

Опоры валов и осей



Общие сведения о подшипниках скольжения

Подшипник скольжения является парой вращения.

Состоит из опорного участка вала (цапфы) и собственно подшипника 2, в котором скользит цапфа.

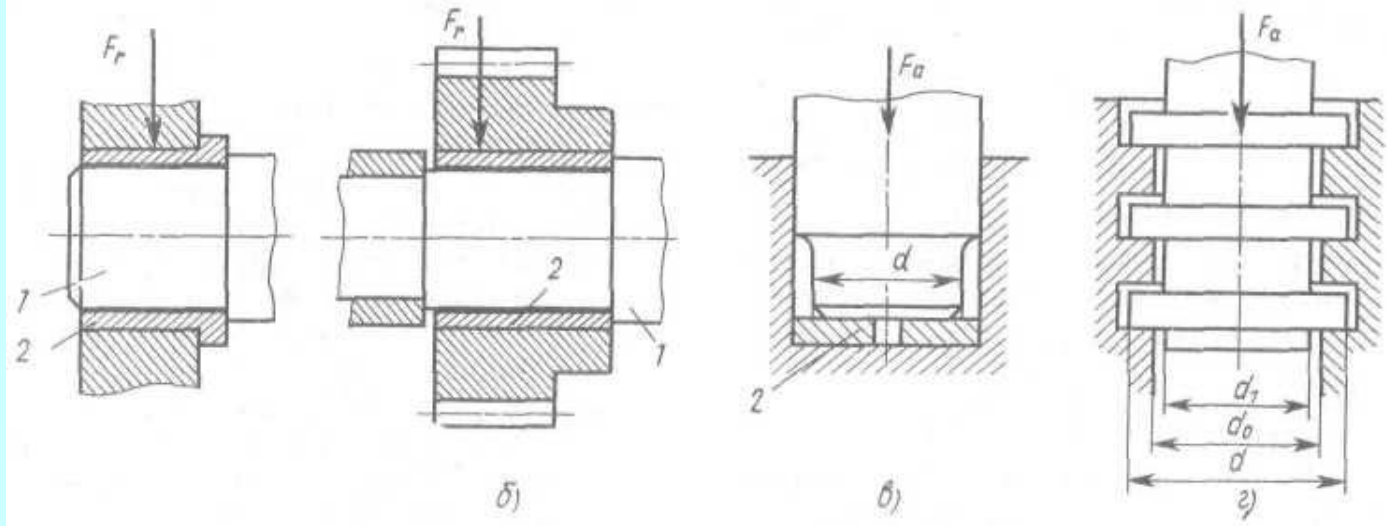
Их **используют** в качестве опор валов и осей в **случаях**, когда применение подшипников качения затруднено или невозможно по ряду причин:

По виду трения скольжения **различают**:
подшипники сухого трения — работают на твердых смазках или без смазки;

подшипники граничного (полужидкостного) трения;

подшипники жидкостного трения;

подшипники с газовой смазкой.



По виду воспринимаемой нагрузки подшипники подразделяют на:
радиальные — воспринимают радиальную нагрузку;
упорные — воспринимают осевые силы ;
радиально-упорные — воспринимают радиальные и осевые нагрузки.

Обычно их функции выполняют упорные подшипники, совмещенные с радиальными.

Цапфу, передающую радиальную нагрузку, **называют шипом** — при расположении ее в конце вала и **шейкой** — если она находится в середине вала.

Цапфу, передающую осевую нагрузку, называют **пятой**, а подшипник — **подпятником**.

Рабочая поверхность подшипников и цапф может быть **цилиндрической, конической и шаровой формы** .

Конические и шаровые подшипники скольжения применяются редко.

Особенности работы подшипников скольжения.

Условия работы подшипников скольжения определяются:

параметрами режима работы (удельной нагрузкой p и угловой скоростью ω),
наличием и типом смазочного материала,
характеристиками поверхностей контакта.

. Для однотипных подшипников потери на трение пропорциональны
коэффициенту трения

$$f = 2T_f / (F_r d),$$

где T_f - момент трения в подшипнике; F_r - радиальная сила (опорная реакция)

В подшипниках сухого трения коэффициент трения обычно
не слишком значительно меняется в зависимости от параметров режима работы.

В подшипниках граничного трения влияние параметров режима работы весьма
существенно.

Коэффициент граничного трения может достигать значений 0,2...0,3.

Граничное трение сопровождается износом контактирующих поверхностей.

Описанные условия работы типичны для низкоскоростных подшипников

С увеличением ω коэффициент трения резко уменьшается в связи с переходом трения в полужидкостное и наличием одновременно граничной и жидкостной смазки .

Коэффициент полужидкостного трения ниже граничного трения.

Однако режим характеризуется нестабильными условиями смазывания. Поэтому работа подшипника с высокой угловой скоростью в режиме полужидкостного трения опасна.

Начиная с угловой скорости

$$\omega = \omega_{кр},$$

при которой коэффициент трения $f = f_{min}$, вал отходит от подшипника («всплывает») и смещается в направлении вращения.

Последующее увеличение ω приводит к увеличению коэффициента трения.

При этом вал удерживается на «масляном клине» - осуществляется режим жидкостного трения, который определяется законами гидродинамики.

Коэффициент жидкостного трения не превышает 0,005, износ практически отсутствует. Условия смазывания носят устойчивый характер.

РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Нагрузочная способность подшипников сухого и граничного (полужидкостного) трения зависит от **мощности**, расходуемой на трение. Для радиального подшипника

$$P_f = \omega T_f = p v f l d,$$

где v — окружная скорость цапфы; l и d — длина и диаметр цапфы;

$p = F_r / (dl)$ — удельная нагрузка на подшипник,

F_r — радиальная сила.

Для упрощенной оценки износостойкости подшипников используют $p v$, зведение

и **условие триботехнической надежности** приобретает вид

$$p v \leq [p v],$$

При небольших скоростях скольжения **условие триботехнической надежности упрощают**, принимая удельную нагрузку на подшипник

$$p \leq [p],$$

$$p = F_a / A \leq [p];$$

трения применяются
два способа создания «поддерживающего»
давления:

статический (**гидростатический**) и
гидродинамический

В соответствии с этим различают

гидростатический и
гидродинамический подшипники

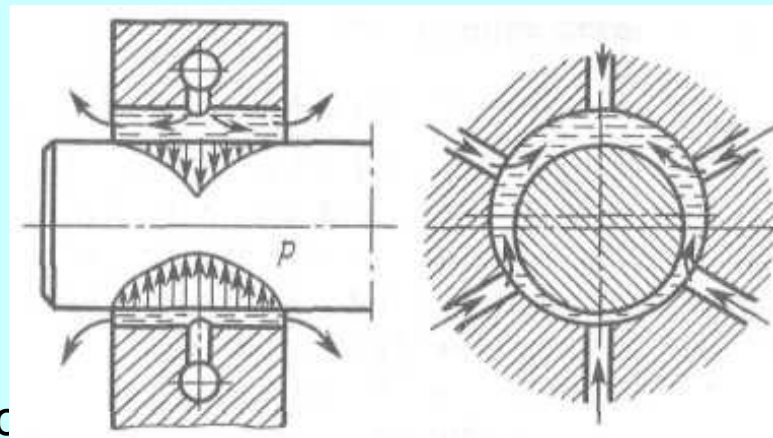
В **гидростатических подшипниках**
давление смазочного материала создают насосы,
подающие масло в зазор между цапфой и
подшипником

Эти подшипники требуют для нормальной работы сложной гидросистемы.

Гидродинамические подшипники получили большее распространение. В них
смазочный материал подают только в зону низкого давления откуда вращающейся
цапфой он увлекается вниз, образуя клиновидный поддерживающий слой.

Удельная нагрузка на подшипник

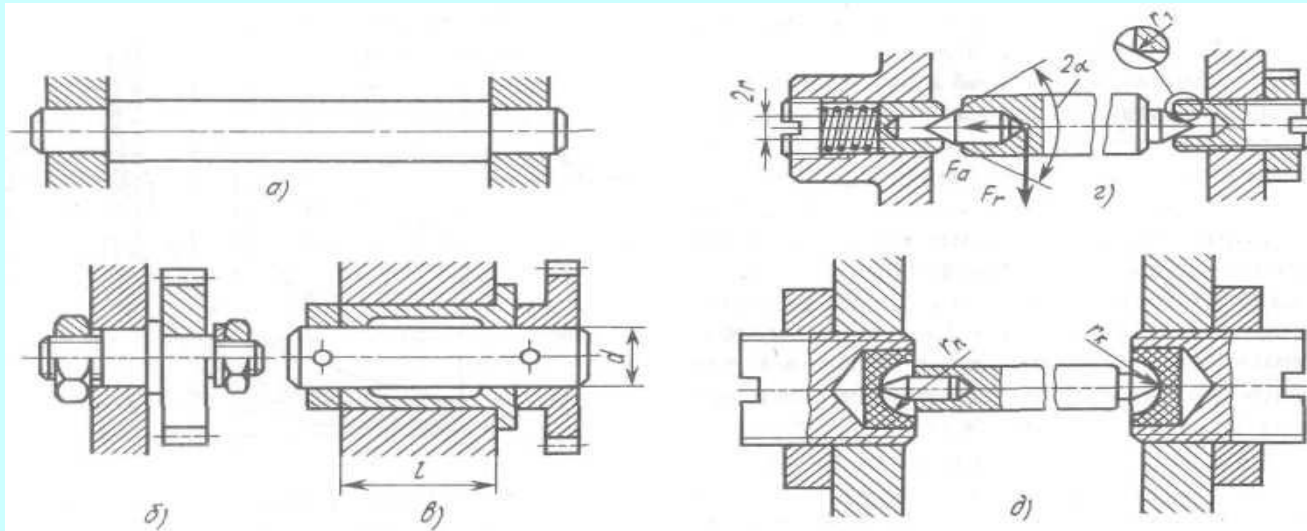
$$p = F_r / (ld)$$



КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ И МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ

Подшипники скольжения состоят из двух основных частей: корпуса и подшипниковой втулки (вкладыша). Применение вкладышей позволяет изготавливать детали корпусов из дешевых материалов и облегчает ремонт.

В малогабаритных и неответственных подшипниках вкладыши иногда отсутствуют, их назначение в этом случае выполняют корпуса.



Распространены опоры с неподвижной и с подвижной осью

В механизмах используют опоры на центрах и опоры на кернях

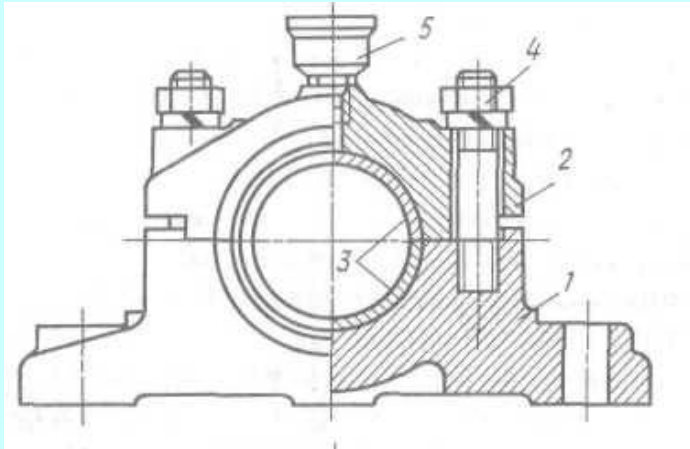
Керны изготавливают в форме цилиндрических осей диаметром 0,25...2 мм.

Опоры механизмов и машин условно можно подразделить на **автономные и встроенные**.

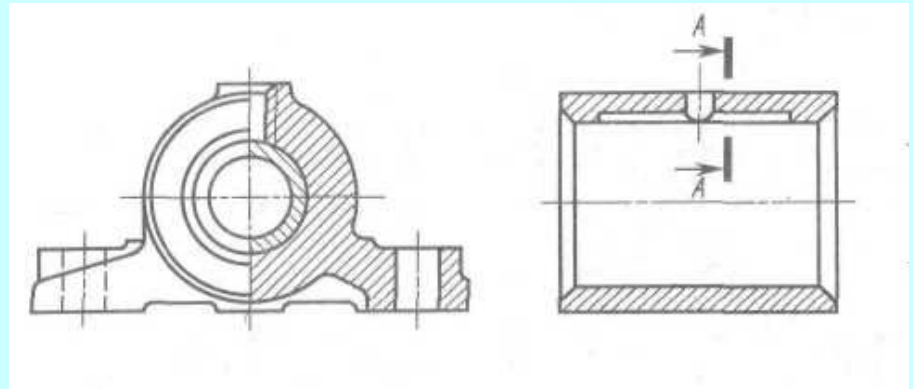
Автономные опоры изготавливают по стандартам в *разъемном и неразъемном* исполнениях.

Подшипники с неразъемным корпусом сравнительно просты и дешевы, но сложны при монтаже. Это ограничивает область их использования.

Разъемные подшипники широко применяются в различных конструкциях.



. Автономный разъемный
подшипник
скольжения



. Автономный
подшипник
скольжения.

неразъемный

Для распределения **смазки** по длине вкладыша на его внутренней поверхности делают **канавки** или **выемки**.

При постоянной нагрузке и постоянном направлении вращения ограничиваются одной канавкой, при переменном вращении выполняют две канавки.

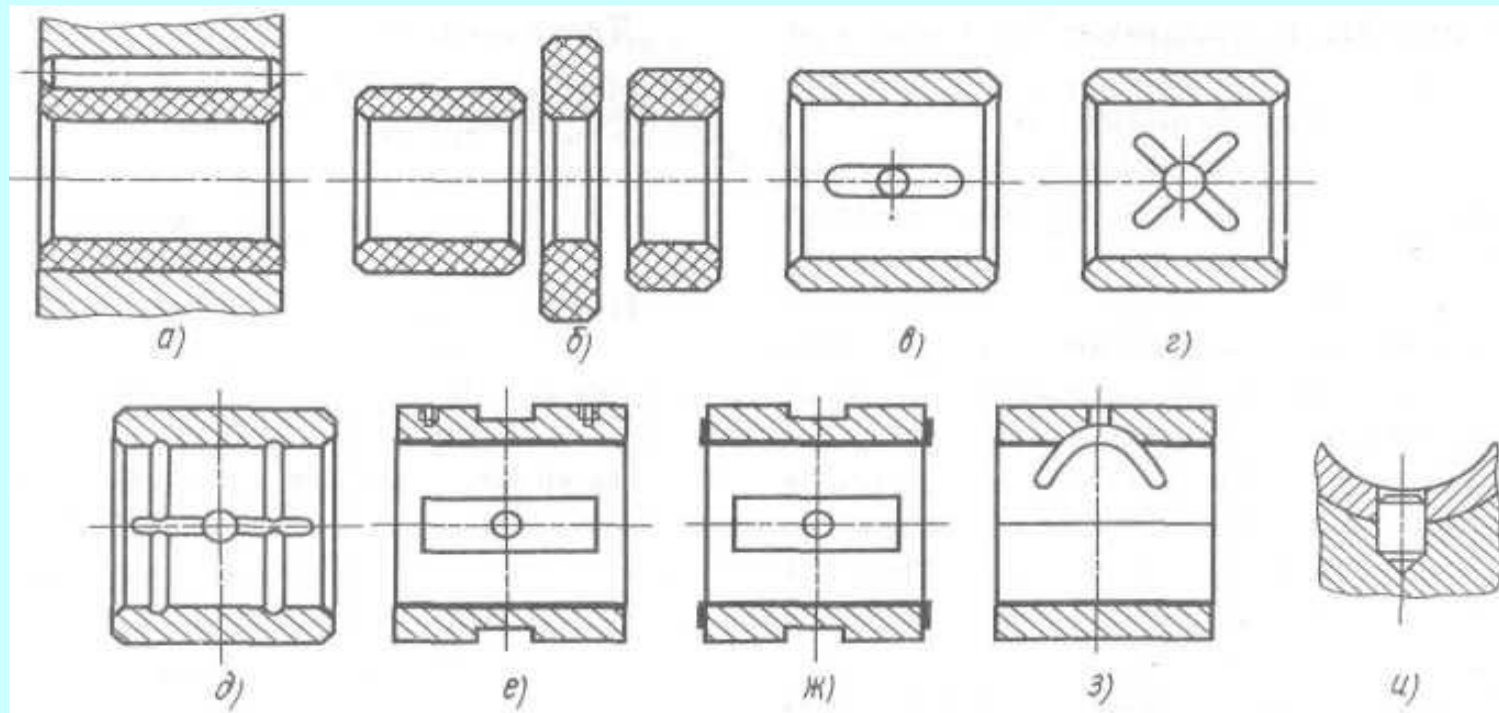
Канавки не доводят до торцов, оставляя расстояние

ширина канавки $b = (0,15 \dots 0,25)$

d .

$$a \approx (0,06 \dots 0,1) l;$$

Подшипниковые
вкладыши



Наиболее распространенными **материалами вкладышей** являются **баббиты** Б16 и Б83, **бронзы** Бр010Ф1, БрАЭЖЗЛ и др., **латунь** ЛМцОС 58-2-2-2, антифрикционные **чугуны** АСЧ-2, АСЧ-3 и др.

Вкладыши малонагруженных и низкооборотных подшипников изготавливают из **металлокерамики, пластмасс.**

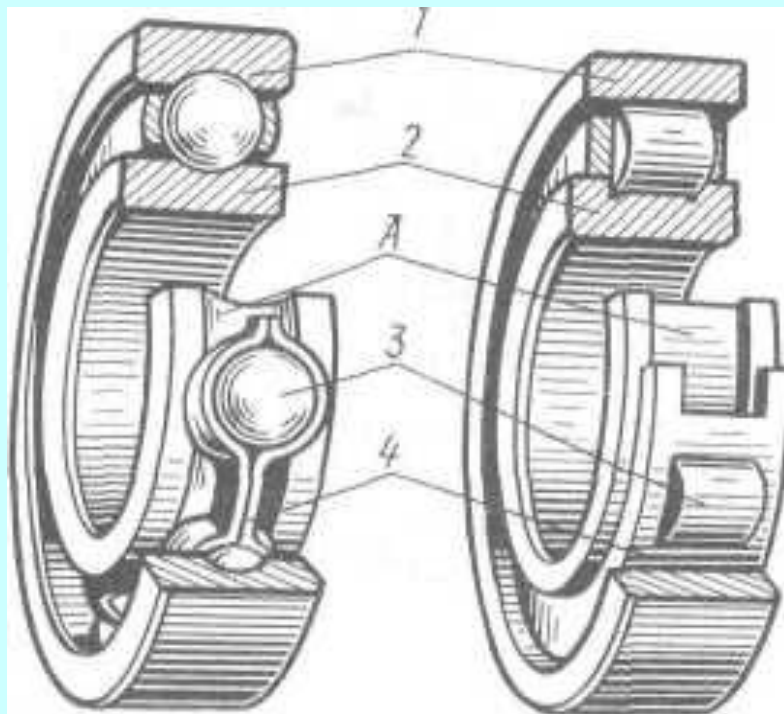
Наиболее распространенными **материалами вкладышей** являются **баббиты** Б16 и Б83, **бронзы** Бр010Ф1, БрАЭЖЗЛ и др., **латунь** ЛМцОС 58-2-2-2, антифрикционные **чугуны** АСЧ-2, АСЧ-3 и др.

Вкладыши малонагруженных и низкооборотных подшипников изготавливают из **металлокерамики, пластмасс.**

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения являются наиболее распространенным видом опор деталей механизмов и машин. В отличие от подшипников скольжения в них реализовано трение качения между деталями :
наружным **1** и внутренним **2** кольцами, телами качения **3**, расположенными между кольцами.

Подшипники
качения



Для предохранения тел качения от соприкосновения между собой их отделяют друг от друга сепаратором **4**.
Тела качения перемещаются по беговым дорожкам **A**, выполненным на кольцах.

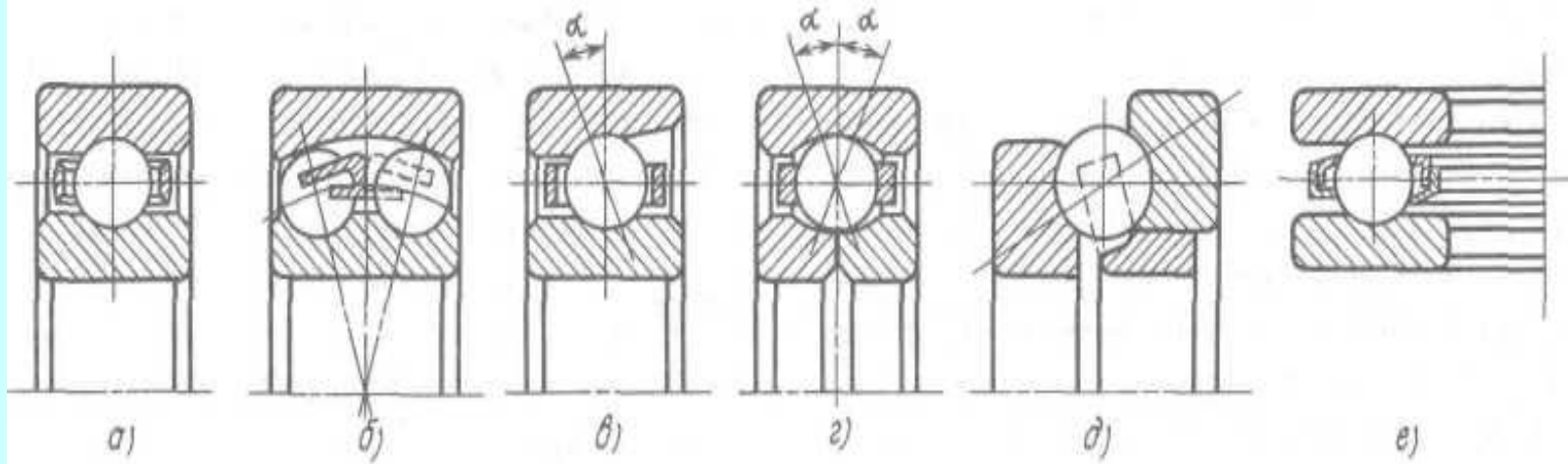
Классификация подшипников.

По форме тел качения подшипники подразделяют на **шариковые и роликовые** по форме роликов

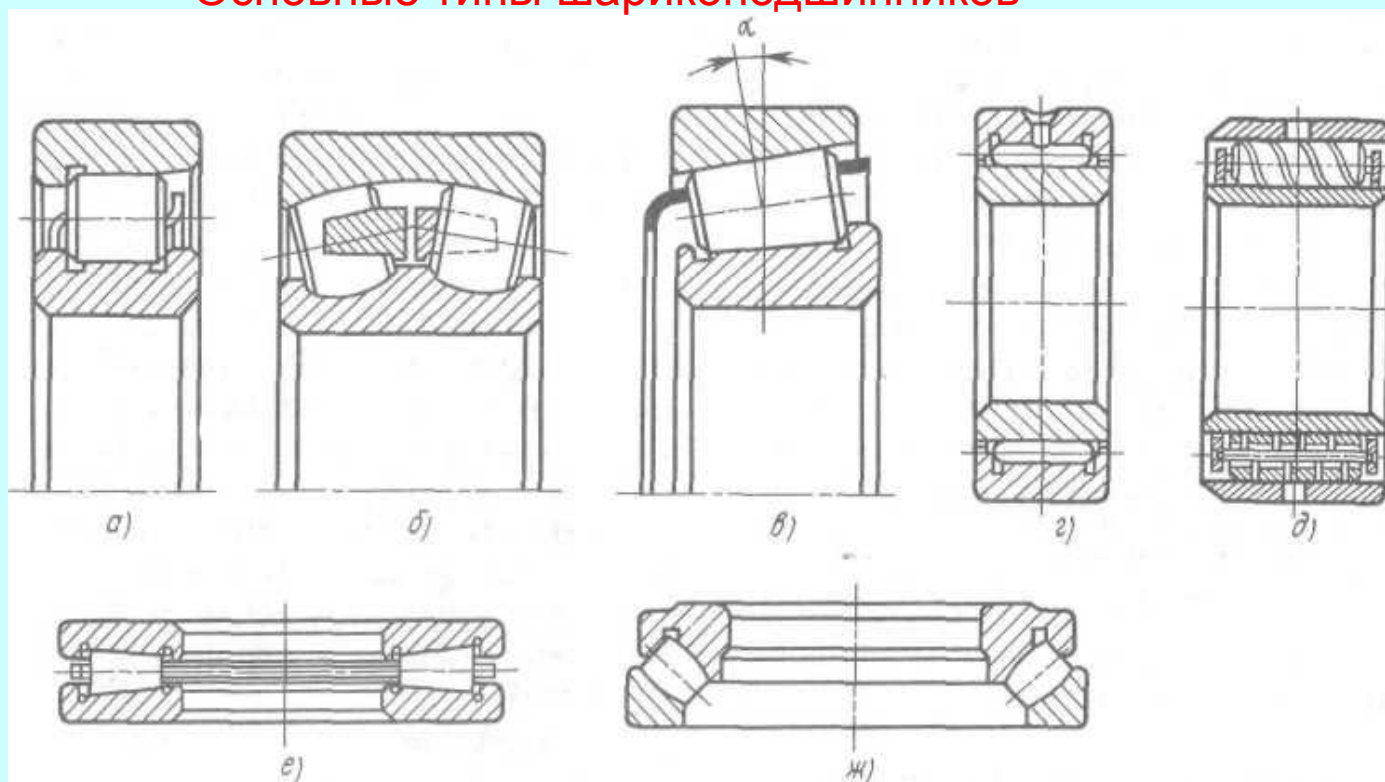
- с короткими и длинными цилиндрическими роликами,
- с коническими
- бочкообразными
- игольчатыми
- и витыми роликами).

По направлению воспринимаемых сил подшипники разделяют на:

- **радиальные**, воспринимающие преимущественно радиальные нагрузки,
- **радиально-упорные**, воспринимают действие радиальных и осевых нагрузок;
- **упорно-радиальные**, воспринимают осевую нагрузку при незначительной радиальной нагрузке;
- **упорные**, воспринимающие только осевые силы



Основные типы шарикоподшипников



Основные типы роликоподшипников

По способности самоустанавливаться подшипники подразделяют на *не самоустанавливающиеся* и *самоустанавливающиеся*, допускающие поворот оси внутреннего кольца по отношению к оси наружного кольца. По числу рядов тел качения различают подшипники *однорядные, двухрядные и четырехрядные*.

Подшипники одного и того же диаметра отверстия подразделяют на *серии*:

по габаритным размерам наружного диаметра

сверхлегкую, особо легкую, легкую, среднюю и тяжелую,

а в зависимости от ширины они подразделяются на :

особо узкую, узкую, нормальную, широкую, особо широкую.

Статическая грузоподъемность подшипника.

Статической грузоподъемностью подшипника называют нагрузку C_0 (радиальную и осевую), которая вызывает общую остаточную деформацию наиболее нагруженного тела качения.

Значения C_0 для подшипников различных типов и серий даны в справочниках.

Если подшипник нагрузить одновременно радиальной F_r и осевой F_a силами, и принять, что осевая сила равномерно распределена между телами качения, то можем найти величину статической эквивалентной нагрузки по формуле

$$F_{сэ} = X_0 F_r + Y_0 F_a,$$

где X_0 и Y_0 — коэффициенты радиальной и осевой сил.

Значения коэффициентов X_0 и Y_0 для подшипников различных типов приведены в справочниках.

Подшипник подбирают из условия

$$\begin{array}{ll} F_{сэ} \leq C_0, & \text{если } F_{сэ} > F_r; \\ \text{пр и } F_{сэ} \leq F_r & \text{и принимают } F_{сэ} = F_r. \end{array}$$

Динамическая грузоподъемность подшипников.

Под динамической грузоподъемностью **C** подшипников понимают постоянную радиальную нагрузку (в Н), которую подшипник с одним неподвижным кольцом может воспринимать в течение номинальной долговечности в один миллион оборотов.

Учитывая условие прочностной надежности подшипника долговечность подшипника можно представить в виде

$$L = (C/F)^q \leq L_p,$$

где **L** — номинальная долговечность подшипника (млн. оборотов);

C - динамическая грузоподъемность (Н);

q — показатель степени кривой усталости подшипника;

L_p = 6×10⁻⁵ n L_h — расчетная долговечность подшипника, (млн. оборотов); **n** — частота вращения кольца, (мин⁻¹);

L_h — расчетная долговечность подшипника, (час).

Показатель степени **q** = 3 — для шарикоподшипников и

q = 3,33 — для роликоподшипников.

Значения динамических грузоподъемностей **C** для подшипников различных типов и серий приведены в справочниках .

Эквивалентная нагрузка.

Влияние совместного действия осевой и радиальной силы **учитывают эквивалентной динамической нагрузкой**.

Это постоянная радиальная нагрузка, которая, действуя на подшипник, обеспечивает такой же расчетный срок их службы, как и при действительных условиях нагружения

$$F_э = XF_r + YF_a$$

Для подбора шариковых и роликовых подшипников определяют **приведенную нагрузку** по формуле :

$$R = F_э K_б K_T = (XVF_r + YF_a) K_б K_T$$

где **V**—коэффициент вращения (**V=1** при вращении внутреннего кольца, **V=1,2** при вращении наружного кольца);

K_б —коэффициент безопасности, учитывающий влияние на долговечность подшипников характера внешних нагрузок ;

K_T — температурный коэффициент.

Для подшипника из стали :

Рабочая температура подшипника, °C	менее 125	125	150	175	200	250
Коэффициент K _т	1	1,05	1,1	1,17	1,25	1,4

Значения коэффициентов безопасности

Характер нагрузки	Вибрационные перегрузки	K_δ	Машины и оборудование
Спокойная нагрузка без толчков	$J_g \leq 1$	1	Приводы управления, маломощные кинематические передачи и приводы; ролики ленточных конвейеров и т. п.
Легкие толчки и вибрации	$J_g < 3,5$	1...1,2	Механизмы подъемных кранов; высокоточные зубчатые передачи; электродвигатели малой и средней мощности и т. п.
Умеренные толчки и вибрации	$3,5 \leq J_g \leq 6$	1,3...1,8	Редукторы всех типов; зубчатые передачи; шпиндели металлорежущих станков; centrifуги и сепараторы; энергетические и транспортные машины и т. д.
Сильные удары и высокие виброперегрузки	$J_g \geq 10$	2...3	Холодильное и металлургическое оборудование; ковочные машины; лесопильные рамы и др.

Приведенная нагрузка для подшипников с короткими цилиндрическими роликами

$$R = VF_r K_\delta K_T,$$

а для упорных
подшипников

$$R = F_a K_\delta K_T.$$

Подбор и определение ресурса работы подшипников.

Выбор подшипников качения производят по **приведенной нагрузке R** и **расчетному ресурсу L** (в млн. оборотов) по формуле

$$C_p = R \sqrt[q]{L},$$

где $q = 3$ — для шарикоподшипников, $q = 3,33$ — для роликоподшипников.

Используя полученное **расчетное значение динамической грузоподъемности C_p** , по справочнику или каталогу выбирают подшипник, при этом должно удовлетворяться условие

$$C_p \leq C$$

Здесь C — динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу.

Если подшипник принят по конструктивным соображениям, то расчетом проверяют его ресурс L_h

$$L_h = \frac{10^5}{6n} \left(\frac{C}{R} \right)^q.$$

В этих формулах под R понимают **приведенную нагрузку** при постоянном режиме работы и **эквивалентную нагрузку** при переменном режиме работы;

n — частота вращения (мин $\sim$).

Для одних и тех же условий (характера нагрузок, частоты вращения) могут быть использованы подшипники различных типов.

Лекция завершена