

## 14. Подшипники скольжения

### 14.1. Назначение, основные элементы и разновидности подшипников

Это опоры вращающихся или поступательно движущихся деталей, работающие в условиях относительного скольжения поверхностей. Например, цапфа вала и направляющие металлорежущего станка.

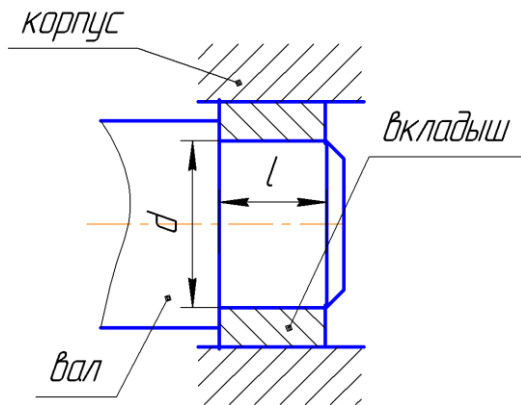


Рис.14.1. Подшипник скольжения

Основным элементом подшипника скольжения для вращающихся деталей является вкладыш, по внутренней поверхности которого скользит цапфа вала. Вкладыш устанавливается либо в специальном корпусе, либо непосредственно в несущей конструкции машины (рис.14.1).

Конструкции подшипников скольжения разнообразны и определяются требованиями машины. Основная нагрузка, для восприятия которой они служат, радиальная. Для восприятия осевой нагрузки выполняют подпятники (см. рис.12.2).

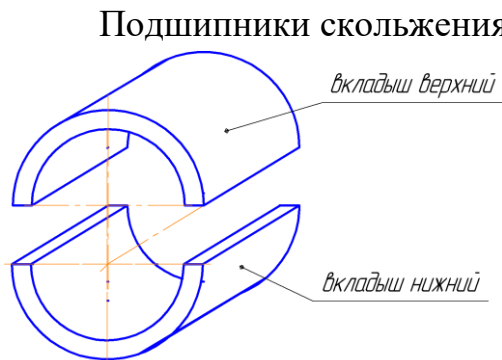


Рис.14.2. Вкладыши разъемного подшипника

Подшипники скольжения могут быть разъемные и неразъемные. У неразъемных подшипников основным элементом является вкладыш, представляющий собой цельную втулку (см. рис.14.1). В случае разъемного подшипника вкладыш состоит из двух половинок: верхнего и нижнего вкладышей (рис.14.2.).

Такая конструкция облегчает монтаж валов, что является большим достоинством этих подшипников и одной из причин их широкого применения.

### 14.2. Режимы трения в подшипниках скольжения

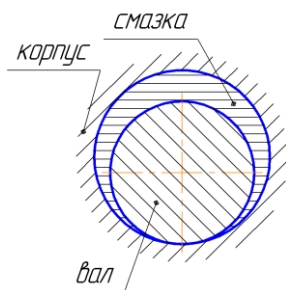


Рис.14.3. Подшипник скольжения в покое всплывает. Но отдельные выступы остаются ещё не разделёнными смазкой. Это - полужидкостное трение.

В покое цапфа вала лежит на внутренней поверхности вкладыша. Между ними возникает в это время непосредственный металлический контакт. При пуске, в начале движения, относительная скорость ещё мала и цапфа трётся по внутренней поверхности вкладыша – сухое трение.

По мере разгона скорость движения цапфы возрастает, смазка затягивается в клиновидный зазор между цапфой и рабочей поверхностью вкладыша, толщина масляного слоя увеличивается и цапфа

всплывает. Но отдельные выступы остаются ещё не разделёнными смазкой.

Это - полужидкостное трение. При дальнейшем возрастании скорости появляется сплошной устойчи-

вый слой смазки, полностью разделяющий поверхности трения – это жидкостное трение. Оно возникает в специальных подшипниках при соблюдении определённых условий.

Большинство подшипников работает в условиях полужидкостного трения.

#### 14.3. Области применения подшипников скольжения

В настоящее время подшипники скольжения применяются:

- для особо быстроходных валов;
- для особо точного направления валов, так как они могут быть изготовлены значительно точнее подшипников качения;
- для особо тяжёло нагруженных валов;
- при ударной и вибрационной нагрузках;
- когда по условиям сборки подшипники необходимо выполнять разъёмными;
- при необходимости получения малых радиальных размеров;
- в особых условиях, когда подшипники качения неработоспособны (в воде, в агрессивных средах);
- во вспомогательных тихоходных механизмах.

#### 14.4. Причины выхода из строя подшипников скольжения

##### Абразивный износ

Возникает вследствие попаданий со смазкой абразивных частиц и неизбежного сухого трения при пусках и остановках.

##### Заедание

Возникает при перегреве подшипника, так как вследствие трения вкладыш и цапфа нагреваются. С повышением температуры понижается вязкость масла, масляная плёнка разрушается, образуется непосредственный металлический контакт. Как следствие этого вкладыши выплавляются или полностью захватываются разогретой цапфой.

##### Усталостное выкрашивание

Происходит редко и встречается при пульсирующих нагрузках.

#### 14.5. Материалы вкладышей

Поскольку цапфы скользят по вкладышам, чтобы уменьшить потери на трение, применяют антифрикционные материалы. Валы всегда из стали. Для вкладышей применяют:

- бронзы: используют при средних скоростях и больших нагрузках;
- баббиты: подшипниковые сплавы на основе олова или свинца, для них характерна низкая твёрдость, хорошая прирабатываемость; наносятся тонким слоем на рабочую поверхность вкладыша, применяются при высоких скоростях;
- чугуны: применяются в малоответственных тихоходных механизмах;
- металлокерамика: вкладыши изготавливают прессованием и затем спеканием порошков меди или железа с добавлением графита, олова или свинца,

полученный пористый материал пропитывается маслом и работает без дополнительного подвода смазки; применяются в тихоходных слабонагруженных механизмах;

- неметаллические материалы: пластмассы, древесные материалы и т.п.; устойчивы против заедания, хорошо прирабатываются, могут работать при смазке водой и в агрессивных средах.

#### 14.6. Условный расчёт подшипников скольжения для режима полужидкостного трения

##### 14.6.1. Общие положения

Основным критерием работоспособности подшипников скольжения является износостойкость, т.е. способность противостоять износу и заеданию.

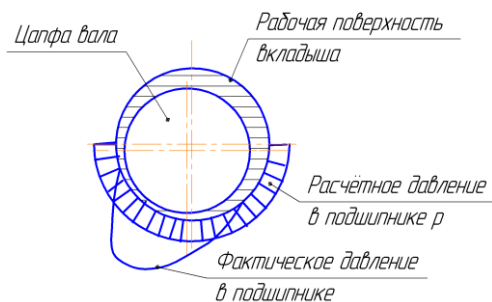
Для определения срока службы по износу в формулы должна входить величина износа за определённую наработку, которая зависит от коэффициента трения. Но коэффициент трения - величина, зависящая от очень большого числа факторов (иногда таких, которые учесть невозможно). Для учёта этих факторов требуется много довольно дорогих и протяженных во времени экспериментов. В результате получим выражения, пригодные лишь для исследованных размеров подшипников в исследованных условиях.

В машиностроении, поэтому, основное применение имеют условные расчёты, которые в простейшей форме позволяют использовать опыт конструирования и эксплуатации машин. Для оценки работоспособности подшипников в режиме полужидкостного трения служат среднее удельное давление  $p$  на трущихся поверхностях и оценка удельной работы сил трения  $pV$  (здесь  $V$  - окружная скорость цапфы вала, м/с). Оба эти параметра дают косвенную оценку возможностей подшипника: расчёт по удельному давлению гарантирует невыдавливание смазки, а расчёт по произведению  $pV$  - нормальный тепловой режим, а значит и отсутствие заедания.

Для подшипников жидкостного трения выполняется специальный расчёт, один из вариантов которого приведен в следующем разделе.

##### 14.6.2. Расчёт по удельным давлениям

Считаем, что удельные давления распределены равномерно на половине диаметра цапфы (рис.14.4). Расчёт ведут по нагрузке, отнесённой к проекции цапфы на плоскость, перпендикулярную нагрузке



$$p = \frac{R}{dl} \leq [p],$$

где  $R$  - опорная реакция вала или оси;  
 $d$  и  $l$  - диаметр цапфы и длина втулки.

В подшипниках большинства стационарных машин при отсутствии особых требований к габаритам  $[p] = 1 \dots 15 \text{ Мпа}$ .

Рис.14.4. Эпюра давлений в подшипнике

Расчёт обычно ведётся как проверочный. Однако можно задаться отно-

шением  $\varphi = \frac{1}{d}$  откуда  $l = \varphi d$  и  $d = \sqrt{\frac{R}{\varphi[p]}}$ .

Отношение  $1/d$  колеблется в широких пределах: для большинства машин  $\varphi = 0.5 \dots 0.9$ , в трансмиссионных самоустанавливающихся подшипниках  $\varphi = 1 \dots 2$ .

#### 14.6.3. Оценка удельной работы сил трения

Произведение  $pv$  в некоторой степени характеризует теплообразование в подшипнике, т.е. косвенным образом оценивает работу в нём сил трения.

В подшипниках большинства стационарных машин

$[pv] = 2 \dots 15$  МПа $\times$ м/с. При хорошем охлаждении эта величина может быть повышена. Например, в автомобильных двигателях  $[pv] = 25 \dots 35$  МПа $\times$ м/с, а в турбинах до 100 МПа $\times$ м/с.

Расчёт подпятников аналогичен расчётам, которые описаны выше. Поскольку подпятники находятся в худших условиях теплоотвода, допускаемые значения удельных давлений  $[p]$  и произведения  $[pv]$  для них принимают на 20...30% меньше, чем для радиальных подшипников.

#### 14.7. Подшипники жидкостного трения

##### 14.7.1. Общие сведения и условия появления жидкостного трения

При жидкостном трении рабочие поверхности цапфы вала и вкладыша разделены слоем смазки, толщина которого  $h$  больше суммы высот  $R_z$  шероховатостей поверхностей. Внешнюю нагрузку воспринимает масляный слой. Сопротивление движению определяется только внутренним трением в этом слое смазки. Значение коэффициента жидкостного трения  $0.001 \dots 0.005$ .

Переход к жидкостному трению происходит при некоторой скорости, которую называют критической. При этом должны быть соблюдены следующие три условия:

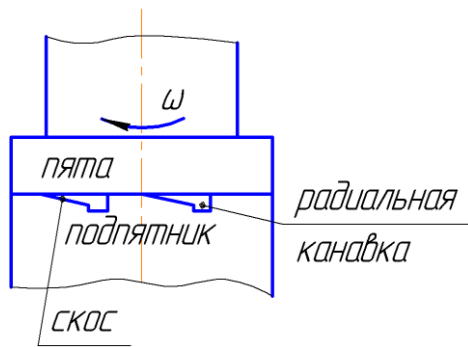
- между скользящими поверхностями должен быть зазор клиновой формы;
- масло соответствующей вязкости  $\mu$  должно непрерывно заполнять зазор между скользящими поверхностями;
- скорость относительного движения поверхностей должна быть достаточной для того, чтобы в масляном слое создавалось давление, способное уравновесить внешнюю нагрузку.

В радиальных подшипниках скольжения клиновой зазор образуется за счёт смещения центров вала и вкладыша. При увеличении угловой скорости центр цапфы сближается с центром вкладыша, но полного совпадения центров быть не может, так как исчезнет режим жидкостного трения.

Опорным поверхностям подпятников придают такую форму, чтобы образовавшийся зазор имел форму клина (рис.14.5).

Для подшипников жидкостного трения могут использоваться жидкие и

газообразные масла. Наиболее распространены минеральные масла (продукты переработки нефти). Важнейшее свойство масел, определяющее их



смазочную способность в условиях жидкостного трения – вязкость  $\mu$ .

Различают вязкость динамическую и кинематическую.

Динамическая вязкость – сопротивление слоя смазки относительному сдвигу.

Кинематическая вязкость – отношение динамической вязкости к плотности жидкости  $\rho$

работы при жидкостном трении

$$\nu = \mu / \rho$$

На практике вязкость масла оценивают косвенным методом по времени истечения определённого количества масла из вискозиметра.

*Вискозиметры – приборы для измерения вязкости жидкости. По принципу действия могут быть различных типов. Чаще всего основаны на протекании некоторого объёма исследуемой жидкости через тарированное калиброванное отверстие. На вискозиметры и методы работы с ними имеются стандарты.*

Смазочные свойства масел сильно зависят от температуры смазочного слоя. При критической температуре, характерной для каждого сорта масла, смазочная плёнка неизбежно разрушается.

При движении масла в клиновом зазоре жидкость как бы запрессовывается в него и проталкивается через зазор. Возникает давление слоя масла на вал, которое и уравнивает внешнюю нагрузку. Очевидно, что для того, чтобы масло проталкивалось через зазор, нужна определённая скорость движения контактирующих деталей и смазки.

#### 14.7.2. Расчёт подшипников жидкостного трения (гидродинамических подшипников)

Исходные данные:

- $R$ ,  $H$  – радиальная нагрузка, известна из расчёта валов;
- $n$ , об/мин – частота вращения, известна из кинематического расчёта привода;
- $d$ , мм – диаметр цапфы вала, известен из расчёта и конструирования валов;
- условия и режим работы, известны из технического задания на проектирование привода.

14.7.2.1. Задаться отношением  $l/d$ . Получить и принять значение  $l$  и проверить принятые параметры подшипника по удельным давлениям  $p$  и по произведению  $pV$ .

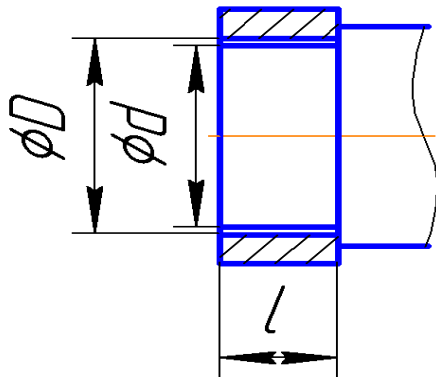
Короткие цапфы ( $l/d \leq 0.4$ ) обладают малой грузоподъёмностью. Длинные ( $l/d > 1$ ) требуют повышенной жесткости и точности валов.

Эта проверка выполняется так же, как и для подшипников полужидкостного трения. Она предупреждает возможность заедания и повышенного из-

носа в случаях кратковременного нарушения жидкостного трения (пуски, перебои в нагрузке, подаче масла и т.п.).

$[p] = 0.5 \dots 15 \text{ МПа}$  и  $[pv] = 2.5 \dots 15 \text{ МПа} \times \text{м/с}$  – принимаются из опыта конструирования и эксплуатации в зависимости от материала вкладыша.

14.7.2.2. Выбрать относительный зазор  $\psi$



$D$  – рабочий диаметр вкладыша;

$d$  – диаметр цапфы;

$S = D - d$  – диаметральный зазор;

$\delta = S/2$  – радиальный зазор;

$\psi = S/d$  – относительный зазор.

Используют либо рекомендации для аналогичных конструкций, либо эмпирическую формулу

$$\psi \approx 0.8 \times 10^{-3} \times v^{0.25}$$

14.6. Цапфа вала

где  $v$  – окружная скорость цапфы.

Обычно для валов диаметром до 250 мм используют для сопряжения цапфы и вкладыша одну из следующих посадок

$$\frac{H7}{h7}, \frac{H9}{e8}, \frac{H7}{e8}, \frac{H9}{d9}.$$

Поэтому  $\psi$  желательно согласовать с одной из них.

14.7.2.3. Выбрать сорт масла и его среднюю рабочую температуру

Средняя рабочая температура принимается в диапазоне  $45 \dots 75^\circ \text{C}$ . По стандартным характеристикам масла, которые приводятся в координатах  $t_{\text{ср}} - \mu$ , выбрать сорт масла, обеспечивающий требуемую работоспособность при назначенной температуре (т.е. установить требуемую вязкость масла  $\mu$ ).

14.7.2.4. Определить коэффициент нагруженности подшипника

$$C_R = \frac{R\psi^2}{\mu\omega\ell d}.$$

14.7.2.5. Определить относительный эксцентриситет

По графику в координатах  $\chi - C_R$ , для принятого ранее соотношения  $\ell/d$ , определить требуемую величину относительного эксцентриситета  $\chi$ .

14.7.2.6. Определить минимальную толщину масляного слоя

$$h_{\min} = 0.5S(1 - \chi)$$

14.7.2.7. Определить критическое значение толщины масляного слоя

При этом значении нарушается режим жидкостного трения.

$$h_{\text{кр}} = R_{z1} + R_{z2},$$

где  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  – шероховатости поверхностей цапфы и вкладыша.

Принимаются по ГОСТ 2789-73 в пределах 6.3...0.2мкм.

Можно ориентироваться на такие параметры.

Цапфа вала:

- тонкое точение  $R_{z1} = 6.3...1.6$  мкм;
- шлифование  $R_{z1} = 3.2...0.4$  мкм;
- полирование  $R_{z1} = 1.6...0.05$  мкм.

Вкладыш:

- протягивание или развёртывание  $R_{z2} = 10...1.6$  мкм;
- шабрение  $R_{z2} = 10...3.2$  мкм;
- тонкое растачивание  $R_{z2} = 6.3...1.6$  мкм.

Рекомендуется цапфу обрабатывать не ниже  $R_{z1} = 3.2$  мкм, а вкладыш - не ниже  $R_{z2} = 6.3$  мкм.

14.7.2.8. Коэффициент запаса надёжности подшипника

$$k = \frac{h_{\min}}{h_{\text{кр}}} \geq [k].$$

Рекомендуется:

- при  $v > 0.5$  м/с  $[k] \geq 2$ ;
- при  $v < 0.5$  м/с - можно допустить  $[k]$  несколько меньше, до

1.8, так как касание выступов микронеровностей в этом случае не приводит к заметному нагреву и износу подшипников.

14.7.2.9. Проверка температурного режима подшипников

Проверка выполняется по уравнению теплового баланса

$$Q_{\text{отд}} \geq Q_{\text{выд}}$$

Выделяется в секунду

$$Q_{\text{выд}} = RfV, \text{ Дж},$$

где  $f$  – коэффициент трения.

Коэффициент трения можно определить по соответствующим таблицам, используя принятые раньше значения  $l/d$ ,  $\chi$ ,  $\psi$ .

Количество отдаваемого тепла определяется выражением

$$Q_{\text{отд}} = Q_1 + Q_2, \text{ Дж},$$

где  $Q_1$  - количество тепла, отводимое от подшипника маслом;

$Q_2$  - количество тепла, отводимое через корпус и вал в окружающую среду.

$$Q_1 = cV\rho(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \text{ Дж},$$

где  $c$  – удельная теплоёмкость масла; для нефтяных смазочных масел

можно принимать  $c=1.92 \times 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \times ^\circ\text{C})$ ;

$V$  – объём масла, протекающего через подшипник в одну секунду, можно определить по соответствующим графикам по принятым ранее величинам  $l/d$ ,  $\chi$ ,  $\psi$ ,  $\omega$ ;

$\rho$  – плотность масла; для нефтяных масел можно принимать  $\rho \approx 900 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;

$t_{\text{вых}}$ ,  $t_{\text{вх}}$  – температура на выходе и на входе подшипника,  $^\circ\text{C}$ .

Отвод теплоты через вал обычно не учитывается, так как очень мал. Поэтому  $Q_2$  – это только теплота, отводимая через корпус подшипника.

$$Q_2 = K_T A (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \text{ Дж},$$

где  $K_T=9 \dots 16, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C})$  – коэффициент теплопередачи в ситуации, когда нет обдува подшипника;

$K_T = 16 \sqrt{V_{\text{обд}}}$ ,  $\text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C})$  – коэффициент теплопередачи в ситуации, когда есть обдув со скоростью  $V_{\text{обд}}$ ;

$A$  – площадь наружной поверхности подшипника, омываемая воздухом,  $\text{м}^2$ .

Если уравнение теплового баланса не выполняется, то изменяют геометрические параметры подшипника, выбирают для смазки масло с большей динамической вязкостью, назначают для рабочих поверхностей цапфы и вкладыша меньшие шероховатости. Можно менять всё одновременно, чтобы улучшить температурный режим.

#### Контрольные вопросы

- 14.1. Назначение и основные элементы подшипников скольжения.
- 14.2. Режимы трения в подшипниках скольжения.
- 14.3. Применение подшипников скольжения.
- 14.4. Причины выхода из строя и материалы вкладышей подшипников скольжения.
- 14.5. Расчёт подшипников для режима полужидкостного трения.
- 14.6. Жидкостное трение в подшипнике скольжения и условия его существования.
- 14.7. Расчёт подшипников жидкостного трения.