

ВАЛЫ И ОСИ. ПОДШИПНИКИ

- 1 Назначение, основные конструкции валов и осей**
- 2 Конструктивные элементы валов и осей**
- 3 Материалы валов и осей. Виды обработки валов и осей**
- 4 Предварительный расчет валов.**
- 5 Проектировочный расчет валов**
- 6 Расчёт вала на статическую прочность**
- 7 Расчёт вала на выносливость**
- 8 Расчёт валов на жесткость**
- 9 Расчёт валов на колебания**
- 10 Подшипники. Общие сведения**
- 11 Классификация подшипников качения**
- 12 Критерии работоспособности подшипников качения**
- 13 Подбор подшипников качения по динамической и статической грузоподъемности**
- 14 Кинематика и динамика подшипников качения**
- 15 Классификация роликовых подшипников по конструкции**
- 16 Подвод смазки к подшипникам. Уплотняющие устройства.**
- 17 Посадки подшипников**

Назначение, основные конструкции валов и осей

Формы валов и осей весьма многообразны от простейших цилиндров до сложных коленчатых конструкций. Форма вала определяется распределением изгибающих и крутящих моментов по его длине. Правильно спроектированный вал представляет собой балку равного сопротивления. Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливают на валах или на осях.

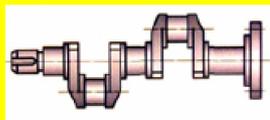
Вал предназначен для передачи вращающего момента вдоль своей оси, для поддержания установленных на нем деталей и восприятия действующих на них сил. При работе вал испытывает изгиб и кручение. В некоторых случаях на валы и оси дополнительно действуют растяжение или сжатие. Некоторые валы (гибкие, карданные, торсионные) не поддерживают деталей.

Ось только поддерживает установленные на ней детали и воспринимает действующие на них силы. В отличие от вала ось не передает вращающего момента и, следовательно, не испытывает кручения.

По форме геометрической оси



прямые

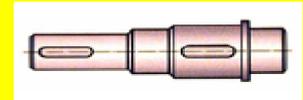


непрямые

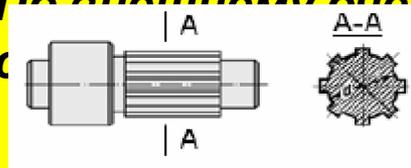
По форме продольного сечения



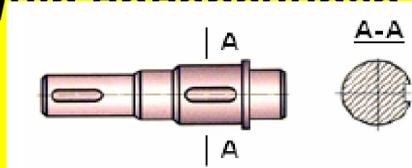
Гладкие
Ступенчатые



По способу изготовления



Шкивовый вал



Шпоночный

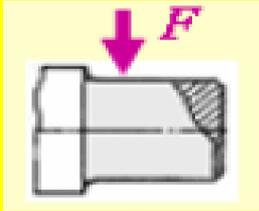
По форме поперечного сечения

валы и оси бывают **сплошные** и **полые** (с осевым отверстием).

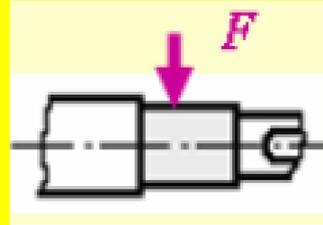
Полые валы применяют для уменьшения массы или для размещения внутри другой детали.

Конструктивные элементы валов и осей

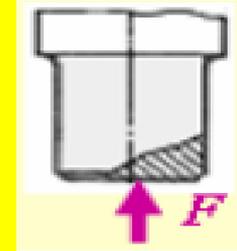
Цапфы - опорные участки вала или оси. Их подразделяют на шипы, шейки и



Шипом называют цапфу, расположенную на конце вала или оси и передающую преимущественно радиальную силу



Шейкой называют цапфу в средней части вала или оси

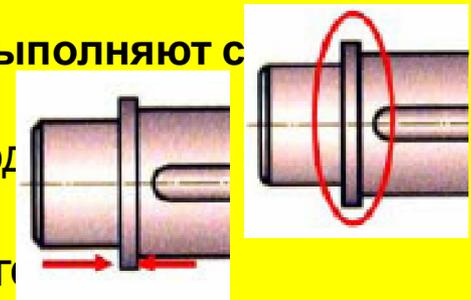


Пятой называют цапфу, передающую осевую силу

Опорами для шипов и шеек валов служат подшипники. Шипы и шейки по форме могут быть цилиндрическими, коническими или сферическими. В большинстве случаев применяют цилиндрические цапфы. Опорами для пят служат подпятники. Пяты, как правило, изготовляют прямыми. По конструкции прямые валы и оси мало отличаются друг от друга.

Для фиксации деталей в осевом направлении на валах и осях выполняют следующие элементы:

Буртик - кольцевое утолщение вала, составляющее с ним одну деталь.



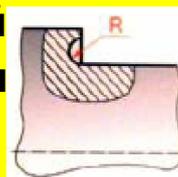
Запlechик - переходная поверхность от одного сечения к другому, служащая для упора насаживаемых на вал или ось деталей.



вного перехода и снижают концентрации напряжений. **Галтель** - переходная поверхность от одного сечения к большему

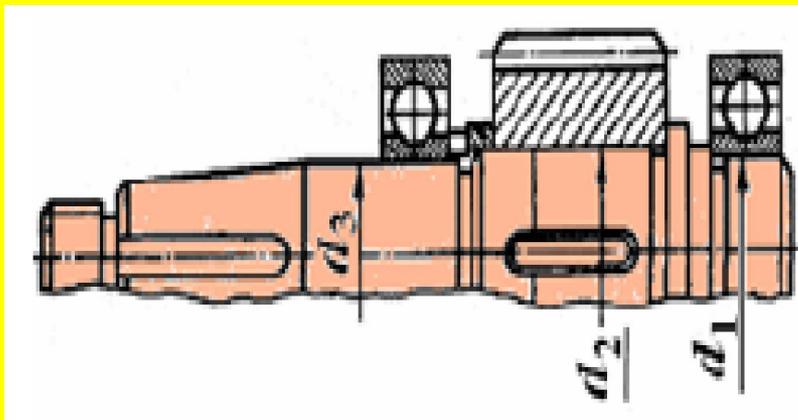


центрации напряжений. **Скос** - линейная поверхность перехода от



и осей. **Скос** - переходная поверхность от

Материалы валов и осей. Виды обработки валов и осей



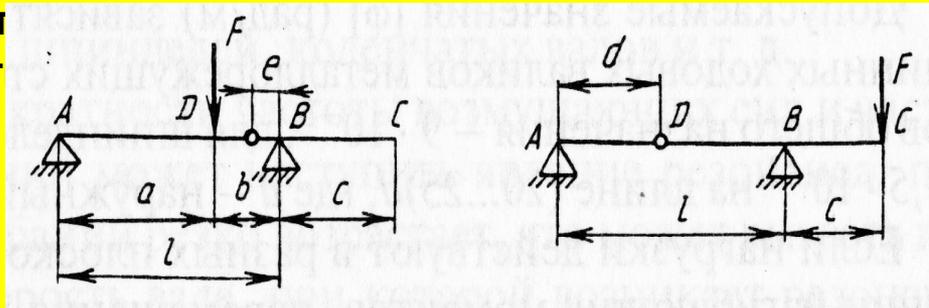
Оси и валы изготовляют в основном из углеродистых и легированных конструкционных сталей, так как они обладают высокой прочностью, способностью к поверхностному и объемному упрочнению, легко получают прокаткой цилиндрические заготовки и хорошо обрабатываются на станках. Для валов и осей без упрочняющей термообработки применяют углеродистые стали Ст 5, Ст 6; для валов с **термообработкой** применяют высокоуглеродистые и легированные стали 45, 40Х. Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения, изготовляют из сталей 20, 20Х, 12ХНЗА, 20ХНЗА. Цапфы этих валов **цементируют** для повышения износостойкости. Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей. Переходные участки являются концентраторами напряжений. Эффективным средством для снижения концентрации напряжений в переходных участках является повышение их податливости путем выполнения разгрузочных канавок, увеличения радиусов галтелей, выполнения отверстий в ступенях большего диаметра. Деформационное упрочнение (**наклеп**) галтелей повышает несущую способность валов и осей. При необходимости на валах выполняют канавки и отверстия для установки стопорных колец и штифтов. При фиксации деталей на валах и осях при помощи гаек, на них

Критерии работоспособности валов и осей. Расчетные

СХЕМЫ

Основными критериями работоспособности являются прочность и жесткость. Валы и вращающиеся оси при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. Прочность оценивают коэффициентом запаса прочности при расчете валов и осей на сопротивление усталости, а жесткость - прогибом, углами поворота или закручивания сечений в местах установки деталей.

Причины поломок валов и осей прослеживаются на всех этапах их эксплуатации. На начальной стадии – неверный выбор формы, неверная оценка концентраторов напряжений, надрезы, забоины, вмятины от небрежного обращения. На стадии дальнейшей эксплуатации – неверная регулировка подшипниковых узлов. Для работоспособности вала или оси необходимо обеспечить: объёмную прочность; поверхностную прочность (вместе с другими деталями); жёсткость на изгиб (вместе с другими деталями).



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 упрощённые расчётные модели, представляющие собой балки на шарнирных опорах, балки с заделкой. При составлении расчётной схемы валы рассматривают как прямые брусья, лежащие на шарнирных опорах.

Подшипники скольжения или качения, воспринимающие одновременно радиальные и

Предварительный расчет валов

Перед началом расчета обычно известны крутящий момент T или мощность P и частота вращения n , нагрузка и размеры основных деталей, расположенных на валу (например, зубчатых колес). Требуется выбрать материал и размеры вала. На практике обычно используют следующий порядок проектного расчета вала:

1 Предварительно определяют наибольший диаметр вала (d) из расчета на кручение при пониженных допускаемых касательных напряжениях (изгибающий момент пока не известен, так как неизвестно расположение опор и места приложения нагрузок).

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau] \quad \text{откуда,} \quad d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

2 После определения диаметра вала под шестерней из расчета по формуле или по диаметру вала электродвигателя разрабатывают его конструкцию. В зависимости от расположенных на валу деталей он будет иметь различную ступенчатую форму

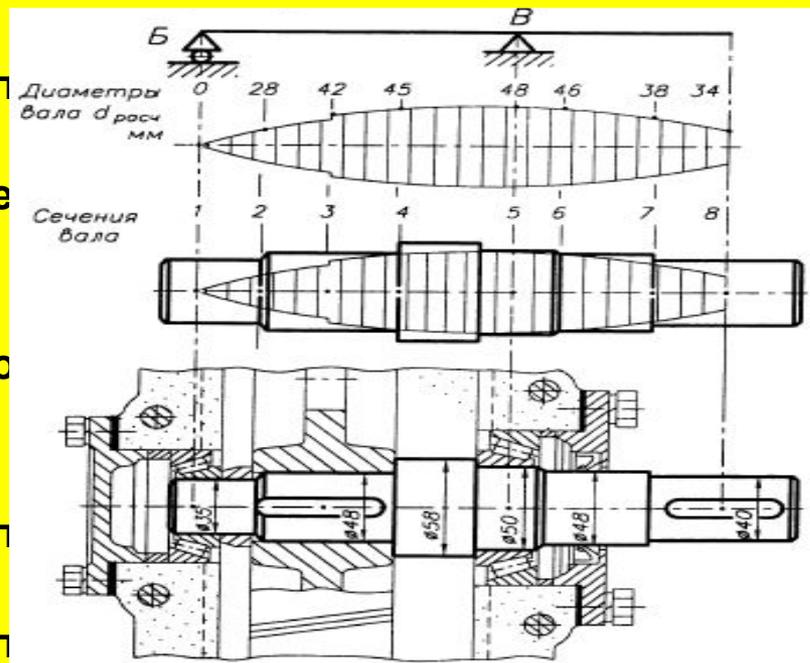
3 Выполняют уточненный расчет валов

конструкции на сопротивление усталости и

необходимо, вносят изменения. При этом учитывают то, что диаметр вала является

из основных параметров, определяющих размеры и нагрузочную способность

Форму и размеры вала уточняют после



Расчёт вала на статическую прочность

В случае сложного сопротивления (изгиб с кручением) в поперечных сечениях вала возникает два и более внутренних усилия. При этом расчет вала при сложном сопротивлении ведется в рамках принципа независимости действия сил. То есть, каждый из простых видов сопротивления, входящих в состав сложного, рассматривается независимо от остальных, а затем находится суперпозиция (сумма) полученных решений (для внутренних усилий, напряжений, деформаций и т. д.).

Принцип суперпозиции применим только для линейно-упругих систем. Эквивалентное напряжение в опасных сечениях, для случая изгиб с кручением, определяют по третьей теории прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} = (\sigma_{\text{и}}^2 + 3 \cdot \tau^2)^{1/2} \leq [\sigma]$$

Нормальные напряжения от изгиба вала : $\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}} / W$, Па;

где $M_{\text{и}}$, Н·м- изгибающий момент; $W = \pi \cdot d^3 / 32$, м³- момент сопротивления изгибу;

Касательные напряжения в опасном сечении : $\tau = M_{\text{кр}} / W_{\text{р}}$, Па;

где $M_{\text{кр}}$, Н·м- скручивающий момент; $W_{\text{р}} = \pi \cdot d^3 / 16$, м³- момент сопротивления кручению;

Допускаемое напряжение для материала вала: $[\sigma] = (0,6 \dots 0,8) \cdot \sigma_{\text{Т}}$, МПа – для пластичных валов и осей.

Для хрупких материалов условие прочности выглядит следующим образом:

$$\sigma_{\text{экв}} = (\sigma_{\text{и}}^2 + 3 \cdot \tau^2)^{1/2} \leq \sigma_{\text{в}}$$

где $\sigma_{\text{в}}$ – предел текучести; $\sigma_{\text{Т}}$ – предел прочности

Расчёт вала на выносливость

Такой расчет выполняется как проверочный на стадии рабочего проектирования, когда практически готов рабочий чертёж вала, т.е. известна его точная форма, размеры и все концентраторы напряжений: шпоночные пазы, кольцевые канавки, сквозные и глухие отверстия, посадки с натягом, галтели (плавные, скруглённые переходы диаметров). При расчёте полагается, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения – по отнулевому пульсирующему циклу.

Проверочный расчёт вала на выносливость по существу сводится к определению фактического коэффициента n_σ и n_τ и сравнивается с допускаемым:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \sigma_a / \varepsilon_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m} \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_\tau \tau_a / \varepsilon_\tau + \psi_\tau \tau_m}$$

Здесь n_σ и n_τ – коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при изгибе и кручении с симметричным циклом; $\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5) \cdot \sigma_B$, $\tau_{-1} = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_B$, $\tau_B = (0,55 \dots 0,65) \cdot \sigma_B$;

k_σ и k_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, учитывающие галтели, шпоночные канавки, пресовые посадки, резьбу и шероховатость;

ε_σ и ε_τ – масштабные коэффициенты диаметра вала;

σ_a и τ_a – амплитудные значения напряжений;

$$\sigma_a = M_{и} / (0,1 \cdot d^3); \quad \sigma_m = 0, \quad \tau_m = \tau_a = 0,5 \cdot M_{кр} / (0,2 \cdot d^3);$$

σ_m и τ_m – средние напряжения цикла;

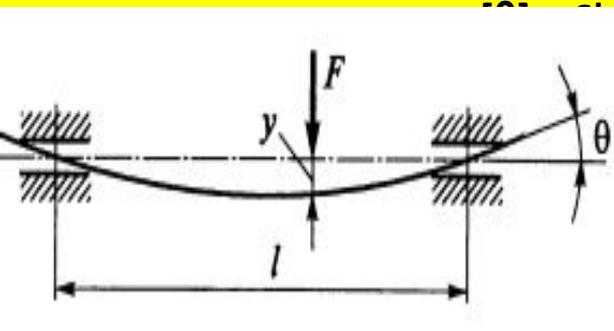
ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты влияния среднего напряжения цикла на усталостную прочность зависят от типа стали.

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B; \quad \psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma;$$

Если коэффициент запаса оказывается меньше требуемого, то сопротивление усталости можно существенно повысить, применив поверхностное упрочнение: азотирование, поверхностную закалку токами высокой частоты, дробеструйный наклёп, обкатку роликами и т.д. При этом можно получить увеличение предела выносливости до 50% и более.

Расчёт валов на жесткость

Расчет валов на *изгибную жесткость* выполняют в тех случаях, когда их деформации (линейные - y или угловые - θ) существенно влияют на работу сопряженных с валом деталей. Так, наклон упругой линии вала под зубчатым колесом от прогиба вызывает перекос колес, концентрацию нагрузки по длине зубьев, повышенный местный износ или даже излом, а угол наклона цапф - защемление тел качения в подшипниках, повышенное сопротивление вращению и нагрев опоры. Изгибную жесткость валов оценивают углом наклона - θ , который определяют методами сопротивления материалов. Требуемую изгибную жесткость обеспечивают соблюдением условия $\theta < [\theta]$. Значение допустимых углов наклона $[\theta]$ зависит от назначения вала или оси. Так, допустимый угол наклона сечения вала под зубчатым колесом $[\theta] = 2'$, угол наклона цапф радиальных



цилиндрических роликов $[\theta] = 2'$, для длинных валов ($l > 10d$), необходимо проверить прогибы в местах приложения нагрузок (под венцами цилиндрических и червячных зубчатых колес).

Допускаемые прогибы: для цилиндрических и червячных колес: $[y] = 0,01 \cdot m$;
для конических колес: $[y] = 0,005 \cdot m$, где m - модуль зубчатого колеса;

Для длинных валов, прогиб между опорами: $[y] = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot l$, где l - расстояние между

опорами;

Если нагрузки действуют в разных плоскостях, следует рассчитать углы и прогибы в каждой плоскости. Суммарные значения определяются по формулам, приведенным ниже и сравниваются

с допускаемыми значениями. $\theta = (\theta_r^2 + \theta_b^2)^{1/2}$; $y = (y_r^2 + y_b^2)^{1/2}$;

Крутильную жесткость валов оценивают углом закручивания на единицу длины вала :

$\varphi = M_{кр} \cdot l / G \cdot J_p < [\varphi]$, где $M_{кр}$, Н·м - скручивающий момент;

$J_p = \pi \cdot d^3 / 32$, м³ - полярный момент сопротивления ; G , Па - модуль упругости при сдвиге;

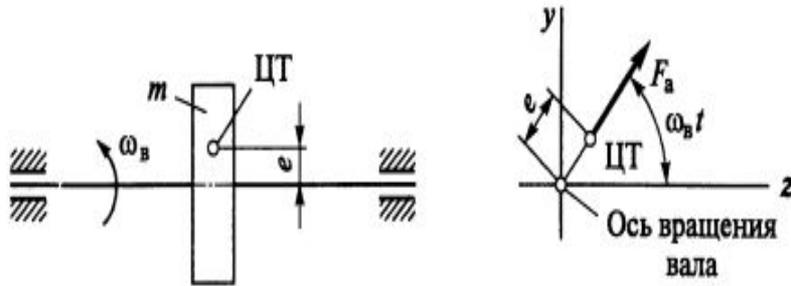
l , м - длина закручиваемого участка.

Расчёт валов на колебания

Поскольку даже при ничтожно малой неуравновешенности в условиях резонанса можно ожидать разрушения машины, необходимо проводить определение критической частоты вращения. Частота собственных изгибных колебаний от действия силы

$$\omega_c = \sqrt{1/(m\delta)} = \sqrt{g/y_{ст}},$$

где $\delta = y_{ст}/(mg)$ — изгибная податливость вала или прогиб от единичной силы; $y_{ст}$ — статический прогиб вала от действия силы тяжести mg диска.



Вынужденные колебания с одной степенью свободы описываются следующим

$$y = \frac{F_a}{m(\omega_c^2 - \omega_b^2)} \sin \omega_b t,$$

где y — амплитуда вынужденных колебаний массы m ; F_a — амплитуда возмущающей силы $F(t) = F_a \sin \omega_b t$; ω_b — круговая частота возмущающей силы или частоты вынужденных колебаний системы; ω_c — круговая частота собственных колебаний системы.

Следовательно, при $\omega_c = \omega_b$ наступает резонанс и $y \rightarrow \infty$.

Частоту вращения вала (мин^{-1}), при которой наступает резонанс, называют критической

$$n_{кр} = (30/\pi)\omega_{кр} = (30/\pi)\omega_c = (30/\pi)\sqrt{g/y_{ст}}$$

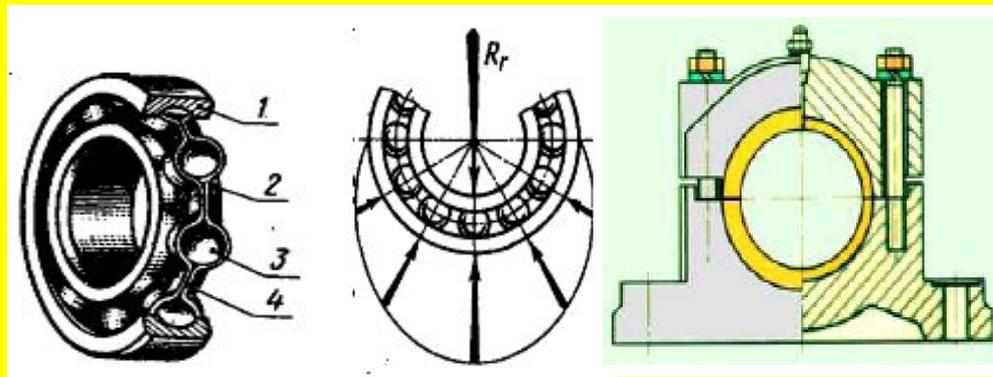
За предел вибрационной устойчивости обычно принимают для жестких валов $n \leq 0,7 \cdot n_{кр}$, а для гибких валов $n \geq 1,3 \cdot n_{кр}$, но при этом для избегания поломок зону резонанса следует проходить быстро. Центробежная сила, действующая на вал: $F_a = m \cdot \omega_b \cdot e$, Н
Критический прогиб между опорами: $[y] = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot l$, где l — расстояние между опорами;

Подшипники. Общие сведения

Подшипники служат опорами для валов. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и сохраняют заданное положение оси вращения вала. Во избежание снижения КПД механизма потери в подшипниках должны быть незначительными. От качества подшипников в значительной степени зависит работоспособность и долговечность машины.

По воспринимаемой нагрузке различают подшипники : **радиальные** (воспринимают радиальные нагрузки, **упорные** (воспринимают осевые нагрузки) и **радиально-упорные** (воспринимают радиальные и осевые нагрузки), подшипники **по виду трения** различают на подшипники **скольжения** и подшипники **качения**. Подшипники качения представляют собой готовый узел, основными элементами которого являются тела

е между кольцами 1 и 2 и удерживаемые на **элементах 4**. При работе подшипника тела качения катятся по **железным** колец - дорожкам качения. Одно из колец подшипника (как правило, наружное) в большинстве случаев неподвижно. Распределение радиальной нагрузки между телами качения, находящимися в нагруженной зоне (ограниченной дугой не более 180°), неравномерно вследствие неодинаковых

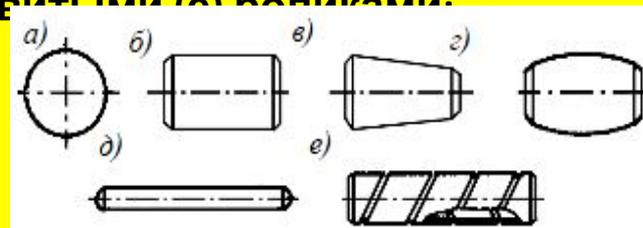


На размер зоны нагружения и неравномерность распределения на грузки оказывают влияние величина радиального зазора в подшипнике и жесткость корпуса. В отдельных случаях для уменьшения радиальных размеров подшипника, кольца отсутствуют, и тела качения катятся по дорожкам качения, образованным непосредственно на цапфе и в корпусе (в блоке зубчатых колес). Твердость, точность и шероховатость поверхности дорожек качения должны быть такими же, как у подшипниковых колец. Подшипники качения стандартизованы и широко распространены во всех отраслях машиностроения. Их изготавливают в больших количествах на крупных специализированных заводах.

Классификация подшипников качения

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам.

по форме тел качения : шариковые (а) и роликовые (б, в, г, д, е), причем последние могут быть с цилиндрическими (б), коническими (в), бочкообразными (г), игольчатыми (д) и сферическими (е) роликами;



по направлению действия воспринимаемой нагрузки : радиальные, радиально-упорные, упорные и упорно-радиальные;

по нагрузочной способности (или по габаритам) подшипники делятся на **семь серий** диаметров и ширин:

сверхлегкую, особо легкую, легкую, легкую широкую, среднюю, среднюю широкую и тяжелую.

по классам точности подшипники делят на **5 классов**: "0" – нормального класса; "6" – повышенной точности;

"5" – высокой точности; "4" – особо высокой точности; "2" – сверхвысокой точности.

по основным конструктивным признакам : самоустанавливающиеся (например, сферические

Деление подшипников в зависимости от направления действия воспринимаемой нагрузки носит в ряде случаев условный характер. Например, широко распространенный шариковый радиальный однорядный подшипник успешно применяют для восприятия не только комбинированных (совместно действующих радиальной и осевой нагрузки), но и чисто осевых нагрузок, а упорно-радиальные подшипники обычно используют только для восприятия осевых нагрузок. Шарикоподшипники работают лучше, чем роликоподшипники при больших угловых скоростях и все они могут воспринимать осевую нагрузку. Роликоподшипники по сравнению с шарикоподшипниками при тех же габаритных размерах обладают большей грузоподъемностью.

Однако потери на трение в роликовых подшипниках больше, чем в шариковых: значения коэффициента трения для шарикоподшипников $= 0,001...0,004$, для роликоподшипников $= 0,0025...0,01$. Роликовые подшипники более чувствительны к перекосу валов, чем шариковые.

Критерии работоспособности подшипников качения и их расчет

Потеря работоспособности подшипников качения вызывается следующими причинами.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей деталей, вызываемое переменными напряжениями, наблюдается у подшипников после длительного времени их работы в нормальных условиях.

Износ колец и тел качения при работе подшипников в абразивной среде и недостаточной защите их от грязи (транспортные, сельскохозяйственные, горные, строительные и т. п. машины).

Раскалывание колец и тел качения связано с ударными и вибрационными перегрузками, неправильным монтажом, вызывающим перекосы колец, заклинивание тел качения и т. п. При нормальных условиях эксплуатации этот вид разрушения не наблюдается.

Остаточные деформации на беговых дорожках в виде лунок и вмятин наблюдаются у тяжело нагруженных тихоходных подшипников. **Практически** расчет подшипников качения базируется только на двух критериях:

Ресурс (долговечность)

1 Требуемая долговечность подшипника исходя из частоты вращения и заданного заказчиком срока службы машины: $L_h = (10^6 / 60 \cdot n)$

2 Эквивалентная динамическая нагрузка: $P = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_b \cdot K_T$

$K_b \cdot K_T$

где F_r, F_a в Н – радиальная и осевая реакции опор;

V – коэффициент вращения вектора нагрузки ($V = 1$ если вращается внутреннее кольцо, $V = 1,2$ если вращается наружное кольцо);

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок

K_b – коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы;

K_T – коэффициент температурного режима

Требуемая динамическая грузоподъемность: $C = P \cdot (L_h)^{1/\alpha}$

где C – динамическая грузоподъемность, P – эквивалентная

Статическая

грузоподъемность

Под статической грузоподъемностью C_0 понимают такую статическую нагрузку, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения

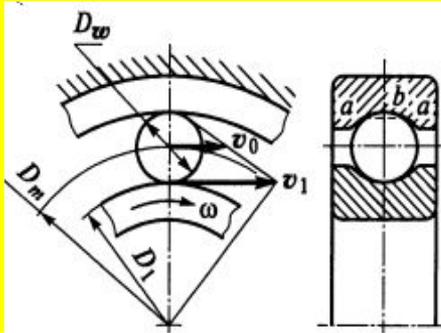
Значения грузоподъемности - C_0 указаны в каталогах для каждого типоразмера подшипника.

Эквивалентная статическая нагрузка: $P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$, но не

Кинематика и динамика подшипников качения

Кинематика подшипников качения

Шарик в подшипнике совершает планетарное движение. Рассмотрим случай, когда вращается внутреннее кольцо:



$$v_1 = \omega D_1 / 2; v_0 = v_1 / 2.$$

Угловая скорость шарика вокруг своей оси

$$\omega_{ш} = 2(v_1 - v_0) / D_w = 0,5 \omega D_1 / D_w.$$

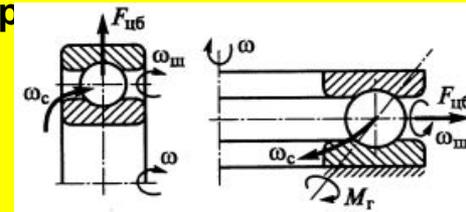
Угловая скорость шарика вокруг оси вала, или угловая скорость сепаратора,

$$\omega_c = 2v_0 / D_m = 0,5 \omega D_1 / (D_1 + D_w) \approx 0,5 \omega.$$

Сепаратор вращается в ту же сторону, что и вал, с угловой скоростью, равной примерно половине угловой скорости вала. Следует отметить, что угловая скорость сепаратора зависит от размера шарика. Чем больше диаметр шарика, тем ниже угловая скорость сепаратора. В роликовых подшипниках все точки контакта одинаково удалены от оси

Динамика подшипников качения

Каждый шарик и ролик подшипника прижат к наружному кольцу центробежной силой: $F_{цб} = m \cdot \omega_c^2 \cdot D_m / 2$, где m - масса шарика или ролика; Контактные напряжения у наружного кольца меньше, чем у внутреннего, поэтому дополнительная нагрузка центробежными силами наружного кольца практически не влияет на работоспособность подшипника до некоторых частот враще



Кроме центробежных сил **на шарик упорного подшипника** действует гироскопический момент, связанный с изменением направления оси вращения шарика в пространстве: $M_r = J \cdot \omega_{ш} \cdot \omega_c$, где J - момент инерции шарика относительно оси. Вращение возможно, если $M_r > M_{тр} = F \cdot f \cdot D_w$, где $M_{тр}$ - момент сил трения, F - нагрузка на шарик, f - коэффициент трения;

В радиальных подшипниках направление оси вращения шариков и роликов в пространстве не изменяется, и на них **не действуют гироскопические моменты**. Радиально-упорные подшипники занимают промежуточное положение, поскольку

Классификация роликовых подшипников по конструкции

Существуют следующие конструкции роликовых подшипников: **роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами** по ГОСТ 8328, **роликовые радиальные с длинными цилиндрическими роликами (нестандартные)**, **роликовые игольчатые** по ГОСТ 4657, **роликовые с витыми роликами** ОСТ 26005, **роликовые радиальные сферические** по ГОСТ 5721, **роликовые конические** по ГОСТ 333 (с малым углом конуса) и по ГОСТ 7260 (с большим углом конуса), **роликовые конические двухрядные** по ГОСТ 6364, **роликовые упорные различного исполнения**.

Ниже приведены некоторые исполнения роликовых подшипников

Подшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами

Тип 2000
с бортами на
внутреннем
кольце



Тип 32000
с бортами на
наружном
кольце



Тип 12000
с одним бортом
на наружном
кольце



Тип 42000
с одним бортом
на внутреннем
кольце



Радиальный
двухрядный
сферический

Тип 3000



Радиальный с
игольчатыми
роликами

Тип 4000



Радиальный
с витыми
роликами

Тип 5000



Роликовый
конический

Тип 7000



Упорный с коническими роликами

Тип 9000



СКОЛЬЖЕНИЯ

Основным элементом таких подшипников является вкладыш из антифрикционного материала или, по крайней мере, с антифрикционным покрытием. Вкладыш устанавливают (вкладывают) между валом и корпусом подшипника. Трение скольжения, безусловно, больше трения качения, тем не менее, достоинства подшипников скольжения заключаются в широком диапазоне их использования: в разъемных конструкциях; при больших скоростях вращения (газодинамические подшипники в турбореактивных двигателях при $n > 10\,000$ об/мин); при необходимости точного центрирования осей).

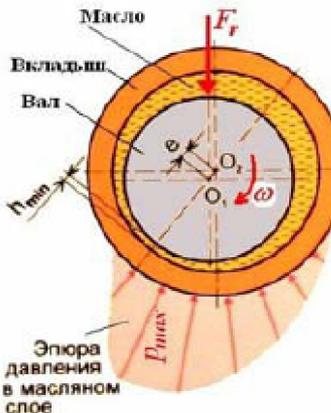
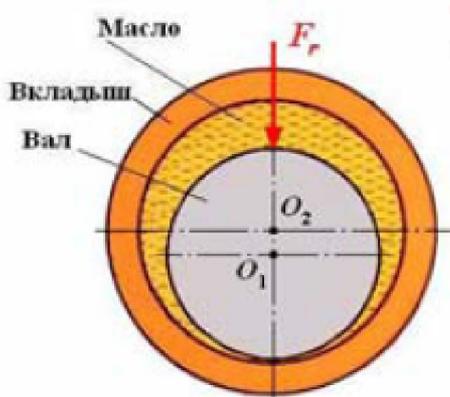
Характерные дефекты и поломки подшипников скольжения вызваны трением: температурные дефекты (заедание и выплавление вкладыша); абразивный износ; усталостные разрушения вследствие пульсации нагрузок.

Для правильной работы подшипников без износа поверхности цапфы и втулки должны быть разделены слоем смазки достаточной толщины. В зависимости от режима работы подшипника в нём может быть: **жидкостное трение**, когда рабочие поверхности вала и вкладыша разделены слоем масла, толщина которого больше суммы высот шероховатости поверхностей; при этом масло воспринимает внешнюю нагрузку, изолируя вал от вкладыша, предотвращая их износ;

полужидкостное трение, когда

выживание

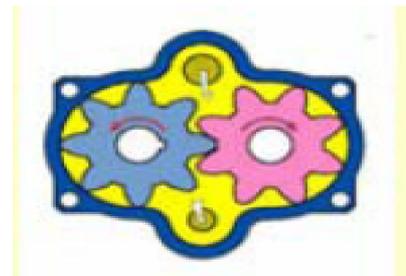
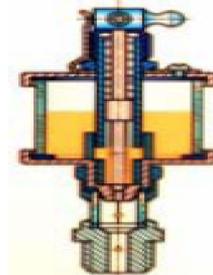
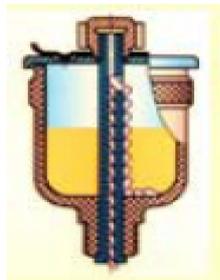
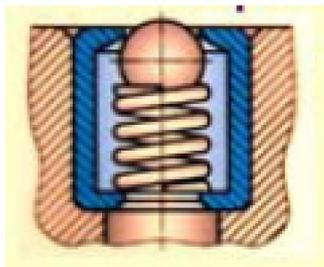
и вкладыша могут касаться друг друга и в этих



Смазку подводят в подшипник по ходу вращения цапфы вала в зону максимального зазора, где отсутствует гидродинамическое давление. Это достигается за счет наличия на вкладыше смазочных

Полово смазки к подшипникам. Уплотняющие устройства

Жидкие смазочные материалы (масла) попадают в подшипники: самотеком (разбрызгиванием), погружением в масляную ванну, под действием центробежных сил, масляным туманом, с помощью смазочных устройств (масленок), подается под давление



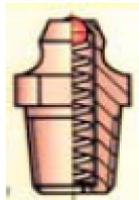
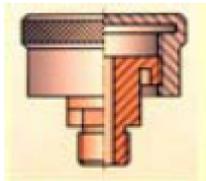
Масленки: шариковая

фитильная

капельная

Насос

Консистентные (пластичные) смазки закладывают в полости подшипников при сборке или подают при помощи смазочных устройств



Масленка колпачковая

Пресс-масленка (смазка подается специальным

Уплотняющие устройства – это специальные детали, выполненные из мягких упругих материалов

(мягкие металлы, резина, пластмасса, войлок и т.п.), которые предотвращают вытекание смазки из подшипниковых узлов и попадание в них загрязнения.

По принципу действия уплотнения разделяются на: **контактные манжетные, войлочные, с металлическими кольцами, щелевые и лабиринтные**, препятствуют протеканию жидкостей и даже газа через каскад щелей и камер; **центробежные; комбинированные.**

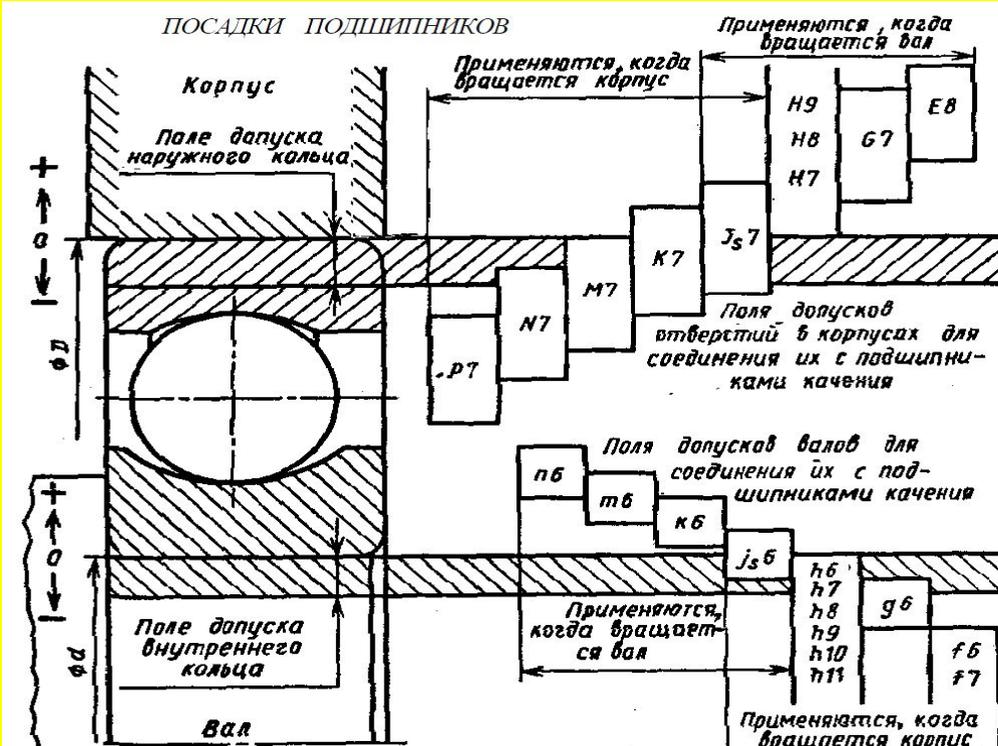
Посадки подшипников

При проектировании подшипниковых узлов принципиальное значение имеет сопряжение (посадка) внутренних колец с валом и наружных с корпусом. Поскольку подшипники являются стандартными узлами, то валы и корпуса должны приспособляться к ним. Внутренние кольца сажают на вал по системе отверстия, а наружные в корпус по системе вала.

Посадки крупных подшипников из-за больших сил назначают плотнее, чем у средних и мелких. Рекомендации по выбору посадок по мере роста нагрузок в опорах можно сформулировать следующим образом:

- Допуски валов при вращающемся вале – js6; k6; m6; n6.
- Допуски валов при вращающемся корпусе – g6; h6.
- Допуски корпуса при вращающемся вале – H7; H6; Js7; Js6; K7.

К7; M7; N7; P7.



Деформации подшипников качения примерно равны деформациям валов. Поддержание высокой жёсткости подшипниковых узлов обеспечивает точность вращения системы. Максимальную жёсткость имеют точные роликоподшипники. Жёсткость увеличивается предварительным натягом, суть которого в выборке зазоров и начальном сжатии тел качения. Это достигается взаимным осевым смещением колец посредством: затяжки резьбы; пружинами; установкой втулок;