**ГБПОУ «Трубчевский политехнический техникум»**

**Темы для самостоятельной работы обучающихся группы 1218**

**по дисциплине Техническая механика**

**Уважаемые обучающиеся, после выполнения заданий отправляйте фото**

**конспектов, либо скриншоты выполненных заданий на электронную**

**почту s**vetasheunova@yandex.ru **или WhaftsApp 89307297024**

**Преподаватель Шейнова С.Ф.**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **№п.п** | **Тема** | **Задание** |
| **1.** | Эскизная компоновка ведущего и ведомого валов передачи | 1. Выполнить эскизную компоновку ведущего и ведомого валов передачи
2. Задача
3. Вывод
 |
| **2** | Опоры валов и осейПодшипники скольжения, конструкции, достоинства и недостатки. Область применения. Материалы и смазка подшипников скольжения. Расчет подшипников скольжения на износостойкостьПодшипники качения, устройство, достоинства и недостаткиКлассификация подшипников качения по ГОСТ, основные типы, условные обозначения. Подбор подшипников каченияКраткие сведения о конструировании подшипниковых узлов | Выполнить конспект: Опоры валов и осейПодшипники скольжения, конструкции, достоинства и недостатки. Область применения. Материалы и смазка подшипников скольжения. Расчет подшипников скольжения на износостойкостьПодшипники качения, устройство, достоинства и недостаткиКлассификация подшипников качения по ГОСТ, основные типы, условные обозначения. Подбор подшипников каченияКраткие сведения о конструировании подшипниковых узловКонтрольные вопросы:1. Опоры валов и осей
2. Подшипники скольжения, конструкции, достоинства и недостатки
3. Подшипники качения, устройство, достоинства и недостатки
4. Классификация подшипников качения по ГОСТ
 |
| **3-4** | Изучение конструкций узлов подшипников, их обозначение и основные типы. Конструирование узла подшипника.Подбор и расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности и долговечности | 1) ознакомление с классификацией, конструкцией и условными обозначениями типов подшипников качения; 2) изучение типовых узлов опор валов с подшипниками качения. |

1. Вереина Л.И. Техническая механика. Учебник, издательский центр

 « Академия»,2017

1. Вереина Л.И. Техническая механика ( 6-е изд.). Учебник, издательский центр « Академия», 2018

3. Техническая механика. Курс лекций», В.П.Олофинская, Москва ИД «Форум-ИНФРА-М», 2017.

4. Детали машин», Н.В.Гулиа, Москва «Форум-Инфра-М.: 2015.

5. Детали машин, типовые расчеты на прочность, Т.В.Хруничева, Москва ИД «Форум»-ИНФРА-М», 2018.

6. Вереина Л.И. Краснов М.М. Техническая механика–М. : Издательский центр «Академия», 2017. -352 с.

**Практическая работа** Эскизная компоновка ведущего и ведомого валов передачи

Цель: приобретение элементарных навыков изучения эскизной компоновки валов

Ход работы:

1. Выполнить эскизную компоновку ведущего и ведомого валов передачи
2. Задача
3. Вывод

Из условия прочности на кручение определяется диаметр выходного вала dв, мм по формуле (6.1.1):

, (6.1.1)

где [τ]к – допускаемое напряжение кручения для материала вала. Для ведущего вала [τ]к1 = 30 Н/мм 2. Подставим значения в формулу (6.1.1) и получим:

мм

Полученное значение dв1 округляю до ближайшего большего значения по ГОСТ 514 – 77 из ряда Rа 20 по табл. 6.1 стр. 25 и принимаю dв1 = 20 мм.

Для ведомого вала принимаю [τ]к2 = 25 Н/мм 2 и подставив в формулу (6.1.1) значения, получаем:

мм

Округляю значение dв2 до ближайшего большего значения по ГОСТ 514 – 77 по табл. 6.1 стр. 25 из ряда Rа 40.

Принимаю dв2 = 32 мм.

**Эскизная компоновка валов**

**Ведущий вал**

Ведущий вал изображён на рис. 6.2.1.1.

Для увеличения жёсткости и прочности вала его изготавливают заодно с шестерней.

Диаметр вала ведущего dв1 = 20 мм.

Диаметр вала по манжетное уплотнение d1́ = dв1 + (1…3) = 20 + 2 = 22 мм.

Диаметр вала под подшипник d1́ ́ = d1́ + (2…5) = 22 + 3 = 25 мм.

Диаметр вала около шестерни d1́ ́ ́ = d1́ ́ + (5…10) = 25 + 5 = 30 мм.

Длина выходного конца вала l1 = 1,8·dв1 = 1,8·20 = 36 мм.

Длина участка под уплотнение l1́ = 1,5·Тнаиб1,

где Тнаиб1 – ширина подшипника. В зависимости от d1́́ ́ ориентировочно назначаю радиально – упорные роликовые подшипники средней серии.

Из каталога П.1.1 стр.132 – 135 выбираю Тнаиб1.

№7305 D1 = 62 мм Тнаиб1 = 18,25 мм

l1́ = 1,5·18,25 = 27,3 мм, принимаем l1́ = 28 мм.

Длина посадочного конца под подшипник l1́ ́ = Тнаиб1 = 18 мм.

Расстояние от торца подшипника до торца шестерни l1́ ́ ́ = 12 мм.

Расчётные размеры а1 = 2·(l1́ + l1́ ́ - а1́) + в1

где а1́ - расстояние от точек приложения реакции до наружных торцов подшипников.

, (6.2.1)

где е – коэффициент осевого нагружения

е = 1,5·t

e = 0,374

a1́ = 15

a1 = 2·(18 + 10 - 15) + 55 = 85 мм.



Рис. 6.2.1.1 Ведущий вал

**Ведомый вал**



Рис. 6.2.2.1 Ведомый вал

Ведомый вал изображён на рис. 6.2.2.1.

Диаметр ведомого вала dв2 = 32 мм.

Диаметр вала под манжетное уплотнение d2́ = dв2 + (1…4) = 32 + 3 = 35 мм.

Диаметр вала под подшипник d2́ ́ = d2́ + (2…6) = 35 + 5 = 40 мм.

Диаметр вала под зубчатое колесо d2́ ́ ́ = d2́ ́ + (5…10) = 45 мм.

Диаметр упорного буртика dб = d2́ ́ ́ + 10 = 45 + 10 = 55 мм.

Длина выходного конца вала l2 = 1,8·dв2 = 1,8·32 = 58 мм.

Участок вала под манжетное уплотнение l2́ = 1,5·Тнаиб2 = 30 мм,

где Тнаиб2 – ширина подшипника.

Поскольку условия работы опор ведомого вала легче, чем ведущего, то для опор ведомого вала предварительно назначаю радиально – упорные роликовые подшипники лёгкой серии. В зависимости от d2́ ́ по каталогу подбираю №7208.

D2 = 80 мм

Тнаиб2 = 19,75

Участок вала под подшипник l2́ ́ = Тнаиб2 = 20 мм.

Длина участка вала под зубчатое колесо l2́ ́ ́ = lcm2 + y

где lcm2 – длина ступицы колеса

lcm2 = (1,3…1,5)·d2́ ́ ́ = 1,31·45 = 59 мм

у – зазор между торцом подшипника и торцом колеса, назначается конструктивно у = 10 – 12 мм, принимаю у = 10 мм.

l2́ ́ = 59 + 10 = 69 мм

Длина упорного буртика lб = 10 – 12 мм, принимаю lб = 10 мм.

**Тема** Опоры валов и осей

Подшипники скольжения, конструкции, достоинства и недостатки. Область применения. Материалы и смазка подшипников скольжения. Расчет подшипников скольжения на износостойкость

Подшипники качения, устройство, достоинства и недостатки

Классификация подшипников качения по ГОСТ, основные типы, условные обозначения. Подбор подшипников качения

Краткие сведения о конструировании подшипниковых узлов

**Опоры валов и осей – подшипники**

Валы и оси поддерживаются специальными деталями, которые являются опорами. Название "подшипник" происходит от слова "шип" (*англ.* *shaft, нем. zappen, голл. shiffen – вал*). Так раньше называли хвостовики и шейки вала, где, собственно говоря, подшипники и устанавливаются.

Назначение подшипника состоит в том, что он должен обеспечить надёжное и точное соединение вращающейся (вал, ось) детали и неподвижного корпуса. Следовательно, главная особенность работы подшипника – трение сопряжённых деталей.

По характеру трения подшипники разделяют на две большие группы:

* подшипники скольжения (трение скольжения);
* подшипники качения (трение качения).

**Подшипники скольжения**

Основным элементом таких подшипников является вкладыш из антифрикционного материала или, по крайней мере, c антифрикционным покрытием. Вкладыш устанавливают (вкладывают) между валом и корпусом подшипника [43].

Трение скольжения безусловно больше трения качения, тем не менее, достоинства подшипников скольжения заключаются в многообразных областях использования:

* в разъёмных конструкциях (см. рисунок);
* при больших скоростях вращения (газодинамические подшипники в турбореактивных двигателях при ***n*** > ***10 000 об/мин***);
* при необходимости точного центрирования осей;
* в машинах очень больших и очень малых габаритов;
* в воде и других агрессивных средах.

Недостатки таких подшипников – трение и потребность в дорогих антифрикционных материалах.

Кроме того, подшипники скольжения применяют во вспомогательных, тихоходных, малоответственных механизмах.

Характерные дефекты и поломки подшипников скольжения вызваны трением

* температурные дефекты (заедание и выплавление вкладыша);
* абразивный износ;
* усталостные разрушения вследствие пульсации нагрузок.

При всём многообразии и сложности конструктивных вариантов подшипниковых узлов скольжения принцип их устройства состоит в том, что между корпусом и валом устанавливается тонкостенная втулка из антифрикционного материала, как правило, бронзы или бронзовых сплавов, а для малонагруженных механизмов из пластмасс. Имеется успешный опыт эксплуатации в тепловозных дизелях М753 и М756 тонкостенных биметаллических вкладышей толщиной не более 4 мм, выполненных из стальной полосы и алюминиево-оловянного сплава АО 20-1.

Большинство радиальных подшипников имеет цилиндрический вкладыш, который, однако, может воспринимать и осевые нагрузки за счёт галтелей на валу и закругления кромок вкладыша. Подшипники с коническим вкладышем применяются редко, их используют при небольших нагрузках, когда необходимо систематически устранять ("отслеживать") зазор от износа подшипника для сохранения точности механизма.

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:

* **ж****идкостное 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. Сопротивление движению очень мало;
* **полужидкостное трение**, когда неровности вала и вкладыша могут касаться друг друга и в этих местах происходит их схватывание и отрыв частиц вкладыша. Такое трение приводит к абразивному износу даже без попадания пыли извне.

Обеспечение режима жидкостного трения является основным критерием расчёта большинства подшипников скольжения. При этом одновременно обеспечивается работоспособность по критериям износа и заедания.

Критерием прочности, а следовательно, и работоспособности подшипника скольжения являются контактные напряжения в зоне трения или, что, в принципе, то же самое – контактное давление. Расчётное контактное давление сравнивают с допускаемым ***p*** = ***N /****(****l d****)*≤ *[****p****]*. Здесь ***N*** – сила нормального давления вала на втулку (реакция опоры), ***l***- рабочая длина втулки подшипника, ***d*** – диаметр цапфы вала.

Иногда удобнее сравнивать расчётное и допускаемое произведение давления на скорость скольжения. Скорость скольжения легко рассчитать, зная диаметр и частоту вращения вала.



Произведение давления на скорость скольжения характеризует тепловыделение и износ подшипника. Наиболее опасным является момент пуска механизма, т.к. в покое вал опускается ("ложится") на вкладыш и при начале движения неизбежно сухое трение.

**ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ**

Принцип их конструкции заключается в наличии между валом и корпусом группы одинаковых круглых тел, называемых телами качения

Это могут быть или шарики, или ролики (короткие толстые либо длинные иглообразные), или конические ролики, или бочкообразные, или даже спиралевидные пружины. Обычно подшипник выполняется как самостоятельная сборочная единица, состоящая из наружного и внутреннего колец, между которыми и помещены тела качения.

Тела качения во избежание ненужного контакта друг с другом и равномерного распределения по окружности заключены в специальную кольцеобразную обойму – сепаратор (*лат. Separatum – разделять*).

В некоторых конструкциях, где приходится бороться за уменьшение радиальных габаритов, применяются т.н. "бескольцевые" подшипники, когда тела качения установлены непосредственно между валом и корпусом. Однако нетрудно догадаться, что такие конструкции требуют сложной, индивидуальной, а, следовательно, и дорогой сборки-разборки.

Достоинства подшипников качения:

* низкое трение, низкий нагрев;
* экономия смазки;
* высокий уровень стандартизации;
* экономия дорогих антифрикционных материалов.

Недостатки подшипников качения:

* высокие габариты (особенно радиальные) и вес;
* высокие требования к оптимизации выбора типоразмера;
* слабая виброзащита, более того, подшипники сами являются генераторами вибрации за счёт даже очень малой неизбежной разноразмерности тел качения.

Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам:

* форма тел качения;
* габариты (осевые и радиальные);
* точность выполнения размеров;
* направление воспринимаемых сил.

По форме тел качения подшипники делятся на:

* **Шариковые** (быстроходны, способны к самоустановке за счёт возможности некоторого отклонения оси вращения);
* 

**Роликовые** – конические, цилиндрические, игольчатые (более грузоподъёмны, но из-за точно фиксированного положения оси вращения не способны самоустанавливаться, кроме бочкообразных роликов).

По радиальным габаритам подшипники сгруппированы в семь серий:

По осевым габаритам подшипники сгруппированы в четыре серии:

По классам точности подшипники различают следующим образом:

* "0" – нормального класса;
* "6" – повышенной точности;
* "5" – высокой точности;
* "4" – особовысокой точности;
* "2" – сверхвысокой точности.

При выборе класса точности подшипника необходимо помнить о том, что "чем точнее, тем дороже".

По воспринимаемым силам все подшипники делятся на четыре группы. Вычислив радиальную ***Fr***и осевую ***Fa*** реакции опор вала, конструктор может выбрать:

* **Радиальные** подшипники (если ***Fr*** << ***Fa***), воспринимающие только радиальную нагрузку и незначительную осевую. Это цилиндрические роликовые (если ***Fa*** = ***0***) и радиальные шариковые подшипники.
* **Радиально-упорные** подшипники (если ***Fr*** > ***Fa***), воспринимающие большую радиальную и меньшую осевую нагрузки. Это радиально-упорные шариковые и конические роликовые с малым углом конуса.
* **Упорно-радиальные** подшипники (если ***Fr*** < ***Fa***), воспринимающие большую осевую и меньшую радиальную нагрузки. Это конические роликовые подшипники с большим углом конуса.
* **Упорные подшипники**, "подпятники" (если ***Fr*** << ***Fa***), воспринимающие только осевую нагрузку. Это упорные шариковые и упорные роликовые подшипники. Они не могут центрировать вал и применяются только в сочетании с радиальными подшипниками.

Материалы подшипников качения назначаются с учётом высоких требований к твёрдости и износостойкости колец и тел качения.

Здесь используются шарикоподшипниковые высокоуглеродистые хромистые стали ШХ15 и ШХ15СГ, а также цементируемые легированные стали 18ХГТ и 20Х2Н4А.

Твёрдость колец и роликов обычно ***HRC 60*** ÷ ***65***, а у шариков немного больше – ***HRC 62*** ÷ ***66***, поскольку площадка контактного давления у шарика меньше. Сепараторы изготавливают из мягких углеродистых сталей либо из антифрикционных бронз для высокоскоростных подшипников. Широко внедряются сепараторы из дюралюминия, металлокерамики, текстолита, пластмасс.

**Причины поломок и критерии расчёта подшипников**

Главная особенность динамики подшипника – знакопеременные нагрузки.

Циклическое перекатывание тел качения может привести к появлению усталостной микротрещины. Постоянно прокатывающиеся тела качения вдавливают в эту микротрещину смазку. Пульсирующее давление смазки расширяет и расшатывает микротрещину, приводя к **усталостному выкрашиванию** и, в конце концов, к поломке кольца. Чаще всего ломается внутреннее кольцо, т.к. оно меньше наружного и там, следовательно, выше удельные нагрузки. Усталостное выкрашивание – основной вид выхода из строя подшипников качения.

В подшипниках также возможны статические и динамические перегрузки, разрушающие как кольца, так и тела качения.

Следовательно, при проектировании машины необходимо определить, во-первых, количество оборотов (циклов), которое гарантированно выдержит подшипник, а, во-вторых - максимально допустимую нагрузку, которую выдержит подшипник.

Вывод: работоспособность подшипника сохраняется при соблюдении двух критериев:

* Долговечность.
* Грузоподъёмность.

**Расчёт номинальной долговечности подшипника**

Номинальная долговечность это число циклов (или часов), которые подшипник должен проработать до появления первых признаков усталости. Существует эмпирическая (найденная из опыта) зависимость для определения номинальной долговечности ***Ln*** =*(* ***C / P*** *)****α,*** *[****млн. оборотов****]*,

где ***С*** – грузоподъёмность, ***Р*** – эквивалентная динамическая нагрузка, ***α*** *=* ***0,3*** для шариков, ***α*** *=* ***0,33*** для роликов.

Номинальную долговечность можно вычислить и в часах

***Lh*** *=**(****106 / 60 n****)* ***Ln ,*** *[****часов****]*,

где ***n*** – частота вращения вала.

Эквивалентная динамическая нагрузка это такая постоянная нагрузка, при которой долговечность подшипника та же, что и при реальных условиях работы. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка.

Эквивалентная динамическая нагрузка вычисляется по эмпирической формуле

***P =*** *(* ***V X Fr + Y Fa*** *)* ***KБ KТ***,

где ***Fr , Fa*** – 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, зависящие от типа подшипников, определяются по справочнику;

***КБ*** – коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы (***КБ*** *=* ***1*** для передач, ***КБ*** *=* ***1,8*** для подвижного состава),

***КТ*** – коэффициент температурного режима (до ***100оС КТ*** *=****1***).

Грузоподъёмность это постоянная нагрузка, которую группа идентичных подшипников выдержит в течение одного миллиона оборотов. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка. Если вал вращается медленнее одного оборота в минуту, то речь идёт о статической грузоподъёмности ***C0***, а если вращение быстрее одного оборота в минуту, то говорят о динамической грузоподъёмности ***C***. Величина грузоподъёмности рассчитывается при проектировании подшипника, определяется на экспериментальной партии подшипников и заносится в каталог.

**Методика выбора подшипников качения**

Опытный проектировщик может назначать конкретный тип и размер подшипника, а затем делать проверочный расчёт. Однако здесь требуется большой конструкторский опыт, ибо в случае неудачного выбора может не выполниться условие прочности, тогда потребуется выбрать другой подшипник и повторить проверочный расчёт.

Во избежание многочисленных "проб и ошибок" можно предложить методику выбора подшипников, построенную по принципу проектировочного расчёта, когда известны нагрузки, задана требуемая долговечность, а в результате определяется конкретный типоразмер подшипника из каталога

Методика выбора состоит из пяти этапов:

1. Вычисляется требуемая долговечность подшипника исходя из частоты вращения и заданного заказчиком срока службы машины.
2. По найденным ранее реакциям опор выбирается тип подшипника (радиальный, радиально-упорный, упорно-радиальный или упорный), из справочника находятся коэффициенты радиальной и осевой нагрузок ***Х***, ***У***.
3. Рассчитывается эквивалентная динамическая нагрузка.
4. Определяется требуемая грузоподъёмность ***C*** = ***P****\*****L****(****1/α****)*.
5. По каталогу, исходя из требуемой грузоподъёмности, выбирается конкретный типоразмер ("номер") подшипника, причём должны выполняться два условия:
	* грузоподъёмность по каталогу не менее требуемой;
	* внутренний диаметр подшипника не менее диаметра вала.

**Практическая работа** Изучение конструкций узлов подшипников, их обозначение и основные типы. Конструирование узла подшипника.

Подбор и расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности и долговечности

***1. Цель работы***

1) ознакомление с классификацией, конструкцией и условными обозначениями типов подшипников качения;

2) изучение типовых узлов опор валов с подшипниками качения.

***2. Теоретические положения***

***2.1. Классификация подшипников***

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам:

- направлению действия воспринимаемой нагрузки относительно оси вращения вала:

а) радиальные, воспринимающие преимущественно радиальную нагрузку, действующую перпендикулярно оси вращения вала;

б) упорные, воспринимающие преимущественно осевую нагрузку, действующую вдоль оси вращения вала;

в) радиально – упорные, воспринимающие комбинированную нагрузку, одновременно действующую на подшипник в радиальном и осевом направлениях, причем преобладающей может быть как радиальная, так и осевая нагрузка;

г) упорно – радиальные, воспринимающие в основном осевую нагрузку,

- форме тел качения:

а) шариковые (тела качения – шарики);

б) роликовые (тела качения – ролики):

с короткими цилиндрическими роликами; с длинными цилиндрическими роликами; с игольчатыми роликами; с коническими и сферическими роликами,

- числу рядов тел вращения:

однорядные; двухрядные; четырехрядные,

- способности самоустанавливаться:

самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся.

По соотношению габаритных размеров подшипники разделяют на размерные серии:

- по радиальным габаритным размерам:

сверхлегкую, особолегкую, легкую, среднюю и тяжелую,

- по ширине:

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

Подшипники качения отличаются допускаемой радиальной или осевой нагрузкой, предельной частотой вращения и грузоподъемностью. Полная классификация подшипников качения установлена ГОСТ 3395 – 89.

***2.2. Краткая характеристика основных типов подшипников качения***

Шарикоподшипники радиальные однорядные (тип 0000) рис.1а в основном предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать и осевые нагрузки, действующие в особых направлениях вдоль оси вала и не превышающие 70 % неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Допускают перекос наружных колец относительно внутренних до 10…15'. По сравнению с подшипниками качения других типов имеют минимальные потери на трение, обладают большей быстроходностью. Являются одними из наиболее распространенных и дешевых подшипников качения. Характеризуются сравнительно малой радиальной и осевой жесткостью, что ограничивает их применение в узлах, требующих точной фиксации валов.



Рис.1

Шароподшипники радиальные двухрядные сферические рис.1б предназначены для радиальных и небольших осевых нагрузок (до 20% величины неиспользованной допустимой радиальной). Обеспечивают фиксации вала в осевом направлении в обе стороны. Допускают значительный (до 2 – 30) перекос внутреннего кольца (оси вала) относительно наружного кольца (оси отверстия корпуса). Применяются в конструкциях с нежесткими валами и в узлах с технологически необеспечиваемой строгой соосностью посадочных мест.

Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами (тип 2000) рис.1д предназначены для восприятия значительных радиальных нагрузок. Изготовляют также подшипники с дополнительным буртом на внутреннем (тип 42000) и наружном (тип 12000) кольце. Эти подшипники могут воспринимать кроме радиальной и ограниченные осевые нагрузки, фиксируя вал в осевом направлении. По сравнению с радиальными однорядными шароподшипниками их грузоподъемность в среднем в 1,7 раза больше, вместе с тем, по скоростынм характеристикам онинесколько уступают; чувствительны к перекосам внутренних колец относительно наружных; требуют жестких валов и точной соосности посадочных мест. Допускают раздельный монтаж внутреннего (с комплектом роликов и наружного колец подшипника.

Роликопдшипники радиальные игольчатые (тип 74000 и др.) рис.1з предназначены для восприятия больших радиальных нагрузок, осевые нагрузки не воспринимают и осевое положение вала не фиксируют. Имеют относительно меньшие габариты в радиальном направлении по сравнению с подшипниками других типов при одинаковых с ними диаметрах отверстия и грузоподъемности. Весьма чувствительны к прогибам вала и несоосности посадочных мест. Для максимального уменьшения радиальных габаритов могут применяться с одним наружным кольцом или только в виде комплектов игл. Рекомендуется для использования в опорах, несущих постоянную или переменную нагрузку при колебательном движении или малых частотах вращения вала. Игольчатые подшипники высокой прочности с сепаратором могут работать при скоростях на валу до 10 ... 12 м/с.

Роликоподшипники радиальные двухрядные сферические (тип 3000) рис.1е предназначены для восприятия радиальных и одновременнно осевых нагрузок, действующих в обоих направлениях и непревышающих 25% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Могут работать и при чисто осевой нагрузке, однако в этом случае воспринимать ее будет лишь один ряд роликовю Обладают болеее высокой грузоподъемностью, чем равногабаритные сферические шарикоподшипники, но сложнее их в изготовлении и дороже. Допускают значительные (до 2 – 30) перекос внутреннего кольца относительно оси наружного. Применяются в узлах тяжелонагруженных и многоопорных и двухопорных длинных валов, подверженных значиетльным прогибам; в опорах машин, где при больших радиальных нагрузках неизбежна несоосность посадочных мест.

Шарикоподшипники радиально – упорные рисунок 6.1в предназначены для восприятия комбинированной (радиальной и односторонней осевой) нагрузки. Допускаемавя осевая нагрузка зависит от угла контакта *α = 120* (тип 36000), *α = 260* (тип 46000) и *α = 360* (тип 66000). Подшипники чувствительны к перекосам.

Для восприятия двухсторонних осевых нагрузок в уловиях высоких требований к жесткости применяют двухрядные подшипники (тип 3056000) рис.1г или подшипники в паре.

Роликоподшипники радиально – упорные конические (тип 7000) рисунок 6.1ж предназначены для восприятия значительных одновременно дейтсвующих радиальных и односторонних осевых нагрузок. Способность воспринимать осевые нагрузки зависит от угла конусности *α* наружного кольца, при увеличении которого осевая грузоподъемность возрастает за счет уменьшения радиальной.

От радиально – упорных шарикоподшипников отличаются большей грузоподъемностью, меньшими точностью и частотой вращения, меньшей стоимостью. Допускают раздельный монтаж наружного и внутреннего колец, а также регулирование осевой игры и радиального зазора. Перекосы вала относительно оси корпуса недопустимы. Для фиксирования положения вала в обе стороны подшипники устанавливаются попарно.

Шарикоподшипники упорные предназначены для восприятия только осевых нагрузок: одинарная (тип 8000) рис.2а – в одном направлении, двойные (тип 38000) рис.2б – в двух направлениях. Применяются при сравнительно малых частотах вращения на горизонтальных валах их ставить нерекомендуется.



Рис.2

***2.3 Условные обозначения подшипников***

На торце одного из колец подшипника выбивают его условное обозначение и номер завода – изготовителя. Система основных условных обозначений подшипников предусмотрена ГОСТ 3189 – 75.

Условное обозначение подшипника характеризует его внутренний диаметр, серию, тип, конструктивные особенности, класс точности, условия изготовления и составляется из букв и цифр рис.3.



Рис.3

Две первые цифры (читая справо налево) обозначают внутренний диаметр подшипника. Для подшипника с внутренним диаметром от 20 до 495 мм эти цифры соответствуют внутреннему диаметру, деленному на пять если при делении диаметра на пять получается дробное число, то величина внутреннего диаметра подшипника обозначается ближайшим целым числом, а в условном обозначении на третьем месте ставится цифра 9. Из этого правила имеются исключения:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| для подшипников с номинальным диаметром:  | 10 | 12 | 15 | 17 |
|  диаметр обозначается:  | 00 | 01 | 02 | 03 |

Если диаметр отверстия подшипника от 10 до 17 мм не совпадает ни с одним из вышеуказанных номинальных диаметров, его обозначают цифрой, соответствующей ближайшей номинальному диаметру, при этом на третьем месте ставится цифра 9.

- для подшипников с внутренним диаметром до 9 мм включительно фактический размер диаметра характеризует первая цифра условного обозначения, при этом на третьем месте ставится цифра 0.

Вторая цифра обозначает серию.

- для подшипников с внутренним диаметром, не равным целому числу, в обозначении указывается размер диаметра, округленный до единицы. На третьем месте ставится цифра 0, а на втором – цифра 4 или 5.

Подшипники с внутренним диаметром 0,6; 1,5; 2,5 мм и более обозначаются дробью, в знаменателе которой указывается действительный размер внутреннего диаметра, а в числителе – все остальные обозначения параметров в установленном порядке.

Третья цифра справа обозначает серию диаметров подшипников, кроме малых и не равных целому числу.

1 – основную из особо легкой серии, 2 – легкую, 3 – среднюю, 4 – тяжелую, 5 – легкую широкую, 6 – среднюю широкую, 7 – особолегкую серию, 8 – основную из сверхлегкой серии, 9 – сверхлегкую серию и серию подшипников с нормальными внутренними диаметрами неопределенной ширины.

Серия подшипников с внутренним диаметром до 9 мм включительно обозначается цифрами 1, 2, 3, 6, 7, 8 или 9, занимающими вторую позицию соответственно образованиями серий диаметров.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника:

0 – радиальный шариковый, 1 – радиальный шариковый сферический , 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами, 3 – радиальный роликовый сферический, 4 – радиальный роликовый с длинными сферическими роликами и игольчатый, 5 – радиальный роликовый с витыми роликами, 6 – радиально – упорный шариковый, 7 – роликовый конический, 8 – упорный шариковый, 9 – упорный роликовый.

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивные особенности подшипников (угол контакта шариков в радиально – упорных подшипниках, наличие встроенного уплотнения или стопорной канавки на наружном кольце и т.д.).

Седьмая цифра справа обозначает серию габаритов подшипников по ширине:

1 – нормальную, 2- широкую, 3, 4, 5, 6 – особо широкую, 7 – узкую, 8 – особо узкую.

Нули, стоящие левее последней значащей цифры (справа налево), отбрасывают.

Слева и справа от основного условного обозначения подшипника проставляются дополнительные цифровые и буквенные обозначения, характеризующие класс точности и специальные условия изготовления подшипника.

Класс точности подшипника указывается цифрой, отделенной от основных цифр обозначения знаком «тире», слева.

Установлены следующие классы точности и их обозначения: нормальный – 0, повышенный – 6, высокий - 5, прецизионный – 4, сверхпрезиционнный – 2.

Перед классами точности, отделенным знаком «тире», проставляется номер дополнительного ряда, отвечающий величине радиального зазора и осевой игры подшипника.

Подшипникам нормального класса точности и нормального ряда радиального зазора дополнительные условные обозначения не присваиваются.

Дополнительные условные обозначения подшипников справа от основного обозначения характеризуют отличие материала или конструкций деталей, специальные технические требования, предъявляемые к подшипникам, например:

Д – сепаратор подшипника изготовлен из алюминиевых сплавов;

Р – детали подшипника изготовлены из теплостойкой стали;

К – имеются конструктивные изменения в деталях подшипника;

Ш – специальные требования к подшипнику по шуму.

Цифры 1, 2, 3 и т.д. справа от дополнительных знаков Б, Г, Д, Е, К, Л, Р, Т, У, Х, Ш, Э, Я обозначают каждое последующее исполнение с каким – то отличием от предыдущего.