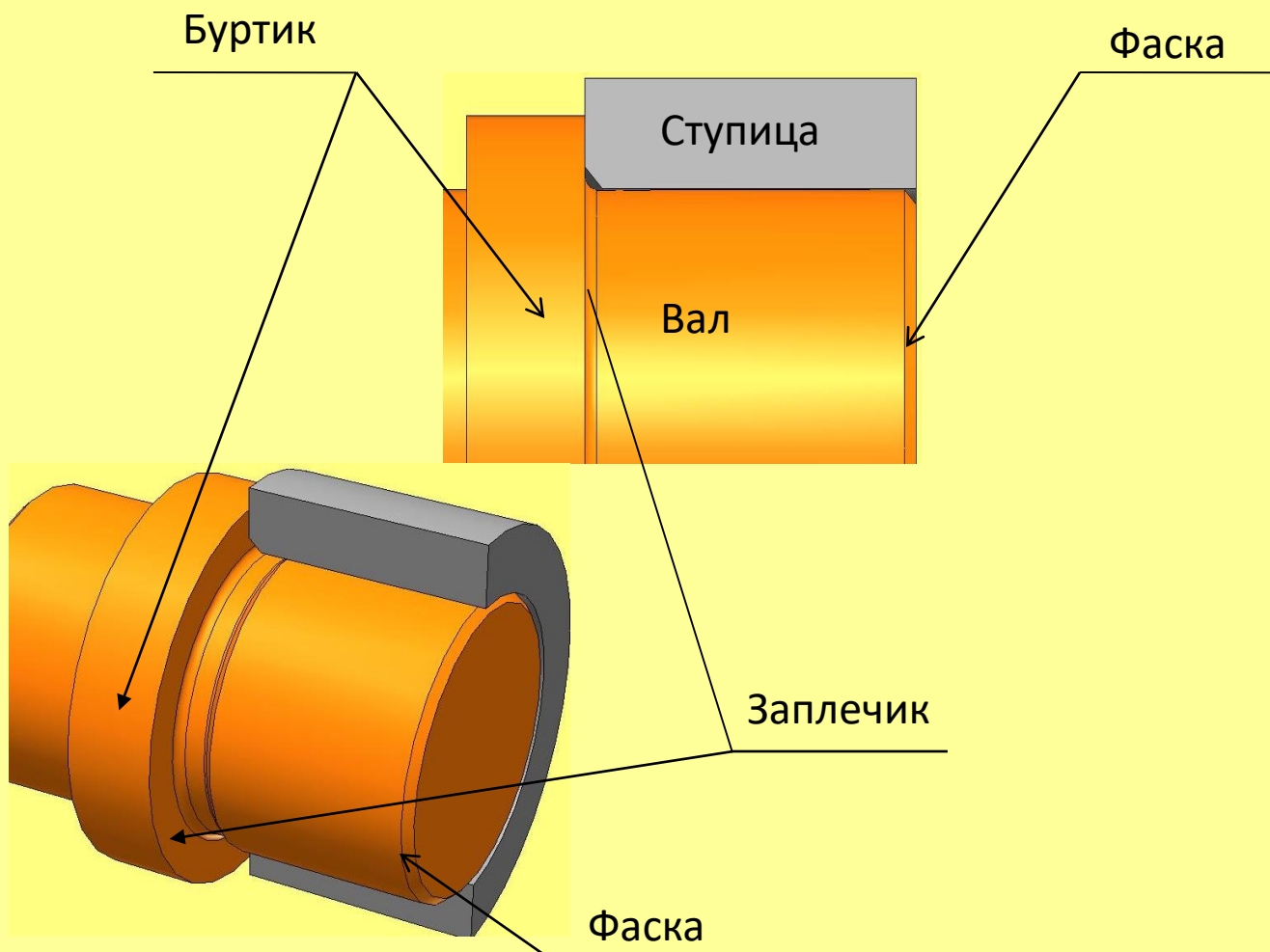
Галтель – плавный переход от одного диаметра к другому. Уменьшает концентрацию напряжений

Канавка - углубление определенного профиля. Облегчает выход инструмента при изготовлении ступеней валов, но повышает концентрацию напряжений

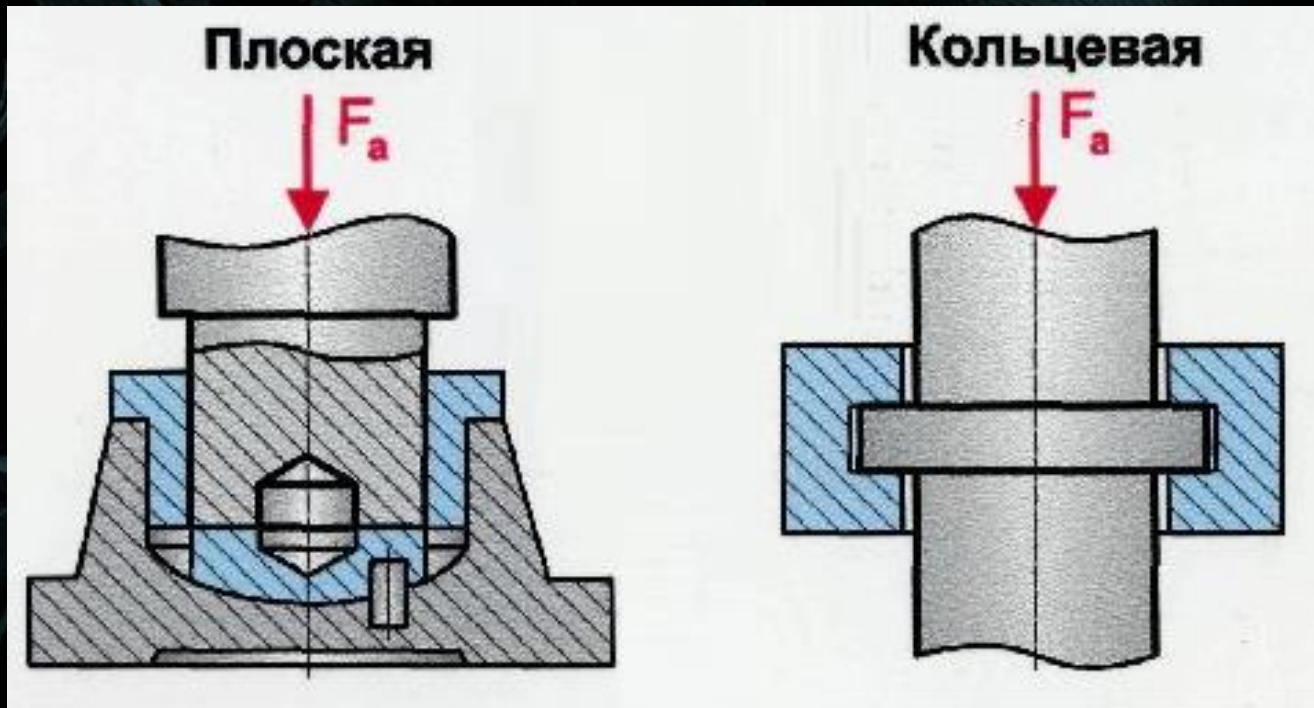


Буртик - кольцевое утолщение вала. Плоские поверхности буртика называют **заплечиком**. Позволяют фиксировать положение деталей на валу и вала в подшипниках и воспринимают осевые силы

Фаска - коническая поверхности вала у торцев, а также в местах перехода ступеней

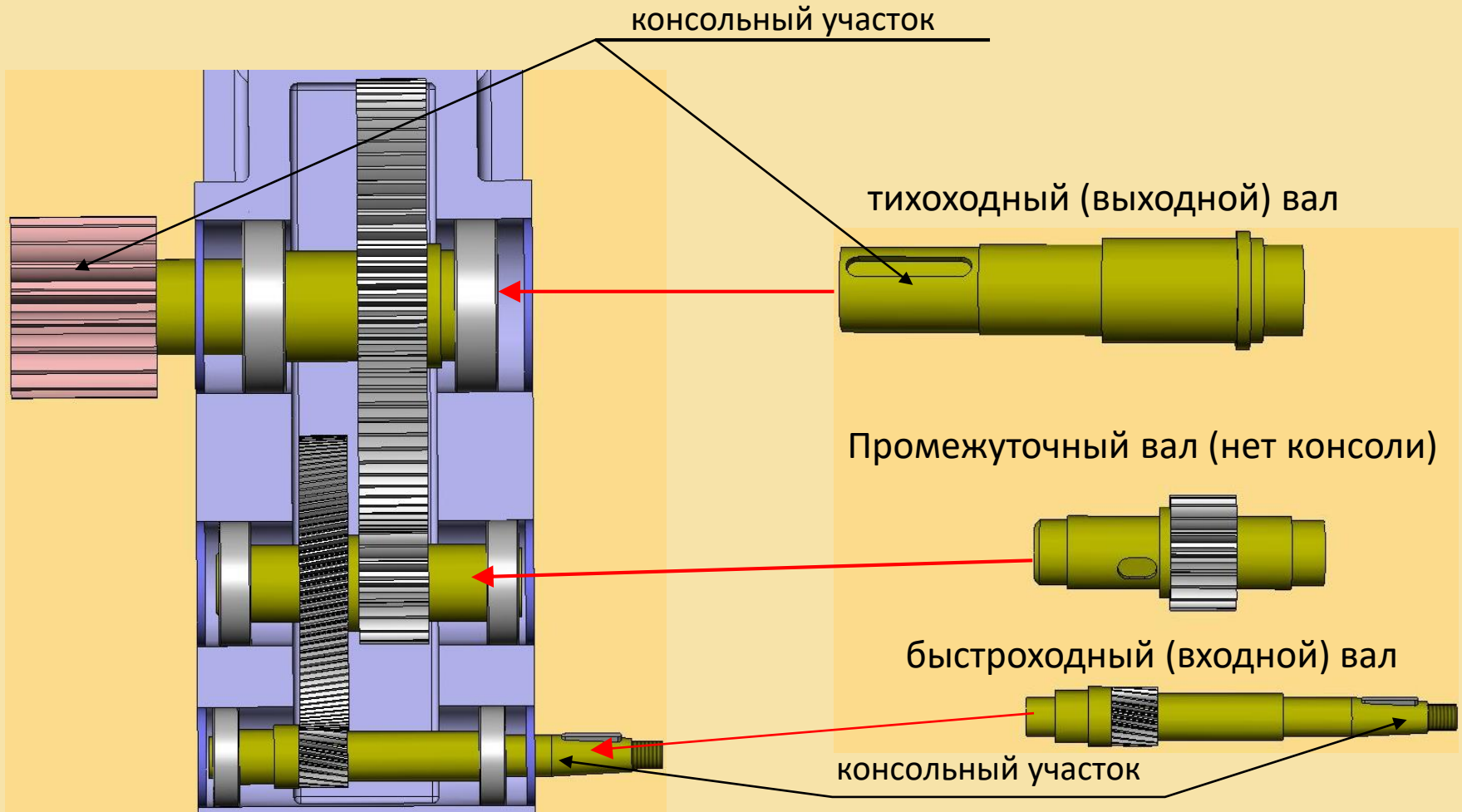


Пята – опора, воспринимающая осевую нагрузку



Прямые ступенчатые валы

Примером таких валов являются валы редукторов



Материалы для изготовления осей и валов

Требования к материалам валов и осей:

- 1) Сопротивление усталости (способность противостоять знакопеременным нагрузкам);
- 2) Жесткость (иметь высокий модуль упругости);
- 3) Хорошая обрабатываемость.

Наиболее полно этим требованиям удовлетворяют углеродистые и легированные стали.

Малонагруженные валы изготавливают из **углеродистых сталей** Ст5, Ст6. **Качественные среднеуглеродистые стали** марок 40, 45, 50 используют для валов стационарных машин и механизмов. Заготовку из этих сталей подвергают улучшающей термической обработке ($HRC_{\text{э}} \leq 36$) перед механической обработкой. Валы точат на токарном станке, посадочные места и цапфы шлифуют на шлифовальном станке.

Среднеуглеродистые легированные стали марок 40X, 45X, 40XH, 40XHMA, 35XGCA используют для валов ответственных передач подвижных машин (валы коробок передач гусеничных машин). Улучшающей термообработке ($HRC_{\text{э}} \leq 45$) обычно подвергают деталь уже после предварительной токарной обработки. Посадочные поверхности и цапфы окончательно шлифуют на шлифовальных станках.

Мало- и среднеуглеродистые легированные стали марок 20X, 12XH3A, 18XГТ, 25XГТ, 38X2МЮА идут на валы нагруженных передач, работающих в реверсивном режиме (шлицевые валы коробок передач колёсных машин). Вал, изготовленный с минимальным припуском под окончательную обработку, подвергается *поверхностной химико-термической обработке (цементация, азотирование и т.п.)*, закаливается до высокой поверхностной твердости ($HRC\ 55...65$). Рабочие поверхности шлицов, посадочные поверхности и поверхности цапф шлифуются после термической обработки с целью получения необходимой точности.

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ОСЕЙ И ВАЛОВ

Основными критериями работоспособности валов и осей являются **прочность** и **жёсткость**.

В зависимости от характера напряжений, возникающих в валах и осях, возможны два случая их расчета на прочность: расчет на статическую прочность и расчет на сопротивление усталости (выносливость).

Неподвижные оси при действии постоянных нагрузок рассчитывают на статическую прочность.

Подвижные быстроходные оси и валы рассчитывают на выносливость.

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

Причиной выхода из строя отдельных быстроходных валов могут быть колебания. Такие валы дополнительно рассчитывают на колебания.

РАСЧЕТ ОСЕЙ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

Оси, нагруженные только поперечными нагрузками, рассчитывают на изгиб. После составления расчетной схемы и определения всех сил, действующих на ось, строят эпюру изгибающих моментов и по максимальному изгибающему моменту рассчитывают ось. Проверочный расчет осей на статическую прочность при изгибе ведётся по формуле

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M}{0.1d^3} \leq [\sigma_{\text{и}}]$$

Из условия прочности выражают диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M}{[\sigma_{\text{и}}]}}$$

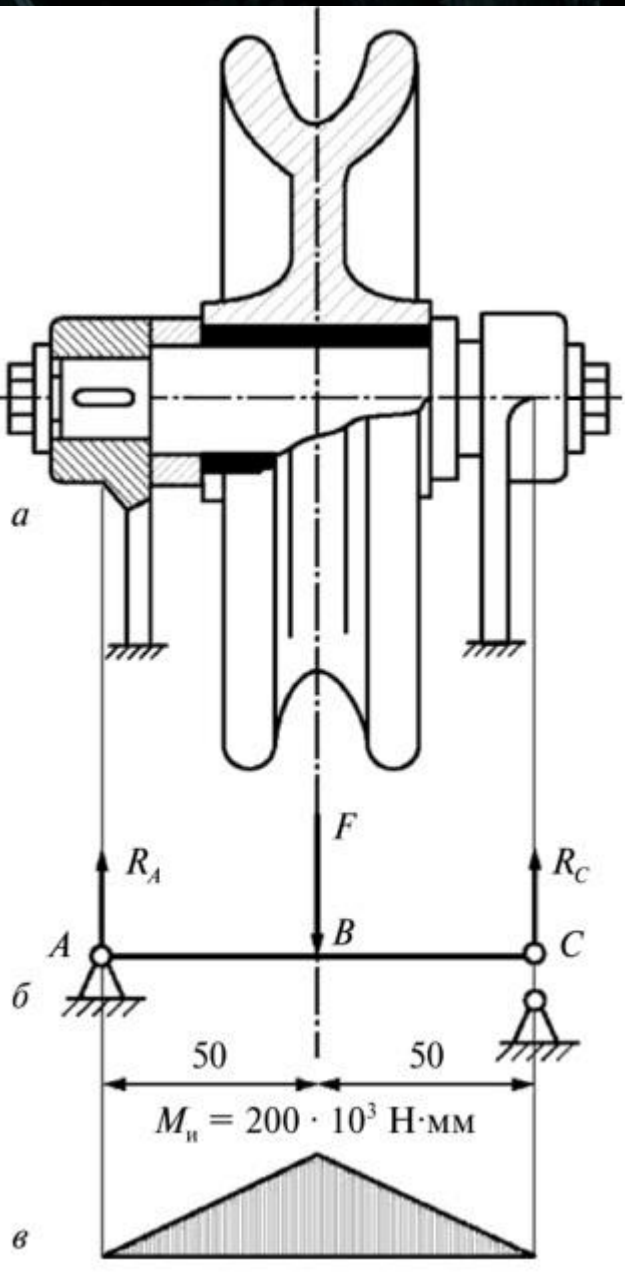
где $\sigma_{\text{и}}$ — расчетное напряжение изгиба в опасном сечении оси;

M — изгибающий момент в опасном сечении оси;

$0.1d^3$ — момент сопротивления изгибу сечения оси;

d — диаметр оси;

$[\sigma_{\text{и}}]$ — допускаемое напряжение на изгиб



РАСЧЕТ ВАЛОВ, РАБОТАЮЩИХ ТОЛЬКО НА КРУЧЕНИЕ, НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

Проверочный расчет

$$\tau_k = \frac{T}{0.2d^3} \leq [\tau_k]$$

Проектировочный расчет

$$d = \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau_k]}}$$

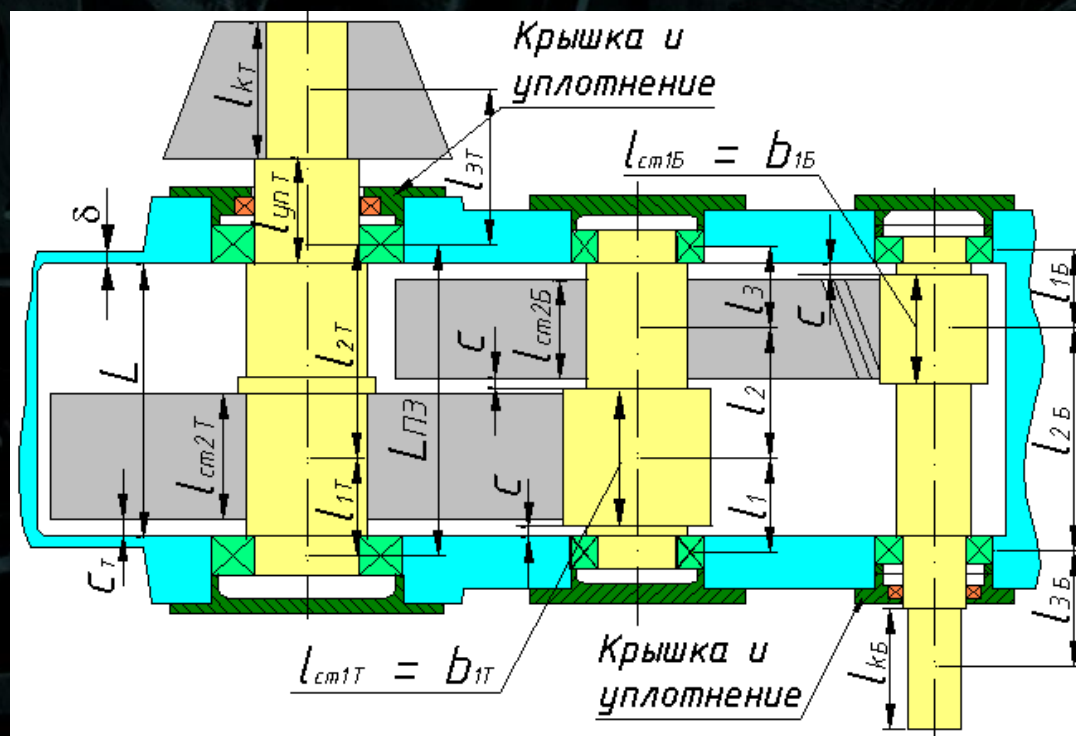
где τ_k — расчетное напряжение кручения в основном сечении вала;
 T — крутящий момент в опасном сечения вала; d — диаметр вала;
 $0,2d^3$ — полярный момент сопротивления поперечного сечения вала
 $[\tau_k]$ — допускаемое напряжение на кручение для вала:

Валы, работающие на изгиб и кручение, при проектировании предварительно рассчитывают по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau_k]}},$$

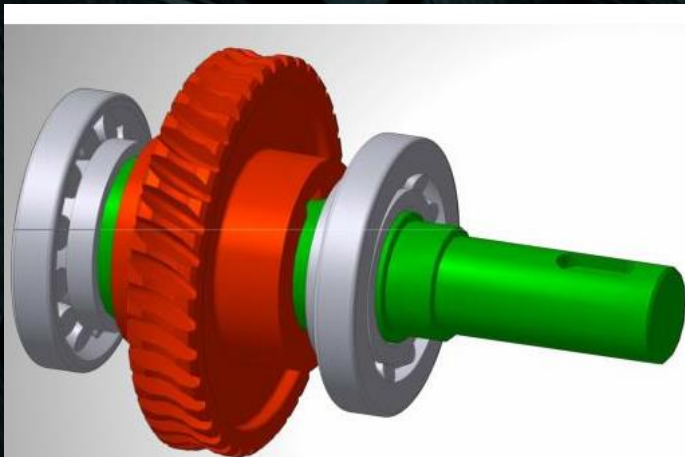
но допускаемое напряжение на кручение $[\tau_k]$ для стальных валов принимают пониженным
($[\tau_k]=15..25$ МПа)

- определения расстояния между опорами валов и длин консольных участков;
- определения точек приложения сил, нагружающих валы;
- проверки, не накладываются ли валы (зубчатые колеса) одной ступени редуктора на зубчатые колеса (валы) другой ступени;
- размещения внутри редуктора зубчатых колес всех ступеней так, чтобы получить минимальные внутренние размеры редуктора.



РАСЧЕТ ВАЛОВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ СОВМЕСТНОМ ДЕЙСТВИИ ИЗГИБА И КРУЧЕНИЯ

После составления расчетной схемы и определения всех сил, действующих на вал, строят эпюру изгибающих моментов и по максимальному изгибающему моменту рассчитывают вал на прочность.

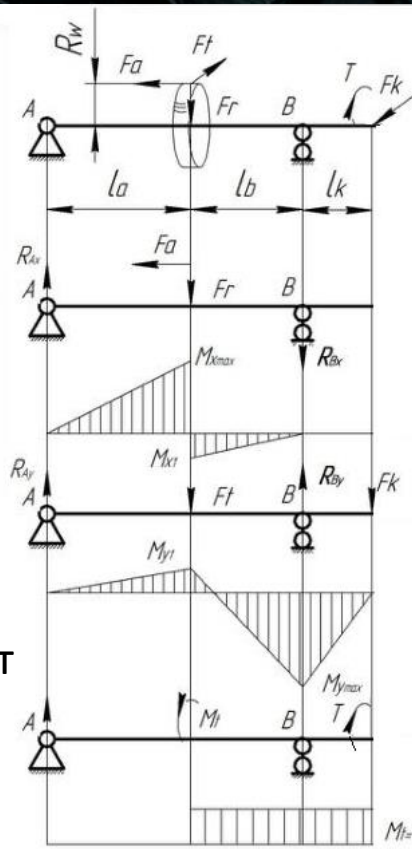


Эквивалентный момент

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + T^2}$$

Проверочный расчет выполняют по формуле

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1d^3} \leq [\sigma_{\text{и}}]$$



а) Расчетная схема вала

б) Расчетная схема вала в вертикальной плоскости

в) эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости

г) Расчетная схема вала в горизонтальной плоскости

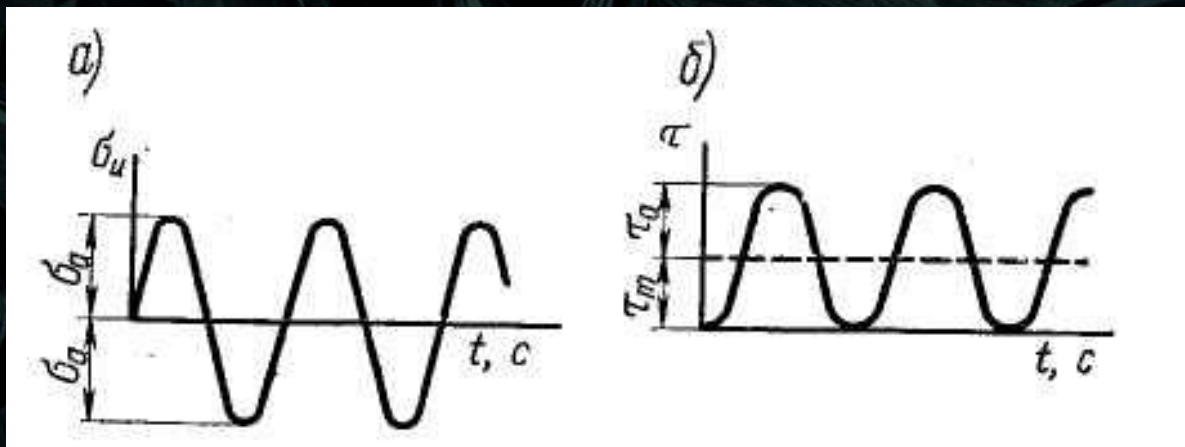
д) эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости

е) эпюра крутящих моментов

Проектировочный расчет выполняют по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 M_{\text{ЭКВ}}}{[\sigma_{\text{и}}]}}$$

Проверочный расчет вала на сопротивление усталости



На практике установлено, что для валов основным видом разрушения является усталостное. Статическое разрушение наблюдается значительно реже. Оно происходит под действием случайных кратковременных перегрузок. Поэтому для валов расчет на сопротивление усталости является основным. При расчете на сопротивление усталости необходимо прежде всего установить характер цикла напряжений.

Напряжения кручения изменяются пропорционально изменению нагрузки. В большинстве случаев трудно установить действительный цикл нагрузки машины в условиях эксплуатации. Тогда расчет выполняют условно по номинальной нагрузке, а циклы напряжений принимают - симметричным для напряжений изгиба и отнулевым для напряжений кручения.

Проверочный расчет вала на сопротивление усталости

Проверочный расчет вала является уточненным расчетом, т.к. учитывает материал, характер динамической нагрузки, концентрацию напряжений, влияние абсолютных размеров вала, качество обработки поверхностей.

Расчет заключается в определении коэффициента запаса прочности в опасных сечениях вала и сравнении его с допускаемым значением

$$s \geq [s]$$

$[s] = 1,5 \dots 2,5$ - допускаемый (требуемый) коэффициент запаса прочности

Признаки опасного сечения:

- значительный внутренний силовой фактор (крутящий момент, изгибающий момент);
- концентрация напряжений (резкий переход от одной ступени к другой, канавка, шпоночный паз, посадка с натягом и т.д.).

$$s = \frac{s_{\sigma}s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s]$$

s_{σ} - коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба

s_{τ} - коэффициент запаса прочности по напряжениям кручения

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\psi_{\sigma}\sigma_m + \sigma_a \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\beta}}$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\psi_{\tau}\tau_m + \tau_a \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}\beta}}$$

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\psi_{\sigma} \sigma_m + \sigma_a \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta}}$$

σ_{-1} - предел выносливости материала

$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_{\sigma} + (70...120)$ - для углеродистой стали

$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_{\sigma}$ - для легированной стали

ψ_{σ} - коэффициент чувствительности к асимметрии цикла

Нормальные напряжения меняются по симметричному циклу

σ_m - среднее напряжение цикла $\sigma_m = 0$

σ_a - амплитудное напряжение цикла $\sigma_a = \frac{M_u}{W}$

K_{σ} - эффективный коэффициент концентрации напряжений

ε_{σ} - масштабный фактор

β - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\psi_{\tau} \tau_m + \tau_a \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta}}$$

τ_{-1} - предел выносливости материала

$$\tau_{-1} \approx 0,58 \sigma_{-1}$$

ψ_{τ} - коэффициент чувствительности к асимметрии цикла

Касательные напряжения меняются по отнулевому циклу

τ_m - среднее напряжение цикла

τ_a - амплитудное напряжение цикла

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{кр}}{2} = \frac{M_{кр}}{2W_{\rho}}$$

K_{τ} - эффективный коэффициент концентрации напряжений

ε_{τ} - масштабный фактор

β - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности

Расчет осей на сопротивление усталости

Неподвижные оси, напряжения в сечениях которых, изменяется по отнулевому циклу, рассчитывают по формуле

$$s = \frac{\sigma_{-1}}{\psi_{\sigma} \sigma_m + \sigma_a \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta}} \geq [s]$$

Вращающиеся оси, напряжения в сечениях которых изменяется по симметричному циклу, рассчитывают по формуле

$$s = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon_{\sigma} \beta}{\sigma_a K_{\sigma}} \geq [s]$$

ψ_{σ} - коэффициент чувствительности к асимметрии цикла

σ_m - среднее напряжение цикла

σ_a - амплитуда цикла напряжения

K_{σ} - эффективный коэффициент концентрации напряжений

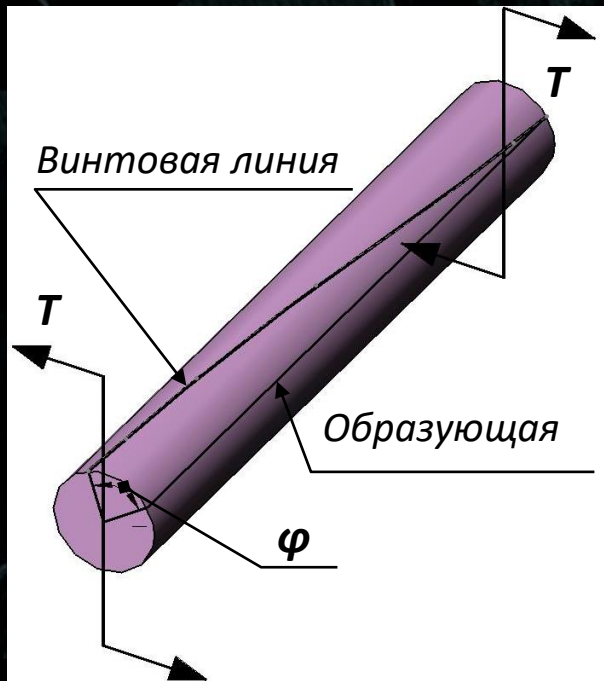
ε_{σ} - масштабный фактор

β - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности

РАСЧЕТ НА ЖЕСТКОСТЬ

Жесткость соответствующих деталей обеспечивает требуемую точность машин, нормальную работу ее узлов.

Жесткость при кручении

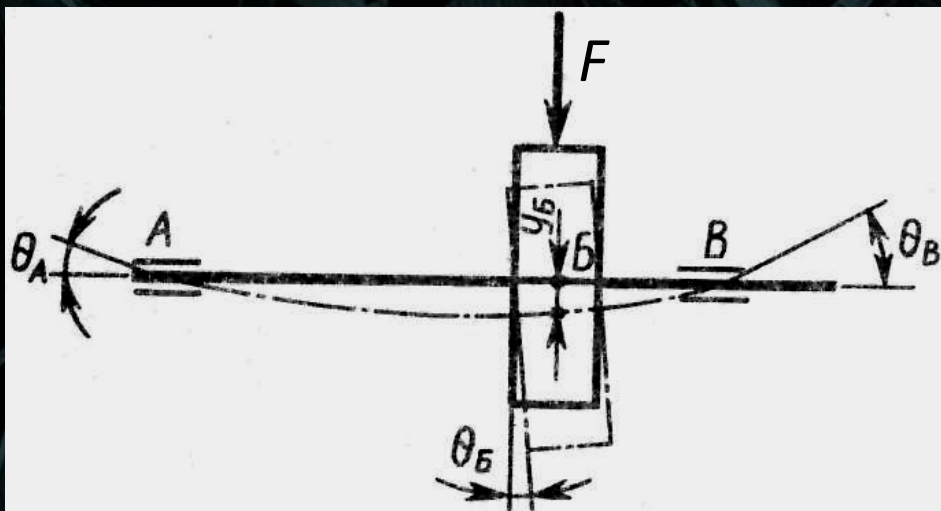


$$\varphi = \frac{M_{\kappa}}{GJ_{\rho}} \leq [\varphi]$$

$[\varphi]$ – допускаемый угол закручивания на 1 м длины

Определяется в зависимости от требований и условий работы конструкций может принимать значения 0,2...1,0 град/м.

Жесткость при изгибе



$$y \leq [y]$$

$[y]$ – допускаемый прогиб в месте расположения деталей на валу, мм:

$[y] = 0,01m$ – для цилиндрических зубчатых колес и $0,005m$ – для конических и гипоидных колес

$$f \leq [f]$$

$[f]$ – допускаемая стрела прогиба:

$[f] = 0,0003l$ – для валов общего назначения

$$\theta \leq [\theta]$$

$[\theta]$ – допускаемый угол поворота сечения вала в местах расположения деталей, рад:

- для подшипников качения шариковых радиальных однорядных 0,005; роликовых радиальных 0,0025; роликовых конических 0,0016;
- для подшипников скольжения 0,001;
- для зубчатых колес 0,001...0,002

Расчет валов на колебания

Виды колебаний валов:

- поперечные (изгибные)
 - крутильные
 - изгибно-крутильные
- Крутильные и изгибно-крутильные колебания имеют существенное значение для некоторых коренных валов и рассматриваются в специальных курсах
- Для валов механических передач характерны изгибные колебания

Расчет валов механических передач на поперечные колебания или на виброустойчивость заключается в проверке отсутствия резонанса при установившемся режиме работы и сводится к определению критической угловой скорости и сравнении ее с номинальной угловой скоростью вала.

Критическая угловая скорость вала ω_k равна собственной частоте поперечных колебаний и может быть вычислена по приближенной формуле Рэля

$$\omega_k = \sqrt{\frac{\sum m_i y_i}{\sum m_i y_i^2}}$$

m_i – масса i -той, установленной на вал детали, кг;

y_i – статический прогиб под i -той деталью, вызванный весами всех деталей и силами в зацеплении, м

Большинство передаточных валов и осей работают в докритической области. Для уменьшения опасности резонанса необходимо, чтобы номинальная угловая скорость вала была меньше критической не менее чем на 30%



СПАСИБО
ЗА ВНИМАНИЕ