

第16章 滚动轴承

本章教学内容

§ 16-1 滚动轴承的概述

§ 16-2 滚动轴承的类型及其代号

§ 16-3 滚动轴承的选择

§ 16-4 滚动轴承的载荷分析、失效形式和设计准则

§ 16-5 滚动轴承尺寸的选择计算

§ 16-6 滚动轴承的组合设计

基本要求：

- 熟悉滚动轴承的代号、正确地选择滚动轴承的类型
- 掌握滚动轴承的寿命计算
- 正确进行滚动轴承组合设计(安装、调整、润滑与密封)

难点：

向心推力轴承(指角接触球轴承与圆锥滚子轴承)的受力分析

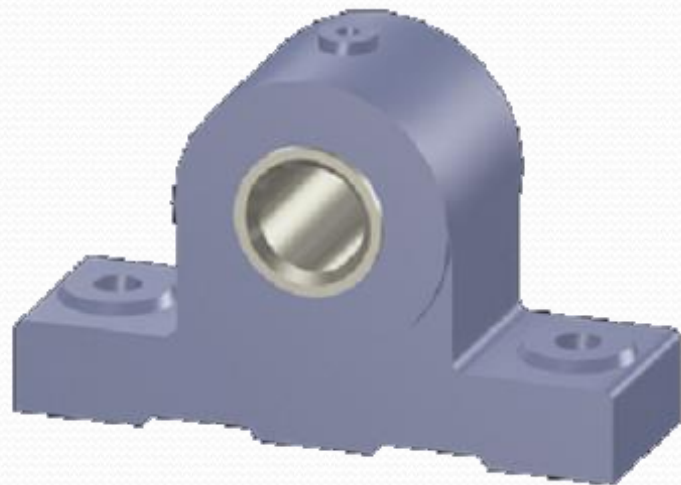
§ 16-1 滚动轴承概述

轴承功用

→ 支承轴及轴上零件，并保证旋转精度
减少轴与支承间的摩擦与磨损

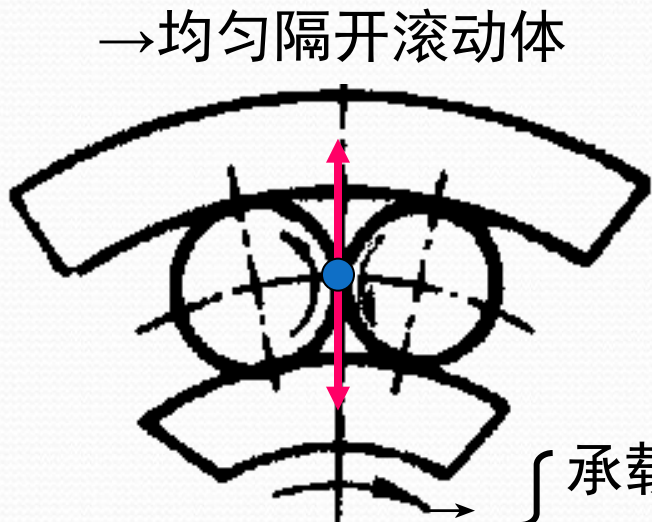
轴承类型

- 1) 滚动轴承
- 2) 滑动轴承

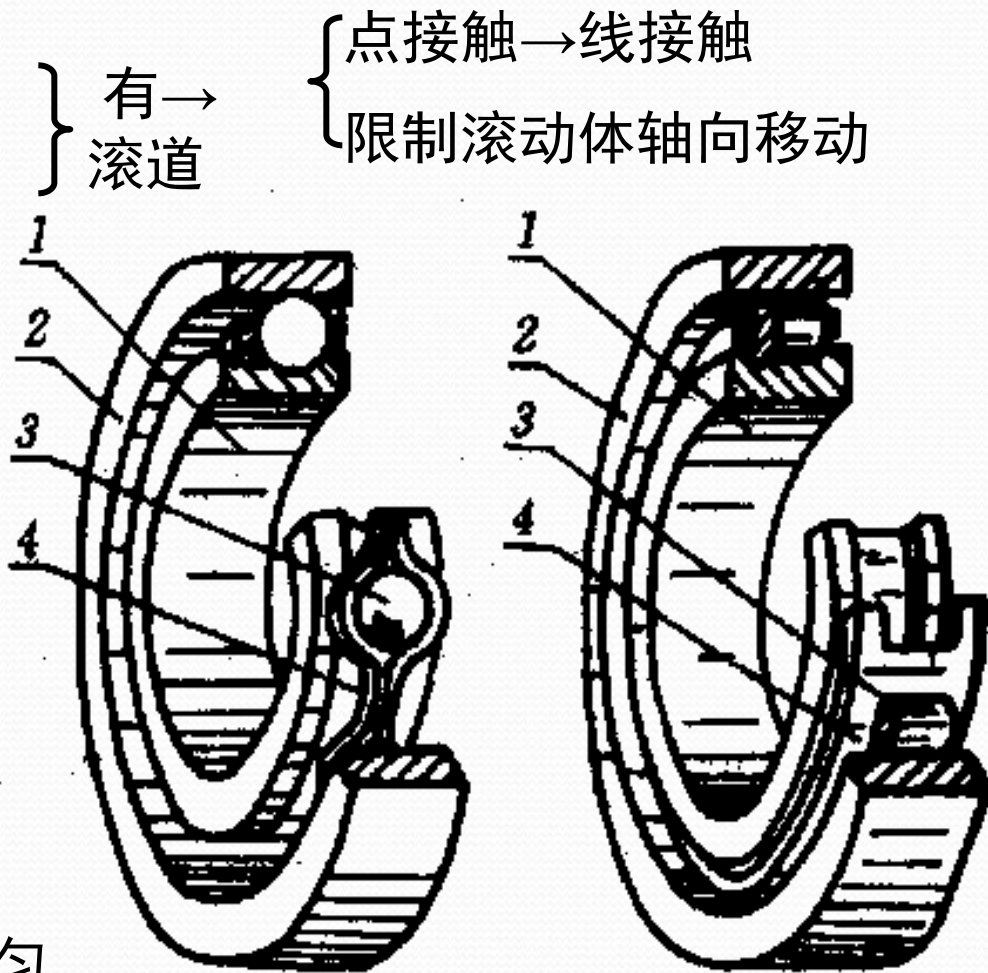


一. 滚动轴承的组成:

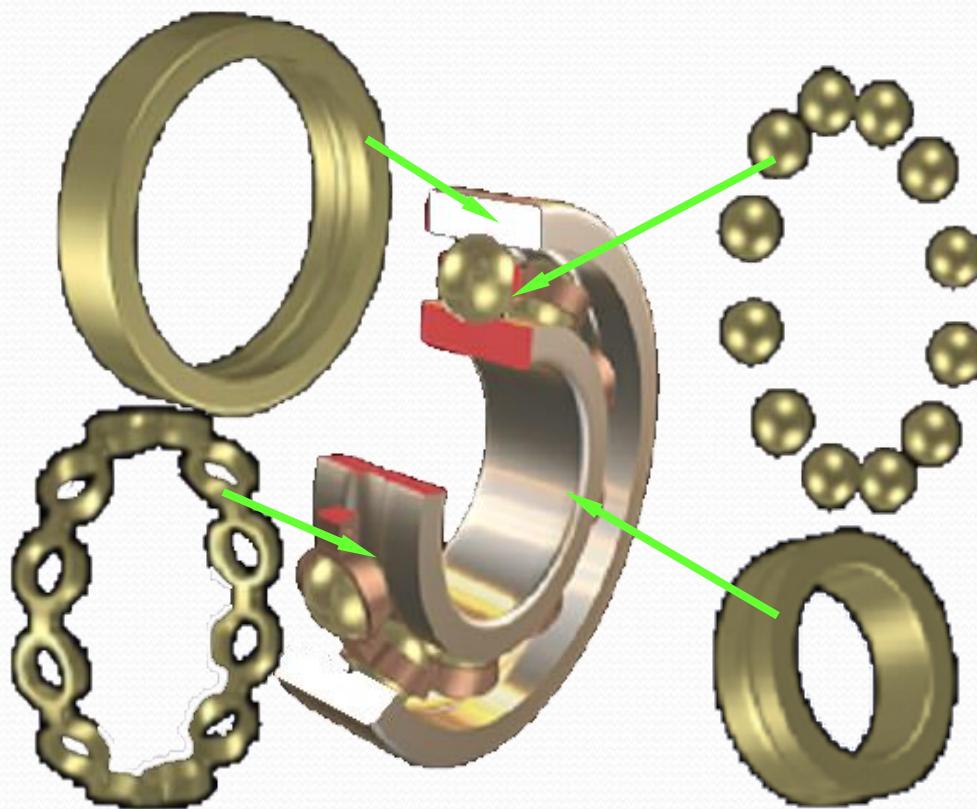
- 1.内圈: 装在轴颈上
- 2.外圈: 装在轴承座
- 3.滚动体: 球、滚子
- 4.保持架: { 冲压
 { 实心



{ 承载均匀
 { 减少磨擦与磨损



滚动轴承的构造



二. 滚动轴承的材料及特点:

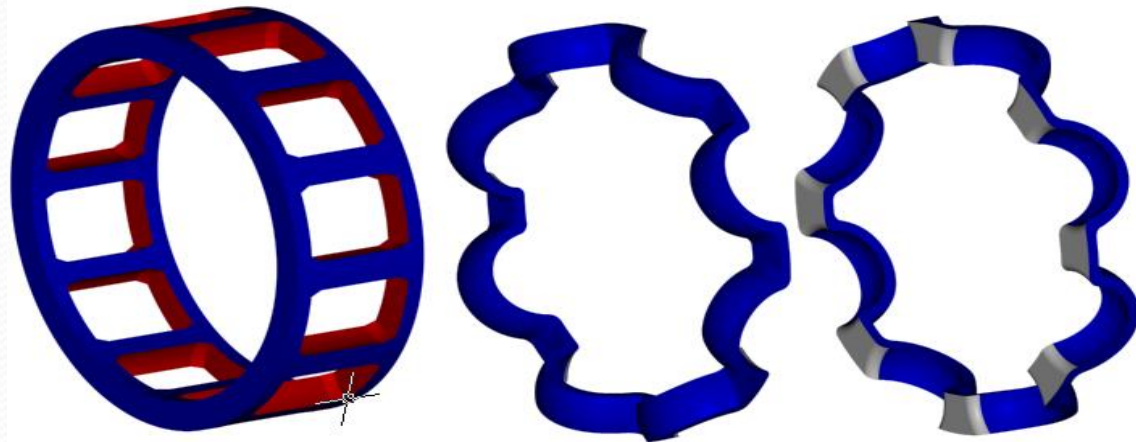
1. 滚动轴承的材料

内圈、外圈、滚动体：高硬度、高接触疲劳强度、良好耐磨性和冲击韧性

材料：含铬轴承钢，硬度60~65 HRC

保持架：避免滚动体直接接触，减少发热和磨损

材料：低碳钢；铜、铝、工程塑料



2.滚动轴承的特点

优点： 1) 具有滚动摩擦的特点，摩擦阻力小，启动及运转力矩小

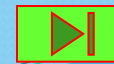
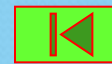
2) 启动灵敏，效率高，

3) 润滑简便，安装及维修方便，易于互换等

缺点： 1) 径向轮廓尺寸大

2) 接触应力高

3) 高速重载下轴承寿命低，且噪声较大，抗冲击能力较差



§ 16-2 滚动轴承的类型及其代号

一、滚动轴承的类型

二、滚动轴承的代号





一、滚动轴承的类型

轴承
类型

按载荷
方向分

向心轴承
推力轴承

按滚动体
形状分

球轴承
滚子轴承

圆柱滚子
圆锥滚子
球面滚子
滚针

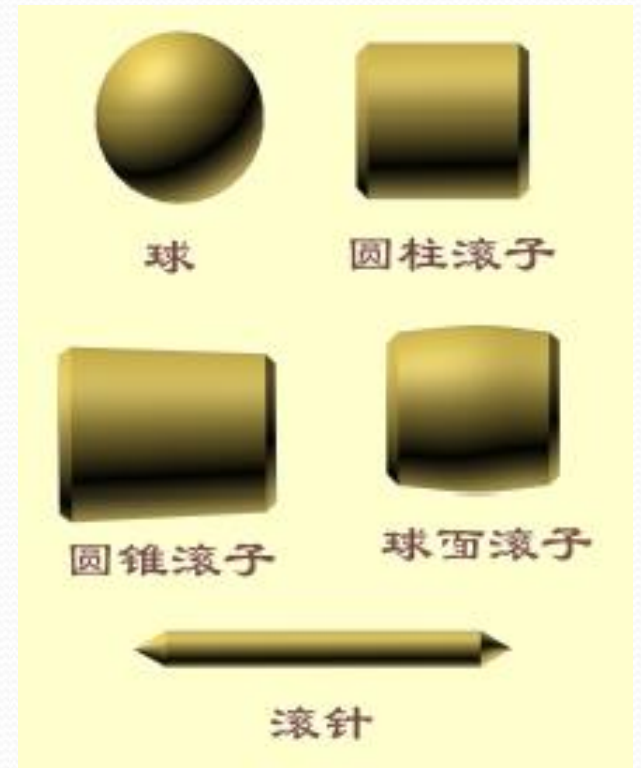
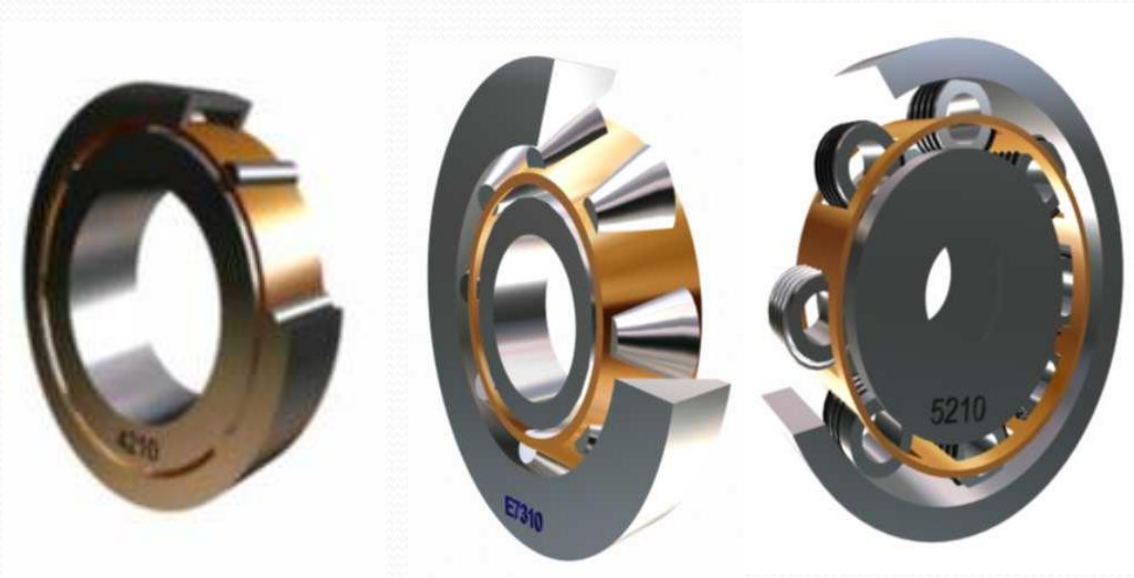




1 按滚动体形状分

按滚动体形状分：球轴承、滚子轴承

又可细分为：球轴承、圆柱滚子轴承、滚针轴承、圆锥滚子轴承、球面滚子轴承

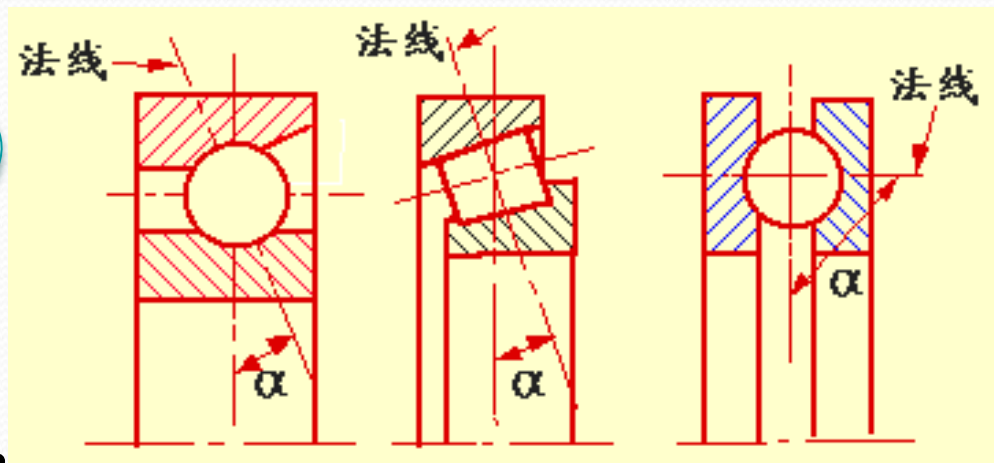


2 按受载荷方向分

按受载方向和公称接触角分：

滚动体与外圈滚道接触处的法线与轴承的半径方向平面之间的夹角 α

- 向心轴承：承受径向载荷
 - 径向接触轴承： $\alpha=0^\circ$
 - 向心角接触轴承： $0^\circ < \alpha \leq 45^\circ$
- 推力轴承：承受轴向载荷
 - 轴向接触轴承： $\alpha=90^\circ$
 - 推力角接触轴承： $45^\circ < \alpha < 90^\circ$

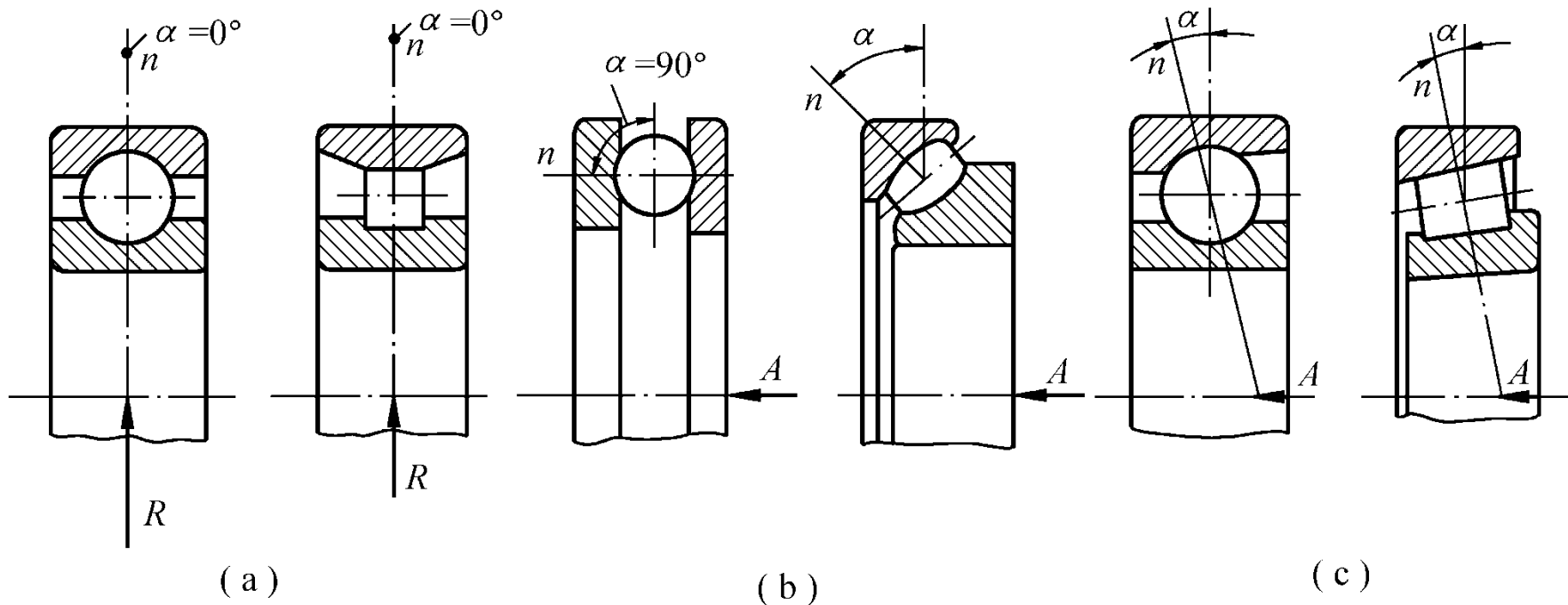


注意：

- 在径向载荷作用下产生内部轴向力 F_a ，其方向是使内外圈分离，所以要成对使用
- 内部轴向力 F_a 的大小与 α 有关

按承受的载荷方向

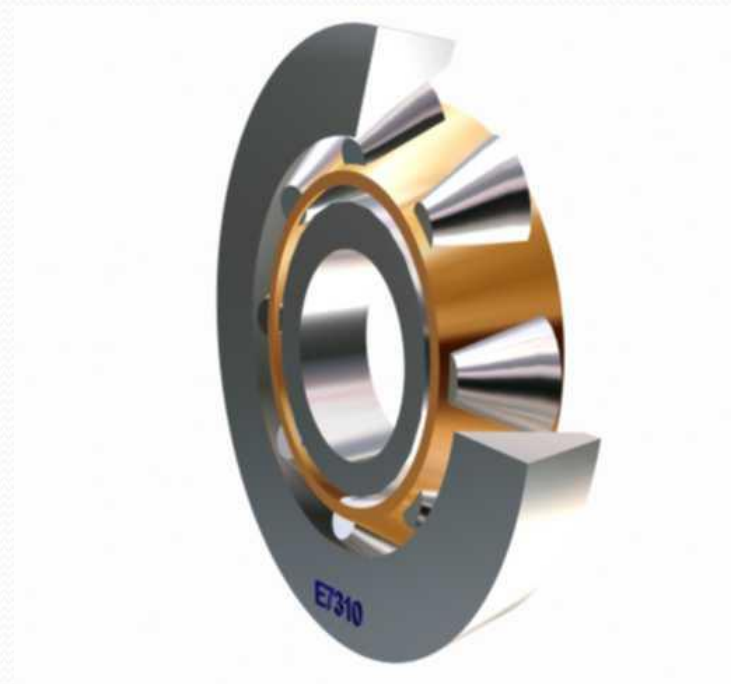
向心轴承	径向接触: $\alpha = 0^\circ$	\rightarrow 以 F_r (径向载荷)为主
	角接触: $0^\circ < \alpha \leq 45^\circ$	$\rightarrow F_r + F_a$ (径向)
推力轴承	角接触: $45^\circ < \alpha < 90^\circ$	$\rightarrow F_a + F_r$ (轴向)
	轴向接触: $\alpha = 90^\circ$	$\rightarrow F_a$ (轴向载荷)





类型及特点

- 1 向心轴承($\alpha=0^\circ$)
- 2 调心轴承($\alpha=0^\circ$)
- 3 向心推力轴承 ($0^\circ < \alpha < 90^\circ$)
- 4 推力轴承($\alpha=90^\circ$)
- 5 选择原则





1 向心轴承($\alpha=0^\circ$)

深沟球轴承: 6类 $\rightarrow n_{lim}$ 最高、价廉, 优先采用

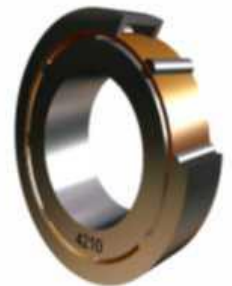
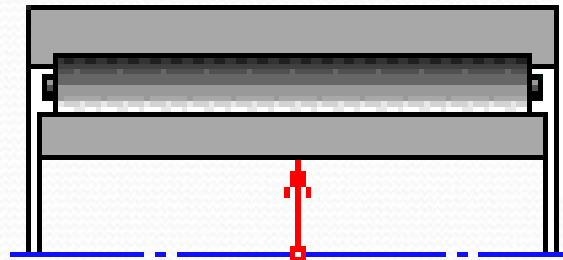
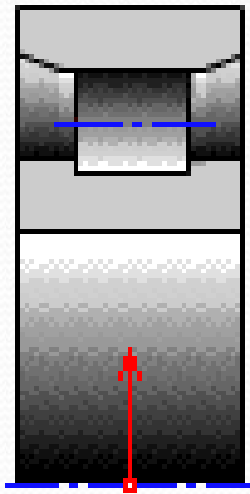
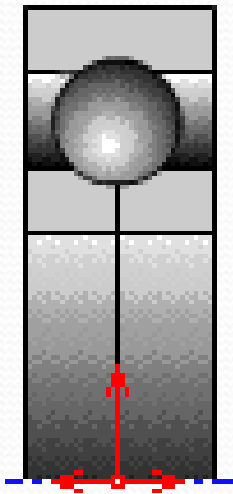
- 受力类型: F_r , 不大的 F_a (双向)

圆柱滚子轴承: N类 \rightarrow 承载力较大

- 受力类型: 很大的 F_r , 不能承受轴向力 F_a

滚针轴承: NA类 \rightarrow 内外圈可分离, 径向尺寸小

- 受力类型: 很大的 F_r , 不能承受轴向力 F_a





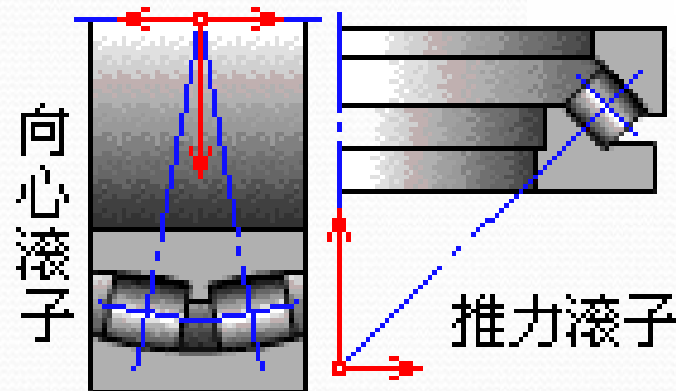
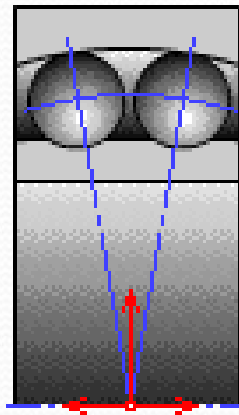
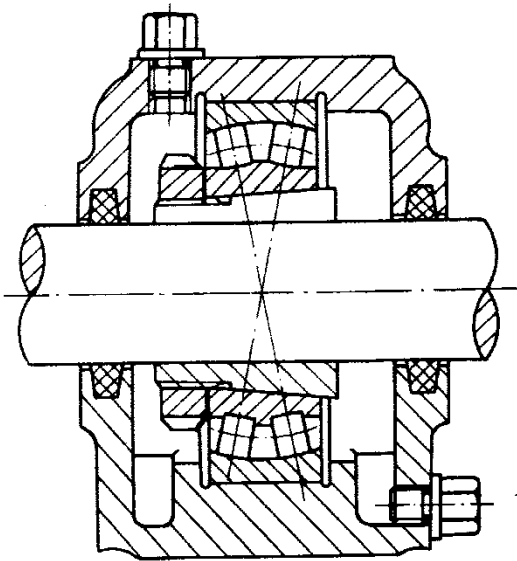
2 调心轴承 ($\alpha=0^\circ$)

调心球轴承: 1类→调心性能最好

- 受力类型: F_r 不大的 F_a (双向)

调心滚子轴承: 2(3)类→调心性能好、承载力较大

- 受力类型: F_r 不大的 F_a (双向)





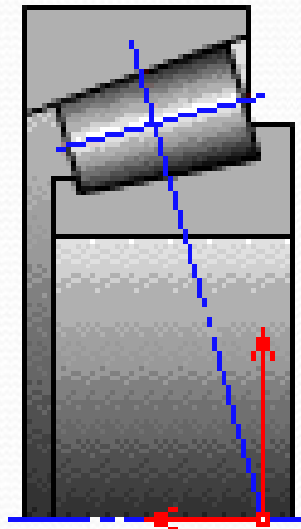
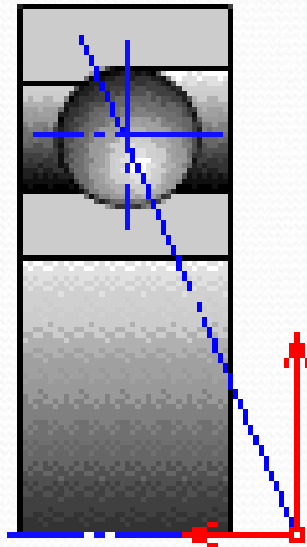
3 向心角接触轴承 ($0^\circ < \alpha < 45^\circ$)

角接触球轴承: 7类, $\alpha=15^\circ, 25^\circ, 40^\circ$

- 受力类型: F_r , 单向 F_a

圆锥滚子轴承: 3类

- 受力类型: F_r , 单向 F_a

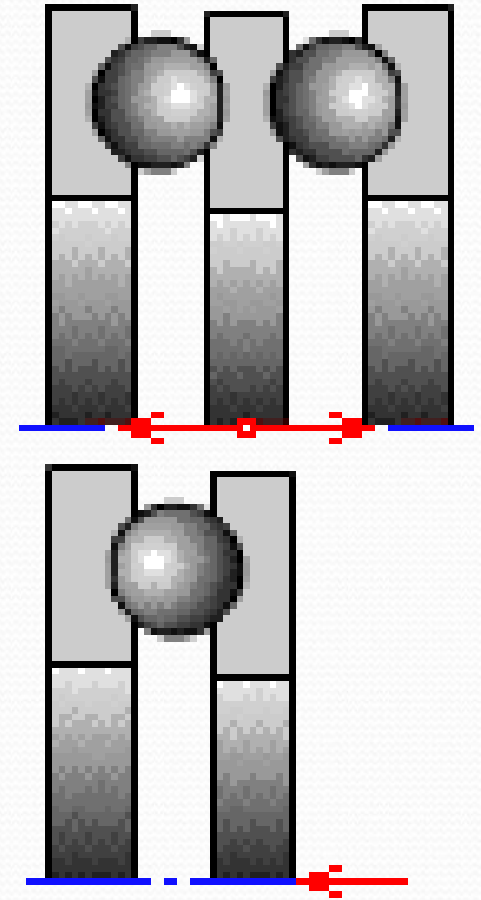
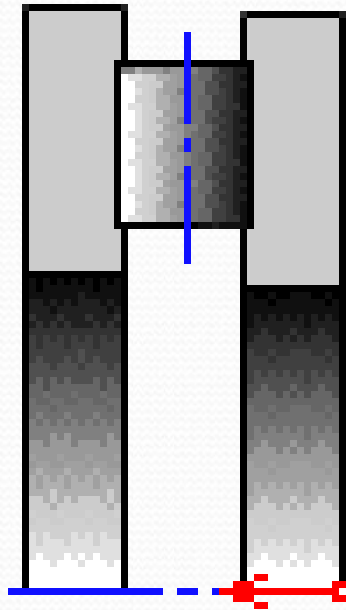




4 推力轴承 ($\alpha = 90^\circ$)

推力球轴承: 5类

- 受力类型: 只承受轴向(F_a)
- 单列: 承受单向轴向力
- 双列: 承受双向轴向力

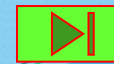
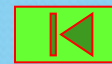


各类轴承的性能比较

1.承载能力: 滚子 > 球(线 > 点)
重 > 中 > 轻 > 特轻

2.极限转速: 球 > 滚子
特轻 > 轻 > 中 > 重
实心保持架 > 冲压

3.调心性能: 调心 > 非调心
球 > 滚子



二、滚动轴承的代号

- 滚动轴承为标准件：GB/T 272-1993

前置代号	基本代号			后置代号			
分 部 件 代 号	类 型 代 号	尺 寸 系 列 代 号		内 径 代 号	内 部 结 构 代 号	密 封 与 防 尘 代 号	公 差 等 级 代 号
		宽 度 系 列 代 号	直 径 系 列 代 号				
字 母	5	4	3	2 1	字 母 (+ 数 字)		

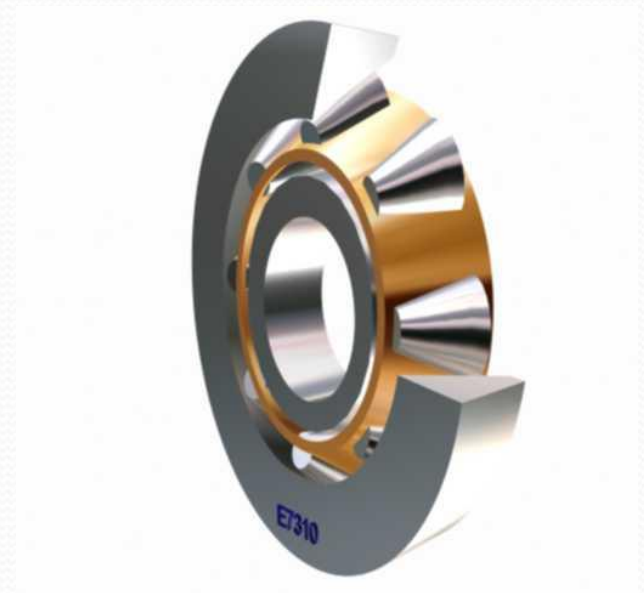
- 旧标准代号

举例



基本代号

- 表示轴承的**基本类型**、**结构和尺寸**，是轴承代号的基础
- 表明**轴承的内径**、**直径系列**、**宽度系列**、**类型**
 - 1_内径尺寸代号
 - 2_尺寸系列代号
 - 3_类型代号





1 内径尺寸代号

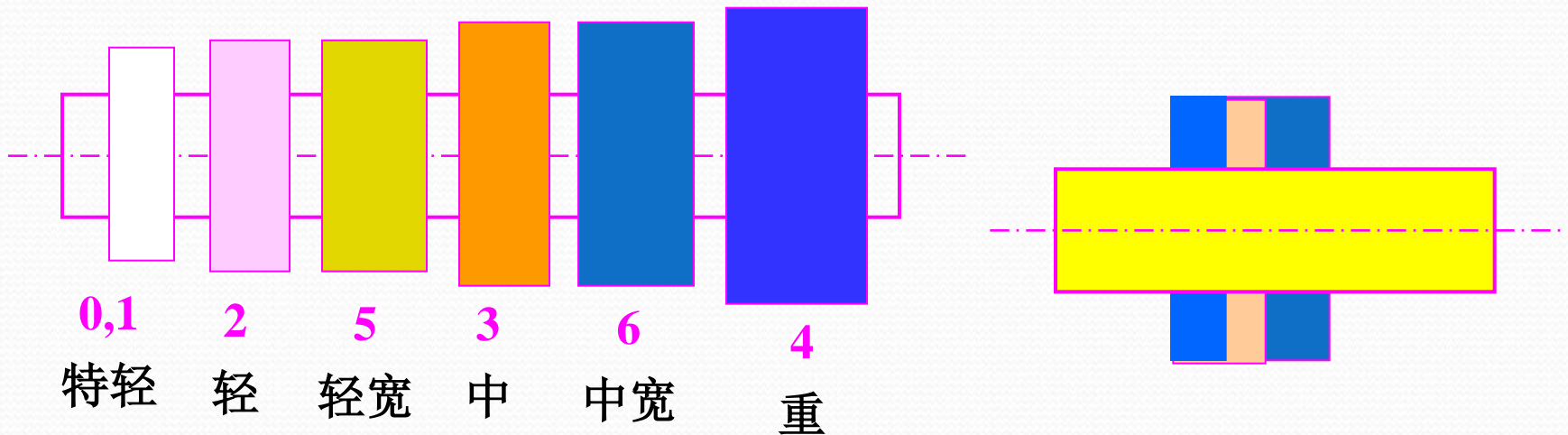
- 右起第1、2位数字
- 内径d: (即轴的直径)
- 00——10mm 01——12mm
- 02——15mm 03——17mm
- 04~96——数字x 5 mm (20~480mm)

- 对于内径 (500mm, 以及22mm、28mm、32mm) 的轴承, 用公称内径数值直接表示, 但在与尺寸系列代号之间用 “/” 分开



2 尺寸系列代号

- 直径系列代号、宽度系列代号
- 直径系列代号：第三位数字
- 指结构相同、内径相同的轴承使用不同直径的滚动体，在外径和宽度方面的变化系列
- 0,1—特轻 2—轻
- 3—中 4—重
- 宽度系列代号：第四位数字，常与直径系列代号同时使用
- 表示同一内径和外径的轴承可以有不同的宽度
- 多数正常系列可不标





3 类型代号

- 第五位(从右到左数), 用数字或字母表示
- 代号为0 (双列角接触球轴承), 则省略
- 具体见304表16-1

轴承类型	代号	轴承类型	代号
双列角接触球轴承	0	深沟球轴承	6
调心球轴承	1	角接触球轴承	7
调心滚子轴承	2	圆柱滚子轴承	N
圆锥滚子轴承	3	滚针轴承	NA
推力球轴承	5		



后置代号

- 用字母 (+数字) 表示
- 表示轴承内部结构、密封与防尘、保持架及其材料、轴承材料及公差等级等

公差等级(精度)代号:

- 0、6x、6、5、4、2六级精度，逐渐增高
- 表示成：/P0、/P6x、/P6、/P5、/P4、/P2

内部结构代号:

- 如：C— $\alpha=15^\circ$ 、AC— $\alpha=25^\circ$ 、B— $\alpha=40^\circ$

轴承径向游隙系列代号:

- /C1、/C2、/C0、/C3、/C4、/C5六组游隙，由小到大
- 0组(/C0) 游隙常用，可省略

举例

例： 6 3 05 (/P0)

||| L 0级公差(不标)

|| L内径d=25mm

| L直径系列为3(中),宽度系列为0(不标)

L深沟球轴承

例： 7 2 12 AC

||| L $\alpha = 25^\circ$

|| L内径d = 60mm

| L直径系列为2(轻),宽度系列为0(不标)

L角接触球轴承

6308：6—深沟球轴承，3—中系列，08—内径 $d=40\text{mm}$ ，公差等级为0级，游隙组为0组；

N105/P5：N—圆柱滚子轴承，1—特轻系列，05—内径 $d=25\text{mm}$ ，公差等级为5级，游隙组为0组；

7214AC/P4：7—角接触球轴承，2—轻系列，14—内径 $d=70\text{mm}$ ，公差等级为4级，游隙组为0组，公称接触角 $\alpha=15^\circ$ ；

30213：3—圆锥滚子轴承，2—轻系列，13—内径 $d=65\text{mm}$ ，0—正常宽度(0不可省略)，公差等级为0级，游隙组为0组；

6103：6—深沟球轴承，1—特轻系列，03—内径 $d=17\text{mm}$ ，公差等级为0级，游隙组为0组；

注：滚动轴承代号比较复杂，上述代号仅为最常用的、最有规律的部分。具体应用时，若遇到看不懂的代号时，应查阅GB/T272-93。

§ 16-3 滚动轴承的选择

一. 类型选择

(1) 承载情况

方向：纯轴向载荷—轴向接触轴承（推力轴承）

纯径向载荷—径向接触轴承（向心轴承）

径向+轴向载荷—角接触轴承

{	轴向载荷较小：向心轴承（深沟球）
	轴向载荷稍大：向心角接触轴承
	轴向载荷较大：推力与向心轴承组合

大小：载荷大、有冲击—滚子轴承；载荷小—球轴承

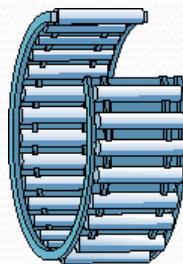
(2) 转速要求 ($n \leq n_{\max}$)

高速、要求旋转精度高，优先采用球轴承，低速可选滚子轴承。

(3) 调心性

长轴（刚度低）或多支点，要求轴承具有调心性—调心轴承

(4) 空间限制—径向尺寸受限，滚针轴承



滚针轴承

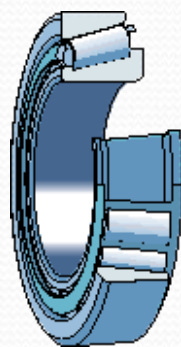
(5) 装拆方便

内外圈可分离

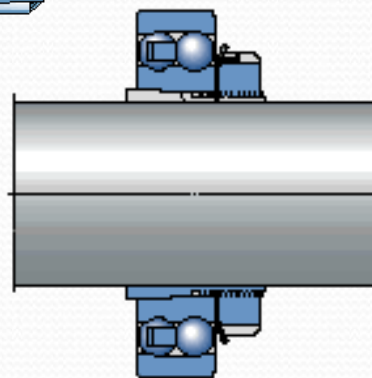
—圆锥滚子，圆柱滚子

长轴上安装

—内锥孔与紧定套轴承



圆锥滚子
轴承



带内锥孔与紧
定套轴承

(6) 价格—球轴承低，滚子轴承高

二.尺寸选择

选择型号：内径、外径、宽度系列

—选定类型、初定型号、验算寿命

滚动轴承类型选择应考虑的问题

1. 承受载荷情况

方向：向心轴承用于受径向力；推力轴承用于受轴向力；向心推力轴承用于承受径向力和周向力联合作用。

大小：滚子轴承或尺寸系列较大的轴承能承受较大载荷；球轴承或尺寸系列较小的轴承则反之。

2. 尺寸的限制

当对轴承的径向尺寸有较严格的限制时，可选用滚针轴承。

3. 转速的限制

球轴承和轻系列的轴承能适应较高的转速，滚子轴承和重系列的轴承则反之；推力轴承的极限转速很低。

4. 调心性要求

调心球轴承和调心滚子轴承均能满足一定的调心要求。



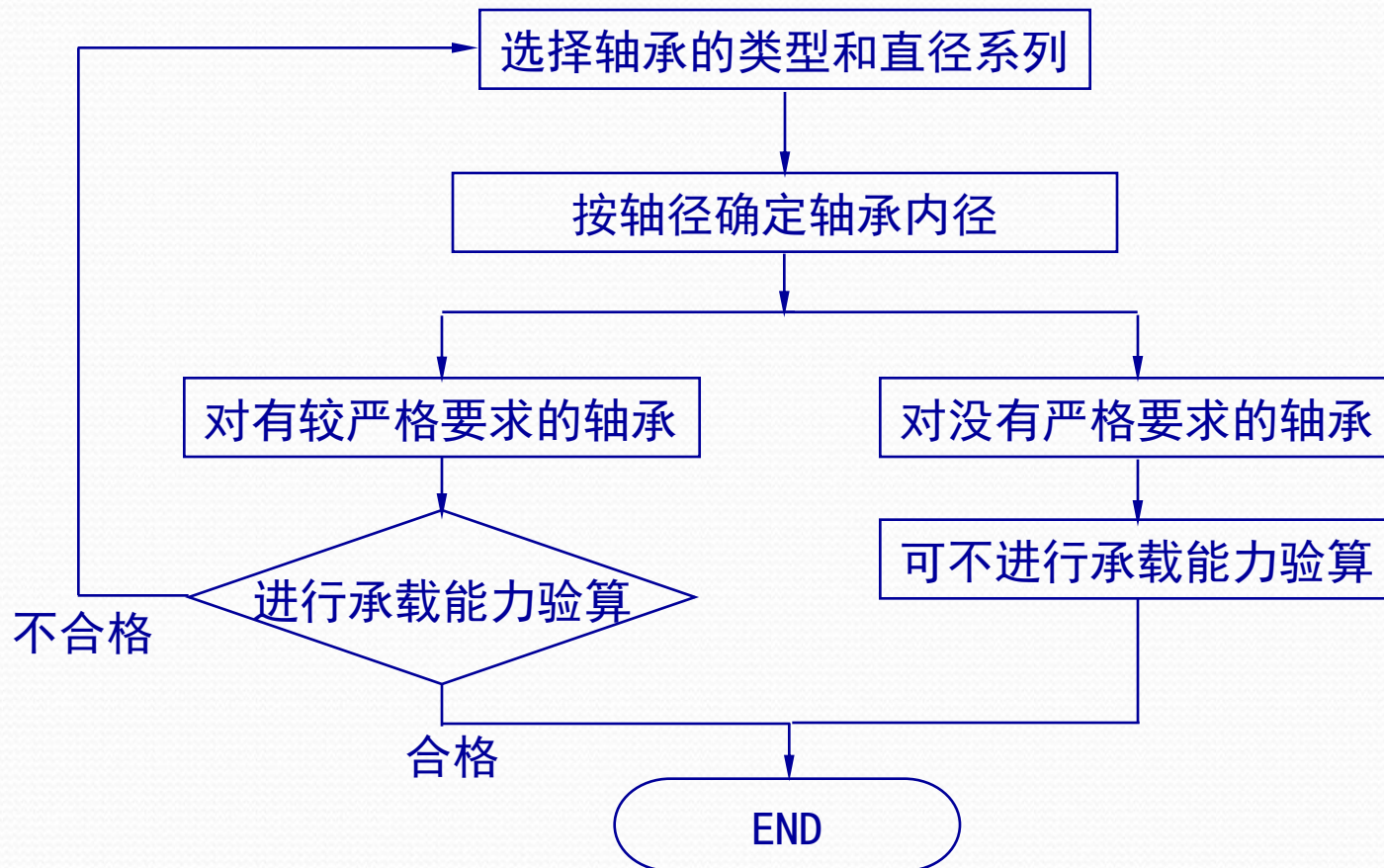
滚动轴承类型的选择原则

- 根据载荷大小、性质、轴承的转速、调心性能、安装和拆卸、价格等确定轴承类型
- 其中，载荷(包括大小和方向)、转速的大小一般是最主要的
- 一般而言，
- 高速，平稳低载：60000（深沟球轴承）
- 载荷较大+冲击：滚子轴承
- 径/轴向载荷较大：
- 较低转速：30000（圆锥滚子）
- 较高转速：70000角接触球轴承
- 轴向载荷>>径向载荷：推力+向心组合

滚动轴承的类型选择

滚动轴承是标准零件，同学们应能在机械设计过程中，根据使用的要求，如载荷大小、性质、方向、转速等来合理选择。

滚动轴承选择的一般过程如下：



§ 16-4 滚动轴承的载荷分析、失效形式和设计准则

一、滚动轴承的工作情况

- 滚动轴承的载荷分布

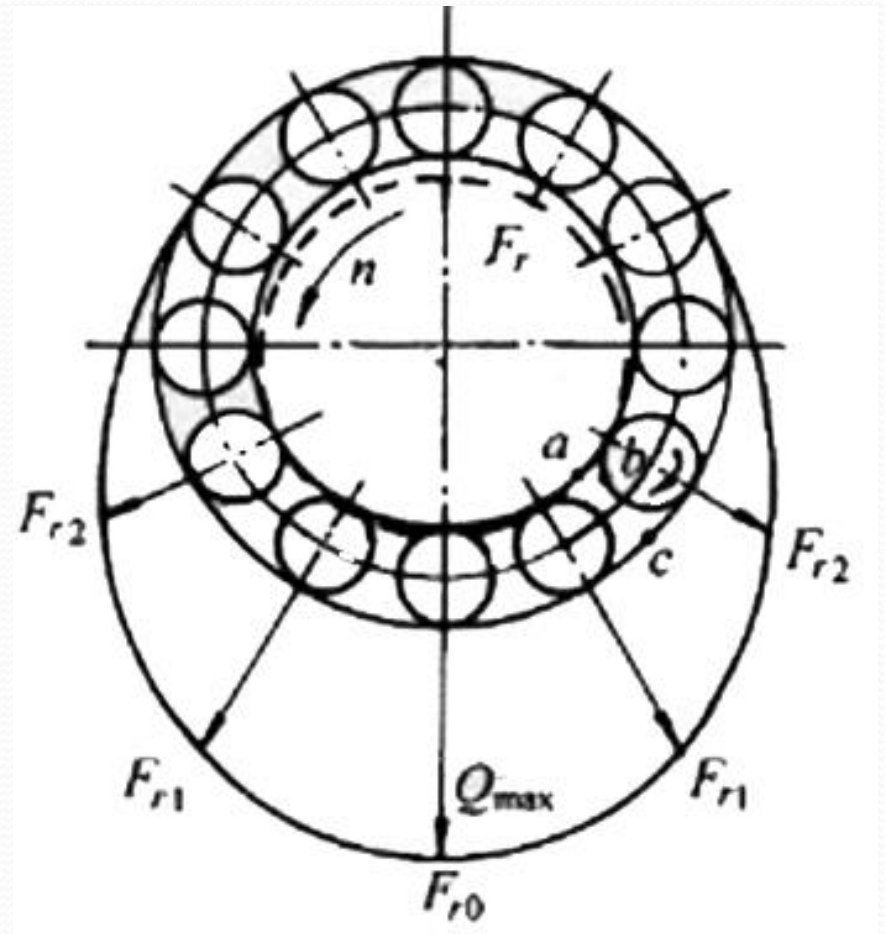
受轴向载荷 F_a

各滚动体平均分担

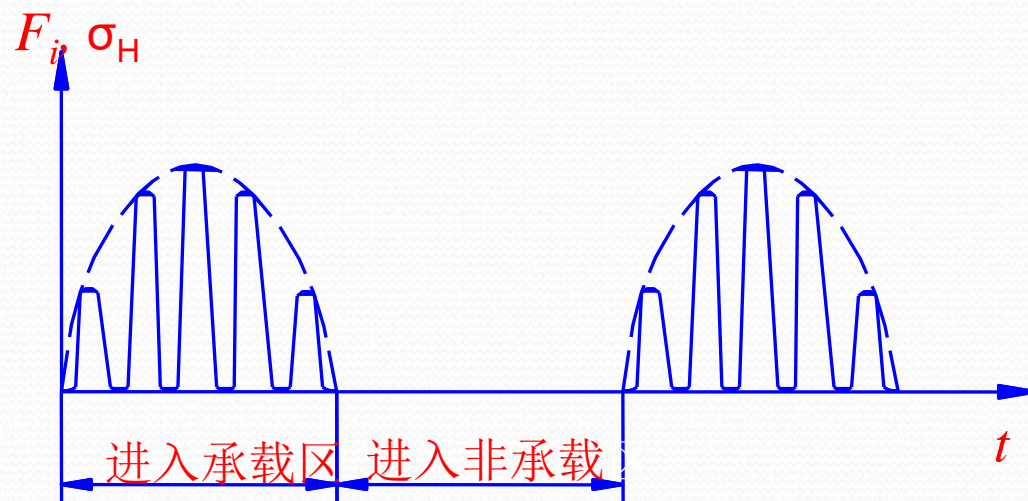
受径向载荷 F_r

上半圈滚动体不受力

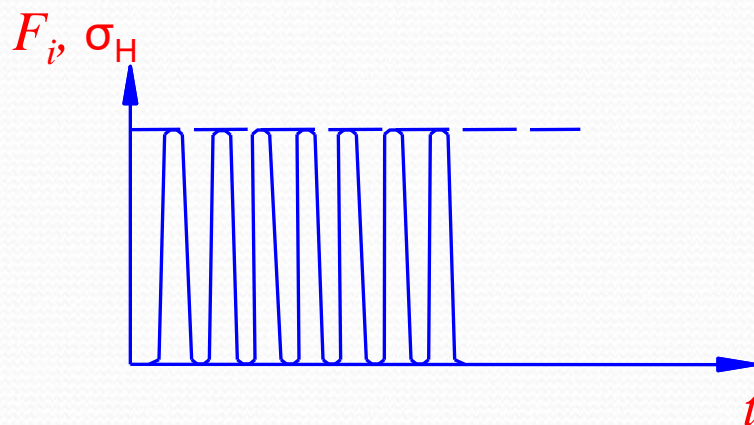
下半圈滚动体受力



滚动体、内圈——不稳定脉动循环变应力



固定套圈——稳定的脉动循环变应力

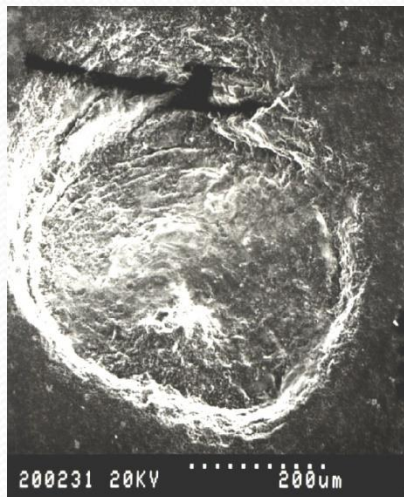


二、滚动轴承的失效形式

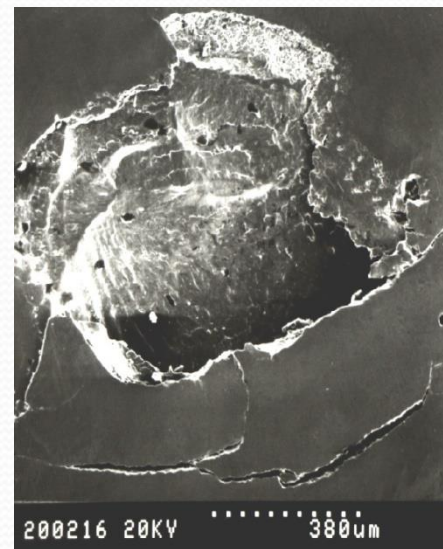
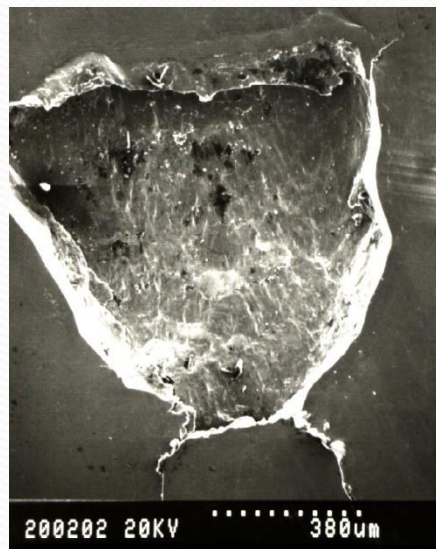
1) **疲劳点蚀**: 滚动轴承最常见的失效形式。



内环上的疲劳点蚀



陶瓷球疲劳点蚀



钢球疲劳点蚀

2.) 塑性变形：受较大静载或冲击载荷致局部塑变（低速轴承失效形式）

3.) 磨损：杂质进入

4.) 其他失效形式：



外圈过大塑变



内圈滚道磨损



轴承胶合

§ 16-5 滚动轴承尺寸的选择计算

一、基本概念——寿命

- **轴承寿命：**（ $10^6 r$ 或 h ）

——轴承中任一元件出现疲劳点蚀前，所经历的总转数或总工作小时数

- **基本额定寿命：**用 L_{10} 表示

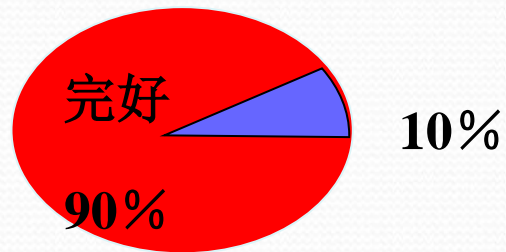
——一批相同的轴承，在相同的条件下运转，其中90%的轴承不发生疲劳点蚀前所经历的总转数或总工作小时数

- **寓意：**

- 一批轴承中有90%的寿命将比其基本额定寿命长
- 一个轴承在基本额定寿命期内正常工作的概率有90%，失效率为10%

- **注意：**额定寿命随运转条件而变化

- 比如：外载荷增大，额定寿命降低
- 因此，基本额定寿命并不能直接反映轴承的承载能力





二、基本额定动载荷 C

- 定义：

——规定轴承在基本额定寿命 L_{10} 为 10^6 转时，所能承受的最大载荷，用 C 表示

- 即：在 C 的作用下，运转 10^6 转时，有10%的轴承出现点蚀，90%的轴承完好

额定动载荷越大



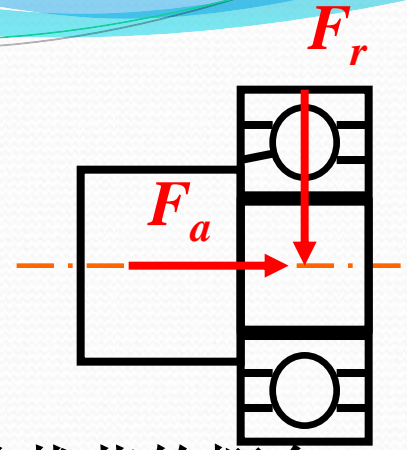
轴承的承载能力越大

- 对于具体轴承， C 为定值，按手册查取
- 对向心轴承($0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$)， C 为纯径向载荷—— C_r
- 对推力轴承($45^\circ < \alpha \leq 90^\circ$)， C 为纯轴向载荷—— C_a



三、当量动载荷 P

- 对于向心轴承， C 为径向载荷 C_r
- 对于推力轴承， C 为轴向载荷 C_a
- 但轴承可能同时承受径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a
- 为了与 C 在相同的条件下进行比较，引入当量动载荷的概念
- **当量动载荷**：一假想载荷，与 C 同类型，它对轴承的作用与实际载荷的作用等效。用 P 表示
- 实际载荷的条件不同时，按确定基本额定动载荷的条件进行换算后的载荷——即为纯径向力 F_r 、纯轴向力 F_a
- **计算式**：



$$P = XF_r + YF_a$$

- X — 径向载荷系数
- Y — 轴向载荷系数
- 见表16-8

◆ 滚动轴承的当量动载荷P（实际载荷）

1) 对只能承受径向载荷 F_r 的轴承（N、NA轴承）

$$P = F_r$$

2) 对只能承受轴向载荷 F_a 的轴承（5和8）

$$P = F_a$$

3) 同时受径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a 的轴承

$$P = X F_r + Y F_a$$

X ——径向载荷系数

Y ——轴向载荷系数

四、寿命计算

$$P^\varepsilon L_{10} = \text{const}$$

ε —— 寿命指数

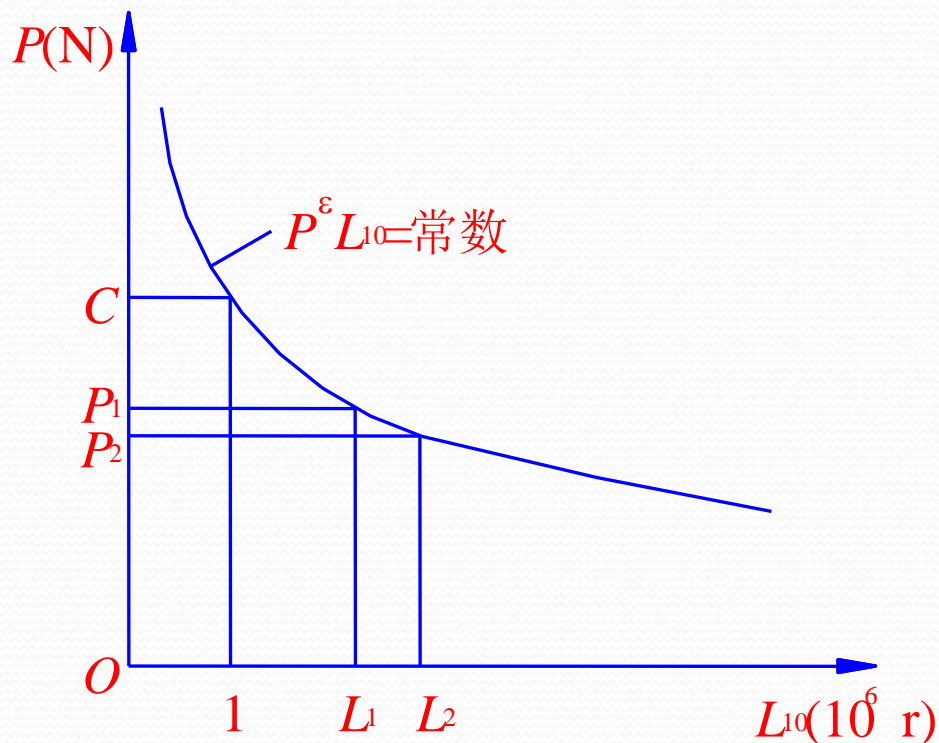
= 3 球轴承

= 10/3 滚子轴承

代入一组数据求解

$$P=C \quad L_{10}=1 \quad (10^6 \text{r})$$

$$P^\varepsilon L_{10} = C^\varepsilon \times 1 \quad L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon \quad \text{或} \quad L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon$$



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

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon \text{ h}$$

考虑冲击振动引入 f_p (载荷系数),
考虑高温($t > 120^\circ$)引入 f_t (温度~系数)

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{f_p P}\right)^\varepsilon$$
$$C = \frac{f_p P}{f_t} \sqrt[\varepsilon]{\frac{60n L_h}{10^6}}$$

说明:

1. n —转速 r / min
2. ε —寿命指数
┌球轴承 $\varepsilon = 3$;
└滚子轴承 $\varepsilon = 10/3$
3. L_{10} 、 L_h —轴承的基本额定寿命 → 10^6 转、小时
4. P —当量动载荷 → 假定的载荷 → 与实际载荷相当
5. 载荷系数 f_p ; 温度系数 f_t → 查表(16-10),(16-11)



轴承的额定寿命： $L_{10} = 10^6 \left(\frac{C}{P} \right)^\varepsilon$ r

小时数表示： $L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\varepsilon$ h — 已知轴承的 C ，计算额定寿命

或： $C' = P \sqrt[\varepsilon]{\frac{60nL_h'}{10^6}}$ N — 根据预期寿命 L_h' ，计算所需的 C'

例 1： 已知齿轮轴采用一对6211轴承，已知轴承载荷

$$F_{r1}=3500\text{ N}, F_{a1}=1635\text{ N}, F_{r2}=2500\text{ N}, F_{a2}=0,$$

试求 P_1 、 P_2 。

解：查得： $C_{0r}=29200\text{ N}$

①查16-8表e： $F_{a1}/C_{0r}=1635/29200=0.056$

$$\rightarrow e_1=0.26$$

②求X、Y:

$$\because F_{a1}/F_{r1}=1635/3500=0.467 > e_1$$

$$\because F_{a2}=0$$

$$\therefore X_1=0.56, Y_1=1.71$$

$$X_2=1, Y_2=0$$

③求P:

$$P_1=X_1F_{r1}+Y_1F_{a1}=0.56 \times 3500+1.71 \times 1635=4756\text{ N}$$

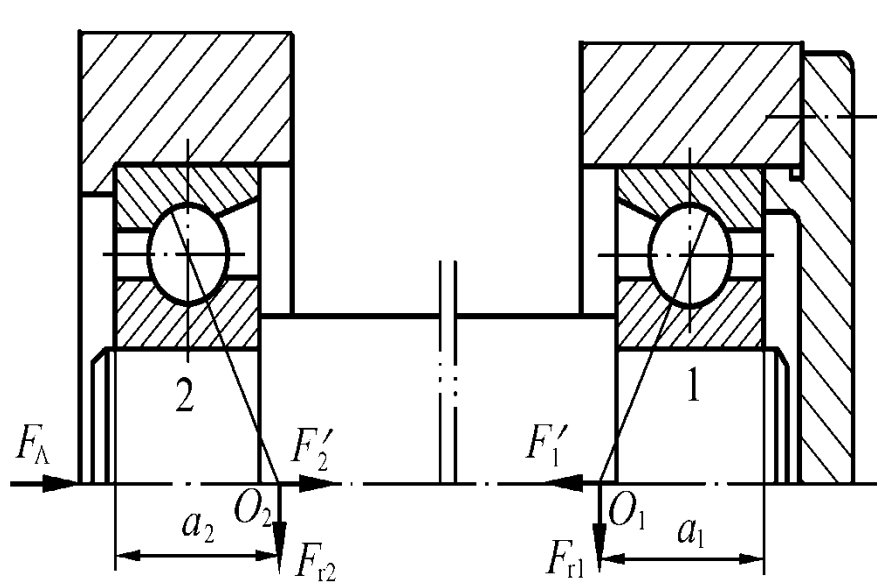
$$P_2=F_{r2}=2500\text{ N}$$

$$\because P_1 > P_2 \quad \therefore \text{I轴承危险}$$

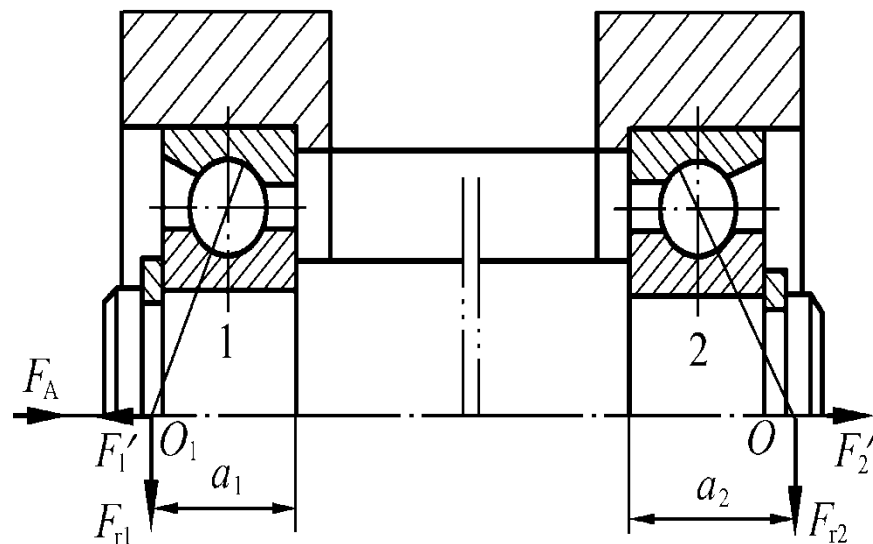
径向载荷 $F_r \rightarrow$ 求支反力

五.角接触向心轴承的实际轴向载荷 F_a 的计算

1) 安装方式



(a)



(b)

① 正安装 (内八字、面对面)

→ 两轴承外圈的窄边相对 → F' 面对面

→ 支点内移 → I型

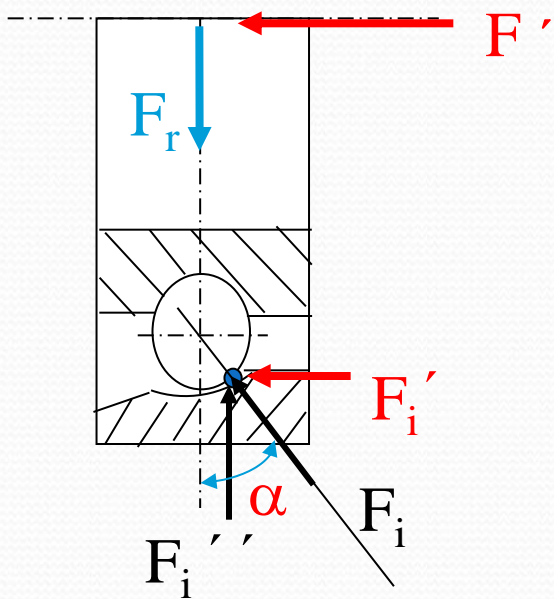
② 反安装 (外八字、背对背)

→ 两轴承外圈的宽边相对 → F' 背对背

→ 支点外移 → II型

2) 附加的轴承的内部轴向力 F'

- 为什么会产生 F' ?
因 $\alpha > 0^\circ$



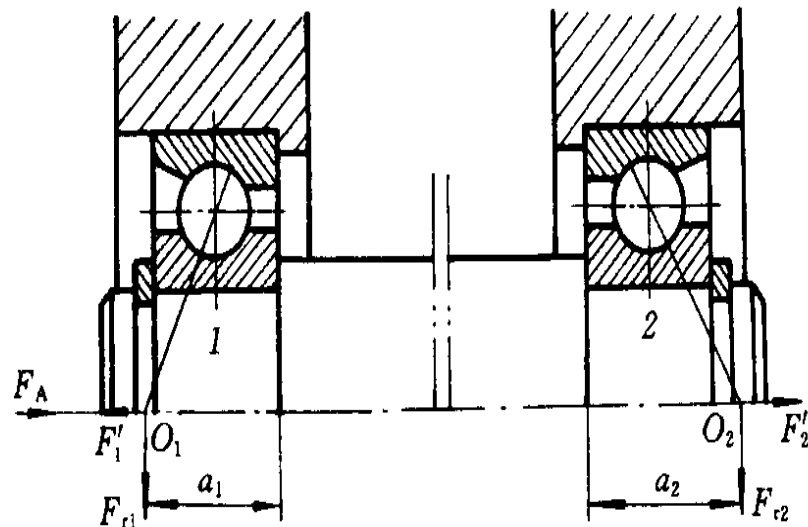
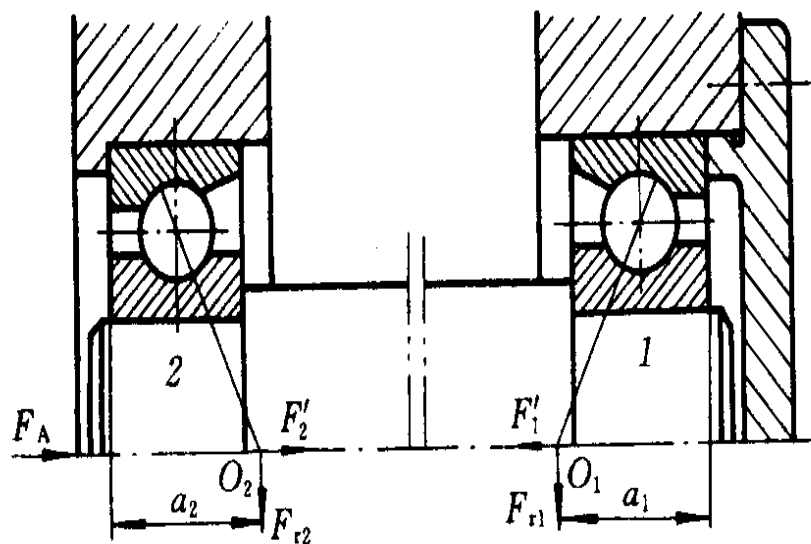
- F' 由哪个力产生的?
由 F_r 产生的

$$F' = \sum F'_i$$

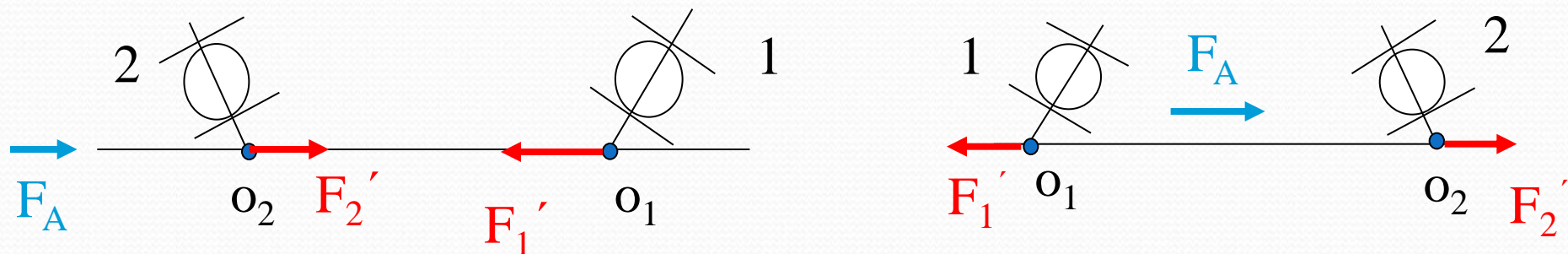
- F' 的大小:表16-12

F_i 是某个滚动体所受的力

• F' 的作用点及方向



以下计算简图，学生必掌握！



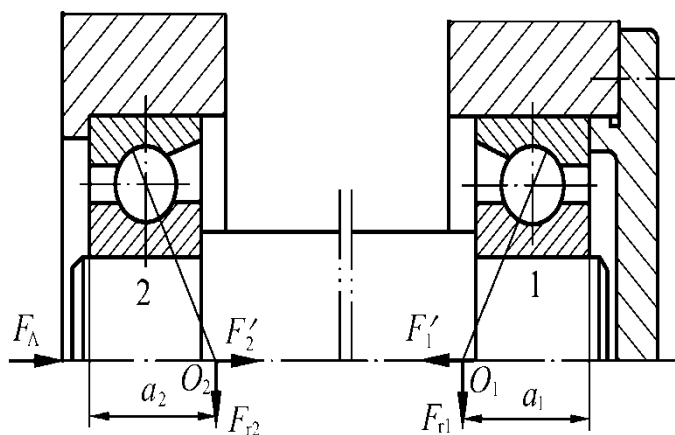
以轴系零件(含轴承内圈)为受力体,考虑轴系的平衡。

1)正安装

受力分析

向右的力: F_A, F_2'

向左的力: F_1'

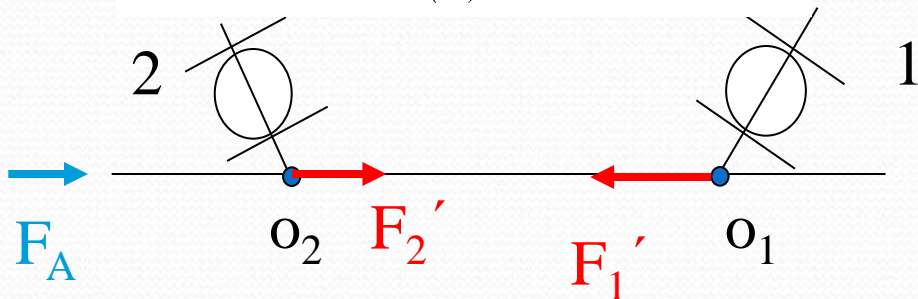


(a)

(1) 若 $F_A + F_2' > F_1'$,
根据安装方式,
则1号轴承被压紧,
2号轴承被放松,

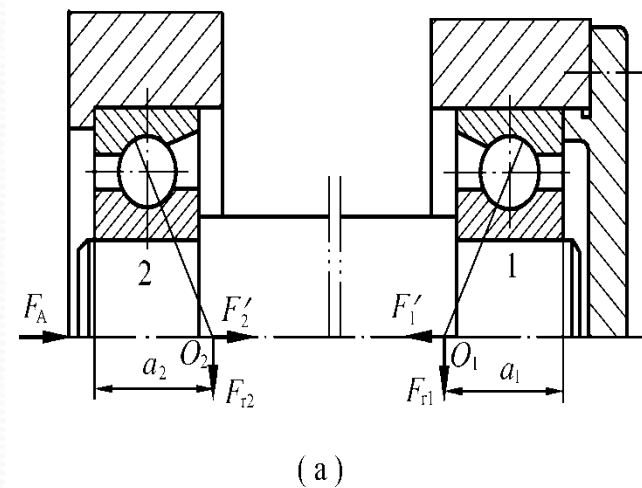
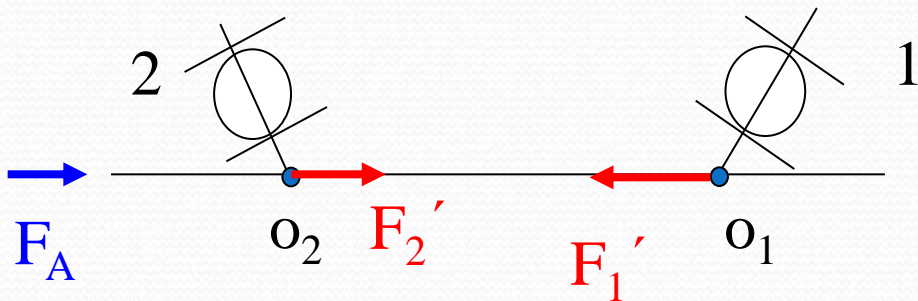
所以 $F_{a1} = F_A + F_2'$

$F_{a2} = F_2'$



(2) 若 $F_A + F_2' < F_1'$ ，则 2 轴承被压紧，
1 轴承被放松，

所以 $F_{a2} = F_1' - F_A$
 $F_{a1} = F_1'$



放松端轴承的轴向载荷 = 内部轴向力

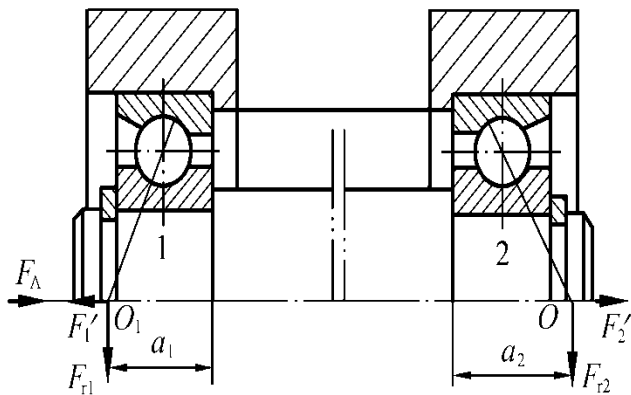
压紧端轴承的轴向载荷 = 除去本身内部轴向力后其余轴向力的代数和

2) 反安装

受力分析

向右的力: F_A, F_2'

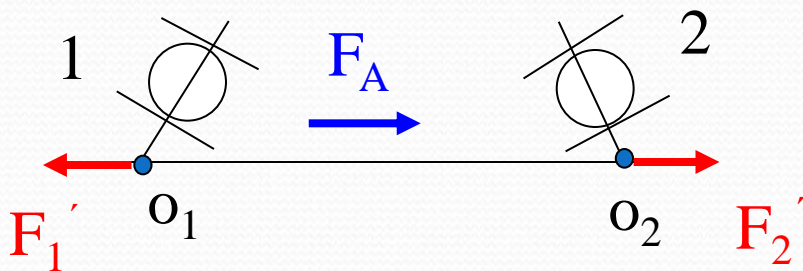
向左的力: F_1'



(b)

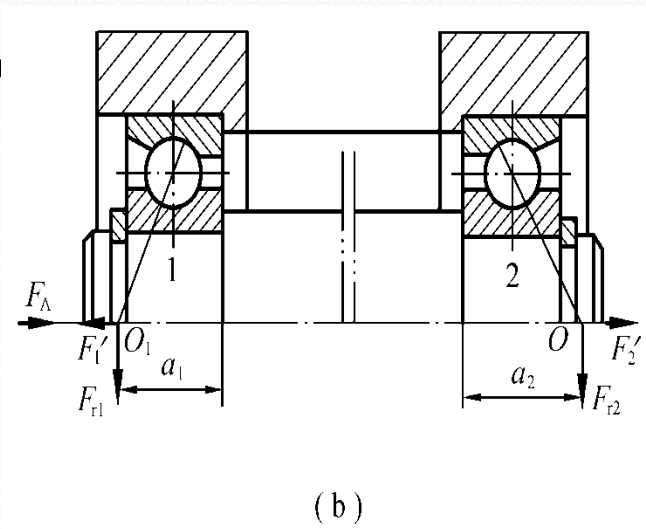
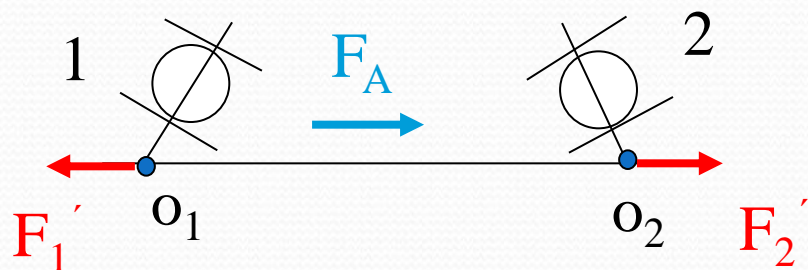
(1) 若 $F_A + F_2' > F_1'$,
根据安装方式,
则 **1轴承被压紧**,
2轴承被放松,

所以 $F_{a1} = F_A + F_2'$
 $F_{a2} = F_2'$



(2) 若 $F_A + F_2' < F_1'$ ，根据安装方式，
 则1轴承被放松，2轴承被压紧，

所以 $F_{a1} = F_1'$
 $F_{a2} = F_1' - F_A$



注意： 必须掌握一
 分析与解题过程！

放松端轴承的轴向载荷 = 内部轴向力

压紧端轴承的轴向载荷 = 除去本身内部轴向力后其余轴向力的代数和

结论与正装相同！

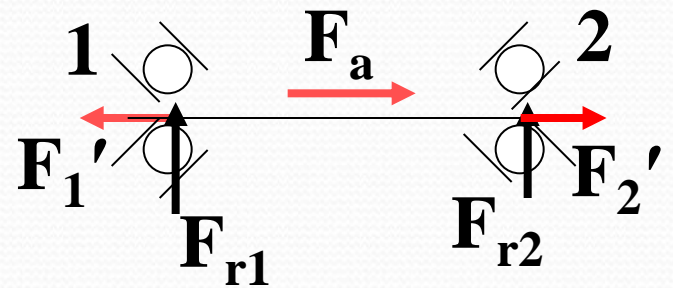
例2:一对反装7312AC轴承, $F_{r1} = 5000\text{N}$,
 $F_{r2} = 8000\text{N}$, $F_a = 2000\text{N}$, 由1轴承指向
 2轴承, 求 F_{a1} 、 F_{a2} 。

解: ①画安装简图, F_2' 与 F_A 同向

$$F_1' = 0.68F_{r1} = 0.68 \times 5000 = 3400\text{N}$$

$$F_2' = 0.68F_{r2} = 0.68 \times 8000 = 5440\text{N}$$

②求 F_{A1} , F_{A2} →



$$\uparrow F_2' + F_A = 7440\text{N} > F_1' = 3440\text{N} \therefore \Leftarrow \text{紧} \Rightarrow \text{松}$$

$$\therefore F_{a1} = F_2' + F_A = 7440\text{N}, \quad F_{a2} = F_2' = 5440\text{N}$$



六. 轴承寿命计算步骤

例3:接上题,如果 $n=960\text{r/min}$, $f_p=1.2$, 求轴承寿命

$$(F_{a1}=7440\text{N}, F_{a2}=5440\text{N}, F_{r1}=5000\text{N}, F_{r2}=8000\text{N})$$

解: 查得7212AC轴承的 **$C=58200\text{N}$** , **$e=0.68$**

$$\because F_{a1} / F_{r1} = 7440 / 5000 = 1.488 > e$$

$$\therefore \mathbf{X_1=0.41}, \quad \mathbf{Y_1=0.87}$$

$$\mathbf{P_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = 0.41 \times 5000 + 0.87 \times 7440 = 8523\text{N}}$$

$$\because F_{a2} / F_{r2} = 5440 / 8000 = 0.68 = e \quad \therefore \mathbf{X_2=1, Y_2=0}$$

$$\mathbf{P_2 = F_{r2} = 8000\text{N}} \quad \because P_1 > P_2 \quad \therefore \mathbf{I \text{ 轴承危险}}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_1} \right)^\epsilon = \frac{10^6}{60 \times 960} \cdot \left(\frac{58200}{1.2 \times 8522.8} \right)^3 \approx 3200\text{h}$$



轴承寿命计算小结:

1. 求 F_{r1} 、 F_{r2} :

(径向载荷) → 求支反力

2. 求 F_{a1} 、 F_{a2} :

(1) 径向接触轴承 (6、1、2类)

┌ 两端固定 → F_a 指向者受力

$$F_{a1} = F_A, F_{a2} = 0$$

└ 一端固定、一端游动 → 固定端受力

$$F_{a1} = 0, F_{a2} = F_A$$

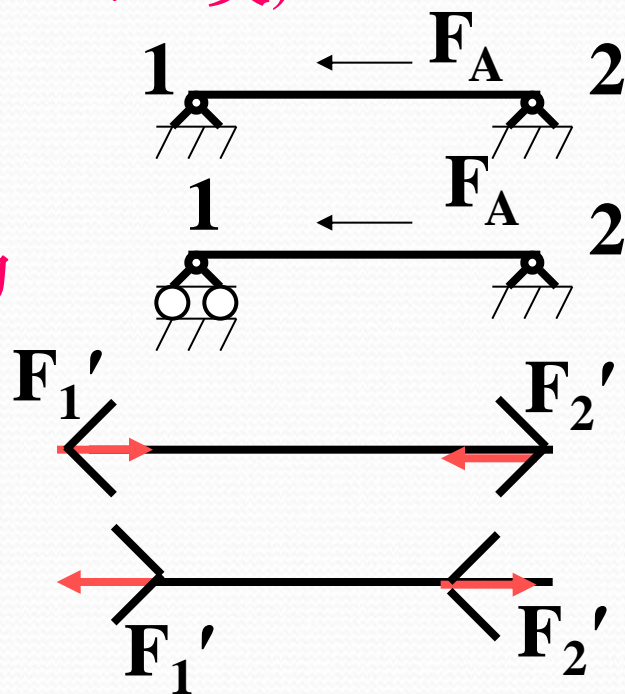
(2) 角接触轴承 (3、7类)

安装型式 { 正安装 → F' 面对面
反安装 → F' 背对背

① 画安装简图 → 求 F_1' 、 F_2'

② $F_a =$ 本身的内部轴向力

└ 被压紧的除本身的内部轴向力外其余轴向力之和



大者

3.求 P_1 、 P_2 :(当量动载荷 P)

①查判断系数 e

$$P = XF_r + YF_a$$

深沟球轴承 — 按 iF_a/C_{0r} (iF_a/C_{0r}) 查 e

角接触球轴承 $\lceil \alpha = 15^\circ \rightarrow$ 按 iF_a/C_{0r} 查 e

$\lceil \alpha = 25^\circ$ 、 $\alpha = 40^\circ \rightarrow$ 查表

圆锥滚子轴承 $\rightarrow e = 1.5 \tan \alpha$ p.315

②判 F_a/F_r 与 e 的关系 \rightarrow 定 X 、 Y

$\lceil F_a/F_r \leq e$ — 轴向力较小,可忽略不计,只计 $F_r \rightarrow$

$$P = F_r \quad \rightarrow \text{即: } X=1, Y=0$$

$\lceil F_a/F_r > e$ — 轴向力较大,要计 \rightarrow 即: $X \neq 1, Y \neq 0$

4.求 $L_h(C')$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{f_p P} \right)^\varepsilon$$

$$C = \frac{f_p P}{f_t} \sqrt[\varepsilon]{\frac{60nL_h}{10^6}}$$

§ 16-6 滚动轴承的组合设计

一、润滑的目的：

减少摩擦磨损、吸收振动、降低温度

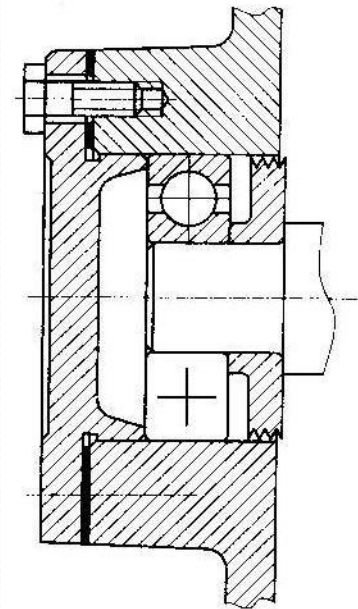
润滑方式：

1) 脂润滑：可承受较大载荷，

便于密封及维护，

不宜填充过多

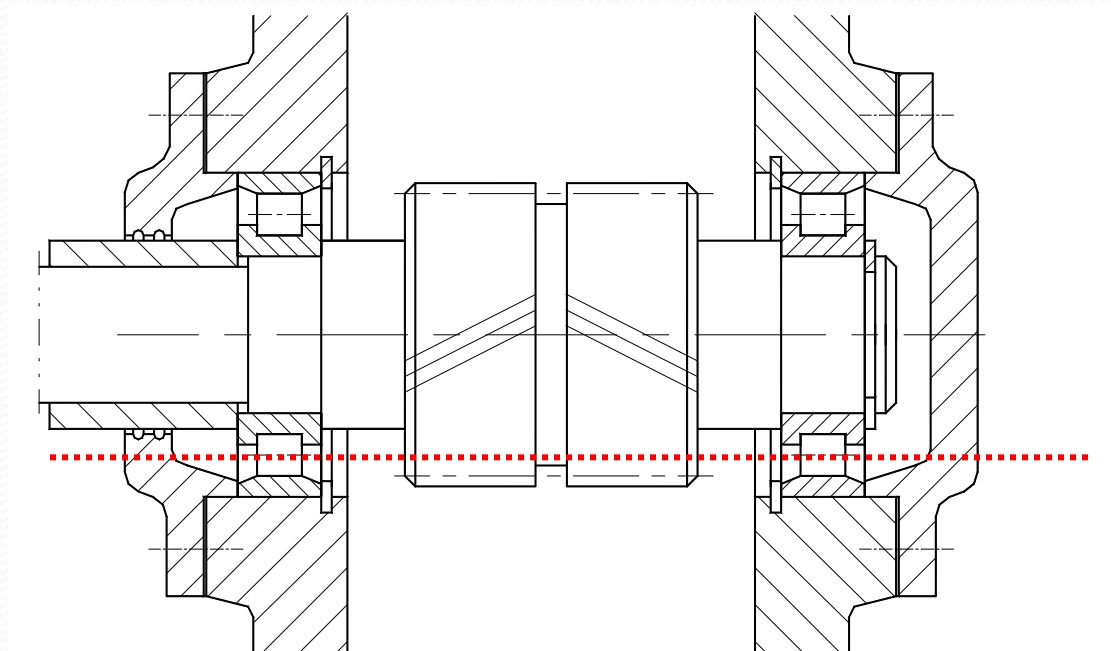
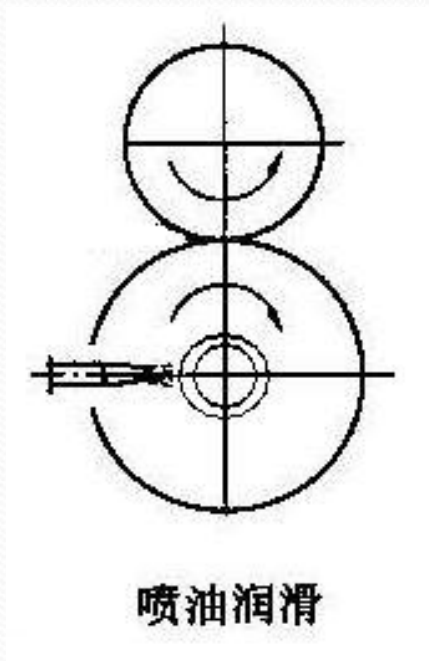
$dn < (1.5 \sim 2) \times 10^5 \text{ mm r/min}$



2) 油润滑:

- 油浴润滑、飞溅润滑、喷油润滑

$$d.n > (1.5 \sim 2) \times 10^5 \text{ mm r/min}$$



3) 固体润滑: 二硫化钼等



二、滚动轴承的密封

- **目的：**防尘、防水、防止润滑剂流失

- **方式：**

1 接触式密封：

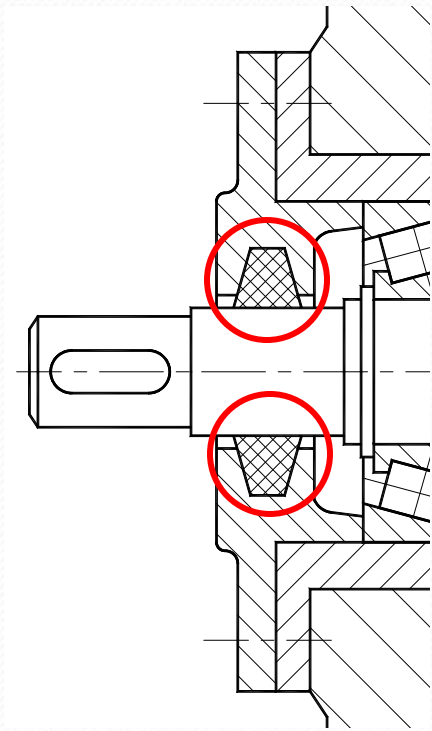
- 毡圈、O形密封圈、唇形密封圈、机械密封（端面密封）

2 非接触式密封：

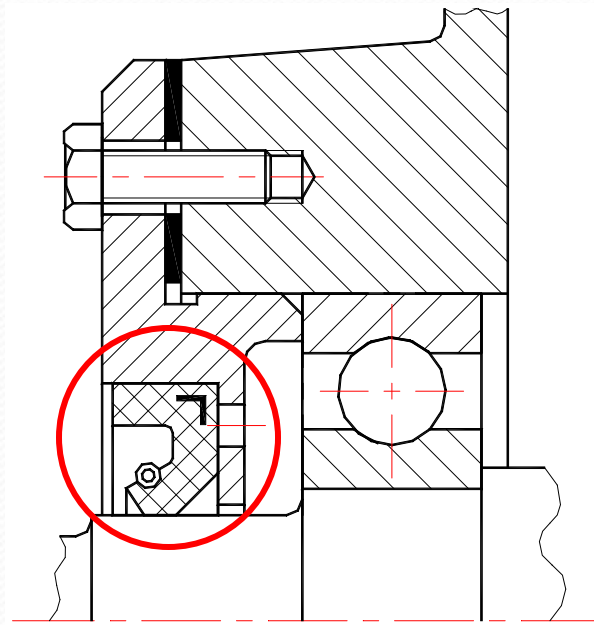
- 缝隙密封、离心式密封（甩油密封）、迷宫密封、螺旋密封



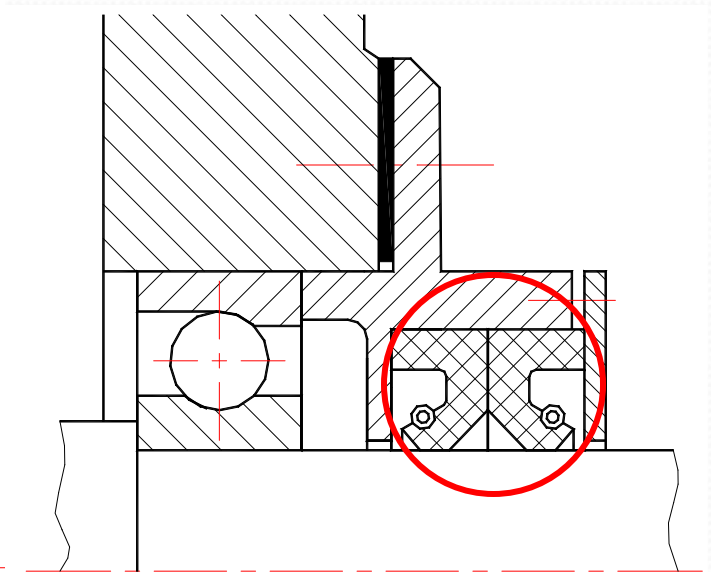
1 接触式密封



• 毡圈



a)



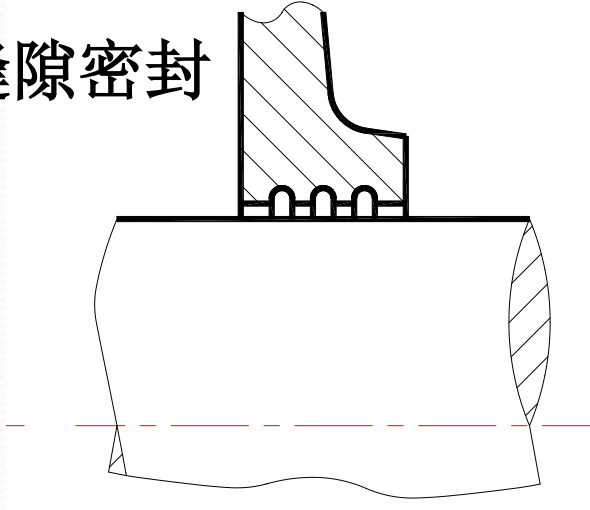
b)

• 唇形密封圈

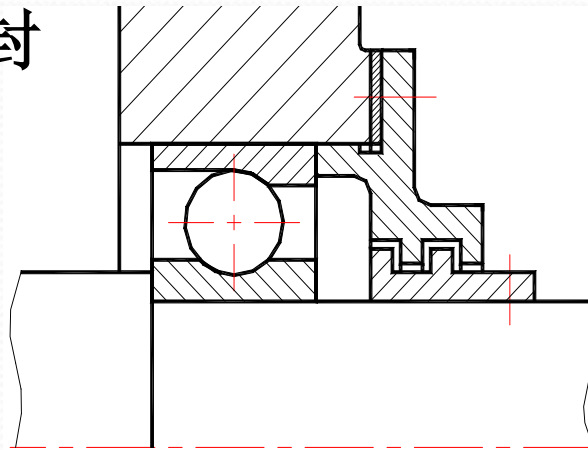


2 非接触式密封

- 縫隙密封

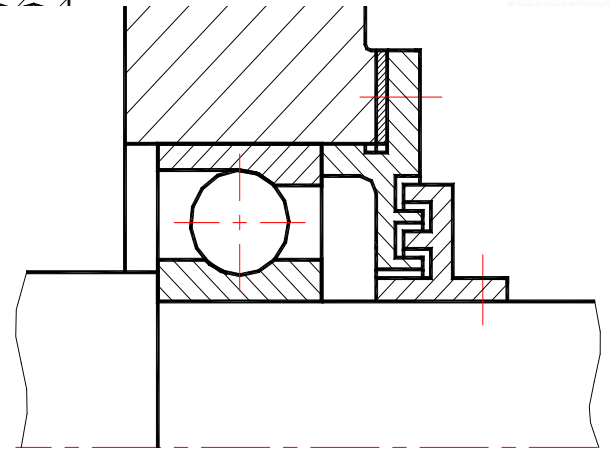
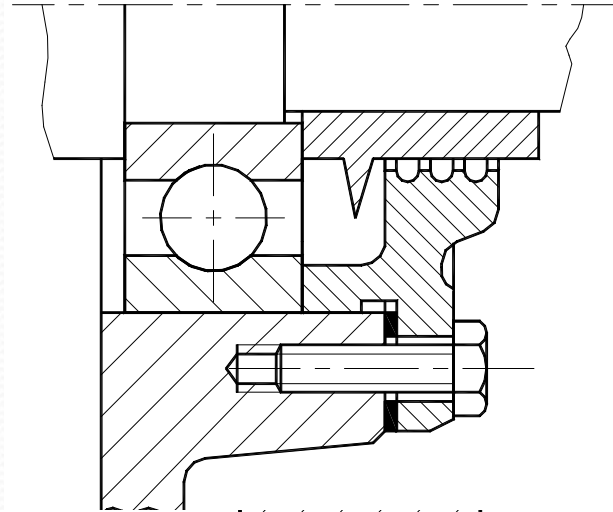


- 迷宫密封



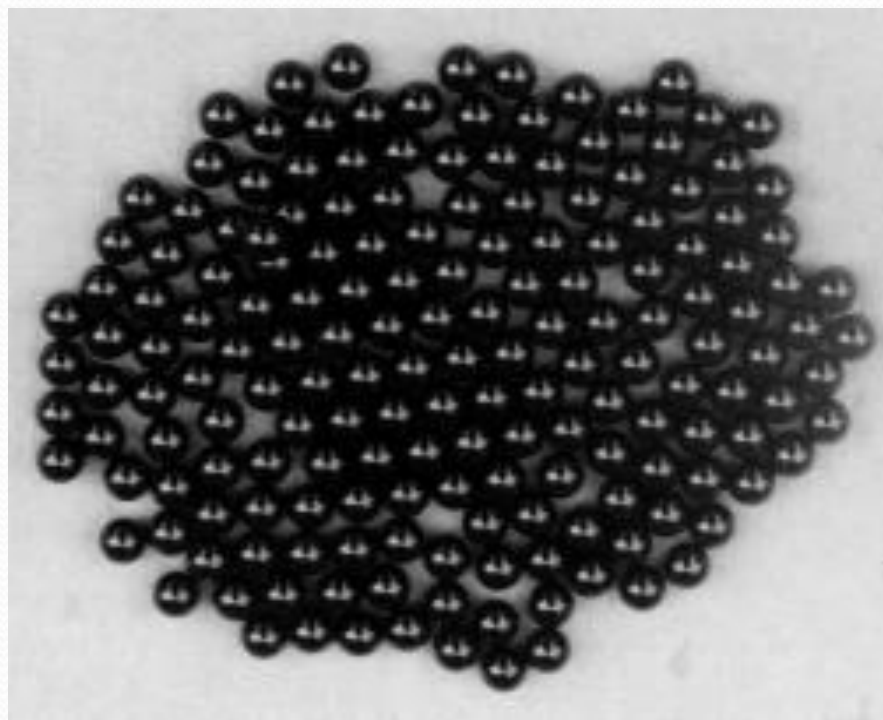
a)

- ❖ 离心式密封（甩油密封）



b)

滚动轴承的应用



超低温液氢泵用混合式陶瓷轴承

滚动轴承的应用

瑞典SKF公司

新一代SKF球面滚子轴承--Explorer“探索者”系列的性能，远远超过ISO国际标准的计算方法，而ISO亦无法恰当地预测其预期寿命.....

--轴承如此经久耐用，它将改变工业设备的维修计划

--轴承如此先进卓越，它将为设计工程师，开拓一个充满崭新选择的世界，从而创造新一代的工业机械设备。

SKF

新一代轴承性能卓越，我们因而需要改写计算轴承预期寿命的公式。





这种轴承由薄壁冲压外圈、保持架和整组的滚针组成，其剖面高度极小，可节约空间，尤其适用于壳体孔不宜作为滚道的场所。与穿孔型轴承相比，封口型轴承的一端为密闭式，可保护轴承免于杂物侵入和防止润滑泄漏。



铁路车辆的行车速度不断提高，就要求配套的轴承也要达到行车安全的技术指标，图中为铁路机车轮对准高速轴承NV2232WB/YB2，速度为160-180km/h，寿命100万公里。



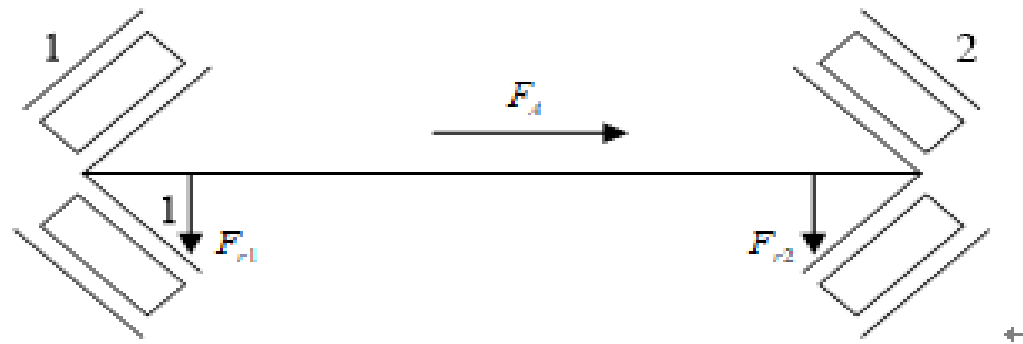
图中为6317绝缘轴承，用于防静电的技术领域。

本章重点

1. 滚动轴承的主要类型及代号（6、7、3类）
2. 基本额定寿命(L_{10} , L_h)
3. 基本额定动载荷 C ;
当量动载荷 P 的定义。
4. 角接触轴承安装型式及特点。
5. 滚动轴承的失效形式及寿命计算。(6、7、3类)
6. 轴承组合轴向固定形式及安装调整。

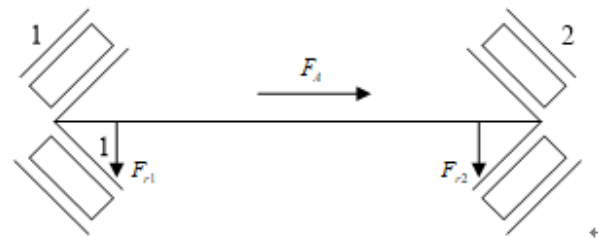
4.轴系由一对外圈窄边相对安装的 30208 轴承支承, $F_{r1}=2000\text{kN}$, $F_{r2}=500\text{kN}$, 轴向力 $F_A=435\text{N}$, 由轴承 1 指向轴承 2, 轴转速 $n=1400\text{r/min}$, 基本额定动载荷 $C_r=34\text{kN}$, $f_d=1.2$ 。试分析哪个轴承是危险轴承, 并求危险轴承的当量动载荷 P 。

e	$F_a/F_r \leq e$	$F_a/F_r > e$	F_S
0.38	$X=1, Y=0$	$X=0.4, Y=1.6$	$0.313F_r$



4.轴系由一对外圈窄边相对安装的 30208 轴承支承, $F_{r1}=2000\text{kN}$, $F_{r2}=500\text{kN}$, 轴向力 $F_A=435\text{N}$, 由轴承 1 指向轴承 2, 轴转速 $n=1400\text{r/min}$, 基本额定动载荷 $C_r=34\text{kN}$, $f_d=1.2$ 。试分析哪个轴承是危险轴承, 并求危险轴承的当量动载荷 P 。

e	$F_a/F_r \leq e$	$F_a/F_r > e$	F_S
0.38	$X=1, Y=0$	$X=0.4, Y=1.6$	$0.313F_r$



解: $F_{S1} = 0.313F_{r1} = 626\text{ N}$ (1分)

$F_{S2} = 0.313F_{r2} = 156.5\text{ N}$ (1分)

$F_A + F_{S1} = 435 + 626 = 1061\text{ N} > F_{S2}$, 2 轴承压紧。 (1分)

$F_{a1} = F_{S1} = 626\text{ N}$ (1分)

$F_{a2} = F_A + F_{S1} = 1061\text{ N}$ (1分)

$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{626}{2000} = 0.313 < e$, $X_1 = 1, Y_1 = 0$ (1分)

$P_1 = X_1F_{r1} + Y_1F_{a1} = 2000\text{ N}$ (1分)

$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1061}{500} > e = 0.38$, $X_2 = 0.4, Y_2 = 1.6$ (1分)

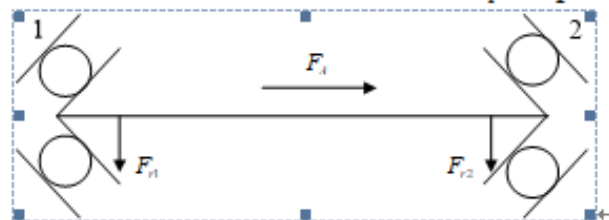
$P_2 = X_2F_{r2} + Y_2F_{a2} = 0.4 \times 500 + 1.6 \times 1061 = 1897.5\text{ N}$ (1分)

$P_1 > P_2$, 1 轴承为危险轴承。 (1分)

5. 图示为一对角接触球轴承支承的轴系，轴承正安装（面对面），已知两个轴承的径向载荷分别为 $F_{r1}=2000\text{N}$ ， $F_{r2}=4000\text{N}$ ，轴上作用的轴向外载荷 $F_A=1000\text{N}$ ，轴承内部派生轴向力 F' 的计算式为 $F'=0.7\times F_r$ ，当轴承的轴向载荷与径向载荷之比 $F_a/F_r \leq e$ 时， $X=1$ ， $Y=0$ ， $F_a/F_r > e$ 时， $X=0.41$ ， $Y=0.87$ ， $e=0.68$ ；试计算：↵

(1) 两个轴承的轴向载荷 F_{a1} 、 F_{a2} ；↵

(2) 两个轴承的当量动载荷 P_1 、 P_2 ；↵



解：每小问 2 分↵

(1) $F'_1 = 0.7 \times F_{r1} = 0.7 \times 2000 = 1400\text{N}$ ，↵

$$F'_2 = 0.7 \times F_{r2} = 0.7 \times 4000\text{N} = 2800\text{N} \quad \leftarrow$$

(2) 因为 $F'_1 + F_A = 1400 + 1000 < F'_2$ ，所以轴承 2 为放松端而轴承 1 为压紧端。↵

$$F_{a1} = F'_2 - F_A = 1800\text{N}, \quad F_{a2} = F'_2 = 2800\text{N} \quad \leftarrow$$

(3) $\because \frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1800}{2000} = 0.9 > e$ ，得 $X_1 = 0.41, Y_1 = 0.87$ ↵

$$\therefore P_1 = (X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) = (0.41 \times 2000 + 0.87 \times 1800) = 2386\text{N} \quad \leftarrow$$

(4) $\because \frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{2800}{4000} = 0.7 > e$ ，得 $X_2 = 0.41, Y_2 = 0.87$ ↵

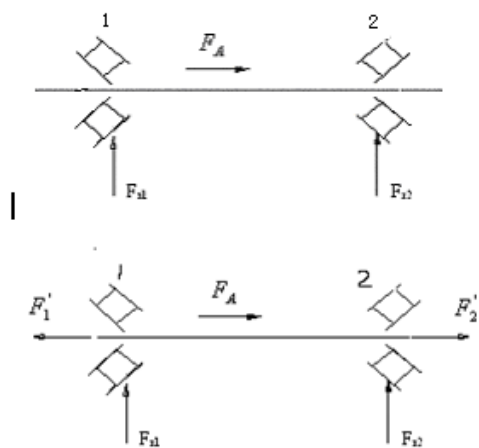
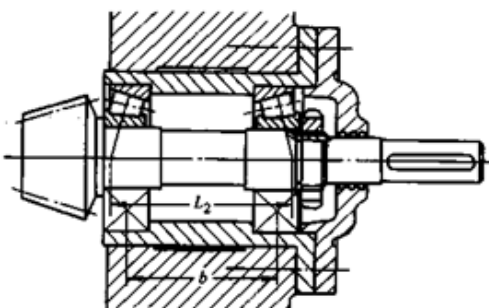
$$\therefore P_2 = (X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) = (0.41 \times 4000 + 0.87 \times 2800) = 4076\text{N} \quad \leftarrow$$

下图为一对 30208 圆锥滚子轴承反安装(背对背安装), 已知轴承 1 和轴承 2 的径向载荷分别为 $F_{r1} = 604N$ 、 $F_{r2} = 2685N$, 轴向外载荷 $F_A = 300N$, 转速 $n=1450r/min$; 载荷系数 $f_F = 1.2$, 常温下工作 $f_T = 1.0$, 预期寿命 $L_h = 2000$ 小时, 试计算: ◀

- (1) 轴承 1 和轴承 2 的轴向载荷 F_{a1} 、 F_{a2} ; ◀
- (2) 轴承 1 和轴承 2 的当量动载荷 P_1 、 P_2 ; ◀
- (3) 判断轴承是否符合要求。◀

注: 30208 轴承, $C_r = 34000N$, $F' = \frac{F_r}{2Y}$, $e = 0.37$, 当 $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ 时, $X=1$, $Y=0$, 当

时, $X=0.4$, $Y=1.6$ 。◀



$$1) F'_1 = \frac{F_{r1}}{2Y} = \frac{604}{3.2} = 188.8N, \quad F'_2 = \frac{F_{r2}}{2Y} = \frac{2685}{3.2} = 839.3N \quad \leftarrow$$

2) 因为 $F'_2 + F_A > F'_1$, 所以轴承 2 为放松端而轴承 1 为压紧端。

$$F_{a1} = F'_2 + F_A = 1139.3N, \quad F_{a2} = F'_2 = 839.3N \quad \leftarrow$$

$$\text{由 } \frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1139.3}{604} = 1.89 > e, \text{ 得 } X_1 = 0.4, Y_1 = 1.6 \quad \leftarrow$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{839.3}{2685} = 0.31 < e, \text{ 得 } X_2 = 1, Y_2 = 0 \quad \leftarrow$$

$$3) P_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = 0.4 \times 604 + 1.6 \times 1139.3 = 2064.8N \quad \leftarrow$$

$$P_2 = X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2} = 2685N \quad \leftarrow$$

4) 因为 $P_2 > P_1$ ◀

$$L = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_T C}{f_F P_2} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 1450} \left(\frac{1 \times 34000}{1.2 \times 2685} \right)^{\frac{10}{3}} = 29617 > 24000 \quad \leftarrow$$

5) 由 $L = 29617 > 24000$, 得该轴承符合要求。◀