

## 第十三章 轴承

### § 13-1 滑动轴承

### § 13-2 滚动轴承



### ➤ 概述

**作用：** 轴承是用来支承轴及轴上零件、保持轴的旋转精度和减少转轴与支承之间的摩擦和磨损。

**分类：** 按载荷的方向分**向心轴承**和**推力轴承**；按相对运动表面的摩擦性质分为**滚动轴承**和**滑动轴承**。

**应用场合：** 1、**滚动轴承**有着一系列优点，在一般机器中获得了广泛应用。

2、**滑动轴承**在高速、高精度、重载、**结构上要求剖分**等场合下，体现出它的优异性能。在汽轮机、离心式压缩机、内燃机、大型电机中多采用滑动轴承。此外，在低速而带有冲击的机器中，如水泥搅拌机、滚筒清砂机、破碎机等也采用滑动轴承。

### § 13-1 滑动轴承

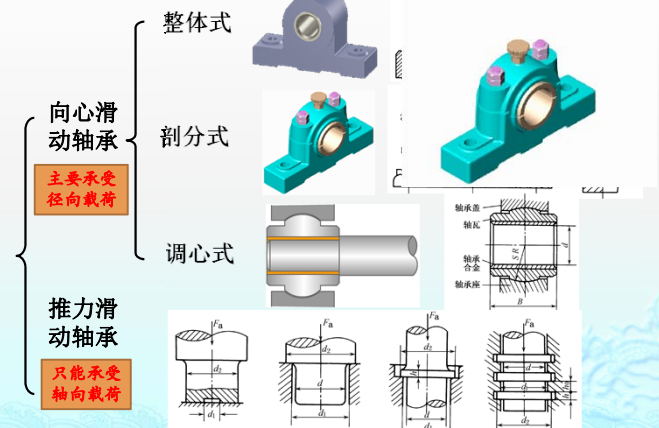
#### 1. 滑动轴承结构



滑动轴承通常由轴承体、轴瓦、轴承衬、润滑及密封装置等部分组成。

### § 13-1 滑动轴承

#### 1. 滑动轴承的类型



2. 滑动轴承轴瓦或轴承衬的材料要求：小的摩擦系数、高的耐磨性及抗胶合性、足够的持久强度及可塑性等。

1、轴承合金：

性能好价格高，仅用于轴承衬。适用于重载、中高速场合。

2、青铜：铜与锡、铅或铝的合金

适用于重载及中速场合。

3、铸铁：

适用于低速轻载和无冲击场合。

4、粉末冶金：由金属粉末和石墨高温烧结成型，为多孔结构。

适用于轻载、低速且不易经常添加润滑剂的场合。

5、非金属材料

适用于水压机、离心泵等场合。

3. 润滑剂和润滑装置

➤ 作用：降低摩擦功耗，减少磨损，同时冷却、吸振、防锈。

➤ 种类：滑动轴承常用的润滑剂有润滑油、润滑脂和固体润滑剂等。

在润滑性能上润滑油一般比润滑脂好，应用最广。润滑脂具有不易流失优点，也广泛使用。固体润滑剂只在特殊场合下使用。

➤ 主要性能指标：

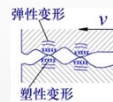
润滑油的粘度——表征润滑油流动的内摩擦性能。

润滑脂的针入度——衡量润滑脂的稠密程度，为一特制锥形针在5s内刺入润滑脂内的深度。

滑动轴承中摩擦根据摩擦面间存在润滑剂情况分为：

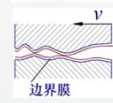
干摩擦

两摩擦面间无润滑剂而直接接触的摩擦，摩擦性质取决于相配材料的性质。



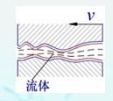
边界摩擦

两摩擦面由吸附着的很薄的边界膜隔开的摩擦，摩擦性质取决于边界膜和表面的吸附性质。



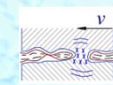
液体摩擦

两摩擦面完全由液体隔开的摩擦，摩擦性质取决于润滑油的粘度。

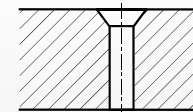


混合摩擦

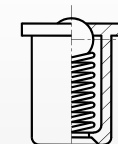
两摩擦面的摩擦状态介于边界摩擦和液体摩擦之间。



➤ 油孔及注油杯：



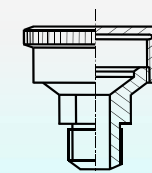
油孔



注油杯



➤ 润滑脂用的油杯：



润滑脂杯

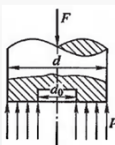
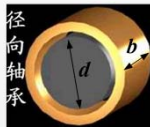
#### 4. 设计原则：避免边界膜破坏

##### 一、限制轴承的平均压强

保证润滑油不被过大压力挤出，避免工作面的过度磨损。

$p \leq [p]$

对于径向轴承	对于推力轴承
$p = \frac{F}{bd} \leq [p]$	$p = \frac{4F}{z\pi(d^2 - d_0^2)\phi} \leq [p]$



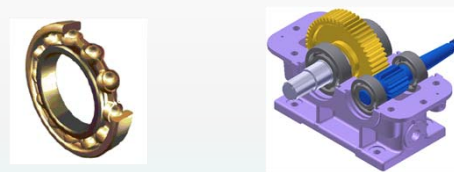
##### 二、限制轴承的 $p_v$ 防止轴承温升过高，出现胶合破坏。

$p_v \leq [p_v]$

对于径向轴承	$p_v = \frac{F}{bd} \cdot \frac{\pi dn}{60 \times 1000} \leq [p_v]$
对于推力轴承	$p_{v_m} = p \cdot \frac{\pi d_m n}{60 \times 1000} \leq [p_v]$

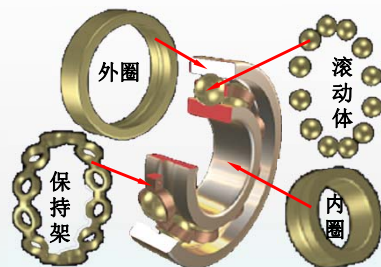
#### § 13-2 滚动轴承

滚动轴承是现代机器中应用广泛的一种部件，它是依靠主要元件间的滚动接触来支承旋转的轴。



滚动轴承通常成对出现，同一个轴上通常选择同一型号的轴承。

#### 一、滚动轴承的组成



**组成：**内圈、外圈、滚动体、保持架。

**内圈：**通常装配在轴上，并与轴一起旋转；过盈配合；

**外圈：**通常安装在轴承座孔内或机械部件壳体中起支承作用；

**滚动体：**实现滚动摩擦的元件，在内圈与外圈的滚动之间滚动；

**保持架：**将滚动体等距隔开，引导滚动体在正确的轨道上运动。

#### 二、滚动轴承的特点



**优点：**摩擦阻力小、启动灵活、效率高、润滑简便、易于互换且可以通过预紧提高轴承的刚度和旋转精度。

**缺点：**抗冲击能力较差，高速时有噪声，径向尺寸较大，工作寿命不及液体摩擦的滑动轴承。

### 三、滚动轴承的材料

**内、外圈与滚动体**——均采用硬度高、抗疲劳性强、耐磨性好的高碳铬轴承钢制造，如GCr15、GCr15SiMn等，热处理后硬度应达到60~65HRC。

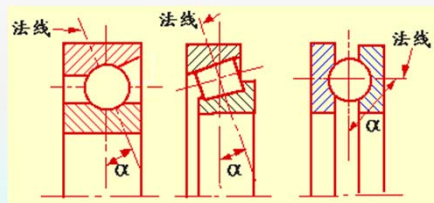
**保持架**——多用低碳钢板冲压形成，也可用有色金属（如黄铜）、塑料等材料。

**注：**

滚动轴承是**标准件**，由专业化工厂大量生产供应市场，类型和尺寸系列很多。设计时，需根据具体的工作条件，正确选择轴承的**类型**、**尺寸**和**公差等级**。

**公称接触角：**指轴承的半径方向与滚动体和滚道接触点的公法线之间的夹角。

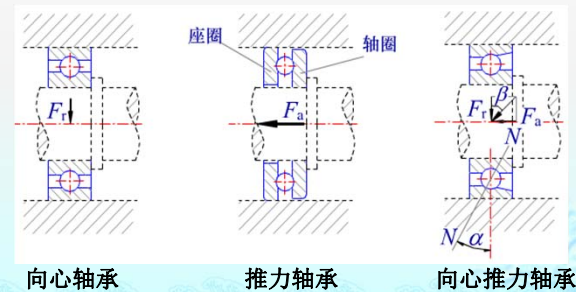
公称接触角  $\uparrow \rightarrow$  轴承的轴向承载能力  $\uparrow$



**注：**公称接触角是滚动轴承的一个重要参数，轴承的受力和承载能力等都与接触角有关。

### 四、滚动轴承的主要类型

- 1、按载荷方向分
- 向心轴承：主要承受径向载荷
  - 推力轴承：只承受轴向载荷
  - 向心推力轴承：承受径向和轴向载荷



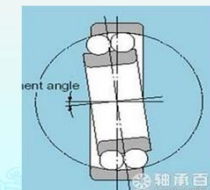
- 2、按滚动体形状分
- 球轴承 (Ball bearing)
  - 滚子轴承 (Roller bearing)
    - 圆柱滚子轴承 (Cylindrical roller bearing)
    - 圆锥滚子轴承 (Tapered roller bearing)
    - 球面滚子轴承 (Spherical roller bearing)
    - 滚针轴承 (Needle roller bearing)

球轴承：球与滚道为点接触，承载能力低，但摩擦系数小，极限转速高。

滚子轴承：滚子与滚道线接触，承载能力高，极限转速较低。

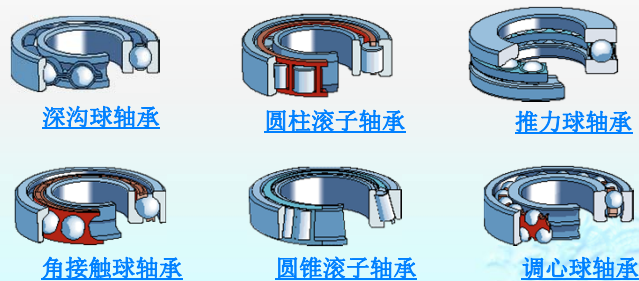
- 3、按工作时能否调心
- 调心轴承 (Self-aligning bearing)
  - 刚性轴承 (Rigid bearing)

滚道是球面形，能适应两滚道轴线线间的角偏差及角运动。



#### 4、按轴承的结构形式分类：

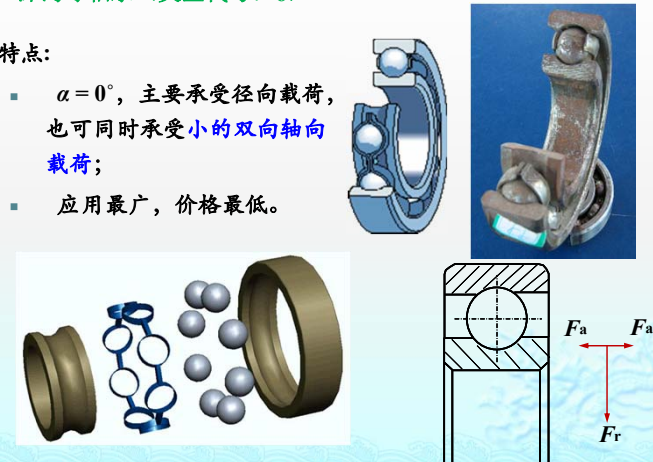
在实际应用中，滚动轴承的结构形式有很多。作为标准的滚动轴承，在国家标准中分为13类，其中，最为常用的轴承大约有下列6类：



#### ■ 深沟球轴承（类型代号：6）

特点：

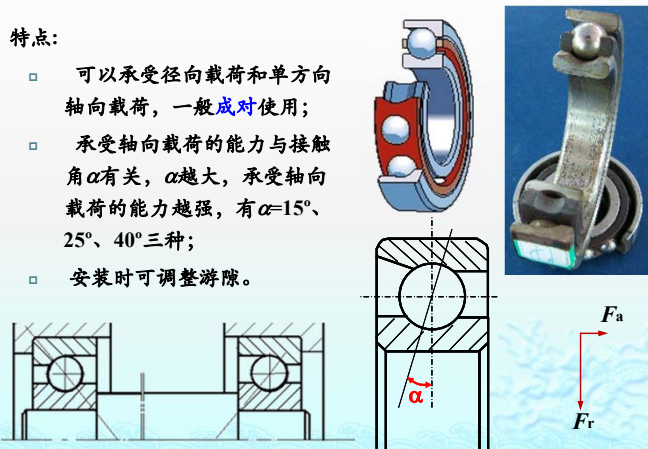
- $\alpha = 0^\circ$ ，主要承受径向载荷，也可同时承受小的双向轴向载荷；
- 应用最广，价格最低。



#### ■ 角接触球轴承（类型代号：7）

特点：

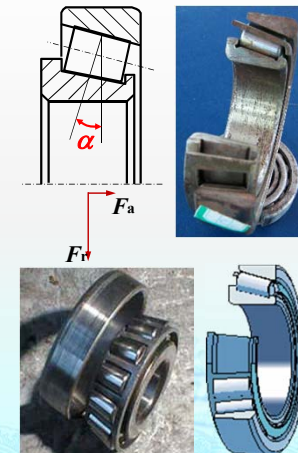
- 可以承受径向载荷和单方向轴向载荷，一般成对使用；
- 承受轴向载荷的能力与接触角 $\alpha$ 有关， $\alpha$ 越大，承受轴向载荷的能力越强，有 $\alpha=15^\circ$ 、 $25^\circ$ 、 $40^\circ$ 三种；
- 安装时可调整游隙。



#### ■ 圆锥滚子轴承（分类代号：3类）

特点：

- ◆ 可承受径向载荷和单向轴向载荷，成对使用，承载能力大于同尺寸的角接触球轴承；对于接触角为 $10^\circ \sim 18^\circ$ 的圆锥滚子轴承(30000型)，以承受径向载荷为主；对于大接触角( $27^\circ \sim 30^\circ$ )的圆锥滚子轴承(30000B型)，以承受轴向载荷为主；
- ◆ 内外圈可分离，安装时可调整游隙。

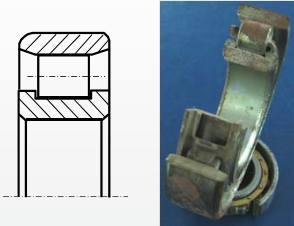
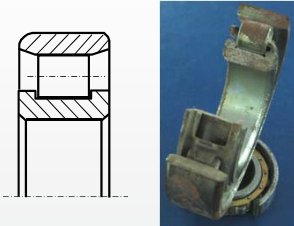




### ■ 圆柱滚子轴承（分类代号：N类）

特点：

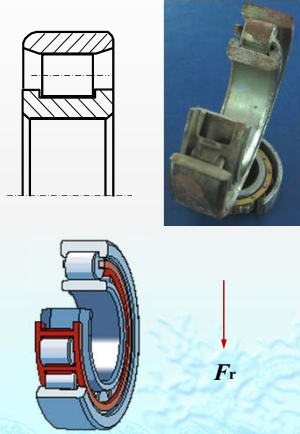
- 只能承受径向载荷，且径向承载能力大；
- 外圈(或内圈)可以分离，不能承受轴向载荷；
- 有外圈无挡边、内圈无挡边、内圈有单挡边的多种形式。



The image contains two technical drawings and a photograph of a cylindrical roller bearing. The top drawing is a cross-section showing the rollers between the inner and outer rings. The bottom drawing is a 3D perspective view of the bearing assembly, showing the rollers and the force vector  $F_r$  acting downwards. The photograph shows a physical bearing with a green coating and a metal cage.

- 只能承受徑向載荷，且徑向承載能力大；



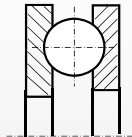
有外圈无挡边、内圈无挡边、内圈有单挡边的多种形式。



## ■ 推力球（滚子）轴承（分类代号：5类）

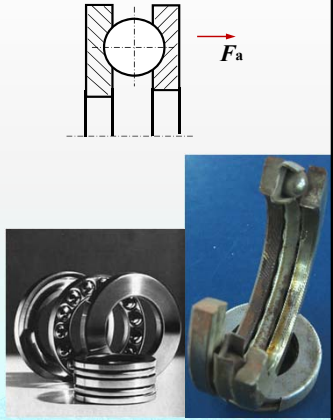
特点:

- 分离型轴承，只能承受轴向载荷；
- 内径稍小的称为“紧圈”、“轴圈”，内径稍大的称为“松圈”、“座圈”；
- 高速时离心力大，钢球与保持架磨损，发热严重，故**极限转速很低**。



- 分离型轴承, 只能承受轴向载荷;

· 高速时离心力大，钢球与保持架磨损，发热严重，故**极限转速很低**。



## ■ 调心球（滚子）轴承（分类代号：1、2类）

特点：

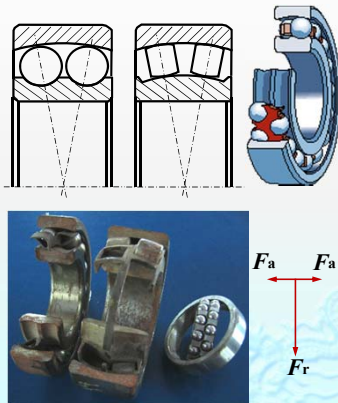
- 主要承受径向载荷，能承受少量的轴向载荷；
- 可以调心，自动适应内外圈的倾斜，适应于刚性较差和多支点的支承；
- 不宜承受纯轴向载荷，因为会造成单列滚动体受载使寿命显著降低。



$F_a$   $F_a$

$F_r$

不宜承受纯轴向载荷，因为会造成单列滚动体受载使寿命显著降低。



### 五、滚动轴承的代号

用**字母**加**数字**来表示轴承结构、尺寸、公差等级、技术性能等特征的产品符号。

前置代号	基本代号					后置代号							
分 部 件 代 号	五	四	三	二	一	内部 结构 代号	密封 与防 尘结 构代 号	保持 架及 其材 料代 号	特殊 轴承 材料 代号	公差 等级 代号	游隙 代号	多轴 承配 置代 号	其它 代号
	类 型 代 号	尺寸系 列代 号		内 径 代 号									
		宽 度系 列代 号	直 径系 列代 号										

**基本代号：**表示轴承基本类型、结构和尺寸，是轴承代号的基础；  
**前置代号**和**后置代号**是轴承的结构形式、尺寸、公差、技术要求有改变时，在其基本代号左右添加的补充代号。

**基本代号：**表示轴承基本类型、结构和尺寸，是轴承代号的基础；**前置代号**和**后置代号**是轴承的结构形式、尺寸、公差、技术要求有改变时，在其基本代号左右添加的补充代号。

前置代号		基本代号					后置代号						
分 部 件 代 号	五	四	三	二	一	内部 结构 代号	密封 与防 尘结 构代 号	保持 架及 其材 料代 号	特殊 轴 承 材 料 代 号	公差 等 级 代 号	游 隙 代 号	多 轴 承 配 置 代 号	其 它 代 号
	类 型 代 号	尺 寸 系 列		内 径 代 号									
		宽 度 系 列 代 号	直 径 系 列 代 号										

前置代号		基本代号					后置代号						
分 部 件 代 号	五	四	三	二	一	内部 结构 代号	密封 与 防 尘 结 构 代 号	保持 架 及 其 材 料 代 号	特殊 轴 承 材 料 代 号	公差 等 级 代 号	游 隙 代 号	多 轴 承 配 置 代 号	其它 代 号
	类型 代号	尺寸 系列 代号		内 径 代 号									
		宽度 系列 代号	直径 系列 代号										

**前置代号**— 成套轴承分部件代号，用字母L、R、K等表示。

**L**：可分离轴承的可分离内圈或外圈；

**R**：不带可分离内圈或外圈的轴承；

**K**：滚子和保持架组件。

**注**：常用轴承一般无前置代号。

前置代号		基本代号					后置代号							
分 部 件 代 号	类 型 代 号	五	四	三	二	一	内 部 结 构 代 号	密 封 与 防 尘 结 构 代 号	保 持 架 及 其 材 料 代 号	特 殊 轴 承 材 料 代 号	公 差 等 级 代 号	游 隙 代 号	多 轴 承 配 置 代 号	其 它 代 号
		尺寸系列代号		内 径 代 号										
		宽度系列代号	直径系列代号											

**基本代号**—表示轴承的基本类型、结构和尺寸。

➤ **内径代号** — 基本代号右起第1、2位数字，表示轴承内径尺寸。

内径代号	00	01	02	03	04~99
轴承内径尺寸 / mm	10	12	15	17	数字 × 5

前置代号		基本代号					后置代号						
分 部 件 代 号	五	四	三	二	一	内部 结构 代号	密封 与 防 尘 结 构 代 号	保持 架 及 其 材 料 代 号	特殊 轴 承 材 料 代 号	公差 等 级 代 号	游 隙 代 号	多 轴 承 配 置 代 号	其它 代 号
	类 型 代 号	尺寸 系列 代号		内 径 代 号									
		宽度 系列 代号	直径 系列 代号										

➤ 尺寸系列代号——右起第3、4位数字。

（第3位）直径系列代号：结构、内径相同的轴承在外径和宽度方面的变化系列。

向心轴承：7、8、9、0、1、2、3、4

外 径：小 大

1(特轻) 2(轻) 3(中) 4(重)

前置代号		基本代号					后置代号						
分 部 件 代 号	五	四	三	二	一	内部 结构 代号	密封与 防尘 结构 代号	保持架 及其 材料 代号	特殊轴 承材 料代 号	公差 等级 代号	游隙 代号	多轴 承配 置代 号	其它 代号
	类型 代号	尺寸 系列 代号		内径 代号									
		宽度 系列 代号	直径 系列 代号										

(第4位) 宽度系列代号：结构、内、外径都相同的轴承，在宽度方面的变化系列。

向心轴承： 8、0、1、2、3、4、5、6

宽      度：      小                      大

正常系列--0系列，代号0可不标出(除圆锥滚子、调心滚子轴承外)

前置代号	基本代号					后置代号							
分 部 件 代 号	五	四	三	二	一	内部 结构 代号	密封 与防 尘结 构代 号	保持 架及 其材 料代 号	特殊 轴承 材料 代号	公差 等级 代号	游隙 代号	多轴 承配 置代 号	其它 代号
	类型 代号	尺寸系 列代号		内径 代号									
		宽度 系列 代号	直径 系列 代号										

➤ 类型代号——右起第5位数字。

轴承类型	代号	轴承类型	代号	轴承类型	代号
双列角接触球轴承	0	双列深沟球轴承	4	推力圆柱滚子轴承	8
调心球轴承	1	推力球轴承	5	推力圆锥滚子轴承	9
调心(推力调心)滚子轴承	2	深沟球轴承	6	圆柱滚子轴承	N
圆锥滚子轴承	3	角接触球轴承	7	滚针轴承	NA

前置代号		基本代号					后置代号						
分 部 件 代 号	五	四	三	二	一	内部结构代号	密封与防尘结构代号	保持架及其材料代号	特殊轴承材料代号	公差等级代号	游隙代号	多轴承配置代号	其它代号
	类型代号	尺寸系列代号		内径代号									
		宽度系列代号	直径系列代号										

**后置代号**—用于表示**轴承的结构、公差及材料**等特殊要求，用字母或数字表示；置于基本代号的右边并与基本代号空半个汉字距离或用符号“-”、“/”隔开。

有多组后置代号按照表中顺序填写，四组及四组后内容，用“/”与前面代号隔开。

前置代号		基本代号					后置代号						
分 部 件 代 号	五	四	三	二	一	内部 结构 代 号	密封与 防尘 结构 代 号	保持架 及其 材料 代 号	特殊 轴承 材料 代 号	公差 等级 代 号	游隙 代 号	多轴 承 配 置 代 号	其它 代 号
	类型 代 号	尺寸系 列代 号		内径 代 号									
		宽度 系列 代 号	直径 系列 代 号										

➤ 内部结构代号—表示同一类型轴承的不同内部结构。

轴承类型	角接触球轴承		
接触角	$\alpha=15^{\circ}$	$\alpha=25^{\circ}$	$\alpha=40^{\circ}$
代 号	C	AC	B
示 例	7210C	7210AC	7210B

前置代号	基本代号					后置代号							
分 部 件 代 号	五	四	三	二	一	内部 结构 代号	密封与防尘 结构代号	保持架及其材料 代号	特殊轴承材料 代号	公差等级代号	游隙代号	多轴承配置代号	其它代号
	类型 代号	尺寸系列 代号		内径 代号									
		宽度系列 代号	直径系列 代号										

➤ 公差等级代号—轴承的公差等级分为2、4、5、6x、6和0级，等级依次由高到低，代号为：/P2、/P4、/P5、/P6x、/P6和/P0。

代 号	省略	/P6	/P6x	/P5	/P4	/P2
公差等级	0级	6级	6x级	5级	4级	2级
示 例	6203	6203/P6	30201/P6x	6203/P5	6203/P4	6203/P2



轴承代号示例：

6 3 03 公差等级为0级  
轴承内径  $d=17$  mm  
尺寸系列代号，宽度系列为0，直径系列为3(中)系列  
轴承类型代号，6为深沟球轴承

7 3 12 AC /P6  
公差等级代号，6级公差  
内部结构代号，AC表示接触角  $\alpha=25^\circ$   
轴承内径  $d=12 \times 5=60$  mm  
宽度系列为0，直径系列为3(中)系列  
轴承类型代号，7为角接触球轴承

轴承代号示例：

3 0 2 13 公差等级为0级  
轴承内径  $d=65$  mm  
直径系列为2  
宽度系列为0系列（正常系列）  
圆锥滚子轴承

N 1 05 /P5  
公差等级为5级  
轴承内径  $d=25$  mm  
直径系列为1 (正常宽度系列)  
圆柱滚子轴承

## 六、滚动轴承的选择

- 不同类型的轴承应用场合是不一样的。
- 要合理地选择轴承的类型，首先对各种类型轴承的**性能特点**有充分的了解，然后依据以下几个因素：

- (1) 轴承的载荷
- (2) 轴承的转速
- (3) 轴承的调心性能
- (4) 轴承的安装和拆卸
- (5) 经济性

### 1、轴承的载荷

载荷的大小  $\left\{ \begin{array}{l} \text{重载选滚子轴承;} \\ \text{轻载选球轴承。} \end{array} \right.$

载荷的方向  $\left\{ \begin{array}{l} \text{只有径向力时选向心轴承;} \\ \text{只有轴向力时选推力轴承;} \\ \text{同时有径向、轴向力时,} \\ \text{选角接触轴承或向心、推力轴承组合。} \end{array} \right.$

## 2、轴承的转速

- 球轴承比滚子轴承能适应更高的转速；
- 轻系列的轴承比重系列的轴承能适应更高的转速；
- 各类推力轴承的极限转速很低，不宜用于高转速的情况。

- 1)  $n$ 高，载荷小，旋转精度高→ 选用球轴承  
 $n$ 低，载荷大，或有冲击载荷→ 选用滚子轴承

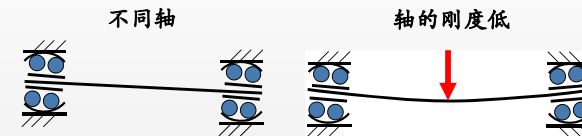
- 2) 轴承有极限转速，应使 $n < n_{lim}$

6、7、N类轴承—— $n_{lim}$ 较高

5类轴承—— $n_{lim}$ 较低

## 3、调心性能要求

轴承孔不同心，轴的刚性较差——调心轴承。



## 4、安装和拆卸

- (1) 安装拆卸较频繁选用分离型结构的轴承，如圆锥滚子轴承、圆柱滚子轴承、滚针轴承和推力轴承等；
- (2) 第3、7两类轴承应成对使用，对称安装。

## 5、经济性

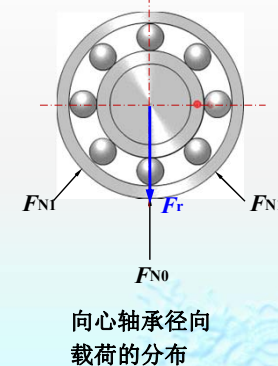
- (1) 球轴承的价格低于滚子轴承，应优先选用球轴承。
- (2) 不同公差等级的轴承，价格相差悬殊，选用高精度轴承必须慎重。
  - 1) 优先考虑用普通公差等级的深沟球轴承；
  - 2) 旋转精度较高时——较高的公差等级和较小的游隙。

## 七、滚动轴承的失效形式及选择计算

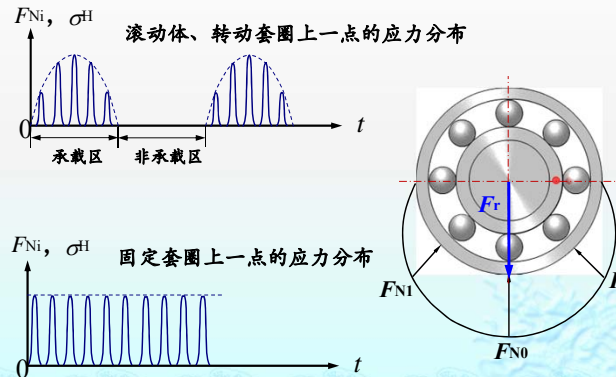
### 1、滚动轴承的载荷与应力分析

以向心轴承为例，

- 在径向载荷 $F_r$ 作用下，上半圈滚动体不受力，下半圈各滚动体承受大小不同的载荷。
- 最下方的滚动体受载最大，两旁逐渐减少。
- 各滚动体从开始受力到受力终止所对应的区域——承载区。



轴承工作时，由于滚动体受**变载荷**，所以轴承内、外圈滚道与滚动体接触表面接触点受到的都是**脉动循环变化**的接触应力。



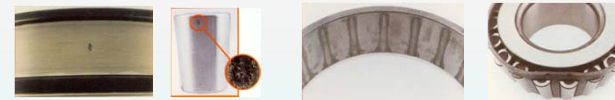
### 3、计算准则

- ① 对一般转速 ( $n > 10 \text{ r/min}$ ) 的轴承，**疲劳点蚀**是其主要的失效形式，应分析轴承抗疲劳点蚀的承载能力，进行其**寿命计算**；
- ② 对静止或极慢转速 ( $n \leq 10 \text{ r/min}$ ) 的轴承，轴承的承载能力取决于所允许的**塑性变形**，应进行**静强度计算**。

### 2、失效形式

**疲劳点蚀**——**最主要**的失效形式，滚动体表面、滚道表面都可能发生点蚀。防止点蚀破坏，是计算滚动轴承的主要目的。

**塑性变形**——**低速重载轴承**的主要失效形式，由于载荷过大或冲击载荷作用，接触应力过大，元件表面出现较大塑性变形。



**其它失效形式**—— 烧伤 过度磨损 卡死、元件破裂 (维护保养不当而造成) ——非正常失效

### 4、滚动轴承的寿命计算

#### ◆ 滚动轴承的基本额定寿命

➢ **滚动轴承的寿命**：单个轴承中**任一元件**的材料在出现点蚀破坏前，一个套圈相对另一个套圈的转数或一定转速下的工作小时数。

对同一组同一型号的轴承，由于材料、热处理和加工工艺随机因素的影响，即使在相同条件下运转，寿命也**不相同**。

采用**数理统计**的方法求出寿命分布规律，用**基本额定寿命**作为选择轴承的标准。

➢ **滚动轴承的基本额定寿命**：同一批相同的滚动轴承，在相同条件下运转，其中90%轴承不发生**疲劳点蚀**所能运转的总转数，用 $L_{10}$ 表示（单位为 $10^6 \text{ r}$ ），或者在一定转速 $n$ 下的小时数 $L_{10h}$ 。

### ◆ 基本额定动载荷

轴承寿命与所受载荷有关，载荷越大，寿命越短。

$$P^\epsilon L_{10} = \text{常数}$$

$\epsilon$ —寿命指数，球轴承 $\epsilon=3$ ；  
滚子轴承 $\epsilon=10/3$ 。

**定义：**轴承的基本额定寿命恰好为 $10^6$  r时，轴承所能承受的载荷值为**基本额定动载荷**，用 $C$ 表示，即  $C^\epsilon 10^6 r = \text{常数}$

- 向心轴承—指**纯径向载荷**，记为： $C_r$ ；
- 推力轴承—指**纯轴向载荷**，记为： $C_a$ ；
- 角接触球轴承或圆锥滚子轴承—指使套圈间产生纯径向位移载荷的**径向分量**。

**注：**

$C$ 由试验得出，查设计手册；不同型号的轴承， $C$ 不同；

$C \uparrow$ —轴承承载能力 $\uparrow$ 。

### ◆ 滚动轴承的寿命计算公式

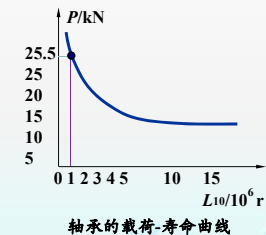
当载荷 $P \neq C$ 时， $L_h = ?$

**载荷 $P$ 与基本额定寿命 $L_{10}$ 的关系：**

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^\epsilon (10^6 r)$$

**用小时数表示：**

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^\epsilon \quad (h)$$



**寿命计算可解决两类问题：**

(1) 当载荷 $P \neq C$ 时， $L_h = ?$

若，

$$L_h \geq \text{预期计算寿命 } L'_h$$

则，轴承寿命满足要求。

(2) 已知载荷 $P$ ，要求预期计算寿命为 $L'_h$ ，应选 $C = ?$ 的轴承？

$$C = P \sqrt[\epsilon]{\frac{60nL'_h}{10^6}} \quad N$$

查手册，选择 $C \leq C_{\text{手册}}$ 的轴承。

### 5、滚动轴承的当量动载荷

➢ 滚动轴承的**基本额定动载荷 $C$** 是在规定的载荷条件下得到的，在实际应用中，轴承的载荷往往与实验条件不同。

➢ 在进行轴承寿命计算时，应把**实际载荷**换算成与试验条件相一致的**当量动载荷 $P$** 。

➢ 换算条件是：在当量动载荷作用下的轴承寿命与实际载荷作用下的轴承寿命相同。

**各类轴承的当量动载荷可按下式计算：**

$$P = f_p (X F_r + Y F_a)$$

式中： $F_r$ 、 $F_a$ —轴承自身实际承受的径向载荷与轴向载荷

$X$ 、 $Y$ —轴承的径向动载荷系数与轴向动载荷系数

$f_p$ —载荷系数

### X、Y的求法:

- 对于仅承受径向载荷的轴承,  $X=1$ 、 $Y=0$ ;
- 对于仅承受轴向载荷的轴承,  $X=0$ 、 $Y=1$ ;
- 对于既承受径向载荷又承受轴向载荷的轴承,

根据  $\frac{F_a}{C_0} \rightarrow e \rightarrow \begin{cases} \text{当 } F_a/F_r \leq e, X=1, Y=0, \text{ 不计 } F_a \\ \text{当 } F_a/F_r > e, X<1(\text{查表}), Y \neq 0, \text{ 考虑 } F_a \end{cases}$

$C_0$ —轴承的基本额定静载荷, 查轴承手册;

$e$ —轴向载荷影响系数。

### 载荷系数 $f_p$ :

载荷性质	无冲击或轻微冲击	中等冲击	强烈冲击
$f_p$	1.0 ~ 1.2	1.2 ~ 1.8	1.8 ~ 3.0

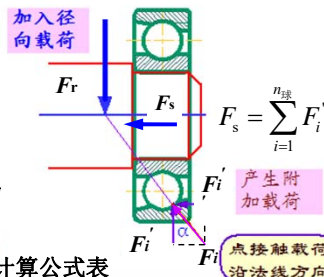
### 轴承预期使用寿命推荐值 $L_h$ :

使用条件	$h$
不经常使用的仪器和设备	300~3000
短期或间断使用的机械, 中断使用不致引起严重后果, 如手动机械、农业机械、装配吊车、自动送料装置	3000~8000
间断使用的机械, 中断使用将引起严重后果, 如发电站辅助设备、流水作业的传送装置、带式输送机、车间起重机	8000~12000
每天8h工作的机械, 但经常不是满载荷使用, 如电动机、一般齿轮传动装置、破碎机、起重机和一般机械	10000~25000
每天8h工作的机械, 满载荷工作, 如机床、木材加工机械、工程机械、印刷机械、分离机、离心机	20000~30000
24h连续运转的机械, 如压缩机、泵、电机、纺织机械	40000~50000
24h连续运转的机械, 中断使用将引起严重后果, 如纤维机械、造纸机械、电站主要设备、给排水设备、矿用泵、矿用通风机	$\approx 100000$

### 6、角接触球轴承和圆锥滚子轴承的载荷计算（向心推力轴承）

#### 此类轴承的受载特点:

- 支反力作用点不在轴承宽度中心;
- 结构本身产生派生轴向力  $F_s$ ;
- 派生轴向力的方向由外圈的宽边指向窄边。即, 总是与压力中心的偏离方向相一致。



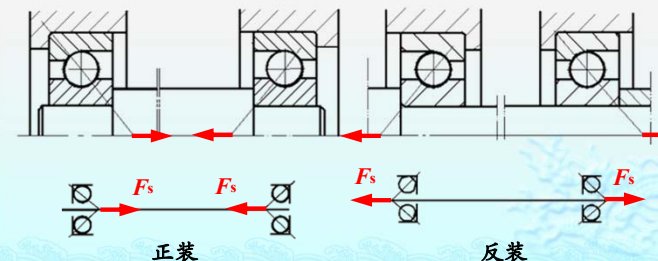
派生轴向力的计算公式表

圆锥滚子轴承 (30000型)	角接触球轴承		
	$\alpha=15^\circ$ (70000C型)	$\alpha=25^\circ$ (70000AC型)	$\alpha=40^\circ$ (70000B型)
$F_s = F_r / (2Y)$	$F_s = e F_r$	$F_s = 0.68 F_r$	$F_s = 1.14 F_r$

派生轴向力有使内外圈分离的趋势, 为使派生轴向力平衡, 通常此类轴承成对使用。

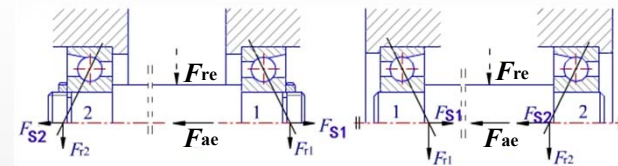
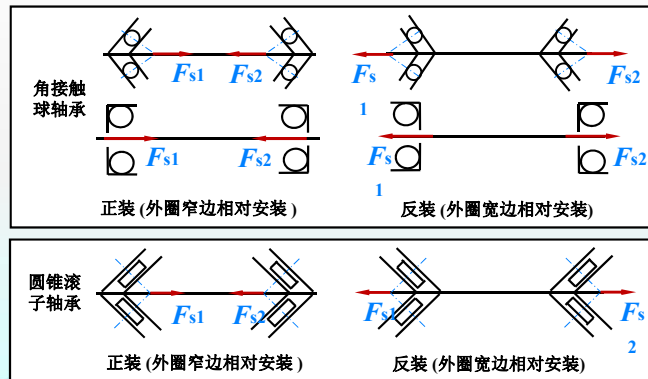
#### 轴承成对使用的装配形式:

- ◆ 面对面（正装）：外圈窄边相对, 派生轴向力相对
- ◆ 背对背（反装）：外圈宽边相对, 派生轴向力相背





角接触球轴承与圆锥滚子轴承安装的简化画法及其附加轴向力的方向：

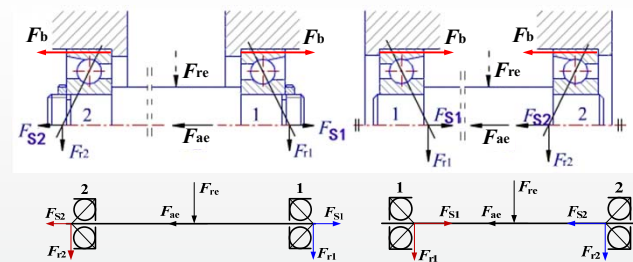


(1) 径向载荷  $F_r$  的计算

按材料力学求支反力方法  $F_{r1}$ 、 $F_{r2}$

(2) 轴向载荷  $F_a$  的计算

$F_a$  的计算既要考虑所有作用在轴上的轴向外载荷  $F_{ae}$ ，又要考虑由  $F_r$  所产生的派生轴向力  $F_s$ 。



当  $F_{ae} + F_{s2} > F_{s1}$  时，

轴有左移趋势，轴承1被“压紧”，轴承2被“放松”。  
被压紧轴承1:  $F_{a1} = F_{s1} + F_b$   
 $= F_{ae} + F_{s2}$   
被放松轴承2:  $F_{a2} = F_{s2}$

当  $F_{ae} + F_{s2} < F_{s1}$  时，

轴有右移趋势，轴承2被“压紧”，轴承1被“放松”。  
被压紧轴承2:  $F_{a2} = F_b + F_{s2}$   
 $= F_{s1} - F_{ae}$   
被放松轴承1:  $F_{a1} = F_{s1}$

总结：角接触球轴承、圆锥滚子轴承所受轴向力的计算步骤：

已知轴系所受外载荷

由力分析确定作用于轴承上的径向力

受力分析

根据轴承类型和径向力的大小确定

确定派生轴向力

根据轴向外载荷  $F_{ae}$  和派生轴向力  $F_{s1}$  和  $F_{s2}$  的关系确定

确定被压紧和被放松轴承

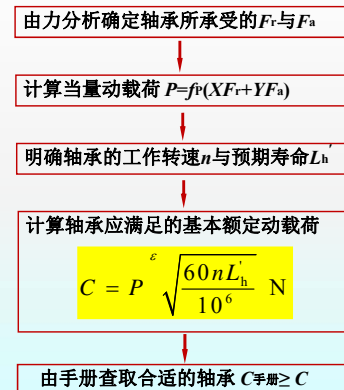
压紧轴承所受轴向载荷的大小等于除本身派生轴向力以外的其他所有轴向力的代数和；放松轴承的轴向载荷等于本身的派生轴向力

确定轴向力

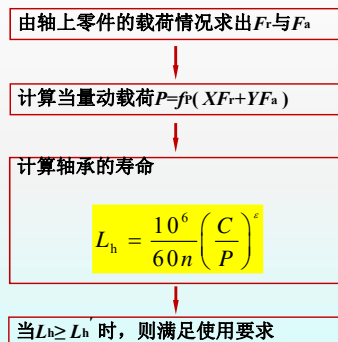
**注意：**

- 轴承的派生轴向力——方向与轴承**大口**方向一致。
- 被放松轴承——全部轴向力合力的方向与它的大口开口方向**相同**。
- 被压紧轴承——全部轴向力合力的方向与它的大口开口方向**相反**。

**总结：滚动轴承尺寸选择的过程：**



**总结：计算滚动轴承寿命的过程：**



**7、滚动轴承的静载荷计算**

对于那些在工作载荷下基本上**不旋转**的轴承或者**转速极低**的轴承，其主要失效形式是**塑性变形**。对于这种失效形式，要进行静强度计算，防止发生过大的塑性变形。强度条件是：

$$C_0 \geq S_0 P_0$$

式中，  $C_0$ ：基本额定静载荷（N）；

$P_0$ ：当量静载荷（N）；

**a、基本额定静载荷**  $S_0$ ：安全系数，查表。

**基本额定静载荷  $C_0$** ——受载最大的滚动体与滚道接触中心处引起的接触应力达到一定值时的载荷值。

如：对于深沟球轴承接触应力值——4200MPa。

### b、当量静载荷

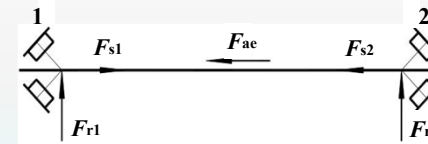
当量静载荷 $P_0$ —指滚动体与滚道接触中心处产生与实际载荷条件下相同接触应力的静载荷。

当量静载荷的计算公式，

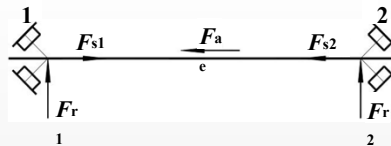
$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

式中， $X_0$ 、 $Y_0$ 分别为径向、轴向静载荷系数，其值可查手册。

例：图示为用一对30206圆锥滚子轴承支承的轴，轴的转速 $n=1430$  r/min，轴承的径向载荷（即支反力）分别为 $F_{r1}=4000$ N， $F_{r2}=4250$ N，轴向外载荷 $F_{ac}=350$ N，方向向左，有中等冲击。试计算两轴承的寿命。



解：



(1) 查取30206轴承的基本参数

由手册查得： $C=43200$ N， $e=0.37$

(2) 计算派生轴向力

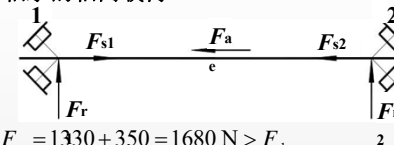
由表13-9，

$$F_{s1} = \frac{F_{r1}}{2Y} = \frac{4000}{2 \times 1.6} = 1250 \text{ N}$$

$$F_{s2} = \frac{F_{r2}}{2Y} = \frac{4250}{2 \times 1.6} = 1330 \text{ N}$$

滚动轴承的配置为面对面，派生轴向力的方向如图所示。

(3) 计算轴承的轴向载荷



$$F_{s2} + F_{ac} = 1330 + 350 = 1680 \text{ N} > F_{s1}$$

可以判断轴承1被“压紧”，轴承2被“放松”。

$$F_{a1} = F_{s2} + F_{ac} = 1330 + 350 = 1680 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{s2} = 1330 \text{ N}$$

(4) 计算轴承的当量动载荷

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1680}{4000} = 0.42 > e \quad \xrightarrow{e=0.37} \quad X_1 = 0.4 \quad Y_1 = 1.6$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1330}{4250} = 0.31 \leq e \quad \xrightarrow{e=0.37} \quad X_2 = 1 \quad Y_2 = 0$$

由表13-8查得:  $f_p=1.5$

$$P_1 = f_p (X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) = 1.5 \times (0.4 \times 4000 + 1.6 \times 1680) = 6435 \text{ N}$$

$$P_2 = f_p (X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) = 6375 \text{ N}$$

(5) 计算轴承的寿命

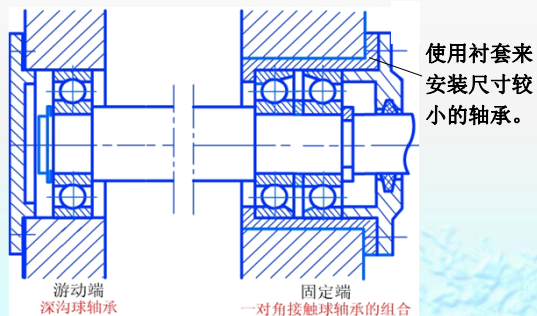
由寿命计算公式得,

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P_1} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 1430} \left( \frac{43200}{6435} \right)^{\frac{10}{3}} = 6650 \text{ h}$$

$$L_{h2} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P_2} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 1430} \left( \frac{43200}{6375} \right)^{\frac{10}{3}} = 6860 \text{ h}$$

2、一根轴上两个支承的座孔, 必须尽可能地保持同心, 以免轴承内外圈间产生过大的偏斜。

在一根轴上的相同或不同尺寸的轴承孔都应一次镗出。



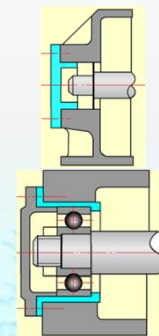
## 八、滚动轴承的组合设计

为了保证轴承正常工作, 除了正确选择轴承类型和尺寸外, 还要进行合理的轴承组合设计。组合设计的内容是正确处理轴承的配置、紧固、调整、装拆、润滑和密封等问题。

### □ 支承部分的刚性和同心度

1、轴及轴承座必须有足够的刚性, 以避免变形使滚动体的滚动受阻滞。

- 轴承座孔壁应有足够的厚度;
- 轴承座的悬臂应尽可能地缩短, 并增加肋板;
- 如外壳用轻合金或非金属材料, 则安装轴承处应采用钢或铸铁制成的套杯以防止座孔被压坏。



### □ 轴承的配置

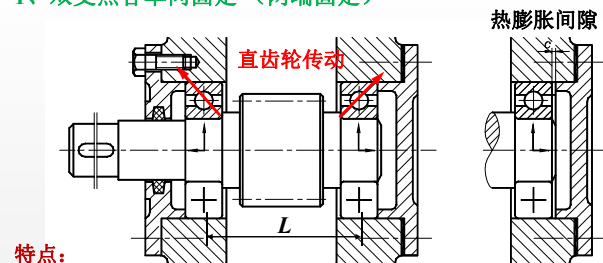
合理的轴承配置应考虑:

- 轴系在工作中应始终保持正确的工作位置;
- 受轴向载荷时, 能将载荷传递到机座上, 而不致使轴发生轴向窜动;
- 由于工作温度变化, 轴产生热变形时, 应保证轴能自由伸缩, 而避免轴承中摩擦力矩过大或将轴承卡死。

常用的轴承配置方法:

- 双支点单向固定
- 单支点双向固定
- 两端游动支承

## 1、双支点各单向固定（两端固定）

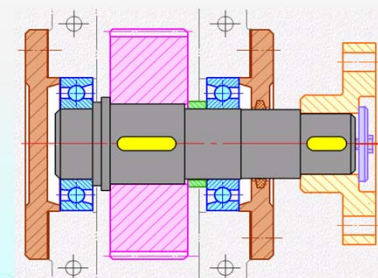


特点:

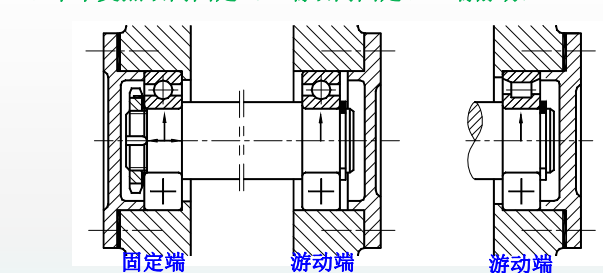
- 每个支承各限制轴一个方向的移动，轴承只需将**传力的对角**固定。
- 可通过调整**轴承端盖与箱体间垫片厚度**来保证温升后轴的伸长；但对轴热伸长的补偿作用有限，仅适用于支承跨距较小、温升不高的短轴（ $L \leq 300\text{mm}$ ）。
- 结构简单，安装调整方便，应用比较广泛。

可用于双支点单向固定的轴承类型:

- 深沟球轴承
- 调心球/滚子轴承
- 角接触球轴承
- 圆锥滚子轴承

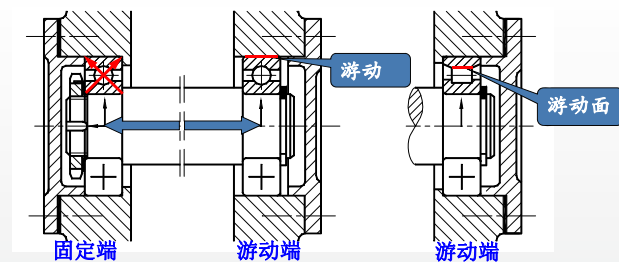


## 2、单个支点双向固定（一端双向固定、一端游动）



特点:

- 一个支点将轴双向固定（固定端），一个支点轴承可以沿轴向自由移动（游动端）。
- 适用于支承跨距较大（ $L > 300\text{mm}$ ）、温升高，轴受热伸长量较大的场合；结构较复杂。



- 固定端轴承：应能承受双向轴向载荷，故内外圈都要固定。
- 游动端轴承：内圈两侧固定，外圈是否固定取决于轴承类型。

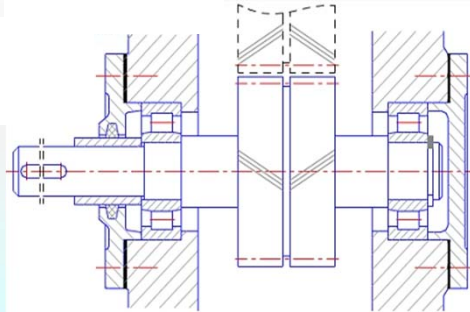
游动端用深沟球轴承，内外圈不可分离，只需固定内圈，其外圈在座孔内可以轴向游动。

游动端用圆柱滚子轴承，内外圈可分离，内外圈均双向固定。

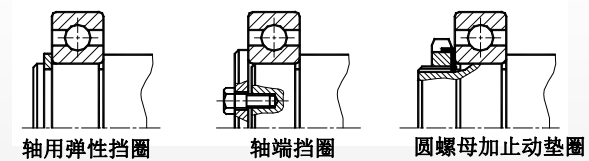


### 3、两端游动支承

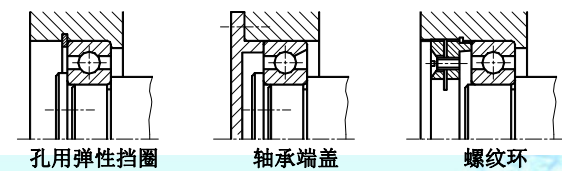
一般多用于人字齿轮轴。



### □ 滚动轴承的轴向固定



轴承内圈固定方法



轴承外圈固定方法

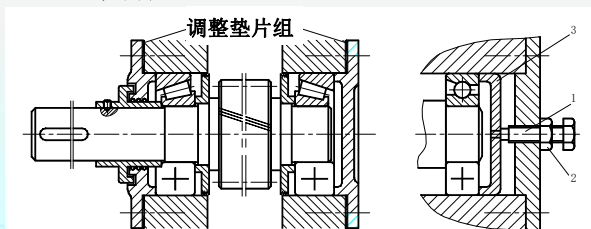
### □ 轴承组合的调整

#### 1、轴承游隙的调整

运转时的游隙（称做工作游隙）大小对轴承的滚动疲劳寿命、温升、噪声、振动等性能有影响。

此类调整用以保证热膨胀间隙。

方法 { 加减垫片的厚度  
螺钉调整

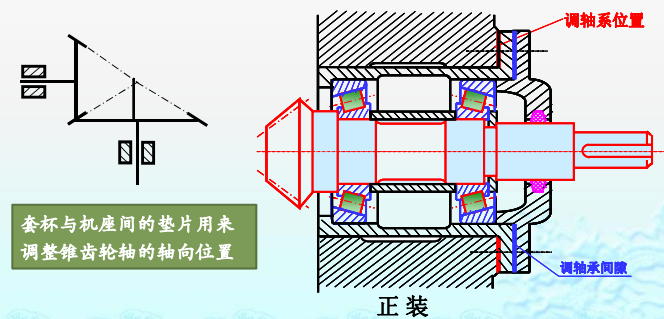


#### 2、轴系位置的调整

目的：使轴上的零件具有准确的工作位置。

例如：圆锥齿轮传动，要求两个节锥顶点相重合。

轴承组合位置调整的方法： 套杯+调整垫片

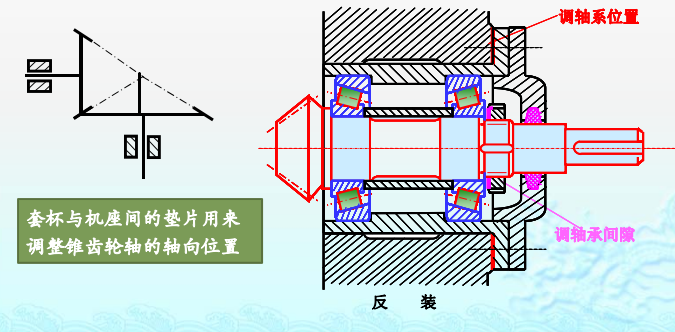


## 2、轴系位置的调整

目的：使轴上的零件具有准确的工作位置。

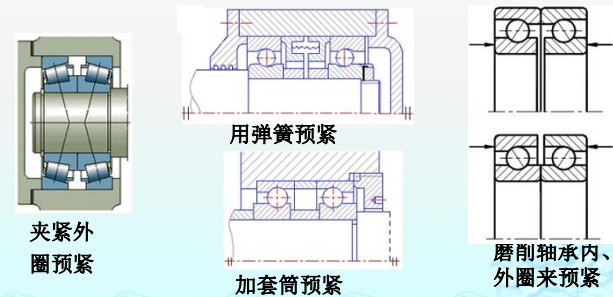
例如：圆锥齿轮传动，要求两个节锥顶点相重合。

轴承组合位置调整的方法：套杯+调整垫片



## 3、轴承的预紧

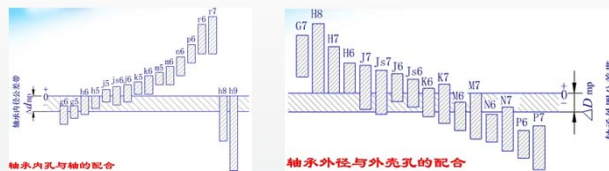
对某些可调游隙式轴承，在安装时给以一定的轴向压紧力（预紧力），使内外圈产生相对位移而消除游隙，并在套圈与滚动体接触处产生弹性预变形，借此提高轴的旋转精度和刚度，这种方法称为轴承的预紧。



## 滚动轴承的配合

滚动轴承为标准件，为使轴承便于互换和大量生产，规定：

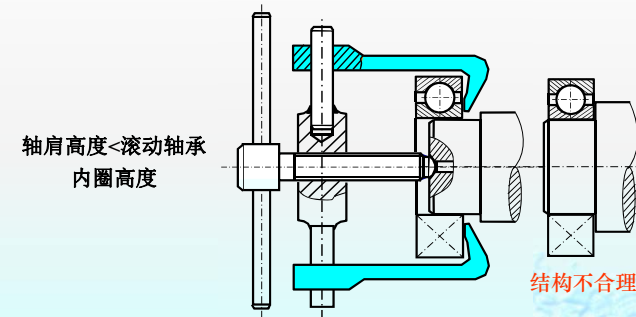
内圈与轴为基孔制，外圈与轴承座孔为基轴制。

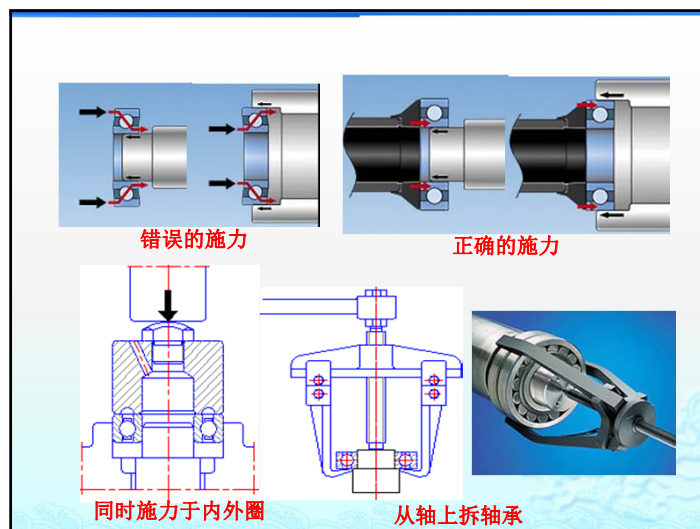


选择配合时，应考虑载荷的方向、大小和性质，以及轴承类型、转速和使用条件等因素。

- 转速越高、载荷越大或工作温度越高，应选用较紧的配合；
- 当外载荷方向不变时，转动套圈应比固定套圈的配合紧一些；
- 旋转精度要求高时应采用较紧的配合。

## 滚动轴承的装拆





## 滚动轴承的润滑

润滑的主要目的是减少摩擦与磨损。当滚动接触部位形成油膜时，还有吸收振动、降低工作温度和噪声等作用。

滚动轴承的 $dn$ 值与润滑方式 ( $\times 10^4$ ) mm·r/min

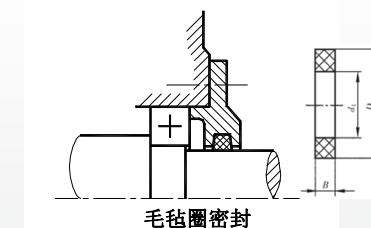
轴承类型	脂润滑	油润滑			
		油浴润滑	滴油润滑	喷油润滑	油雾润滑
深沟球轴承	$\leq 16$	25	40	60	$> 60$
角接触球轴承	$\leq 16$	25	40	60	$> 60$
圆柱滚子轴承	$\leq 12$	25	40	60	$> 60$
圆锥滚子轴承	$\leq 10$	16	23	30	
推力球轴承	$\leq 4$	6	12	15	

## 滚动轴承的密封

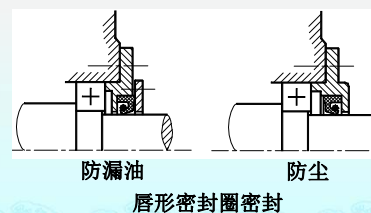
密封的目的是防止灰尘、水分等进入轴承，并阻止润滑剂的流失。滚动轴承密封装置的型式很多，使用时应根据轴承结构特点、润滑剂的种类、工作环境、温度、密封表面的圆周速度等选择。

- 接触式密封
- 非接触式密封

## 接触式密封

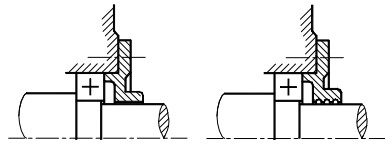


脂润滑，轴颈圆周速度  $v \leq 4 \sim 5$  m/s，工作温度不超过  $90^\circ\text{C}$ 。结构简单，成本低，但摩擦大。



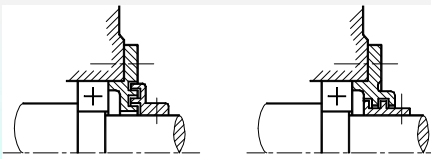
脂或油润滑均可使用，轴颈圆周速度  $v < 10 \sim 15$  m/s，工作温度范围  $-40 \sim 100^\circ\text{C}$ 。使用方便，密封可靠，高速时易发热。

### • 非接触式密封

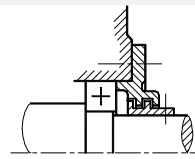


用于脂润滑，间隙处注满润滑脂，要求环境清洁干燥，速度不限。结构简单。

间隙密封



径向密封

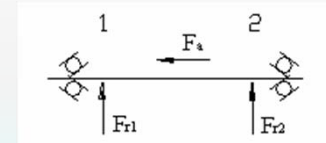


轴向密封

迷宫密封

脂或油润滑均可使用，缝内填润滑脂，轴颈圆周速度 $v < 30 \text{ m/s}$ 工作温度不高于密封用脂的滴点。密封效果可靠。

**作业1:** 图示由一对同型号和尺寸的角接触球轴承正安装支承的轴上，受有轴向力 $F_a=1200 \text{ N}$ ，轴承的径向载荷 $F_{r1}=1000 \text{ N}$ ， $F_{r2}=1500 \text{ N}$ ，内部轴向力 $F_{s1}=180 \text{ N}$ ， $F_{s2}=150 \text{ N}$ ， $e=0.68$ ， $f_p=1$ ，当 $\frac{F_a}{F_r} > e$ ， $X=0.41$ ， $Y=0.87$ ；当 $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ ， $X=1$ ， $Y=0$ 。求：轴承当量动载荷 $P_1$ 和 $P_2$ 。



**作业2:** P310-311: 13-8、13-10、13-15

**思考题:** 轴由一对角接触球轴承支承，轴上斜齿圆柱齿轮受圆周力 $F_t=2.5 \text{ kN}$ ，径向力 $F_r=1 \text{ kN}$ ，轴向力 $F_a=1.1 \text{ kN}$ ，尺寸 $a=180 \text{ mm}$ 、 $b=276 \text{ mm}$ ，齿轮分度圆直径 $d=183.4 \text{ mm}$ ，载荷系数 $f_p=1.2$ ，求轴承的径向载荷 $F_{r1}$ 、 $F_{r2}$ 和轴向载荷 $F_{a1}$ 、 $F_{a2}$ ，并求危险轴承的寿命。

注：角接触球轴承 ( $\alpha=25^\circ$ )， $F_s=0.68 F_r$ 。

$e$	$F_a/F_t \leq e$	$F_a/F_t > e$
0.68	$X=1, Y=0$	$X=0.41, Y=0.87$

