

# 第11章 轴承设计

作用：

支承轴及轴上零件

减小摩擦保证回转精度

11.1 摩擦状态

11.2 滑动轴承

11.3 滚动轴承



滑动轴承：滑动摩擦



滚动轴承：滚动摩擦

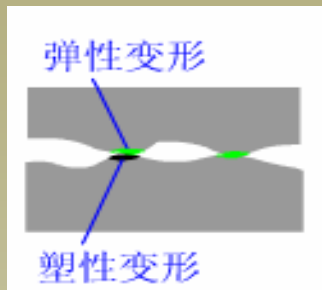
# 11.1 摩擦状态

在正压力作用下相互接触的两个物体受切向外力的影响而发生相对滑动，或有相对滑动趋势时，在接触表面上就会产生抵抗滑动的阻力，这一自然现象叫做**摩擦**。

其结果必然有能量损耗和摩擦表面物质的丧失或转移，即**磨损**。据估计，世界上的能源约有 $1/3 \sim 1/2$ 消耗在各种摩擦过程中。

适当的**润滑**是减小摩擦、降低磨损和能量消耗的有效手段。

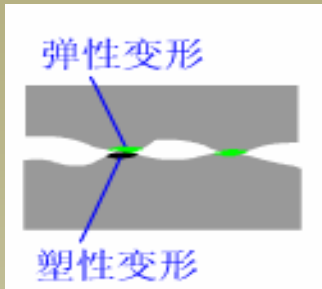
# 摩擦状态的分类



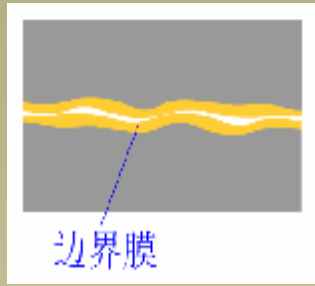
## 干摩擦

**干摩擦：**两摩擦表面间无任何润滑剂或保护膜纯净金属接触时的摩擦，称为干摩擦。在机械设计中，通常把不加润滑剂的摩擦，当作干摩擦处理。

# 摩擦状态的分类



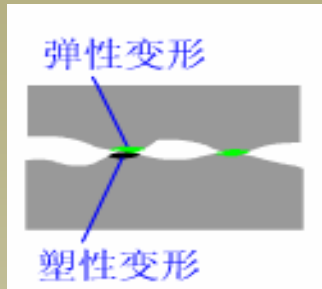
干摩擦



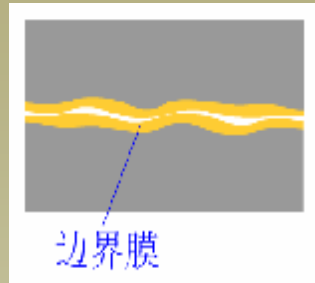
边界摩擦

**边界摩擦：** 机器开始运转时，两相对运动零件工作表面间在尚未形成液体润滑以前，两工作表面的突出部分不免有接触，此时摩擦界面上存在一层与介质的性质不同的膜起着润滑作用。这种摩擦状态称为边界摩擦。

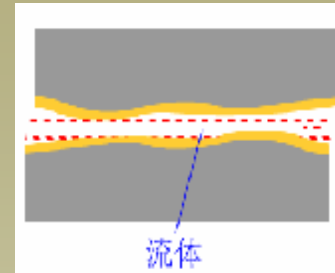
# 摩擦状态的分类



干摩擦



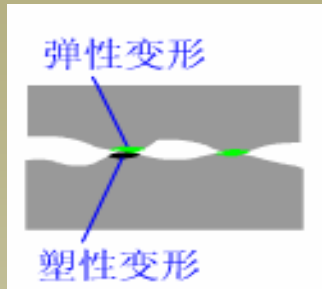
边界摩擦



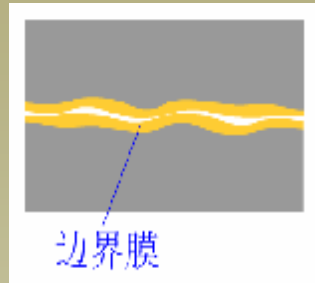
液体摩擦

**液体摩擦：**两摩擦表面完全被液体层隔开、表面凸峰不直接接触的摩擦。摩擦是在液体内部的分子之间进行，故摩擦系数极小。

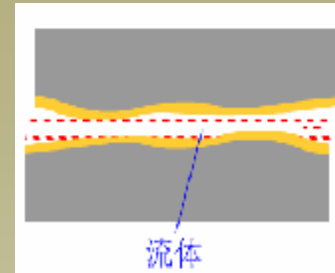
# 摩擦状态的分类



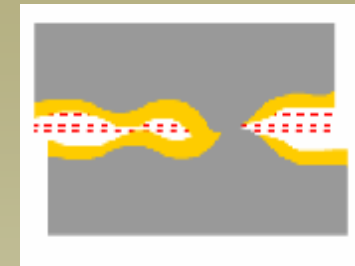
干摩擦



边界摩擦



液体摩擦



混合摩擦

**混合摩擦：**两表面间同时存在干摩擦、边界摩擦和液体摩擦的状态称为混合摩擦。

# 11.2 滑动轴承

**滑动轴承的特点：**

**径向尺寸小；**

**抗冲击、减振作用；**

**可为剖分结构（装拆方便）、JB（有标准）。**

**滑动轴承的组成：**

**轴承座、轴瓦、轴承衬和润滑结构等部分。**

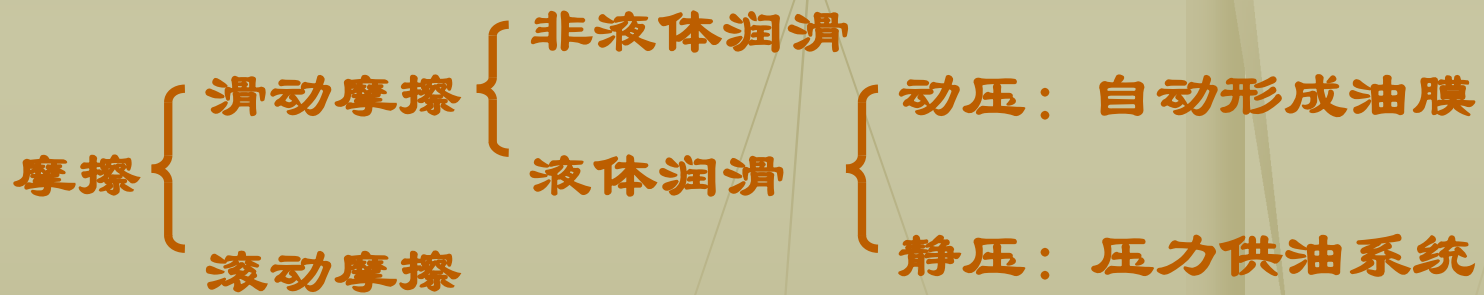
# 11.2 滑动轴承

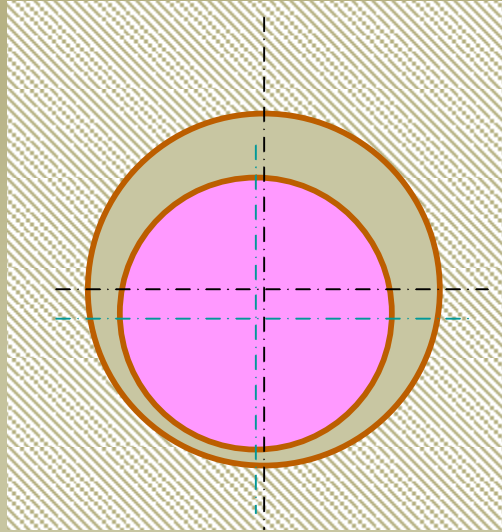
- 一、 滑动轴承的分类及结构形式
- 二、 轴瓦结构及材料
- 三、 非液体滑动轴承的设计计算
- 四、 液体摩擦滑动轴承简介



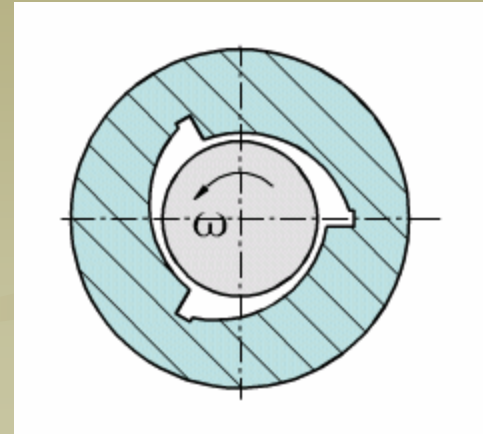
# 滑动轴承的结构形式

## 按润滑状态

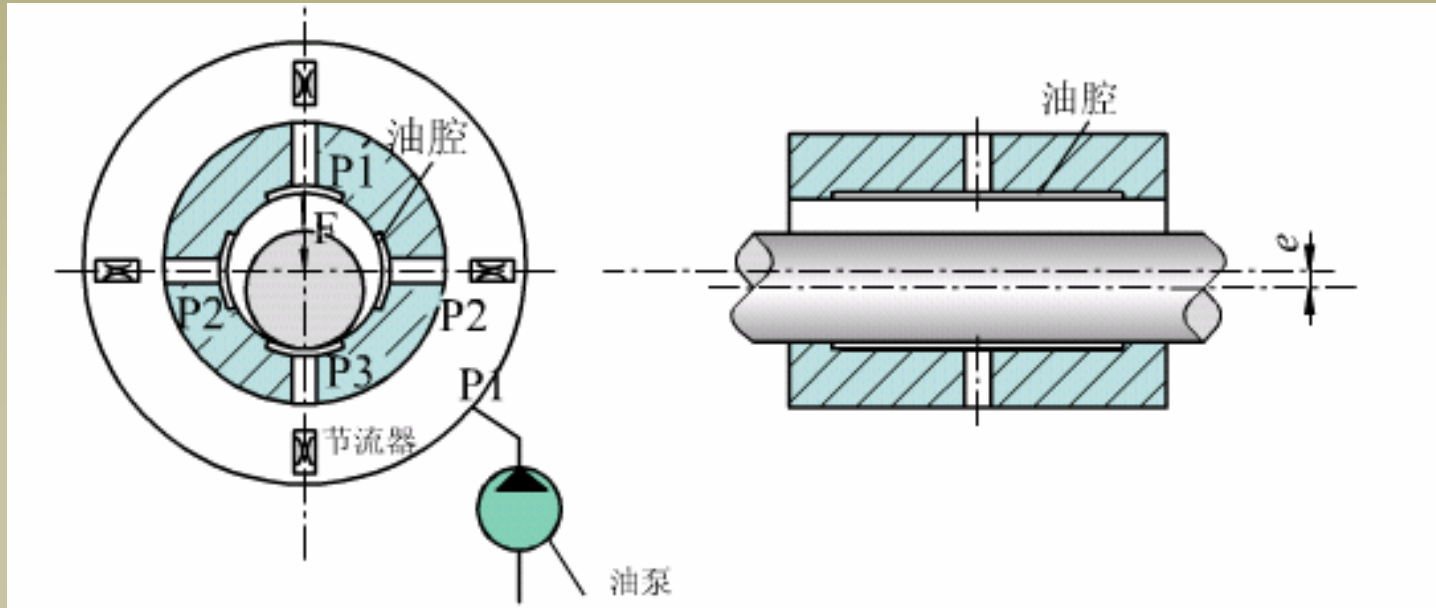




**动压轴承（单油楔）**



**动压轴承（多油楔）**

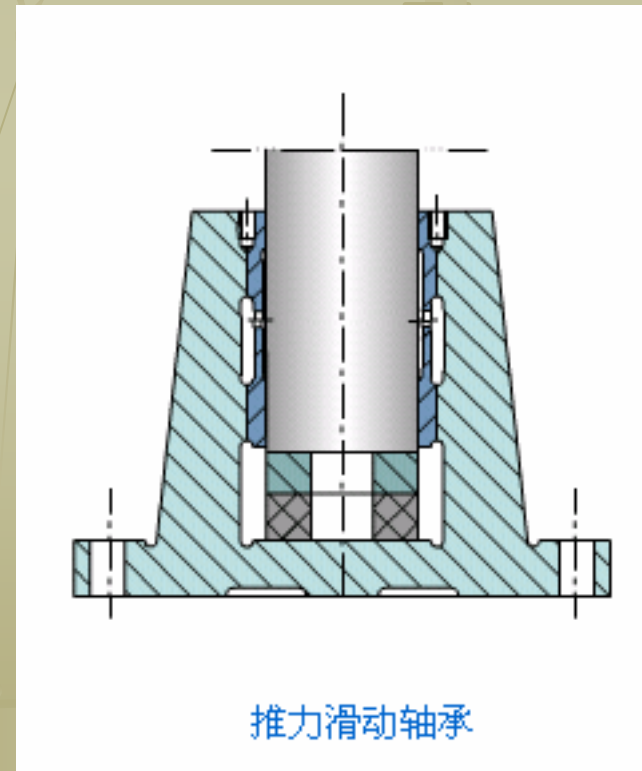
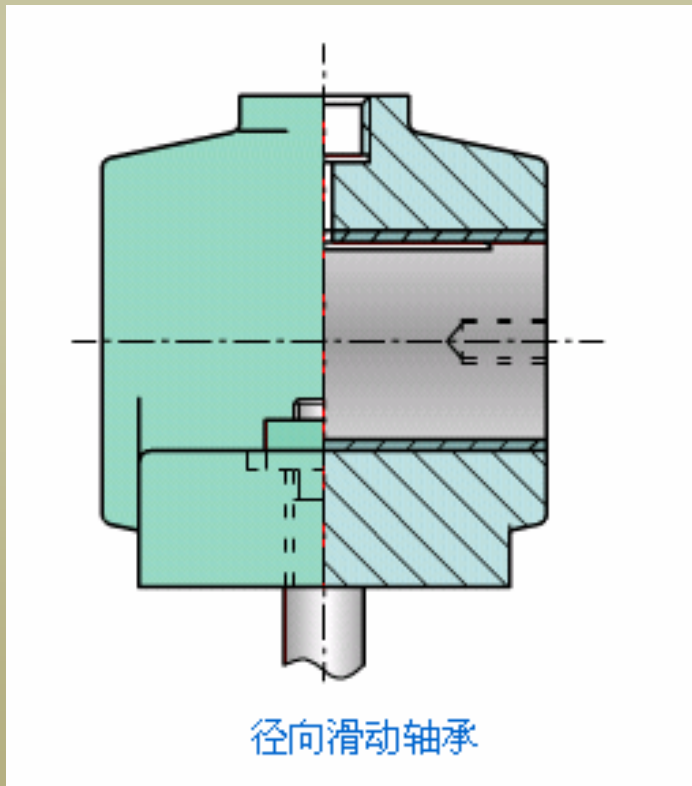


## 静 压 轴 承

## 按受载荷方向

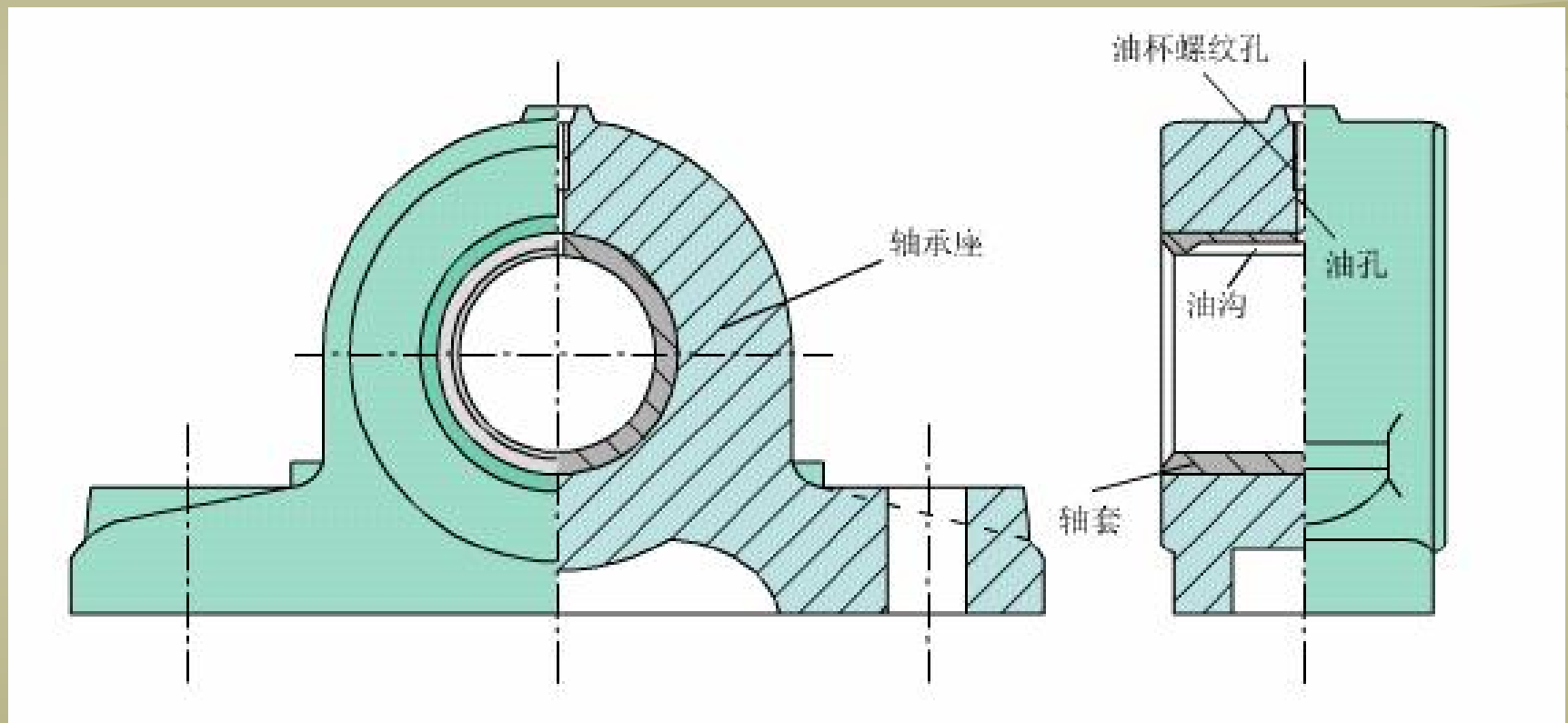
**径向轴承——承受径向载荷。轴上零件：如链传动、带传动等压轴力。**

**推力轴承——承受轴向载荷。轴上零件：如斜齿轮。**



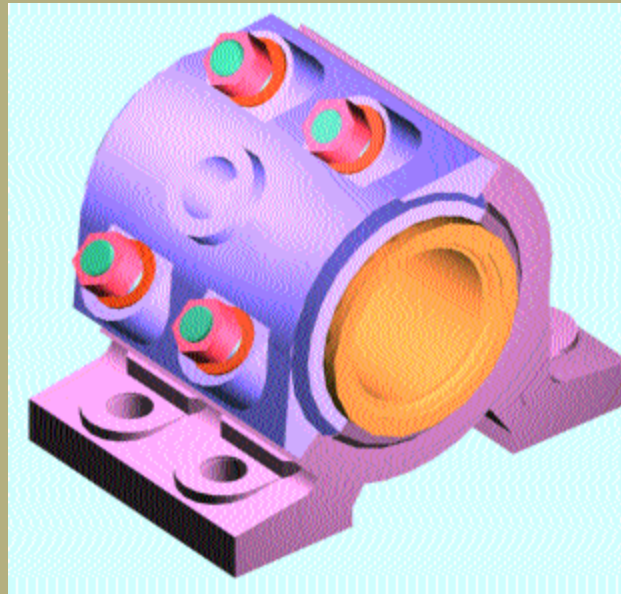
## 按轴瓦结构

整体式——结构简单、装拆复杂；



## 按轴瓦结构

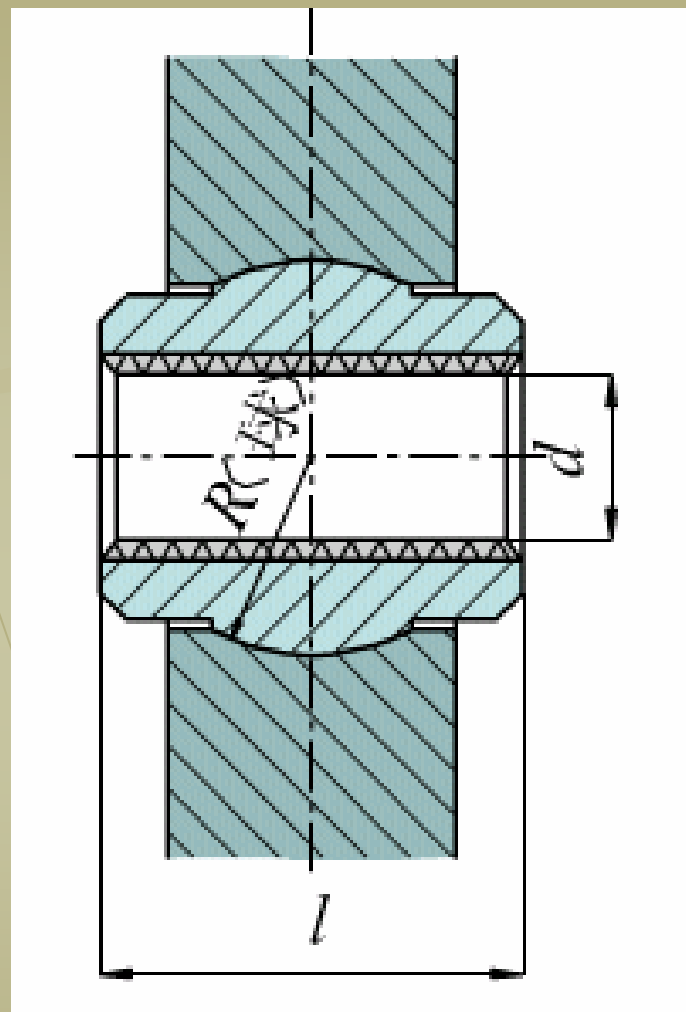
剖分式——结构复杂、装拆方便；

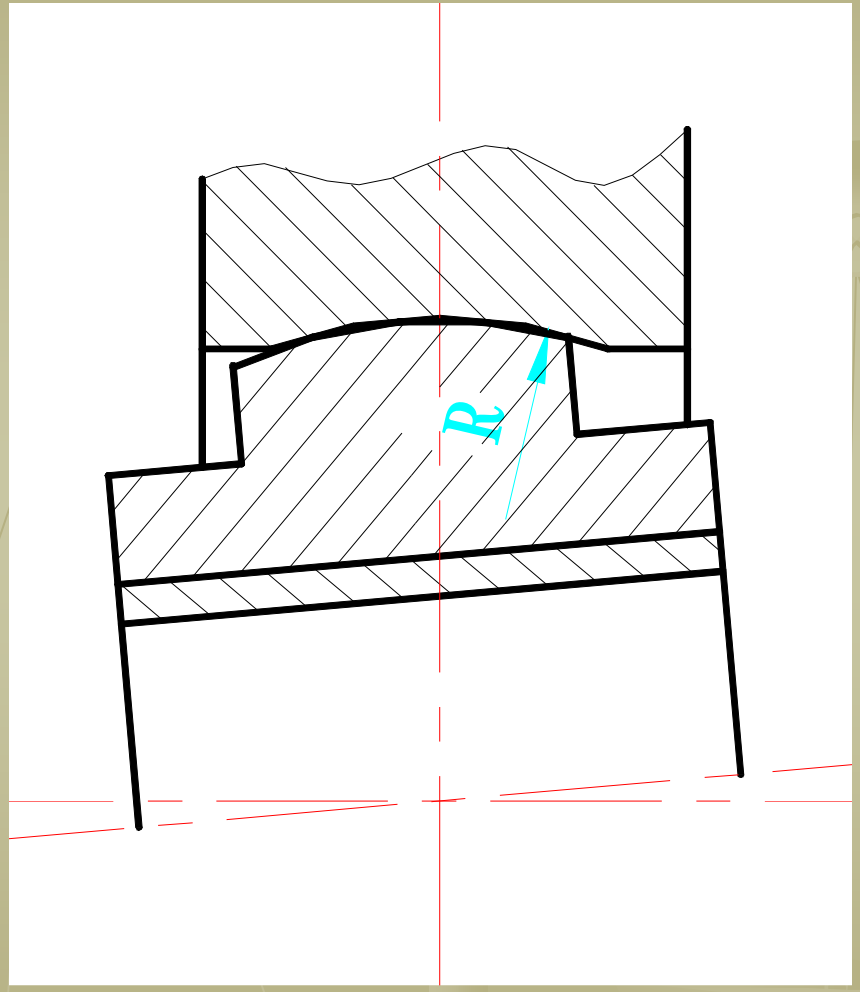
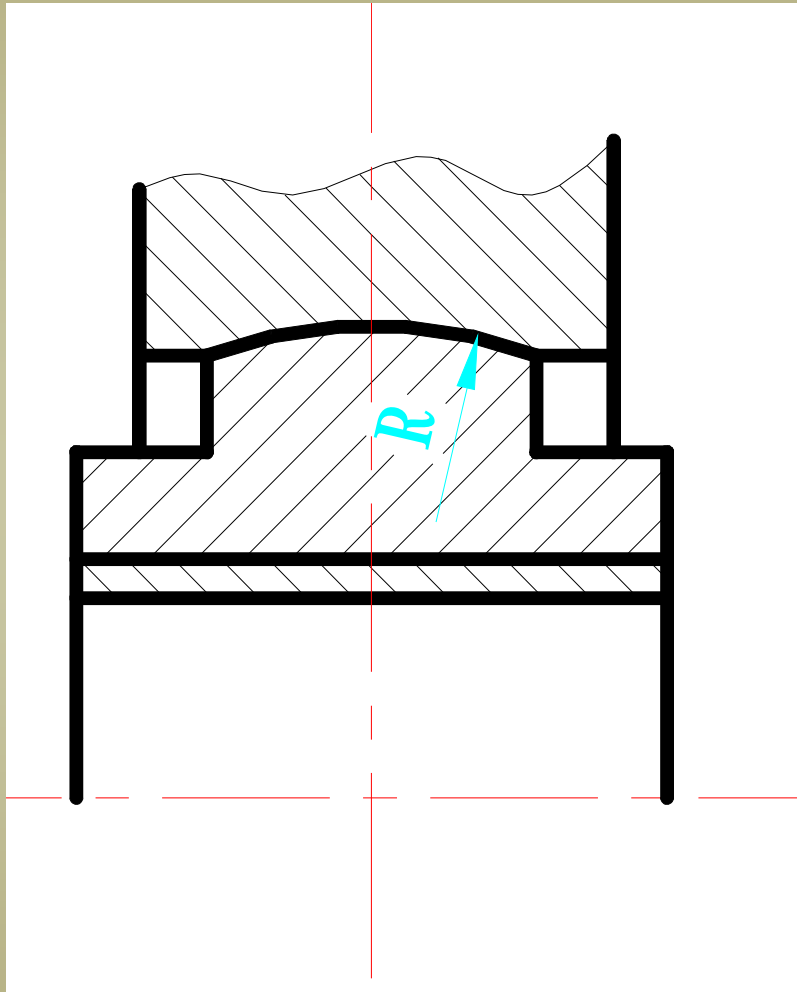


## 按轴瓦结构

可调心式——可适应

轴的变形

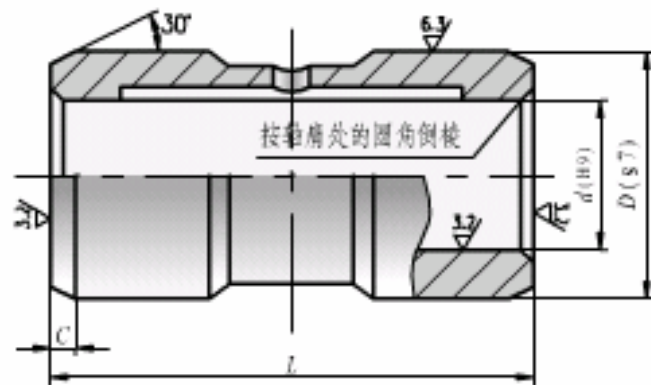






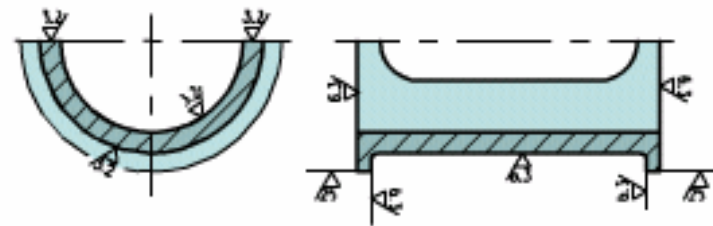
# 轴瓦结构及材料

## 结构



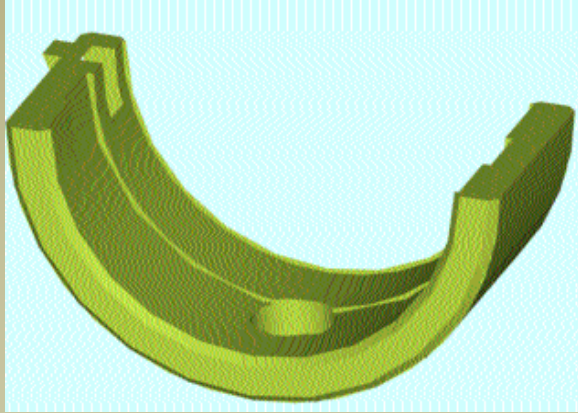
(a)

整体式

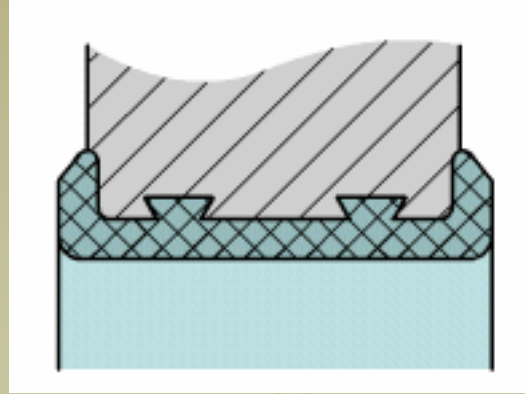


(b)

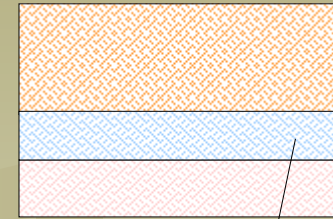
剖分式轴瓦



单金属



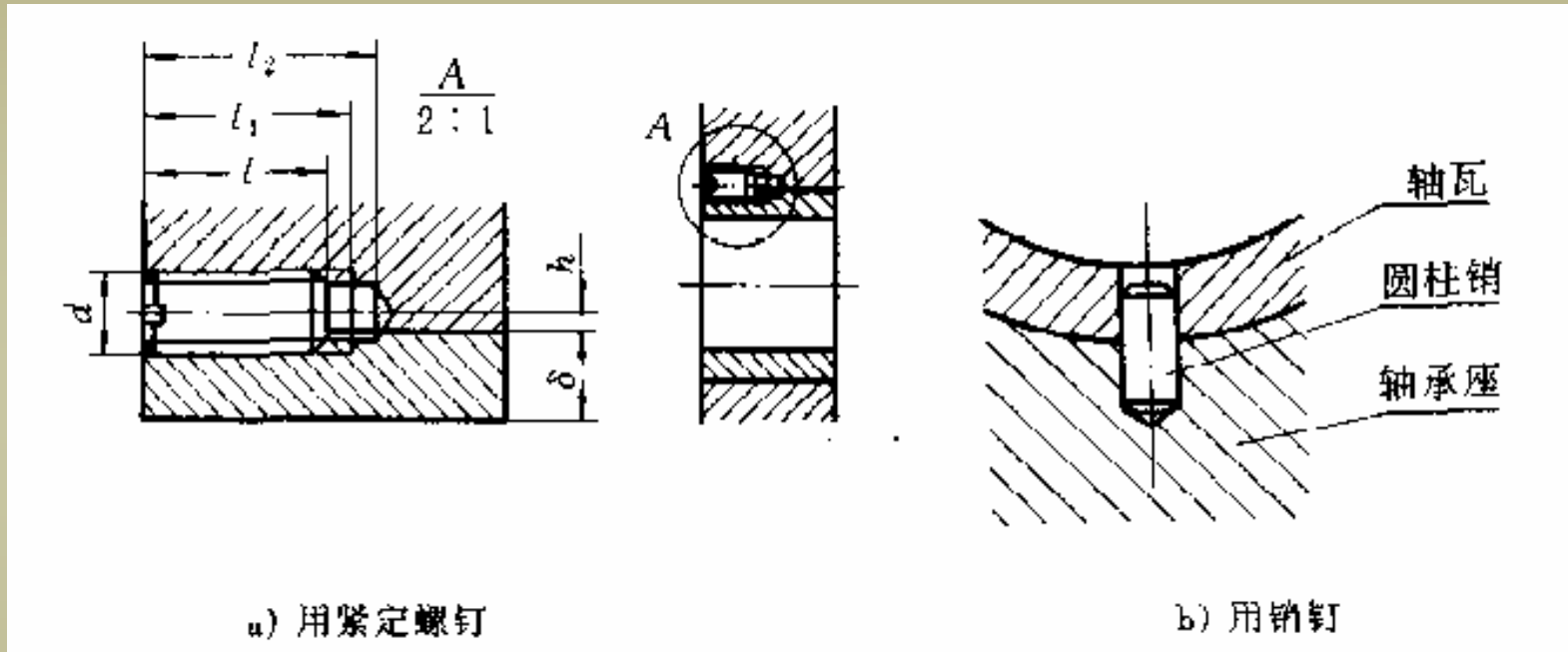
双金属



中间层

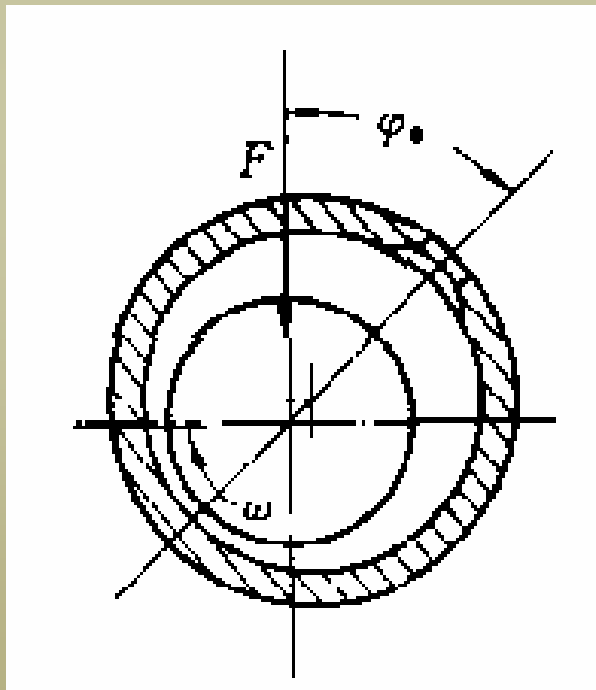
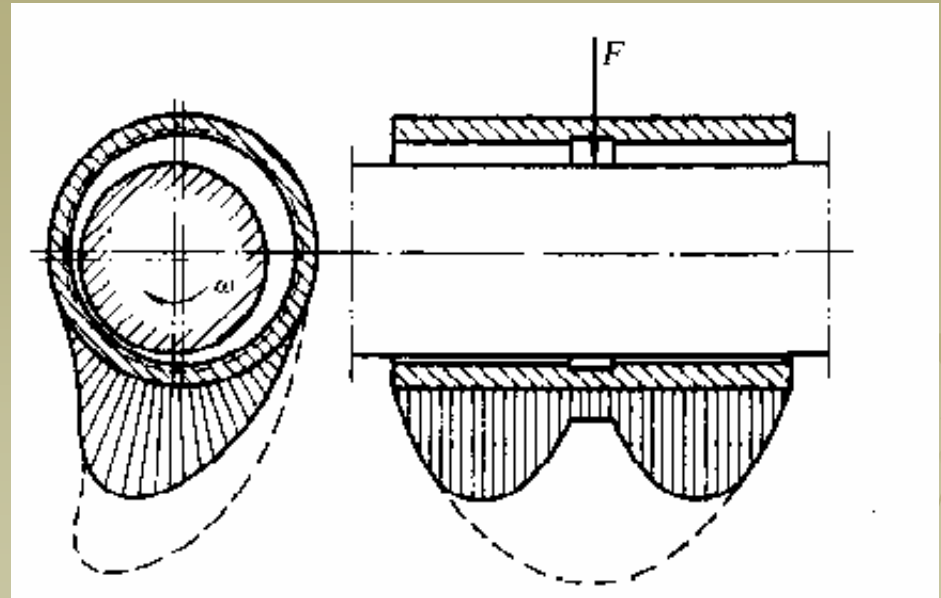
三金属

## 轴瓦固定



## 油孔和油沟：

油孔：输送润滑油

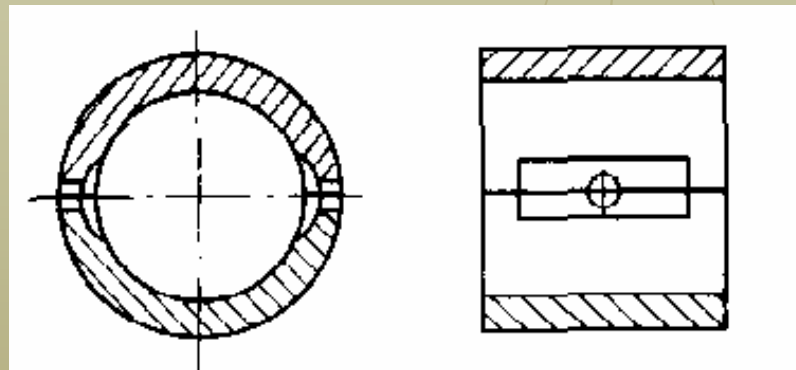
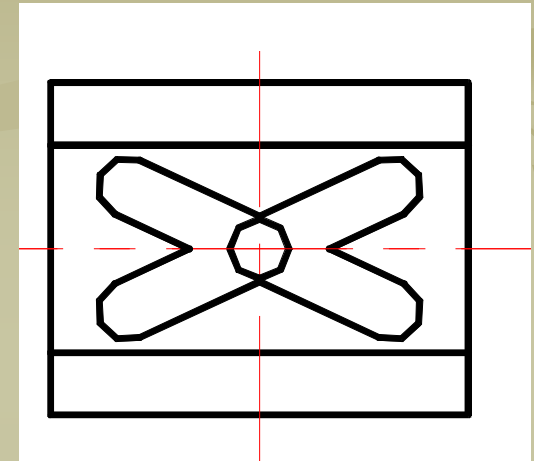
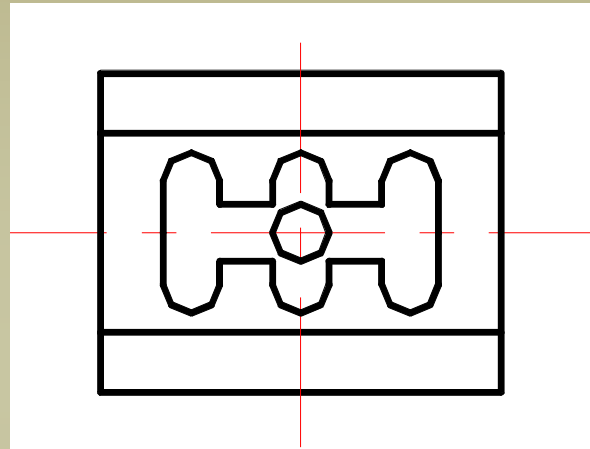
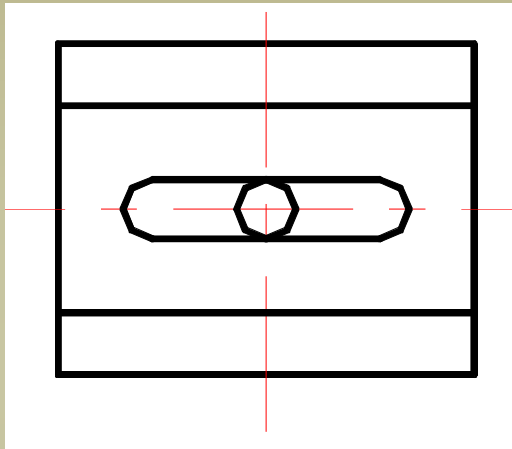


不能开在承载区

应开在压力最小处

## 油孔和油沟：

油沟：分布润滑油，开在非承载区。



轴向油沟可开在剖分面上

# 材料

## 1、对材料的要求

### 1) 足够机械强度

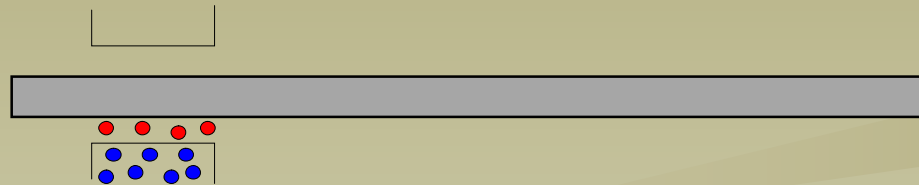
$S_B$ 、 $S_S$ 、 $S_{-1}$ 、HB

### 2) 抗粘着性：取轴和轴瓦互溶性<sup>-</sup>比较小；

Fe——Sn、Sb、pb、In、Ag。这些与铁的互溶性较小。

### 3) 适应性良好：比较软、弹性好、硬度低；

4) 嵌藏性 (容纳异物) : 能够很快嵌进去, 保持轴和轴瓦干净, 要求比较软;



沼泽地：减少磨粒磨损

5) 易得、价格：考虑价格、资源。

## 2、常用材料(表11.1)

### 金属材料

1) 轴承合金：锡基或铅基，加锑锡或铜锡硬颗粒。

具有良好的耐磨性、顺应性、嵌入性、跑合性及抗胶合性；

强度低，价格高，仅做轴承衬使用；

用于重载、高速处。

2) 铜合金：

具有较高的强度、减摩性、耐磨性及抗胶合性；

顺应性、嵌入性、跑合性较差；

用于重载、中速处。



## 金属材料

### 3) 铝基轴承合金

良好的耐腐蚀性及较高的疲劳强度，较好的耐磨性；  
用于中载、高速处。

### 4) 铸铁：

易得、价格低、其它性能差一些；  
用于载荷较小，转速较低。

## 多孔质金属材料

多种金属及石墨粉末压制、烧结成形，间隙比较大，可作为自润滑轴承；

但韧性小，适于载荷平稳、较小，中低速情况。

## 非金属材料

1) 石墨：润滑剂、减摩性好，比较脆、适应性、镶嵌性差；

2) 高分子材料：

具有良好的减摩性、耐磨性、抗胶合性及耐腐蚀性，有一定的自润滑性，价格便宜；

导热性差、寿命短。

# 非液体滑动轴承的设计计算

主要失效形式：磨损和胶合

表面压溃和点蚀

计算准则：

$p \leq [p]$  ——防止润滑油挤出，轴承衬过度磨损；

$v \leq [v]$  ——防止加速磨损；

$pv \leq [pv]$  ——防止过热，产生胶合；

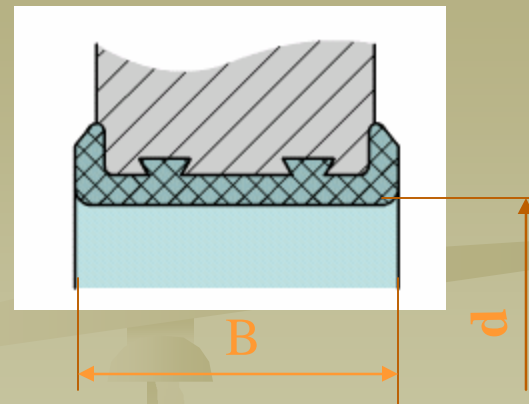
许用应力见表11.1

## 径向轴承计算

$$p = \frac{F}{Bd}$$

$$V = \frac{pdn}{60 \cdot 1000}$$

$$pv = \frac{F}{Bd} \frac{pdn}{60 \cdot 1000} \gg \frac{Fn}{19100B}$$

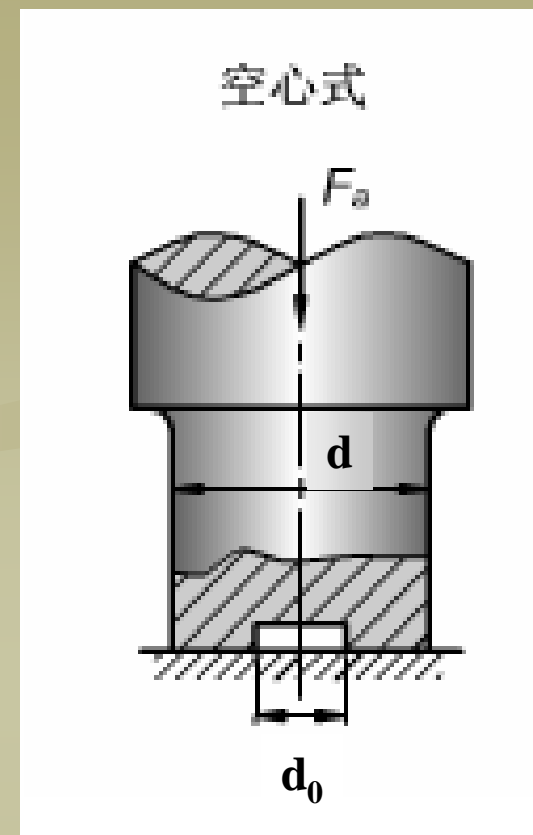


## 推力轴承计算

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{kp(d^2 - d_0^2)/4}$$

$$v = \frac{pn(d_0 + d)}{60 \cdot 1000 \cdot 2}$$

$$pv = \frac{4F}{zp(d^2 - d_0^2)} \frac{pn(d_0 + d)}{60 \cdot 1000 \cdot 2} \gg \frac{Fn}{30000k(d - d_0)}$$



## 设计步骤

1) 选择轴承的结构，轴瓦的材料；

2) 初选轴承尺寸： $d$ 、 $B$

根据轴的结构  $\textcircled{R}$  轴径  $d$   $\textcircled{R}$  (查手册) 轴承型号

$\textcircled{R} B$ ；

3) 工作能力校核

4) 选择配合

# 液体摩擦滑动轴承简介

自学





# 11.3 滚动轴承

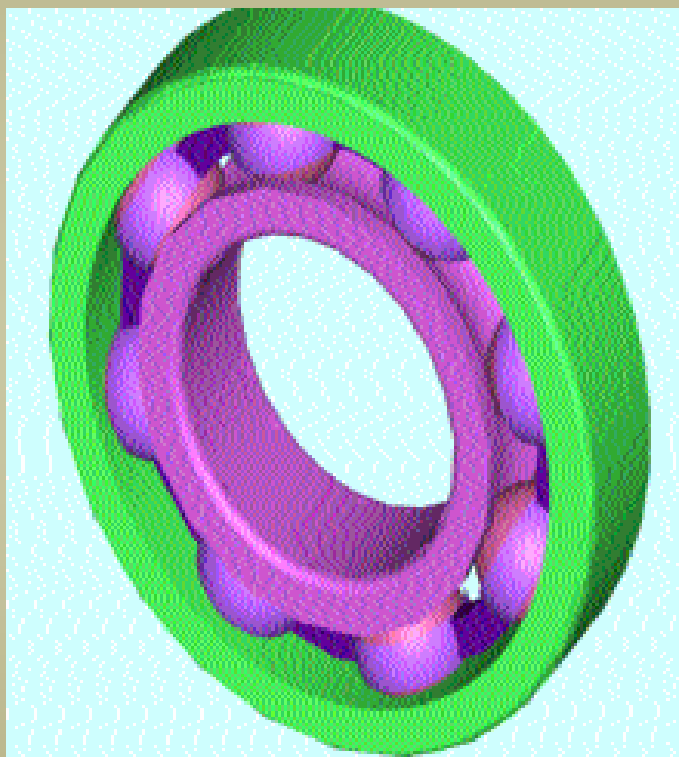
- n 一、滚动轴承的结构、特点、类型和代号
- n 二、滚动轴承的类型选择
- n 三、滚动轴承计算
- n 四、滚动轴承的组合结构设计

# 一、滚动轴承的结构、特点、类型和代号

结构

向心轴承：

主要承受径向力



外圈

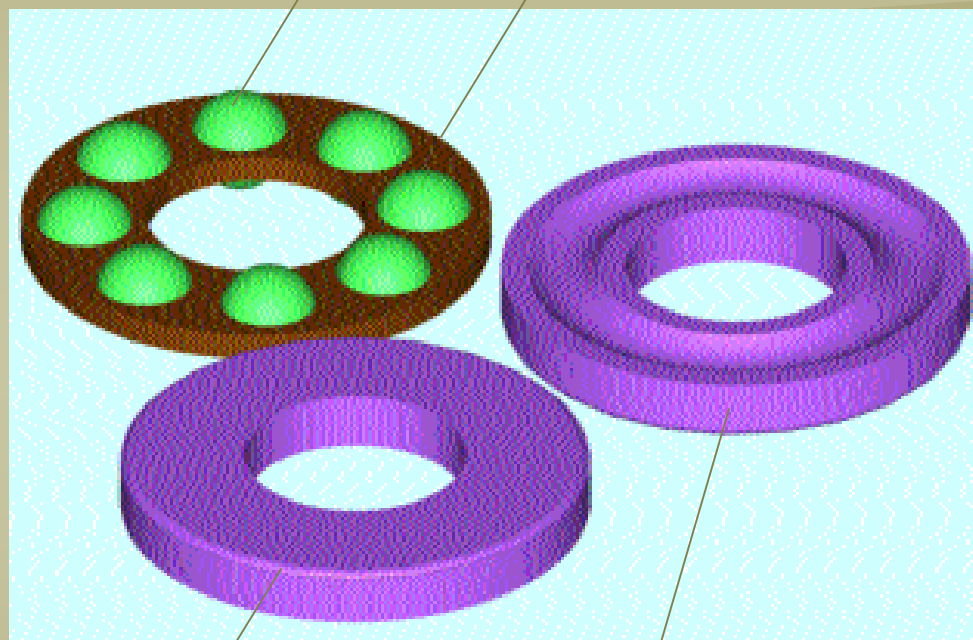
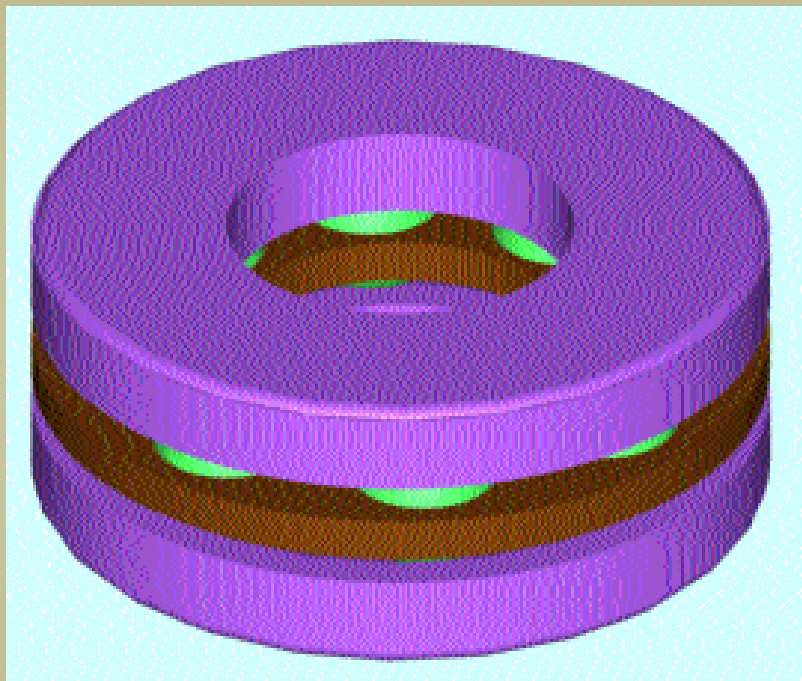
滚动体

保持架

**推力轴承：**

**主要承受轴向力**

**滚动体 保持器**



**紧圈**

**松圈**

**滚动体——将滚动摩擦变为滑动摩擦。**

**内圈（紧圈）——与轴颈配合。**

**外圈（松圈）——与机架配合。**

**保持架——将滚动体隔开。**

**其中：内圈、外圈、保持架均可省略。**

**通常内圈转，外圈不转。**

# 一、滚动轴承的结构、特点、类型和代号

## 特点

1. 设计简单，已标准化，具有优良的互换性和通用性。
2. 起动摩擦力矩低，功率损耗小，滚动轴承效率 (0.98~0.99) 比混合润滑轴承高。
3. 载荷、转速和工作温度的适应范围宽，工况条件的少量变化对轴承性能影响不大。
4. 能同时承受径向和轴向载荷，轴向尺寸较小。
5. 易于润滑、维护及保养。
6. 大多数滚动轴承径向尺寸较大。
7. 在高速、重载荷条件下工作时，寿命短。
8. 振动及噪音较大。

# 一、滚动轴承的结构、特点、类型和代号

## 特点

- n 1、滚动轴承的游隙
- n 2、滚动轴承的接触角
- n 3、滚动轴承的调心性能

# 滚动轴承的游隙

- n 径向游隙——最大径向间隙；即内圈相对于外圈沿径向的最大移动量。
- n 轴向游隙——最大轴向间隙；即内圈相对于外圈沿轴向的最大移动量。
- n 游隙由轴承的配合、温差，轴的变形等确定。有些轴承的游隙可在安装时调整。

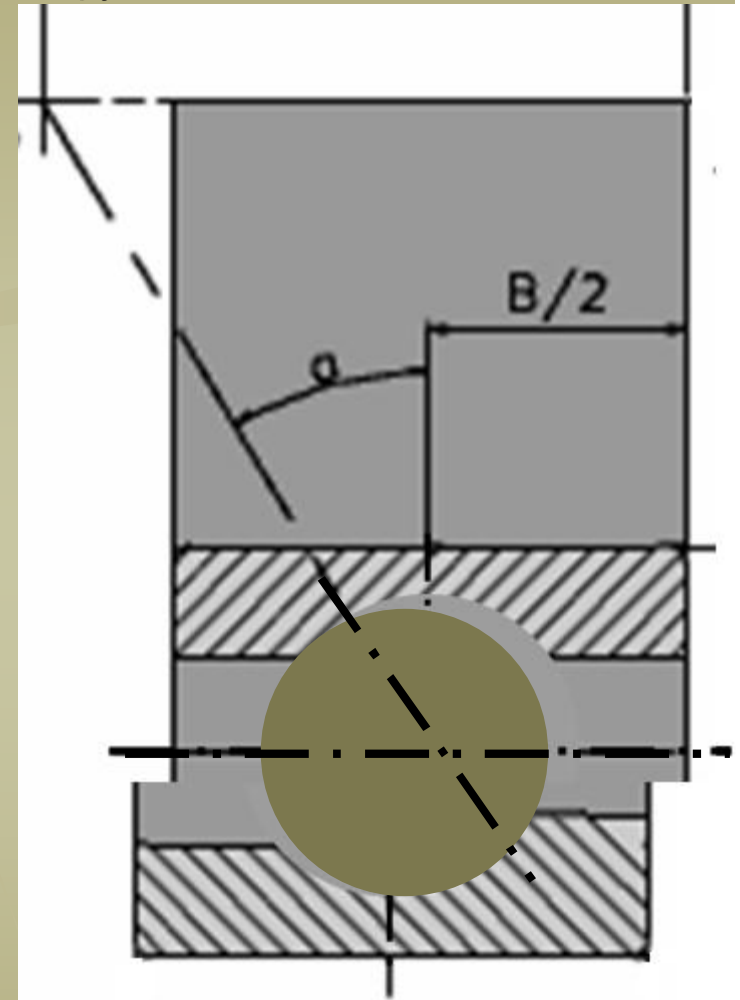
# 滚动轴承的接触角

滚动轴承外圈  
(松圈) 接触点法线与  
轴承径向平面之间的夹  
角  $\alpha$ 。

$\alpha \uparrow$ , 承受轴向力  $F_a$  能力  $\uparrow$

小接触角轴承的接触  
角是变化的,

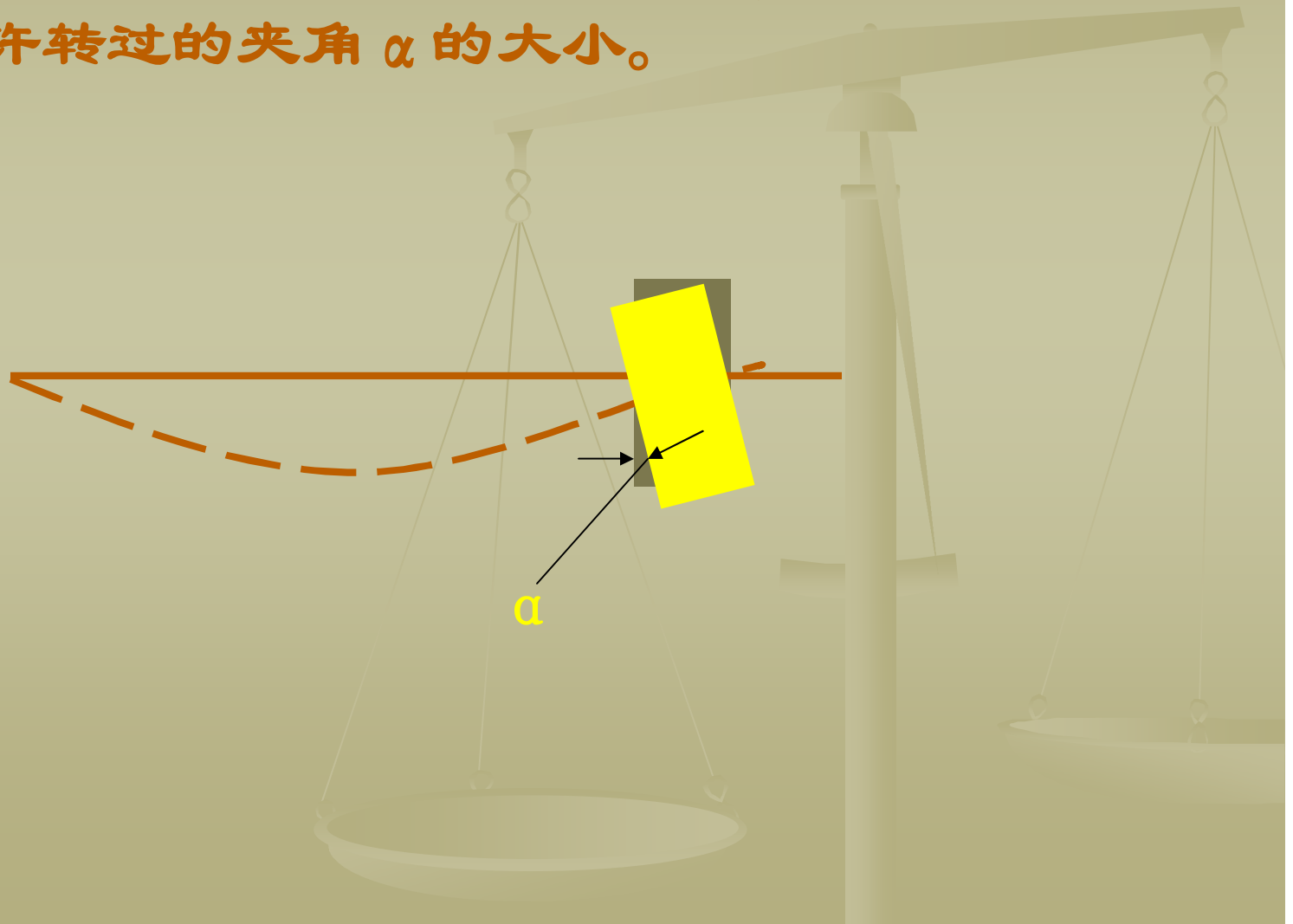
$$\begin{aligned} F_a = 0, & \quad \alpha = 0 \\ F_a \uparrow, & \quad \alpha \uparrow。 \end{aligned}$$





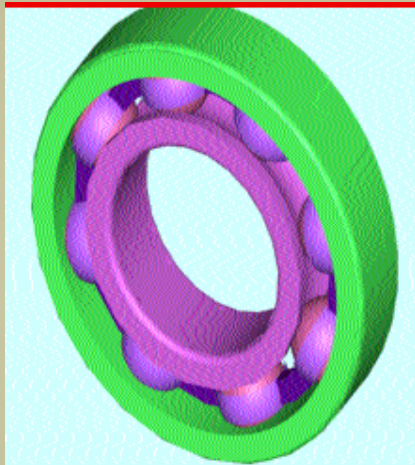
## 滚动轴承的调心性能

n 滚动轴承内、外圈径向平面之间，在工作变形后允许转过的夹角  $\alpha$  的大小。



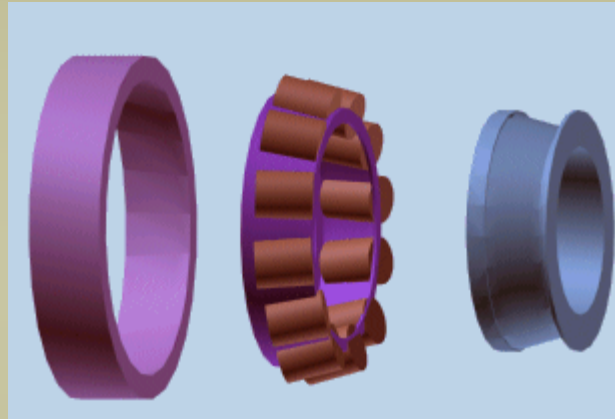
# 滚动轴承的类型

按受力方向：



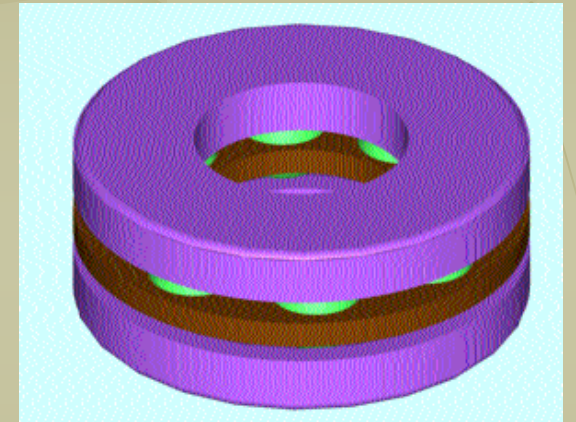
向心轴承

$$\alpha = 0^\circ$$



向心推力轴承

$$0 \leq \alpha \leq 45^\circ$$

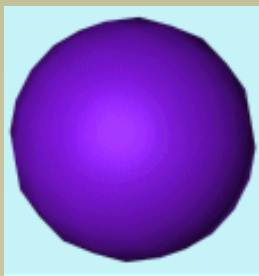


推力轴承：

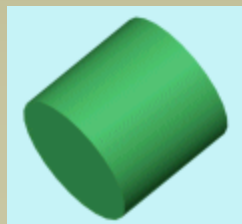
$$45^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$$

# 滚动轴承的类型

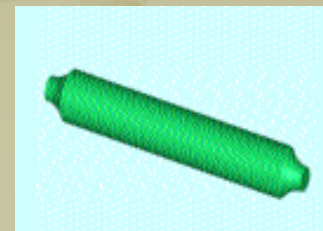
## 按滚动体形状



球



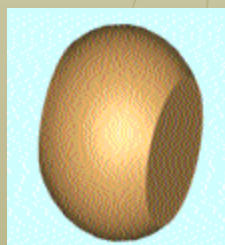
圆柱滚子



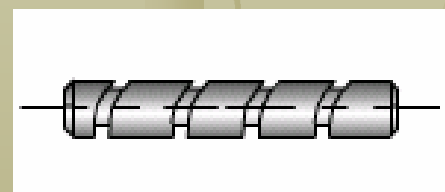
滚针



圆锥滚子



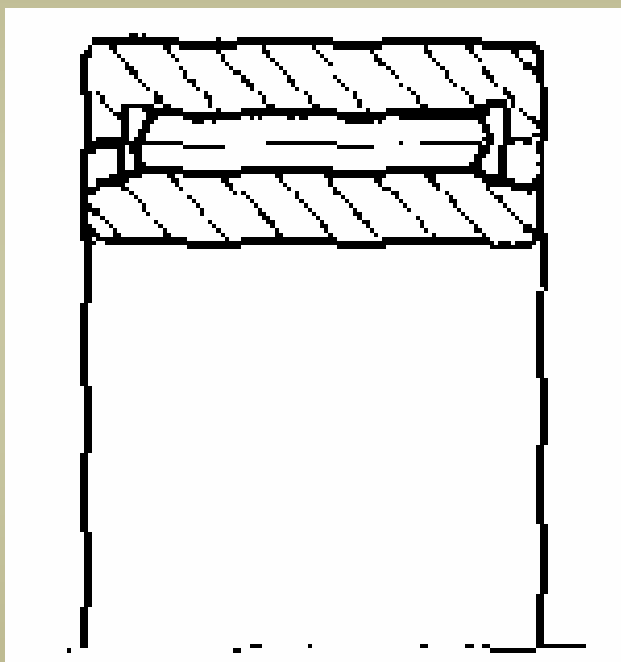
球面滚子



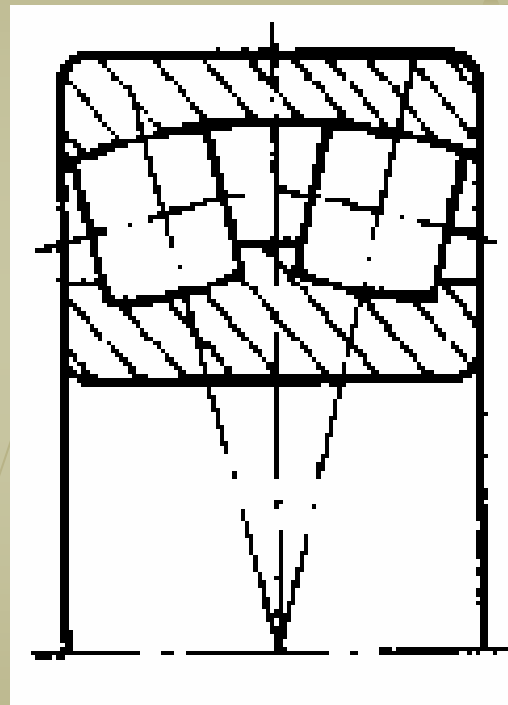
螺旋滚子

# 滚动轴承的类型

按是否可调心：



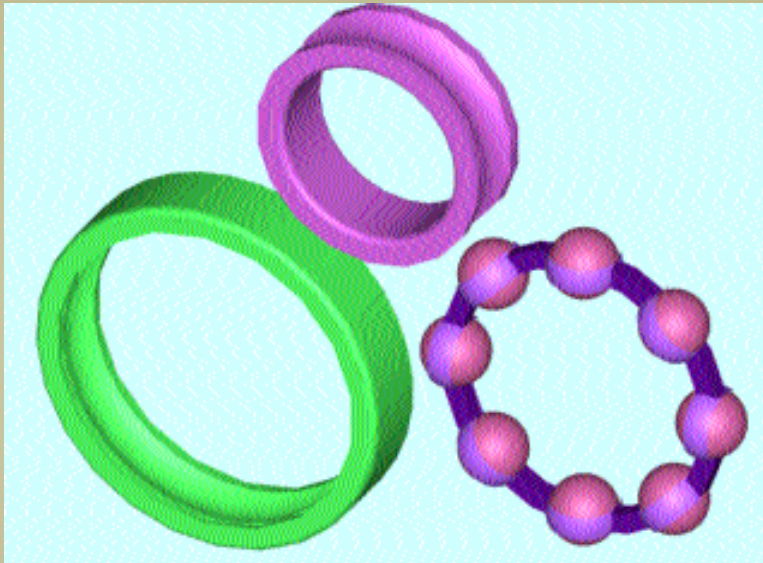
非调心轴承



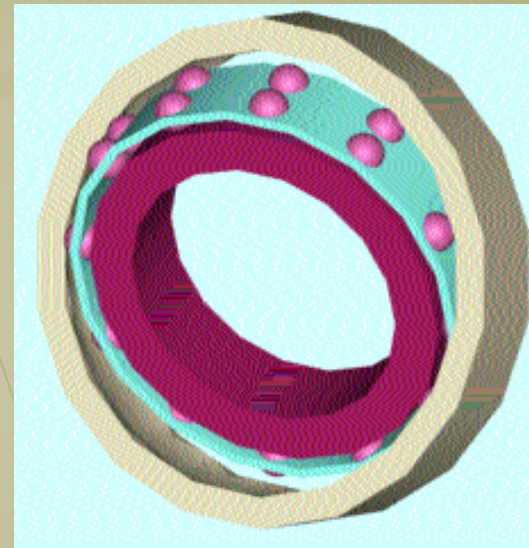
调心轴承

# 滚动轴承的类型

按滚动体列数



单列



双列

# 滚动轴承的代号

滚动轴承的特性、类型和代号表11.2、3

轴承代号：

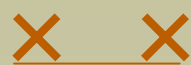
前置代号



基本代号



类型



外廓尺寸系列



内径

后置代号字母



# 滚动轴承的代号

n 1、内径代号——表示滚动轴承的内径。

$d=20\sim 480\text{mm}$ ，内径代号= $d/5$

n 2、类型代号——表示滚动轴承的类型。

要求：

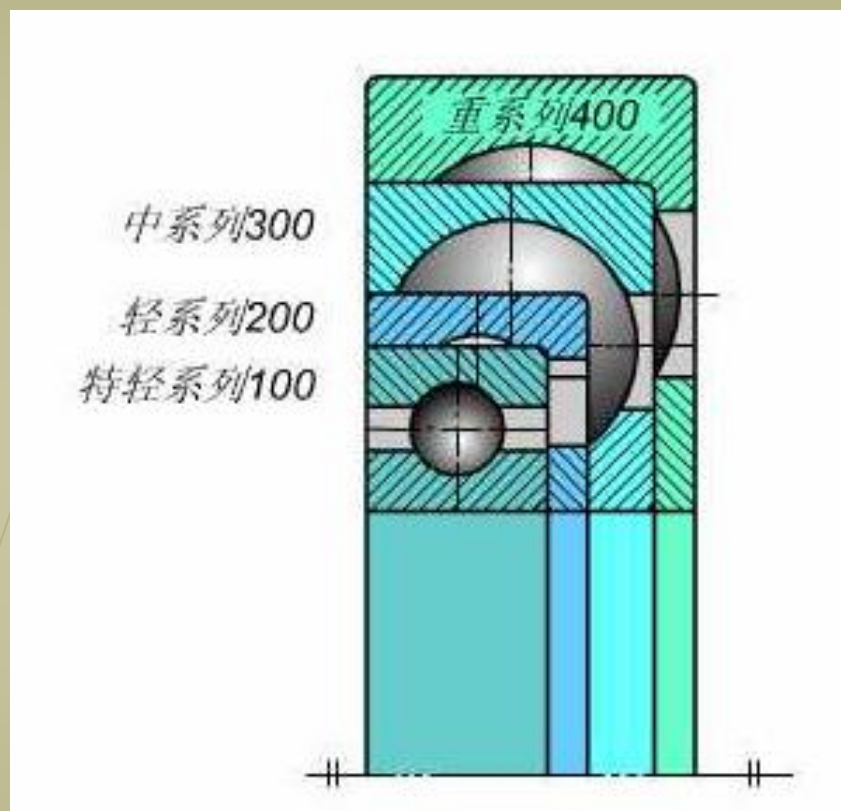
深沟球轴承 6

向心角接触轴承 7

圆锥滚子轴承 3

# 滚动轴承的代号

- n 3、外廓尺寸系列代号——表示滚动轴承内径不变，而外径和宽度的变化。





## 二、滚动轴承的类型选择

### n 类型选择原则

n **载荷大小**：载荷大，滚子；载荷小，球；

n **载荷方向**：纯径向力 $F_r$ ——向心轴承

n 纯轴向力 $F_a$ ——推力轴承

n 同时受径、轴力 $F_r$ 和 $F_a$ ——向心推力轴承

n **载荷性质**：冲击、振动：滚子轴承，螺旋滚子轴承。

n **速度**：n-  $\textcircled{R}$  球（极限速度高）

n  $n^-$   $\textcircled{R}$  滚子（极限速度低）否则很快磨损，寿命低；

n **有调心要求**：可调心轴承；

n **尺寸限制**：径向小：多列、小滚动体；径向很小：滚针轴承。

n 轴向小：单列、大滚动体。

n **刚度**：要求刚度大，滚子轴承

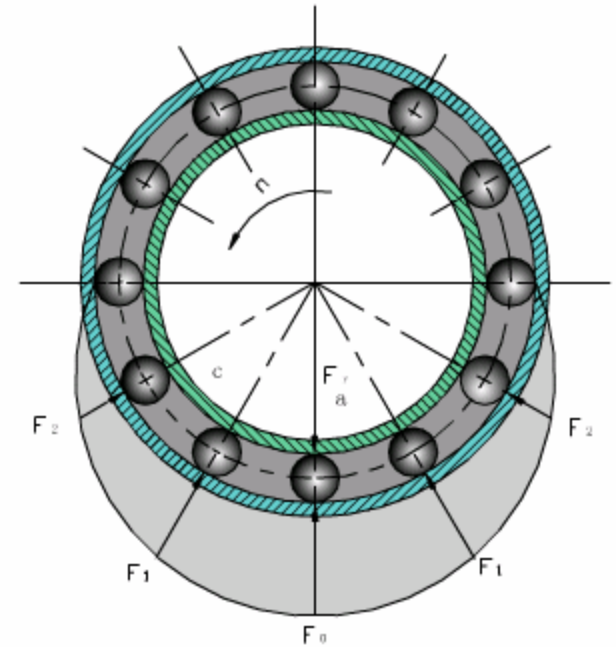
n 一般公差选标准级，标注时可省略。

# 三、滚动轴承计算

1、滚动轴承的受力和失效形式  
内外圈及滚动体均受变载荷，  
主要为接触疲劳失效。

$n > 10r/mi n$ 时，接触疲劳（变）

$n \leq 10r/mi n$ 时，塑性变形（静）



2、滚动轴承的动态承载能力计算

3、滚动轴承的静态承载能力计算

4、滚动轴承的极限转速

# 滚动轴承的动态承载能力计算

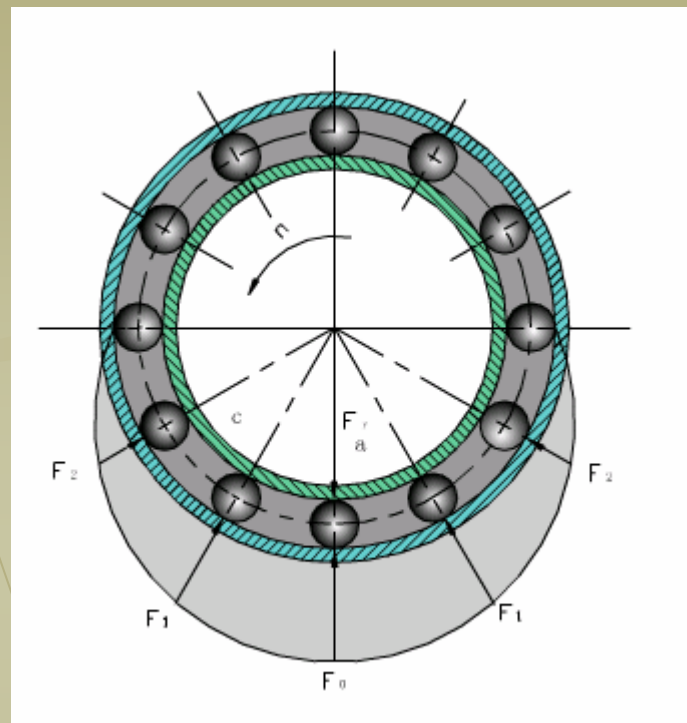
- 1、滚动轴承的失效形式
- 2、滚动轴承的寿命及可靠度
- 3、滚动轴承的基本额定动载荷与寿命计算
- 4、滚动轴承的当量动载荷 $P$ 计算
- 5、角接触轴承轴向载荷 $F_a$ 的计算

失效：

变应力 $S_H$ ：点蚀

过载：变形

$n$ -：胶合

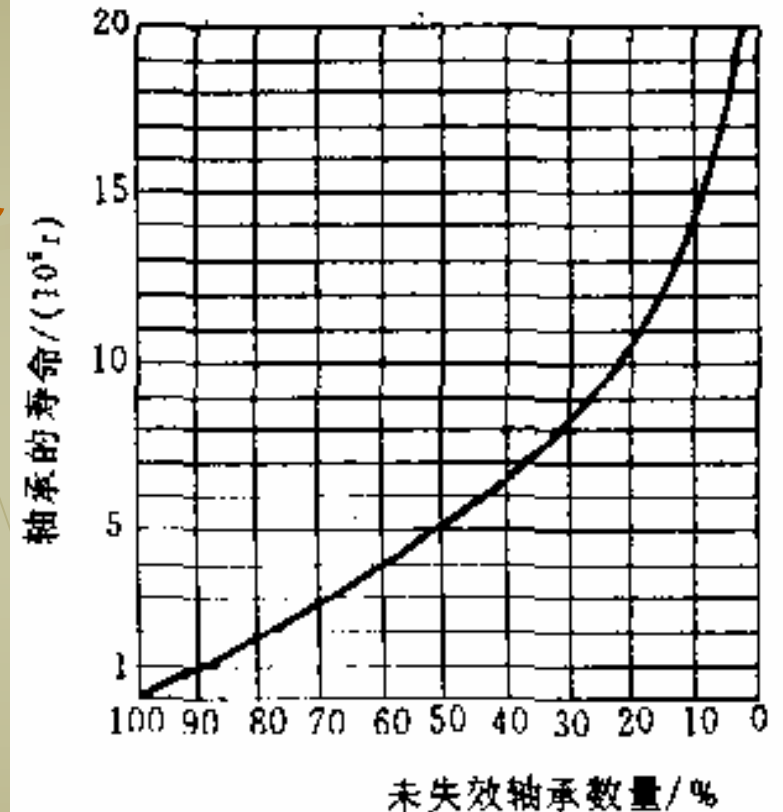


# 滚动轴承的寿命及可靠度

**滚动轴承的寿命**：滚动轴承中任一零件产生点蚀前的总转数或总工作小时数。

**可靠度**：不产生失效的概率。

寿命与可靠度有关，可靠度高，寿命短。



一般寿命指可靠度 $R=90\%$ 时的寿命。

# 滚动轴承的基本额定动载荷

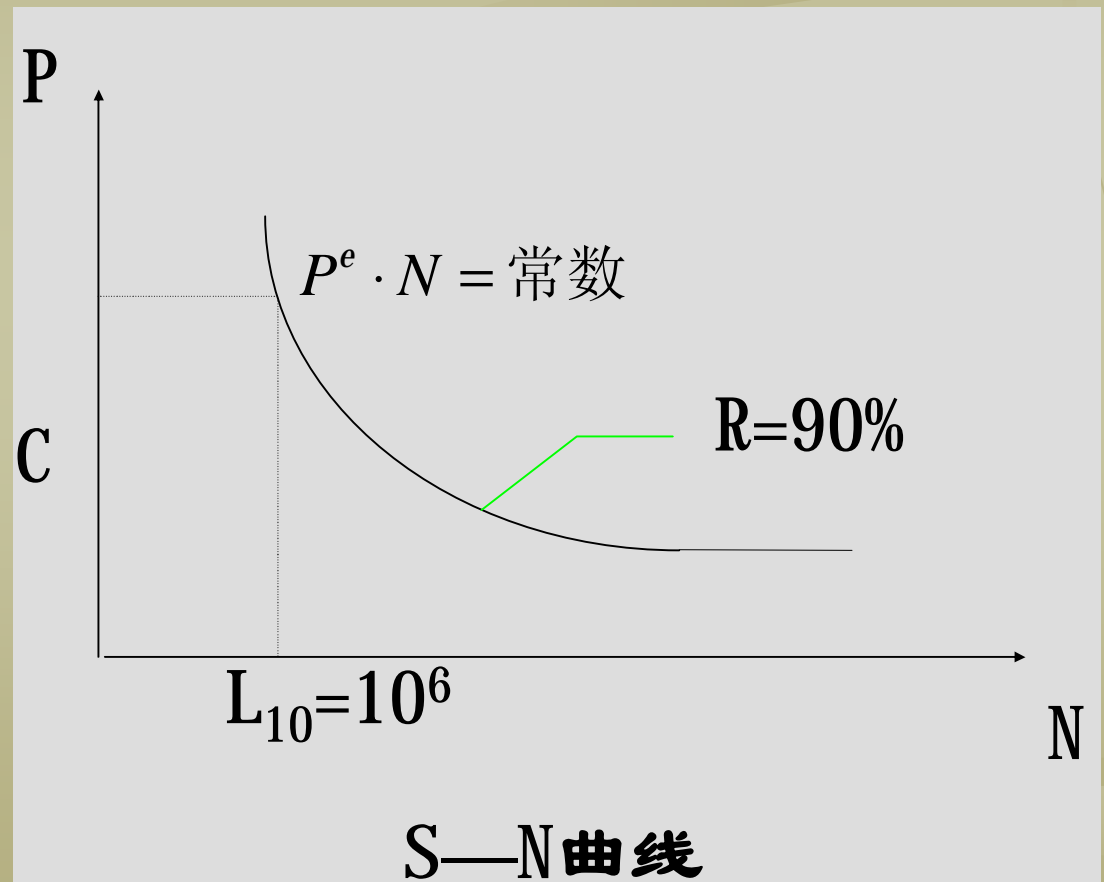
螺栓、轴等是按无限寿命情况下；轴承是按有限寿命。

轴承的载荷与寿命也符合S—N曲线

$$P^e \times L = C^e \times 10^6$$

- n **基本额定寿命：**
- n  $L=10^6$ 转
- n **基本额定动载荷C：**
- n  $L=10^6$ 转，
- n  $R=90\%$ ，
- n 不失效所能承受的载荷。

轴承的基本额定动载荷可在手册中查出C



## 滚动轴承的寿命计算

$$P^e \times L_{10} = C^e \times 1$$

其中：

$P$ ——当量动载荷。

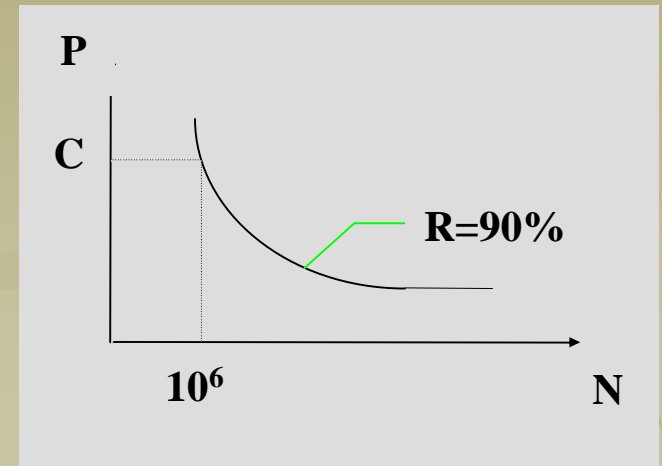
$L_{10}$ ——受载荷 $P$ 时的轴承寿命，  
单位：  $10^6$ 转。

$\varepsilon$  ——寿命指数；对球轴承为  
3，滚子轴承为10/3。

$$L_{10} = \left( \frac{f_T C}{f_P P} \right)^{\frac{10}{3}} 10^6 \text{转}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_T C}{f_P P} \right)^{\frac{10}{3}} h$$

$f_T$ ——温度系数，表11.5；  $f_P$ ——载荷系数，表11.6。



# 当量动载荷P

基本额定动载荷C的实验条件：

内圈转动，外圈固定；

基本额定寿命为 $10^6$ 转；

工作温度小于 $100^{\circ}\text{C}$ ；

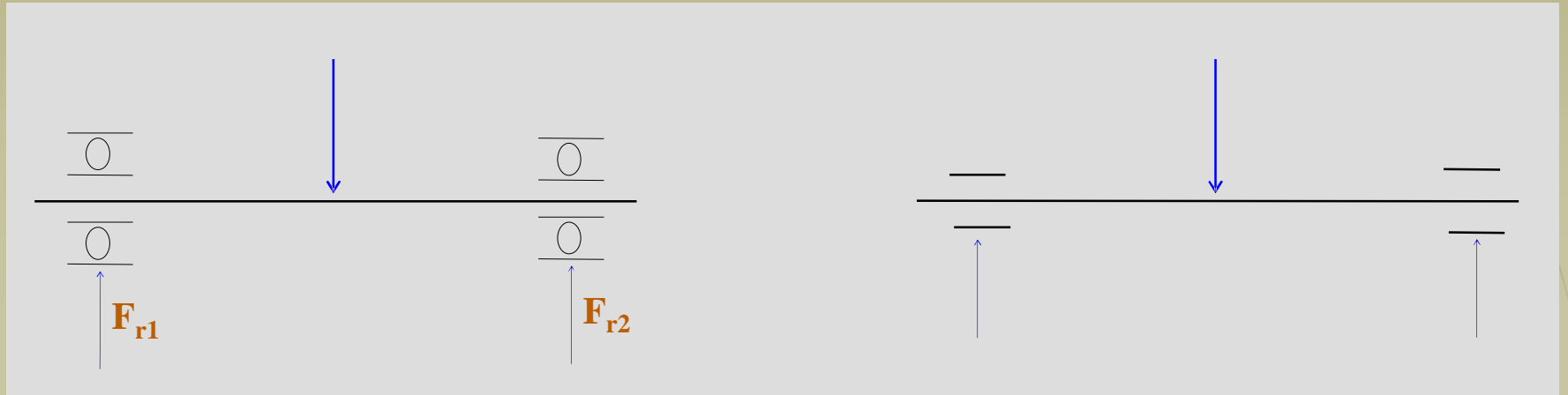
特定载荷：向心轴承为纯径向力，推力轴承为纯轴向力。

当量动载荷P：将非特定载荷的实际载荷，转化为特定型式的假想载荷。

- 1、受纯径向载荷 $F_r$ 作用的向心轴承
- 2、受纯轴向载荷 $F_a$ 作用的推力轴承
- 3、同时受径向载荷 $F_r$ 及轴向载荷 $F_a$ 的轴承



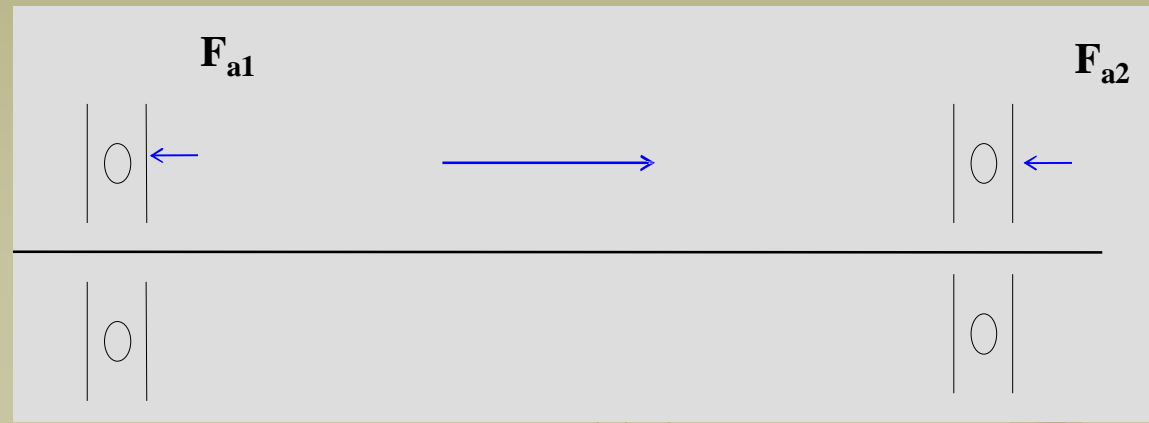
# 受纯径向载荷 $F_r$ 作用的同心轴承



$$P_1 = F_{r1}$$

$$P_2 = F_{r2}$$

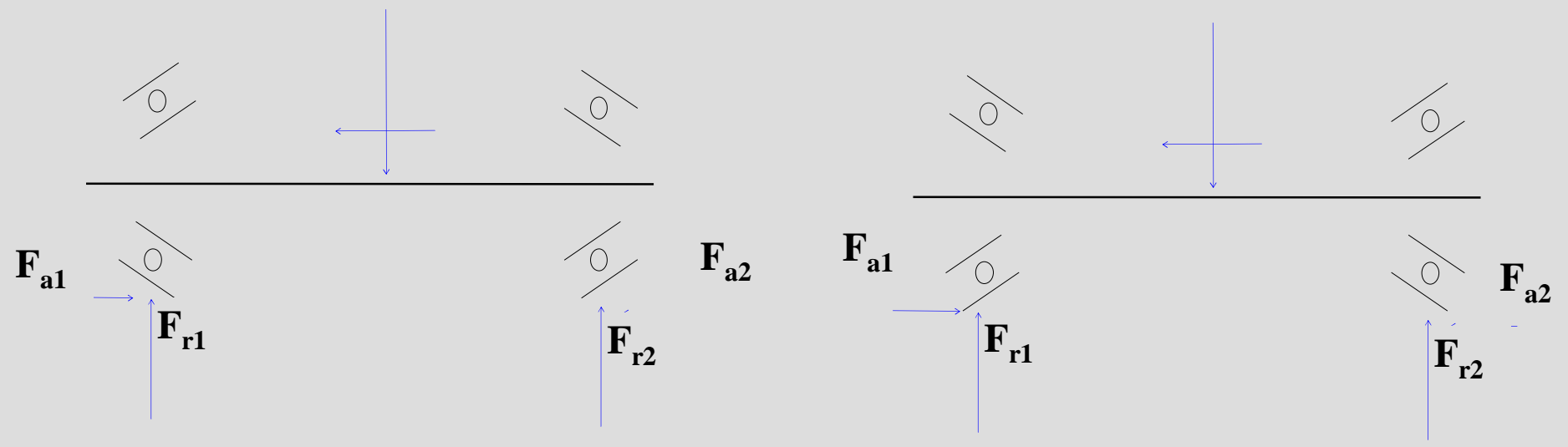
## 受纯轴向载荷 $F_a$ 作用的推力轴承



$$P_1 = F_{a1}$$

$$P_2 = F_{a2}$$

## 同时受径向载荷 $F_r$ 及轴向载荷 $F_a$ 的轴承

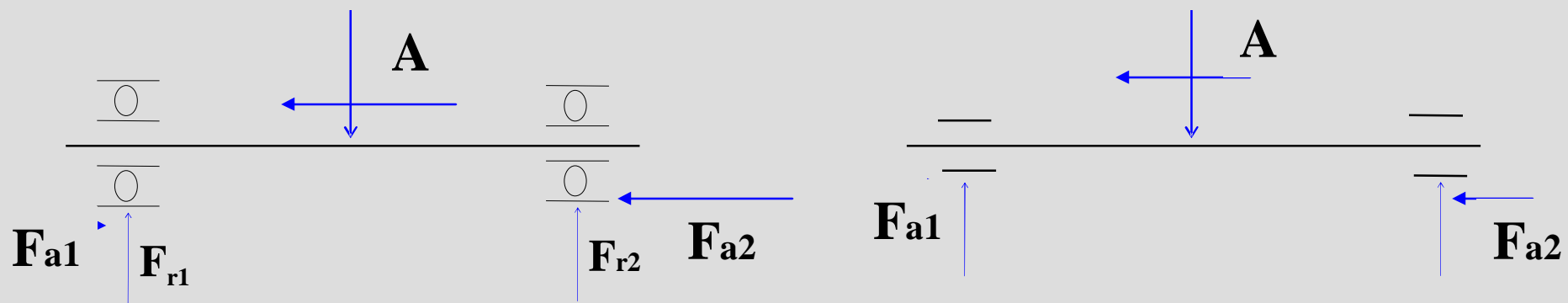


$$P_r = XF_r + YF_a$$

$$P_a = XF_r + YF_a$$

$X$ ——径向系数； $Y$ ——轴向系数；表11.7。

## 轴承轴向载荷 $F_a$ 的计算



**对向心轴承：深沟球轴承等可承受轴向载荷的轴承**

**若轴向力  $A$  与图中同向**

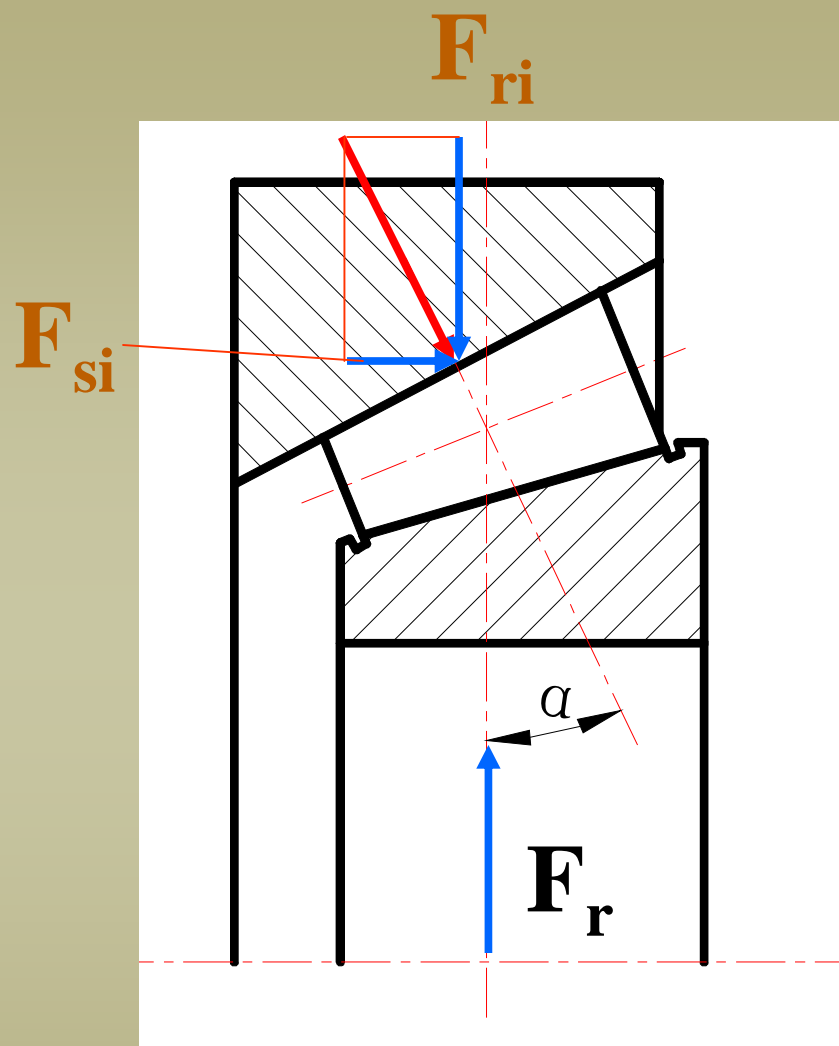
$$F_{a1} = A$$

$$F_{a2} = 0$$

**若轴向力  $A$  与图中反向**

$$F_{a1} = 0$$

$$F_{a2} = A$$



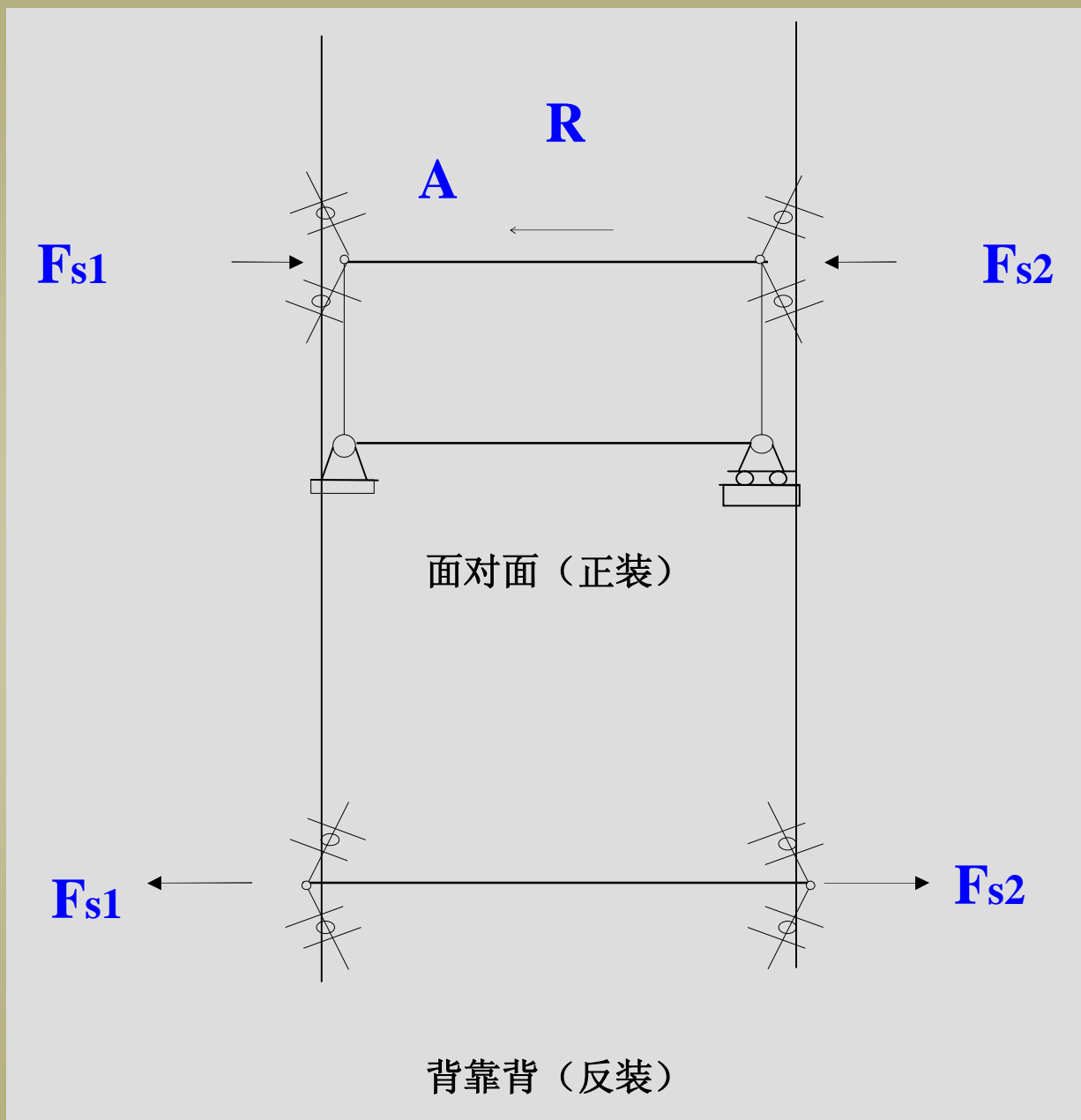
$$d_s = F_r \tan a$$

$a$  -

承受轴向力能力大

内部派生轴向力  $F_s$  —— 由径向载荷产生的内部轴向力, 表18.8.

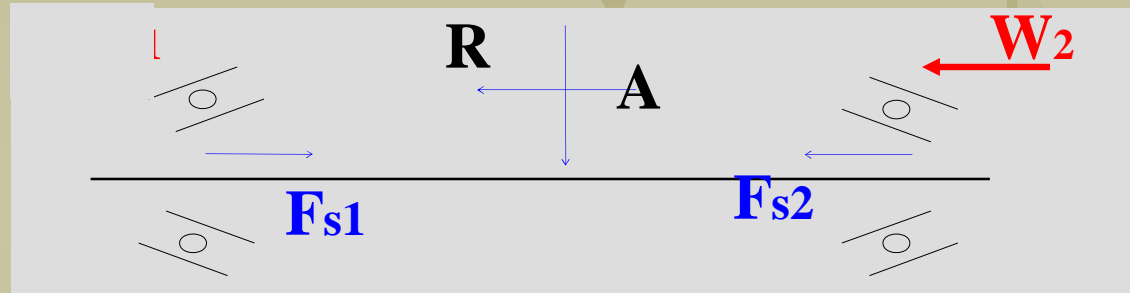
轴承安装型式与内部轴向力的方向



# 向心角接触轴承轴向载荷 $F'_a$ 的计算

## 向心角接触轴承轴

角接触球轴承，圆锥滚子轴承



轴承所受的总轴向力  $A$  分为两种情况：

$A + F_{s2} > F_{s1}$  轴承1压紧、2放松  $F_{s1} + w_1 = A + F_{s2}$

$$F_{a1} = A + F_{s2}$$

$$F_{a2} = F_{s2}$$

$A + F_{s2} < F_{s1}$  轴承2压紧、1放松  $F_{s1} = A + F_{s2} + w_2$

$$F_{a1} = F_{s1}$$

$$F_{a2} = F_{s1} - A$$

## $F_a$ 计算步骤

- a) 判断  $A$ 、 $F_{s1}$ 、 $F_{s2}$ ，合力方向，确定“压紧”和“放松”轴承；
- b) “压紧”轴承的轴向力等于除自身内部轴向力以外的所有轴向力的代数和；
- c) “放松”轴承的轴向力就等于自身内部轴向力；



## 滚动轴承的静态承载能力计算

n **基本额定静载荷 $C_0$** ——在特定载荷下，滚动体与内圈、外圈接触点处塑性变形总量为滚动体直径的1/10000时的载荷。

$$C_0^3 S_0 \times P_0$$

**当量静载荷 $P_0$**  ——将非特定载荷的实际静载荷，转化为特定型式的假想静载荷。

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

$S_0$ ——静安全系数，表11.9；

$X_0$ 、 $Y_0$ ——静径向、轴向系数，见轴承手册。

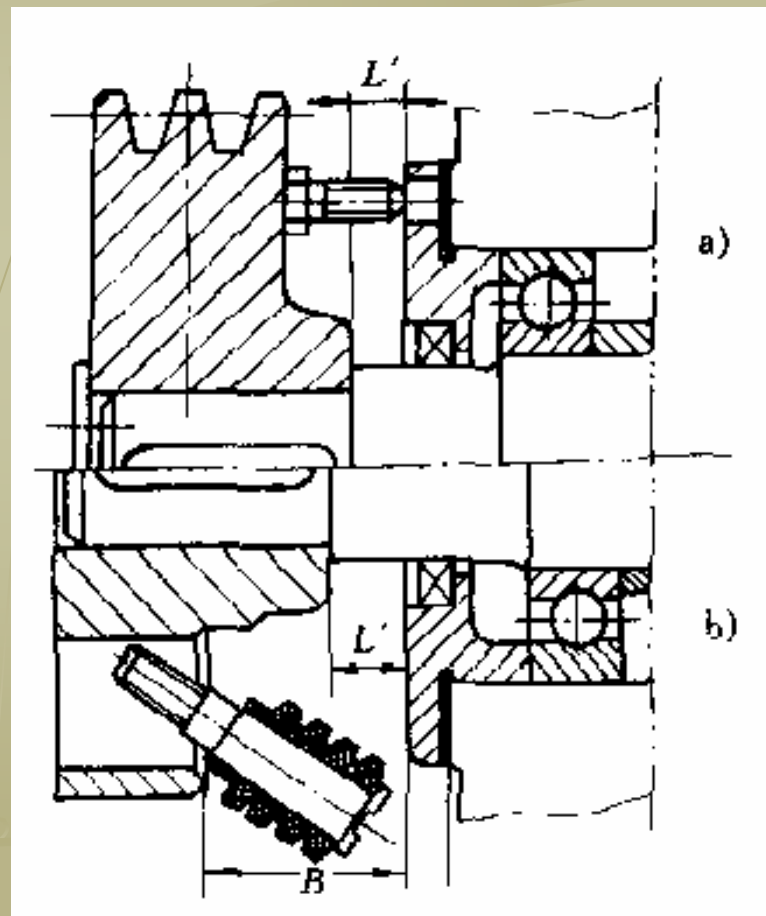
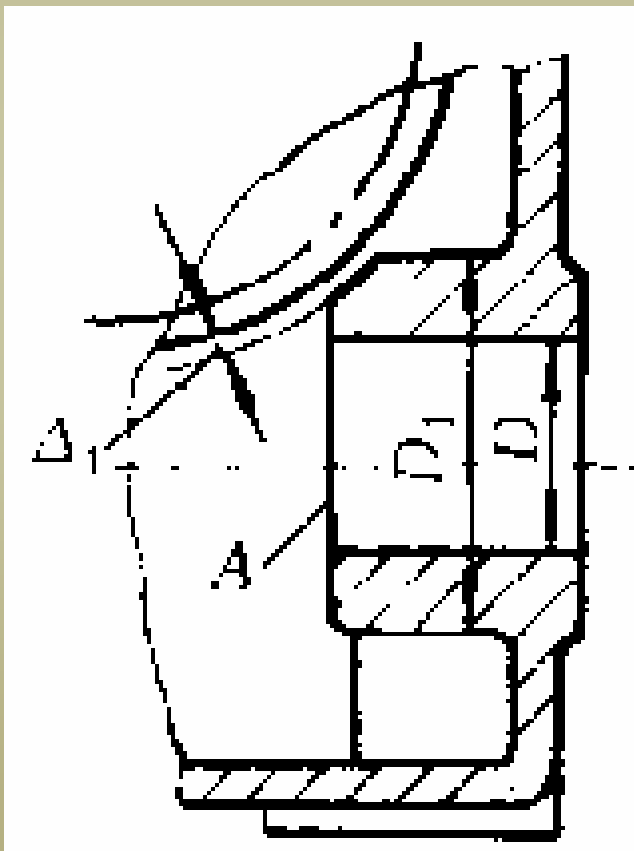
## 四、滚动轴承的组合结构设计

- 1、支承部分的刚性和同心度
- 2、轴承的配置
- 3、轴向固定及轴向间隙调整
- 4、轴承配合
- 5、轴承预紧
- 6、轴承润滑
- 7、轴承密封
- 8、轴承装拆

## 支承部分的刚性和同心度

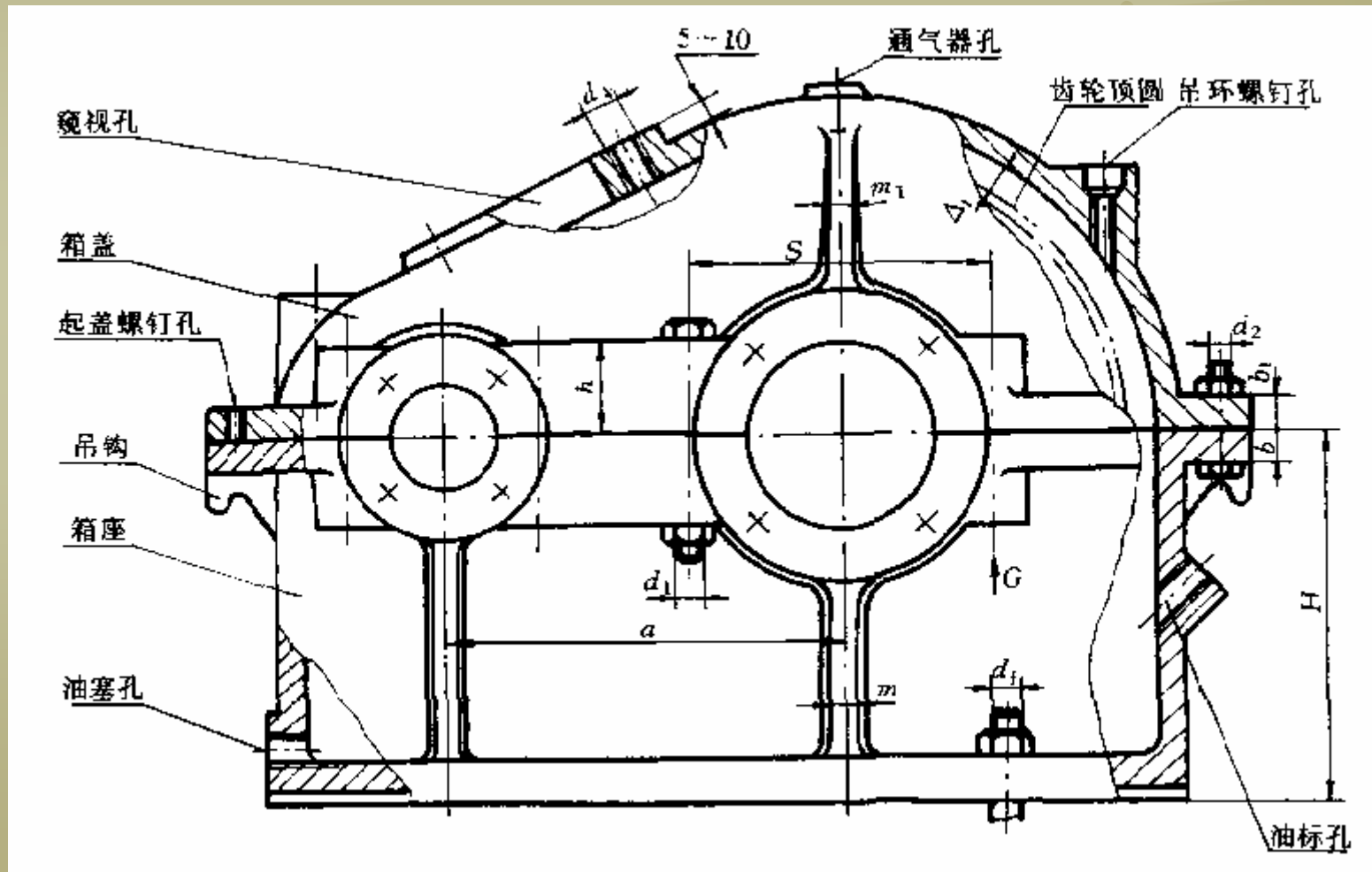
同心度：两轴承同型号。

刚性：减少支承长度，增加支承处箱体刚性。



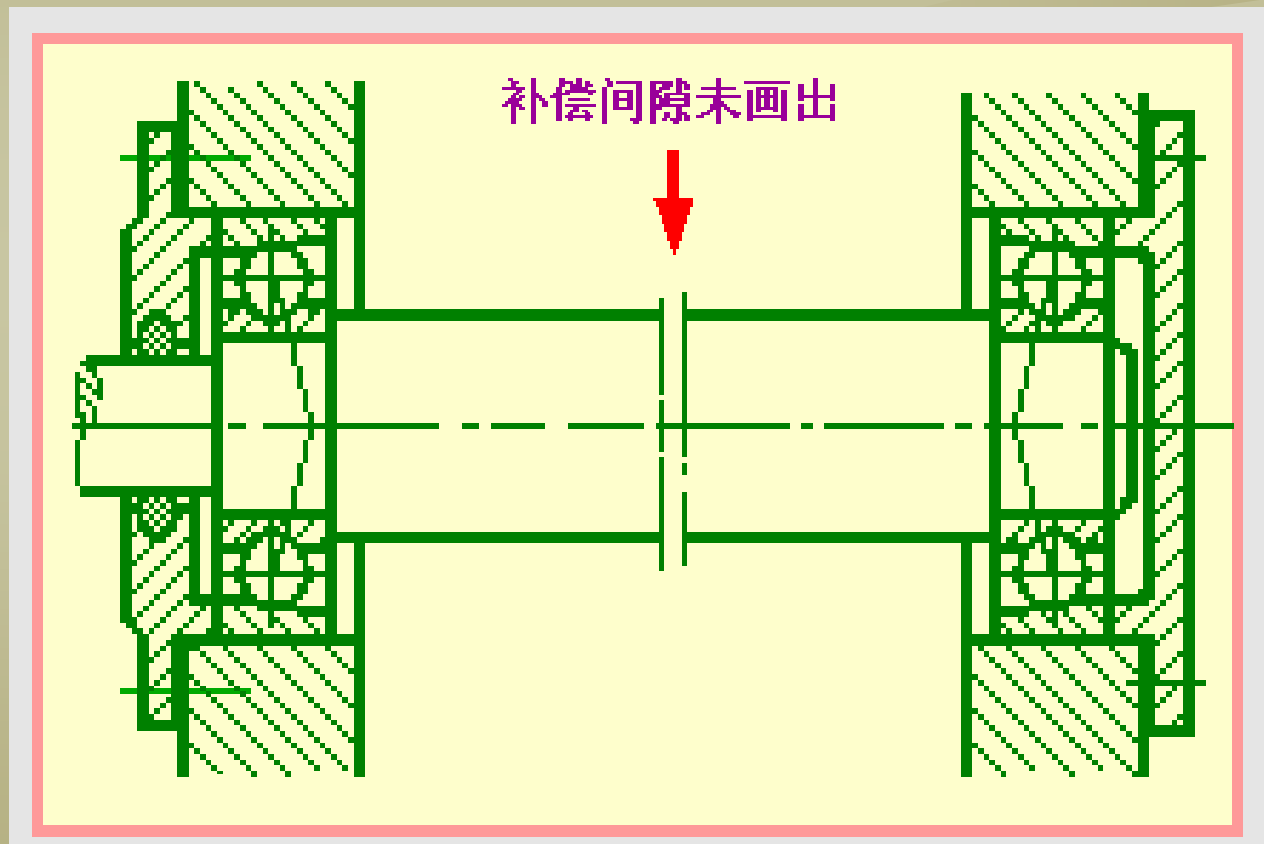
## 支承部分的刚性和同心度

刚性：减少支承长度，增加支承处箱体刚性。

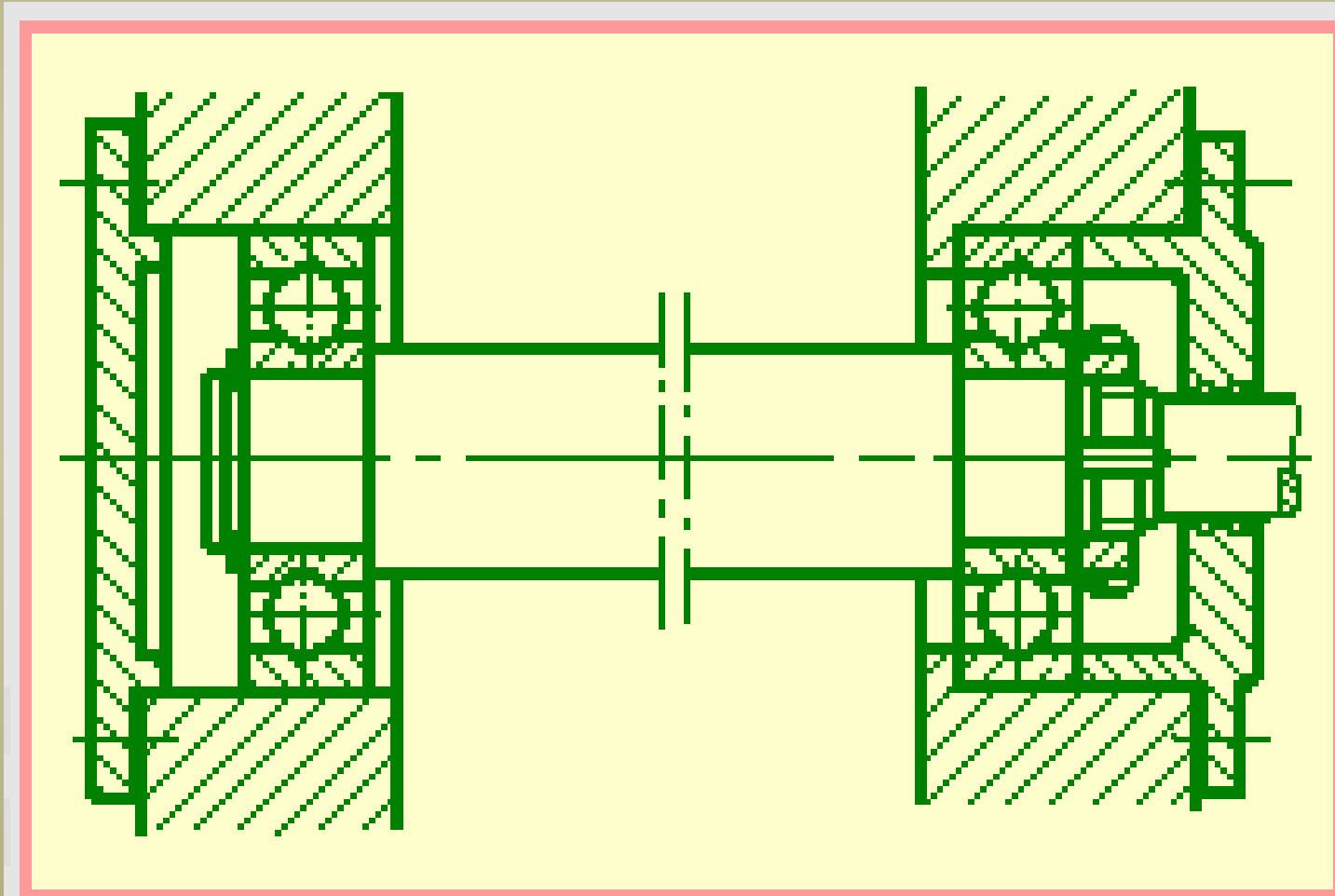


# 轴承的配置

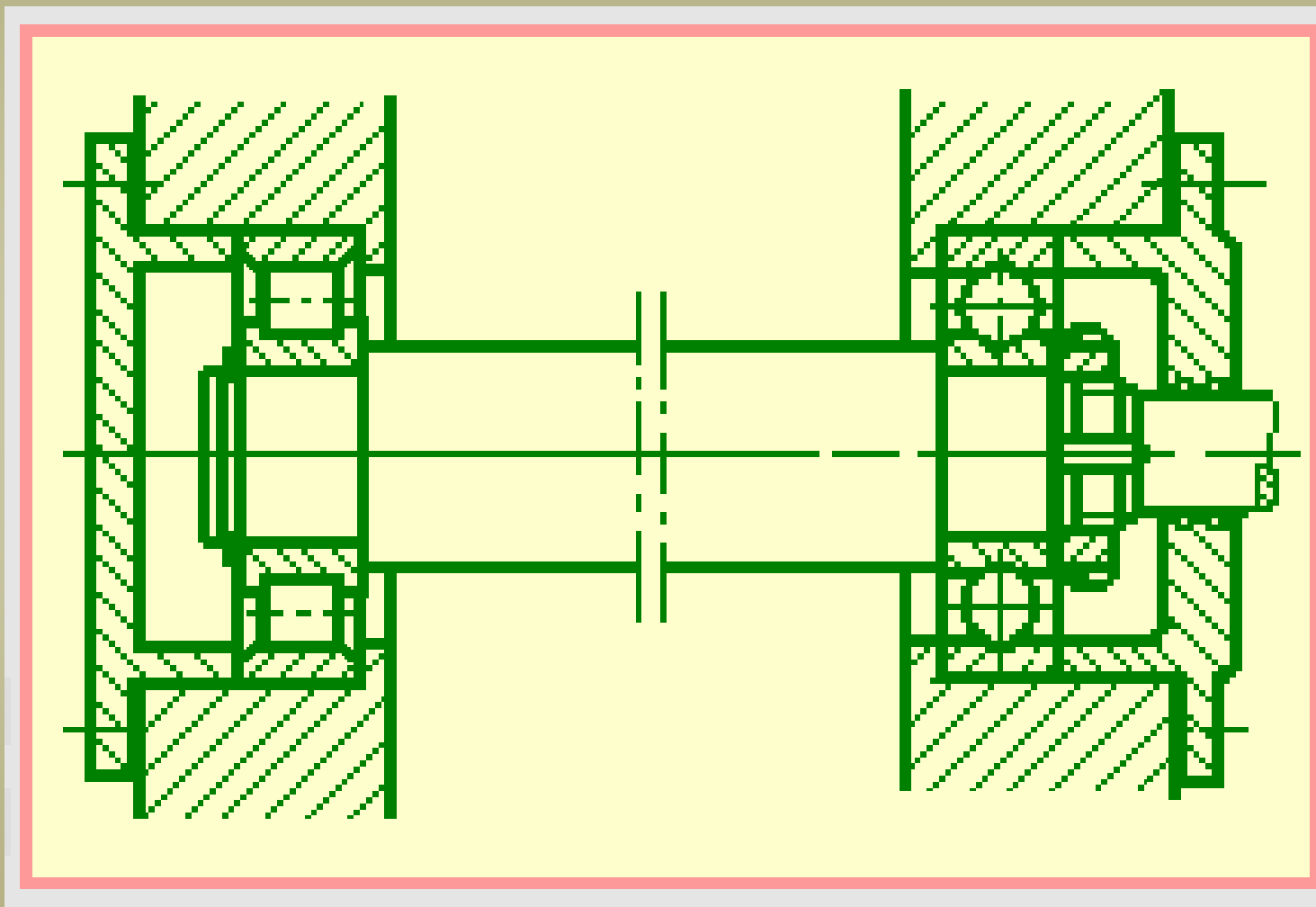
## 两支点单向固定



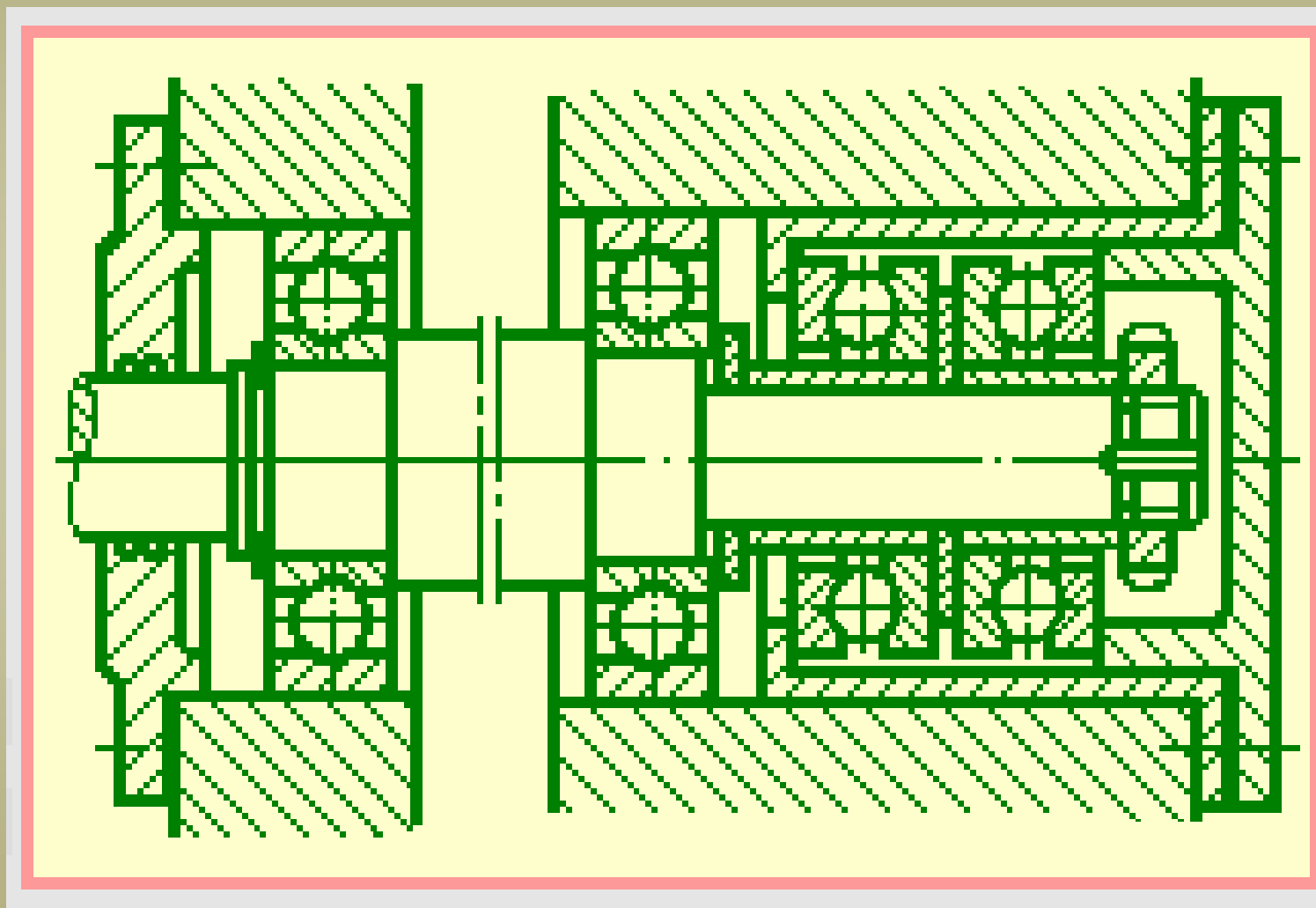
两支点一端双向固定，一端游动



两支点一端双向固定，一端游动

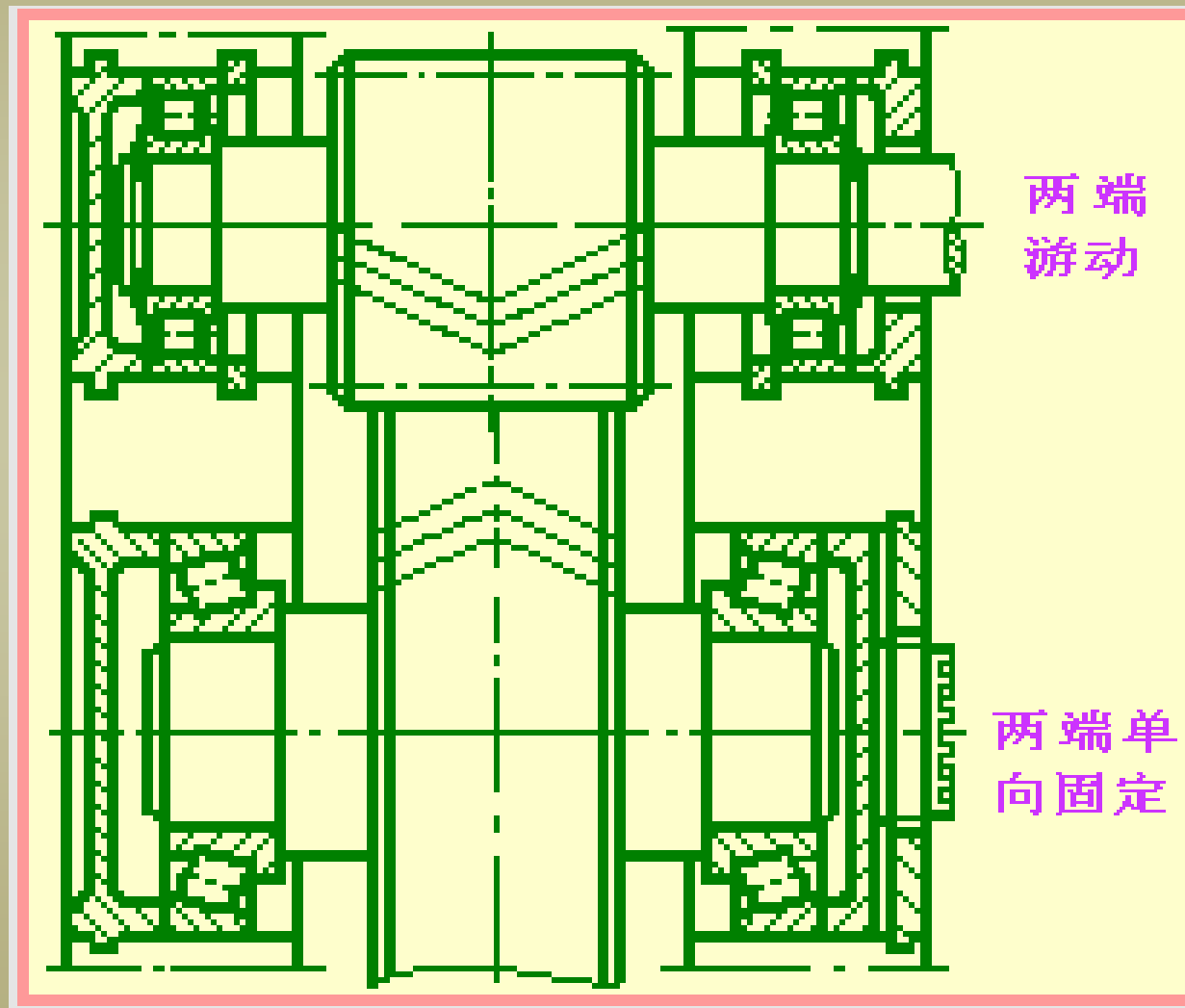


两支点一端双向固定，一端游动

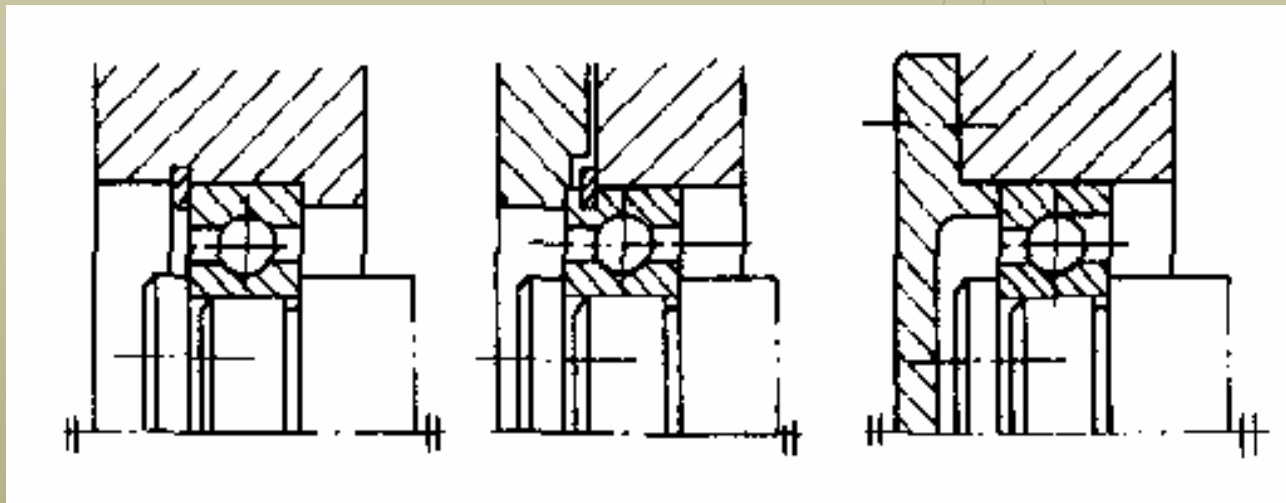
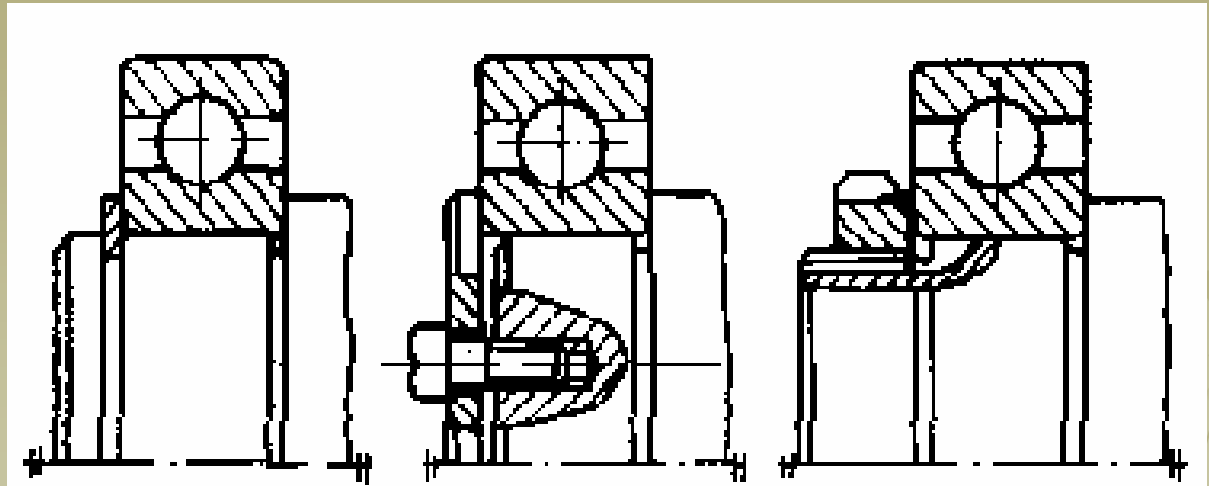




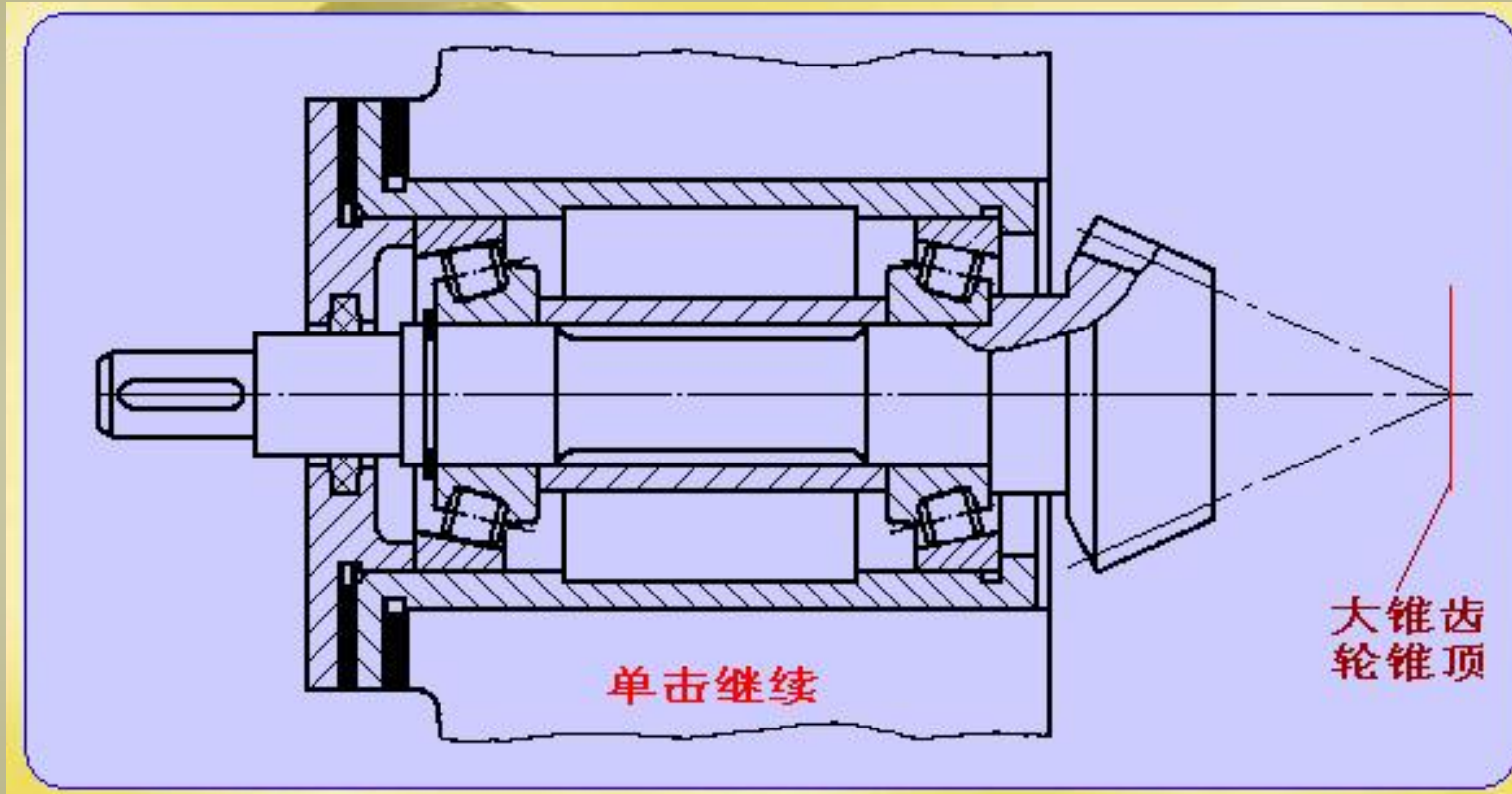
两支点一端双向固定，一端游动



# 轴向固定

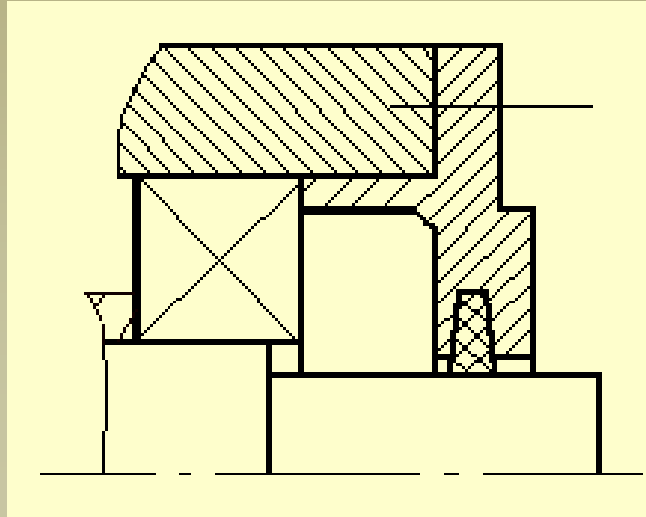


## 轴向间隙调整

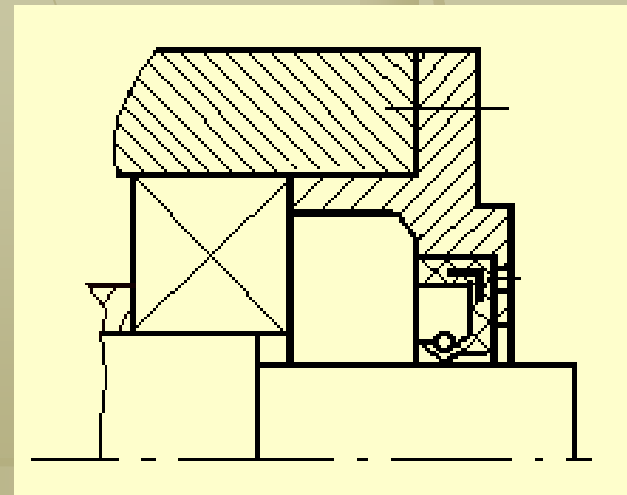


## 轴承密封 接触式密封

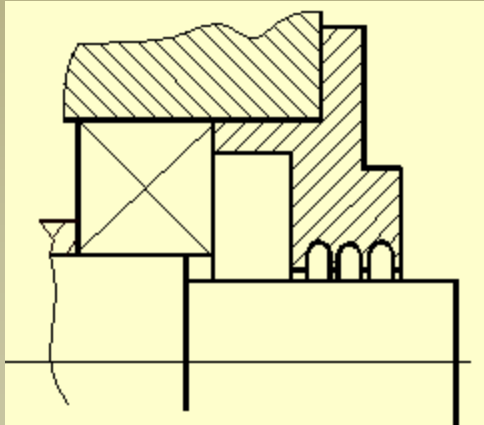
毡圈



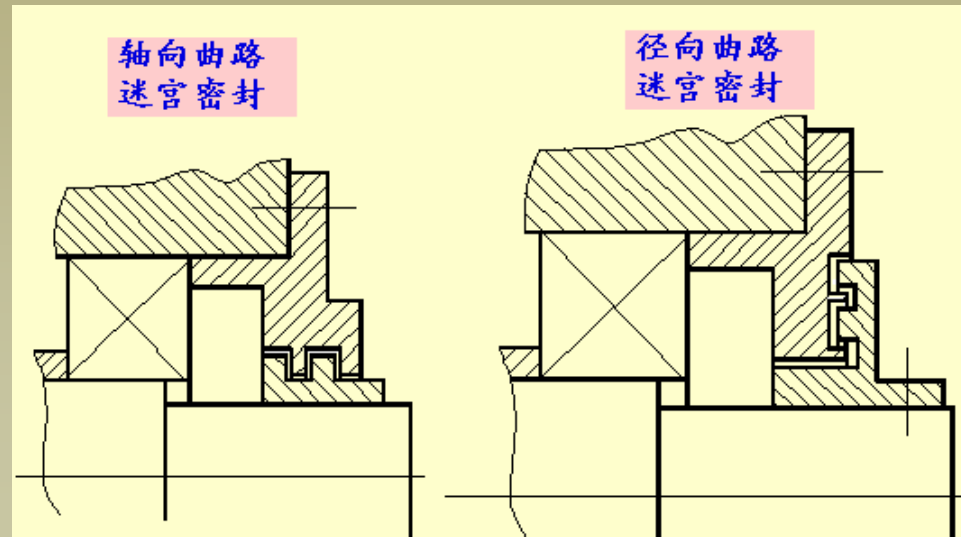
皮碗 (唇式)



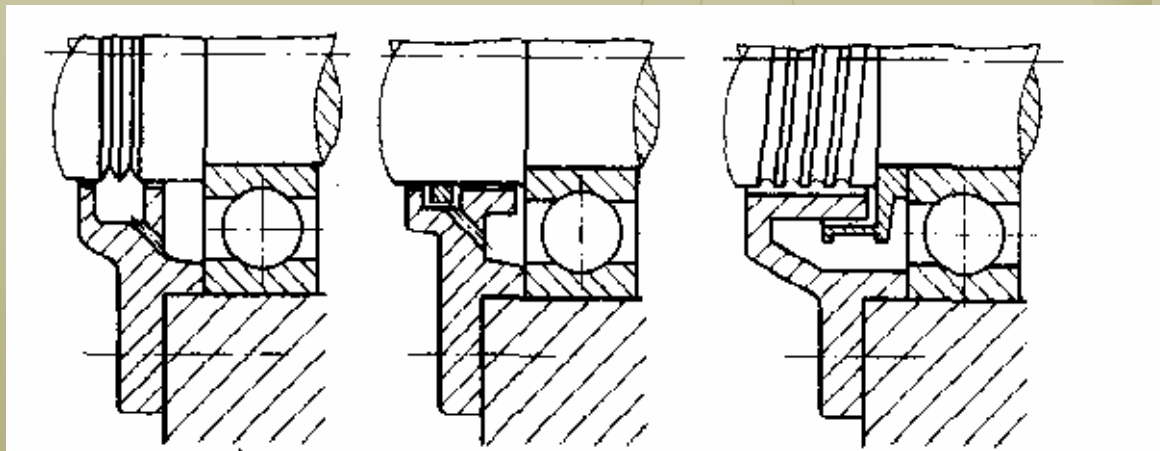
# 轴承密封 非接触式密封



间隙式

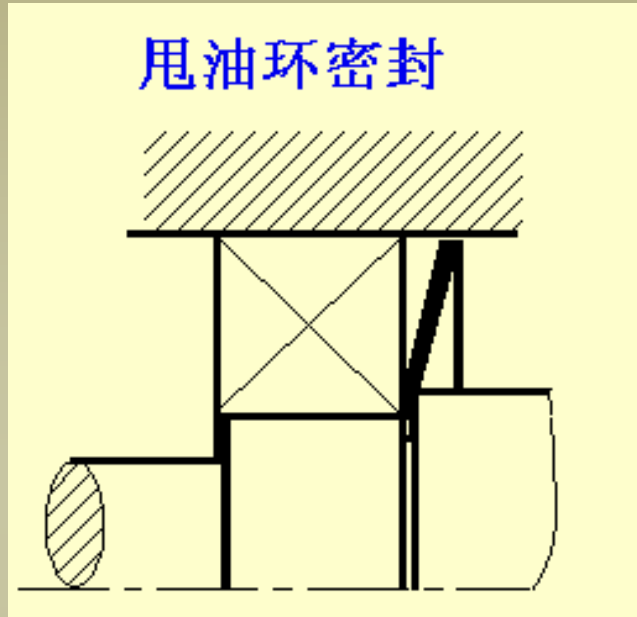


曲路 (迷宫) 式

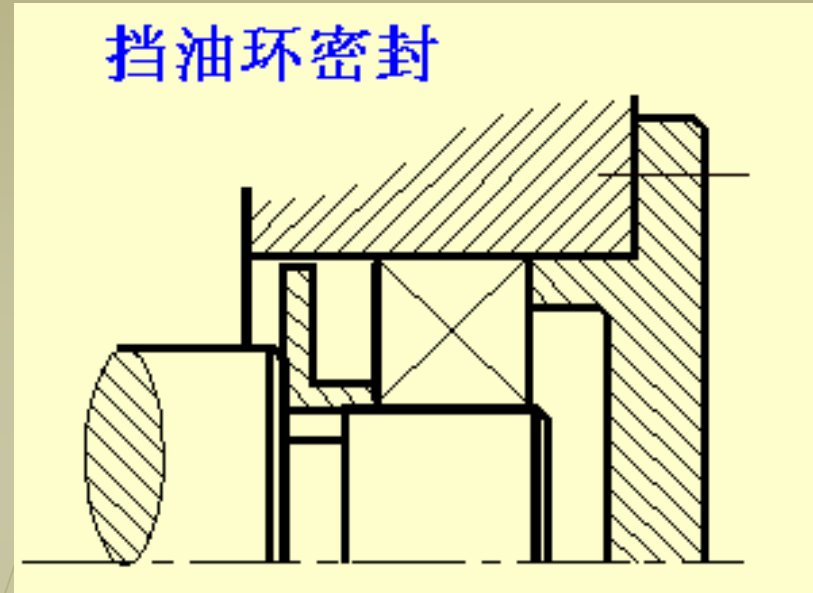


甩油环式

## 轴承密封 非接触式密封



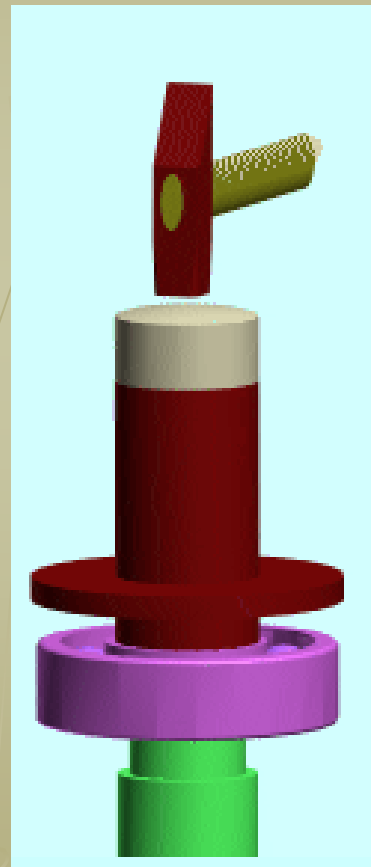
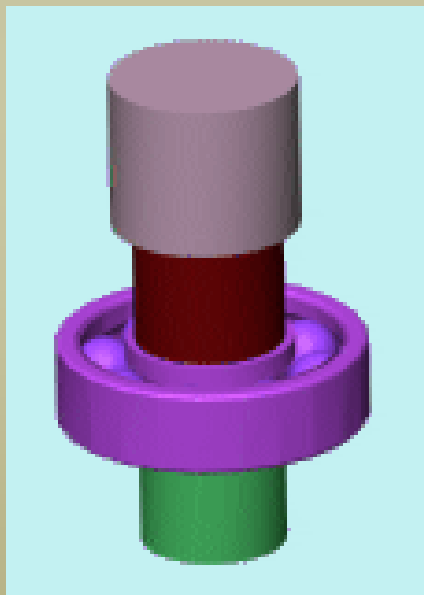
轴承油润滑



轴承脂润滑

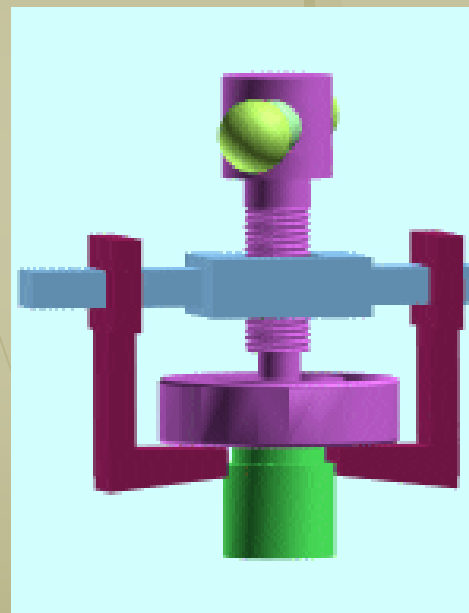
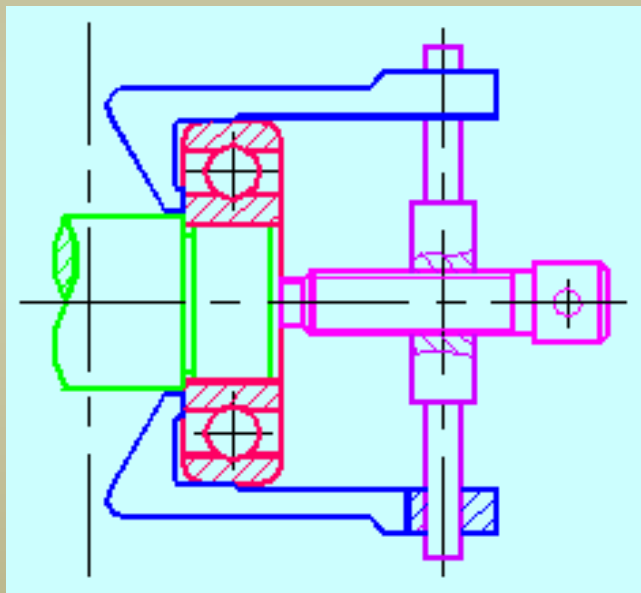
# 轴承装拆

## 安 装

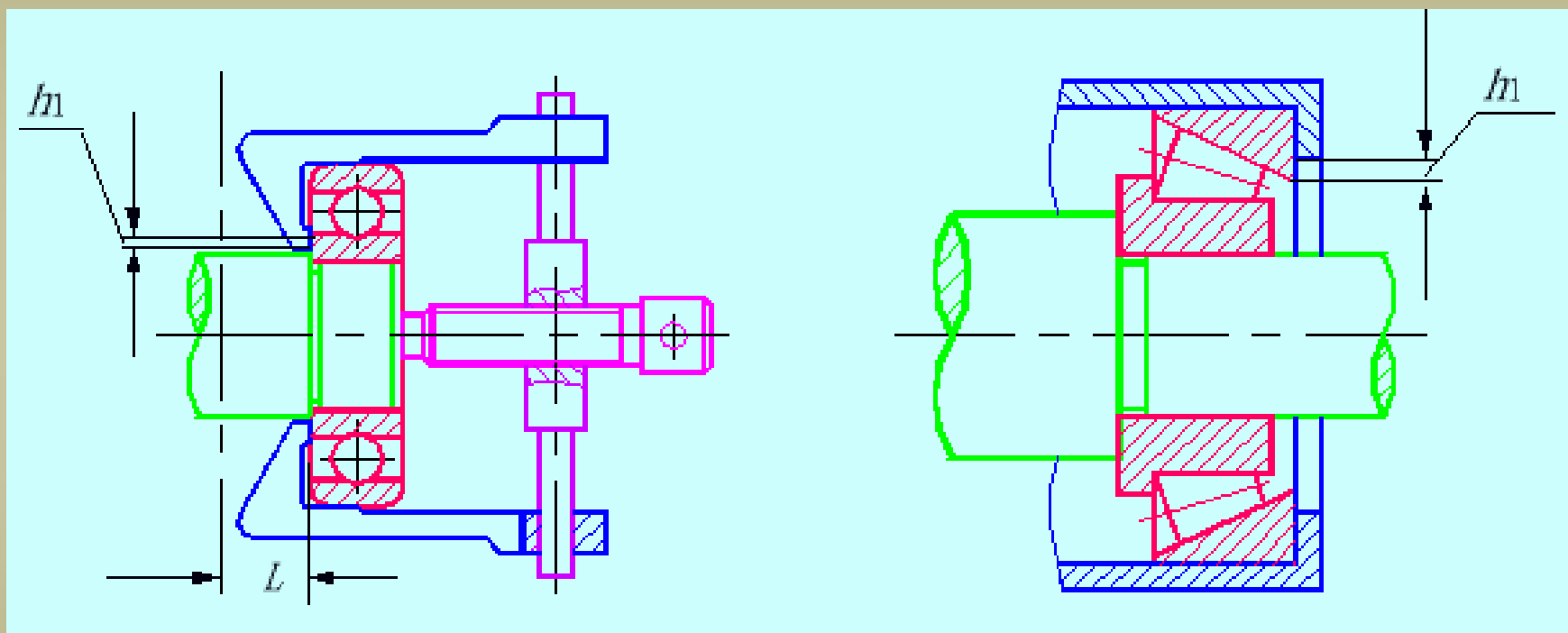


# 轴承装拆

## 拆 卸







# 本章重点

- n 轴承的特点及分类
- n 摩擦的分类
- n 滚动轴承类型选择原则
- n 滚动轴承及非液体滑动轴承计算
- n 滚动轴承中各参数意义
- n 滚动轴承与滑动轴承比较

# 滚动轴承解题思路

## 确定题目类型

$n > 10r/\text{min}$ 时，接触疲劳（动态承载能力计算）

$n \leq 10r/\text{min}$ 时，塑性变形（静态承载能力计算）

# 动态承载能力计算

**选择轴承**  $C_c = \frac{f_P P}{f_T C} \frac{60nL_h}{10^6} \frac{\ddot{\theta}^e}{\theta}^{\frac{1}{e}}$  **查手册选**  $[C]^3 C_c$

**验算轴承**  $C_c = \frac{f_P P}{f_T C} \frac{60nL_h}{10^6} \frac{\ddot{\theta}^e}{\theta}^{\frac{1}{e}}$  **确定是否**  $C_c \geq [C]$

**计算寿命**  $L_h^c = \frac{10^6}{60n} \frac{f_T C}{f_P P} \frac{\ddot{\theta}^e}{\theta}^e$  **确定是否**  $L_h^c \geq L_h$

**承载能力计算**  $P = \frac{f_T C}{f_P C} \frac{10^6}{60nL_h} \frac{\ddot{\theta}^e}{\theta}^{\frac{1}{e}}$

# 当量动载荷

$$P_r = XF_r + YF_a$$

若由此算出的值  $P < Fr$ ， $P = Fr$  按计算

向心角接触轴承轴向载荷  $F_a$  的计算

# 静态承载能力计算

$$C_0 \geq S_0 \times P_0$$

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

习题 P261题11-4