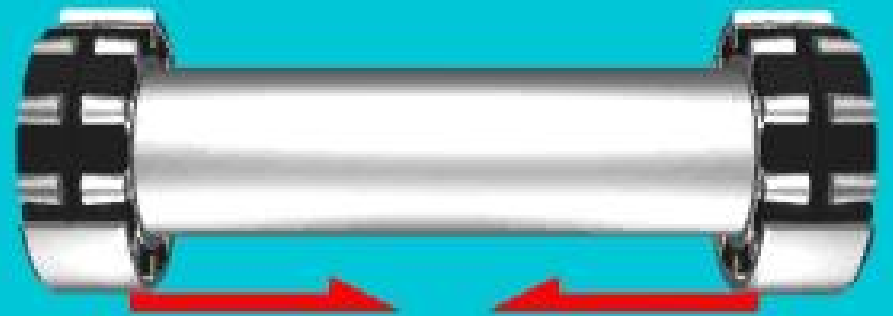
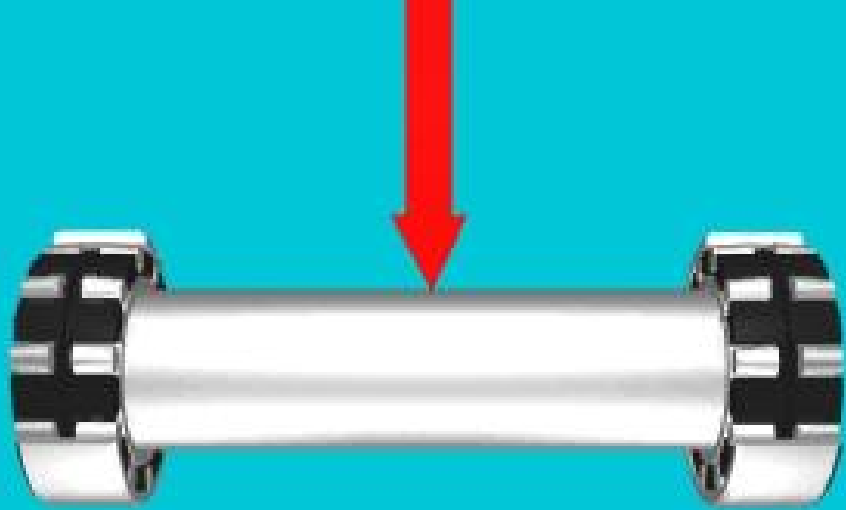


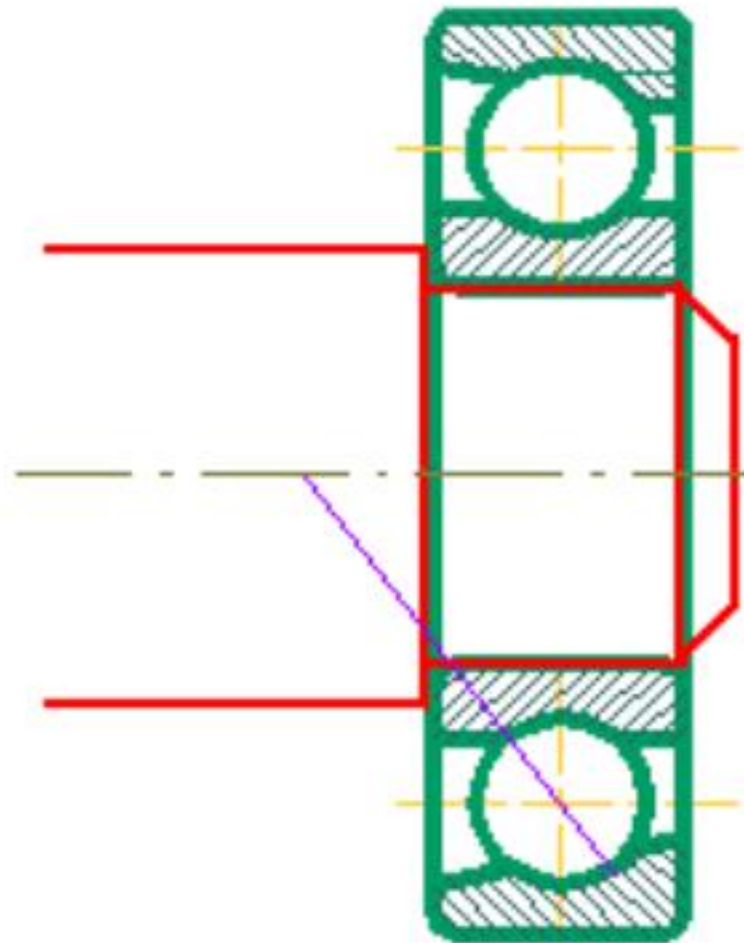


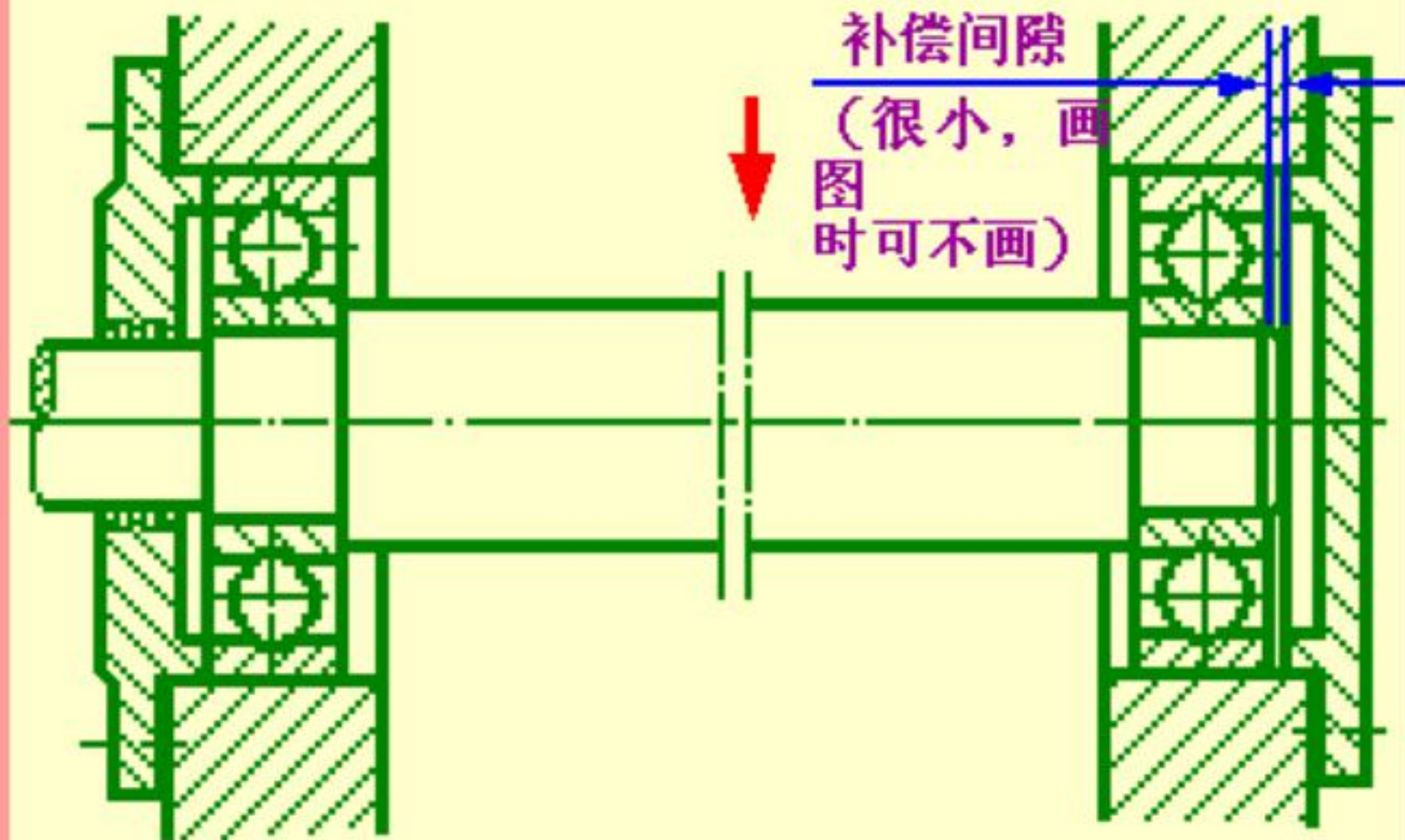
滚动轴承系列片之一

滚动轴承的组成和类型



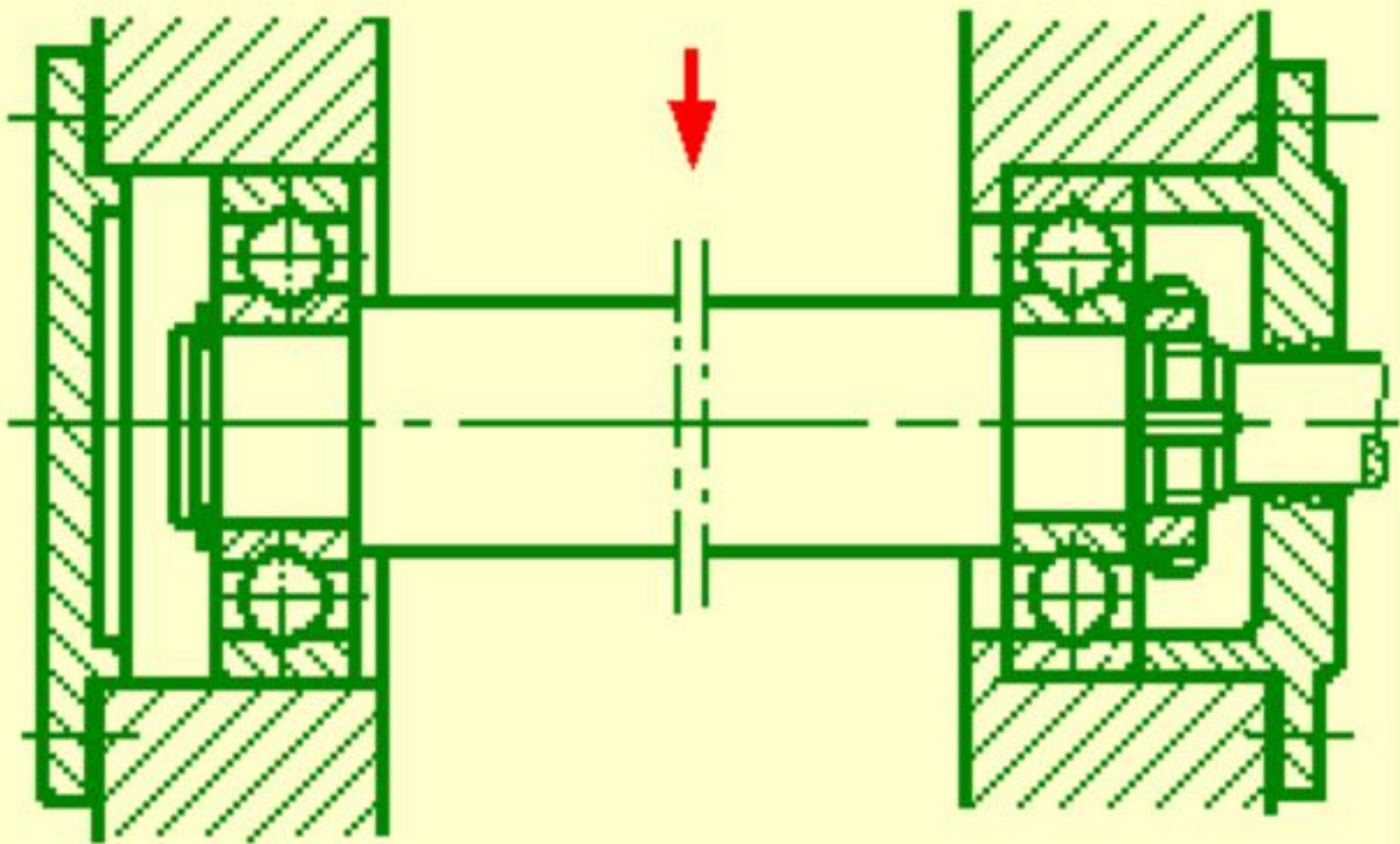






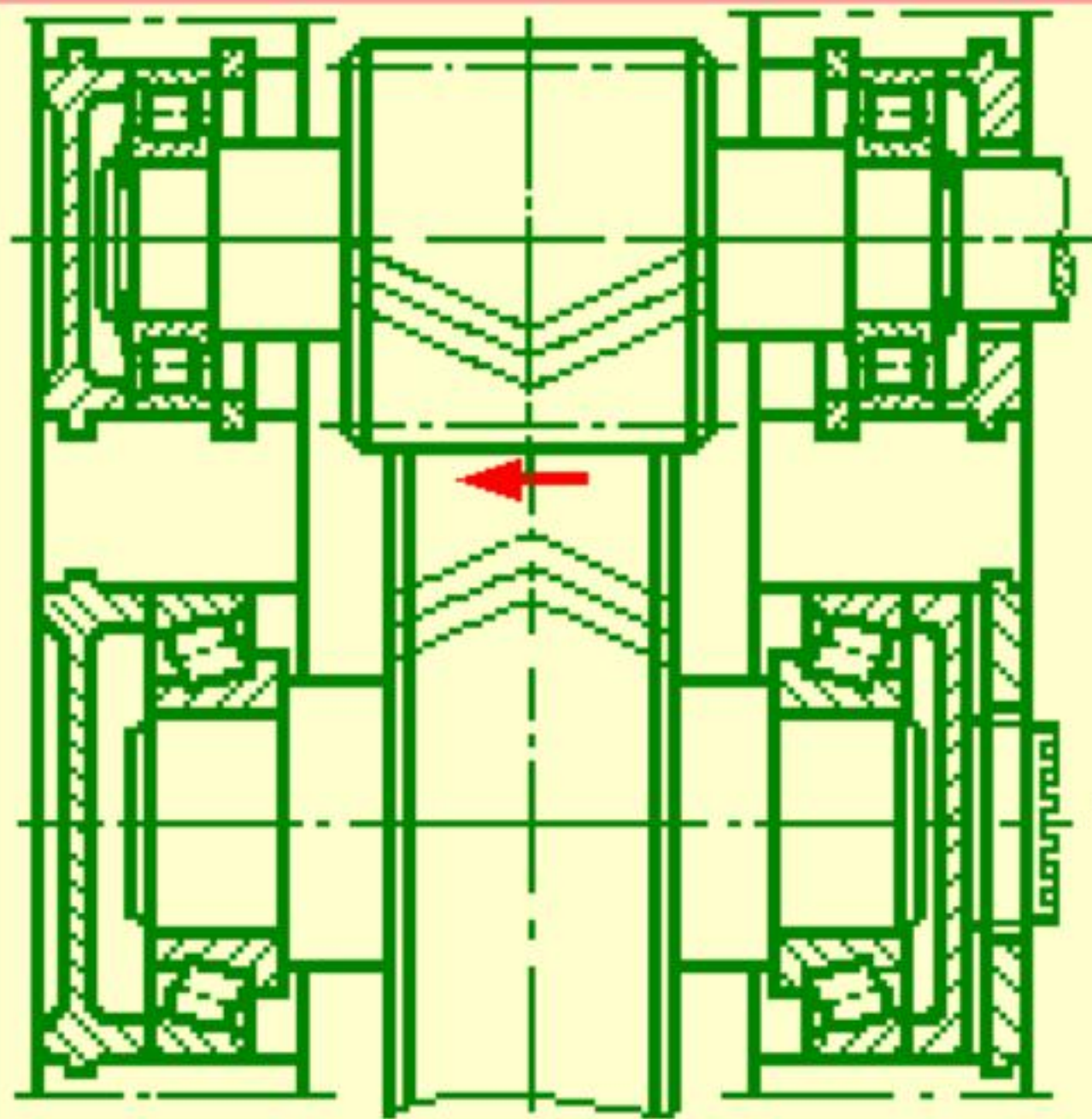
径向载荷由左右两个轴承共同承





径向载荷由左右两端轴承共同承担

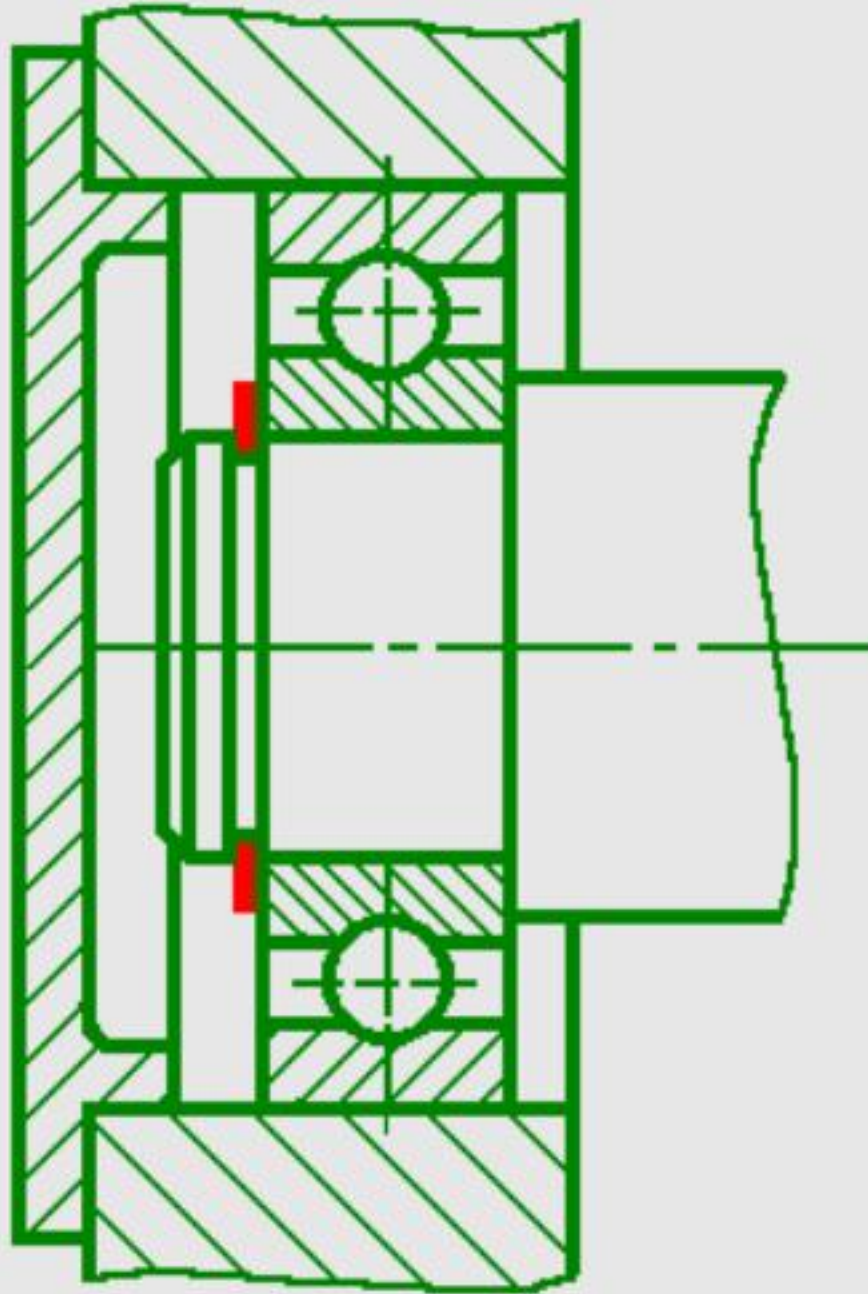


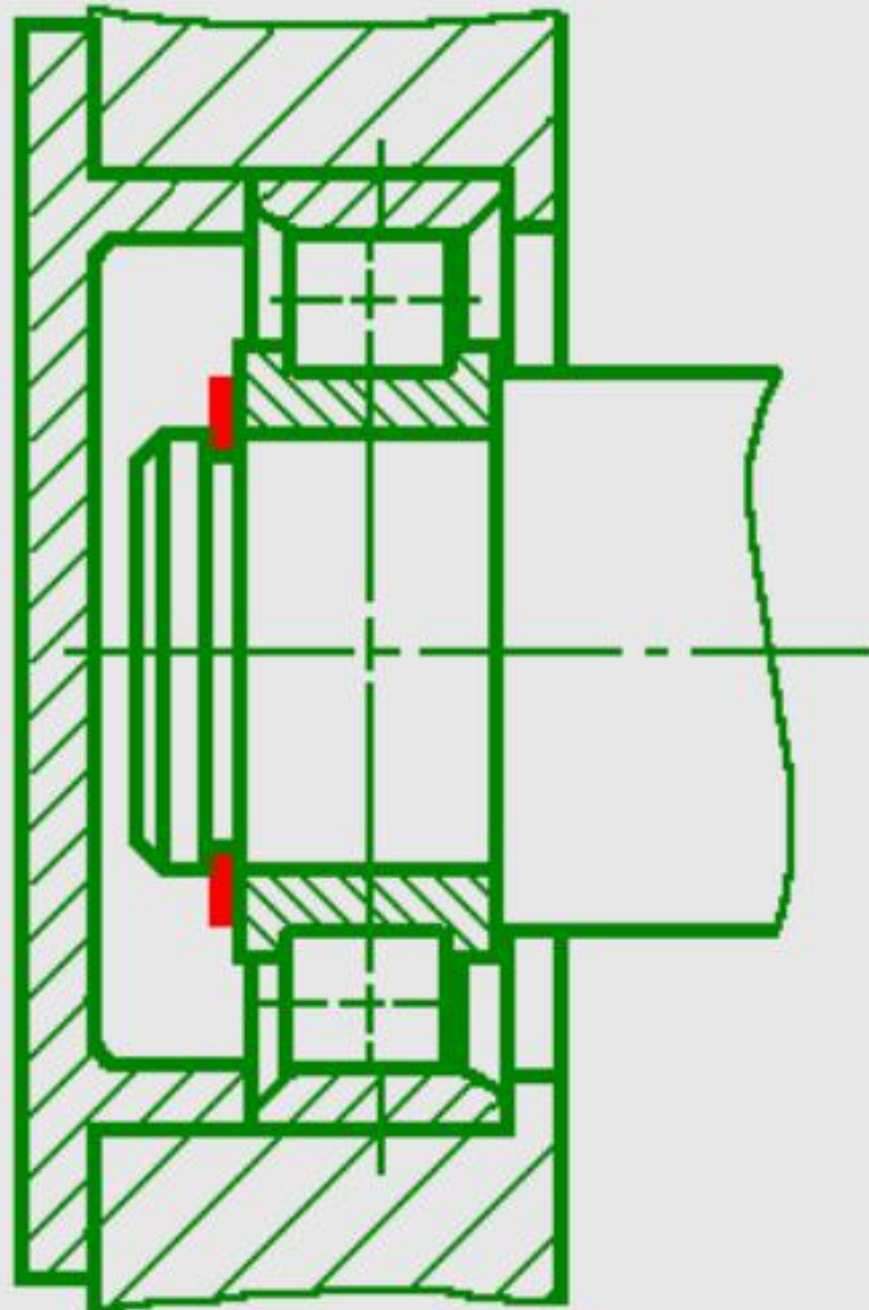


两端
游动

两端单
向固定

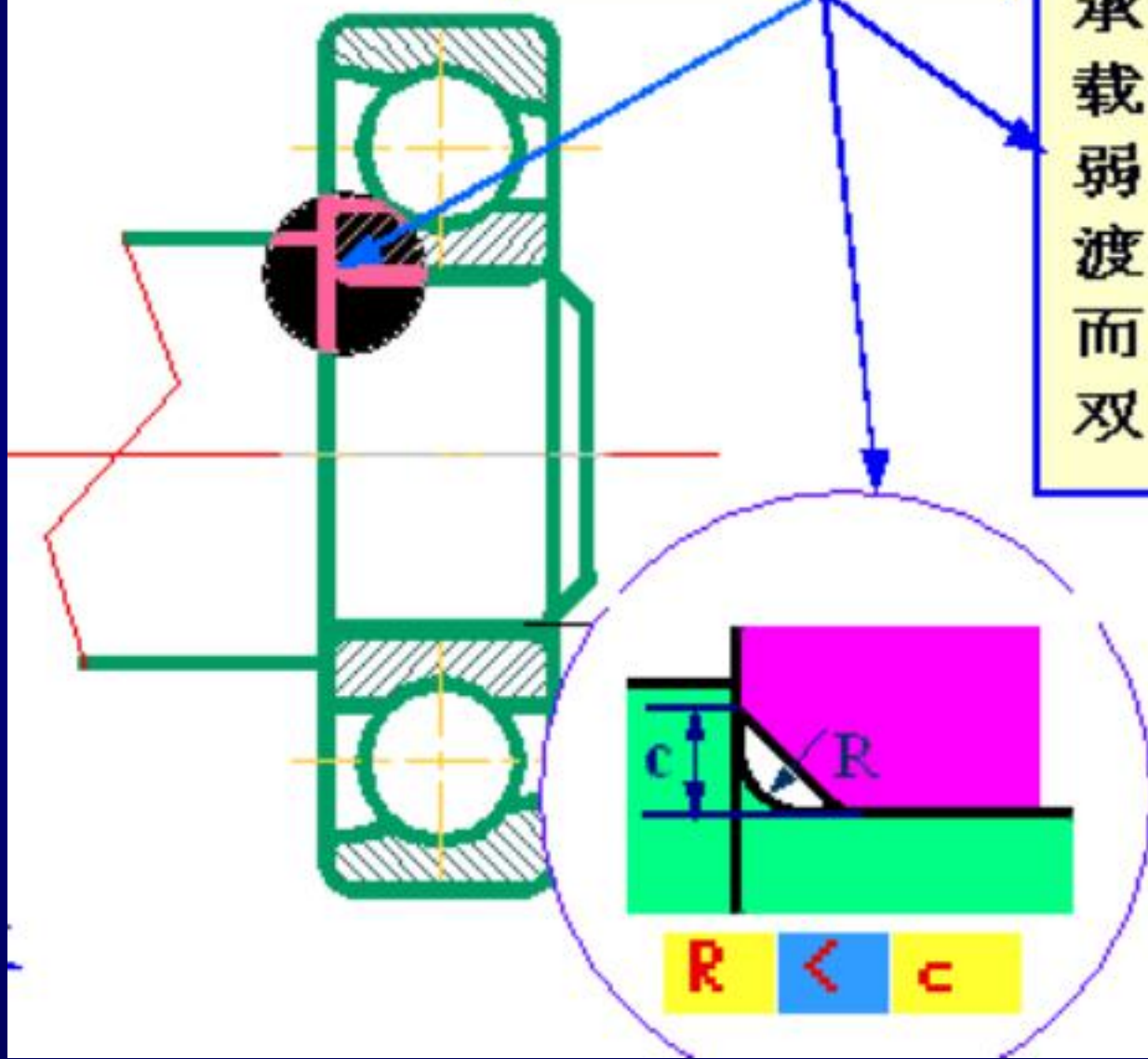




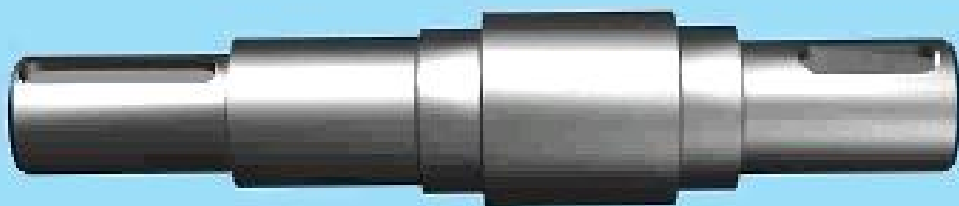


轴肩固定

轴肩固定可承受较大的轴向载荷，对轴无削弱，但应注意过渡处的应力集中而且它不可作为双向固定。





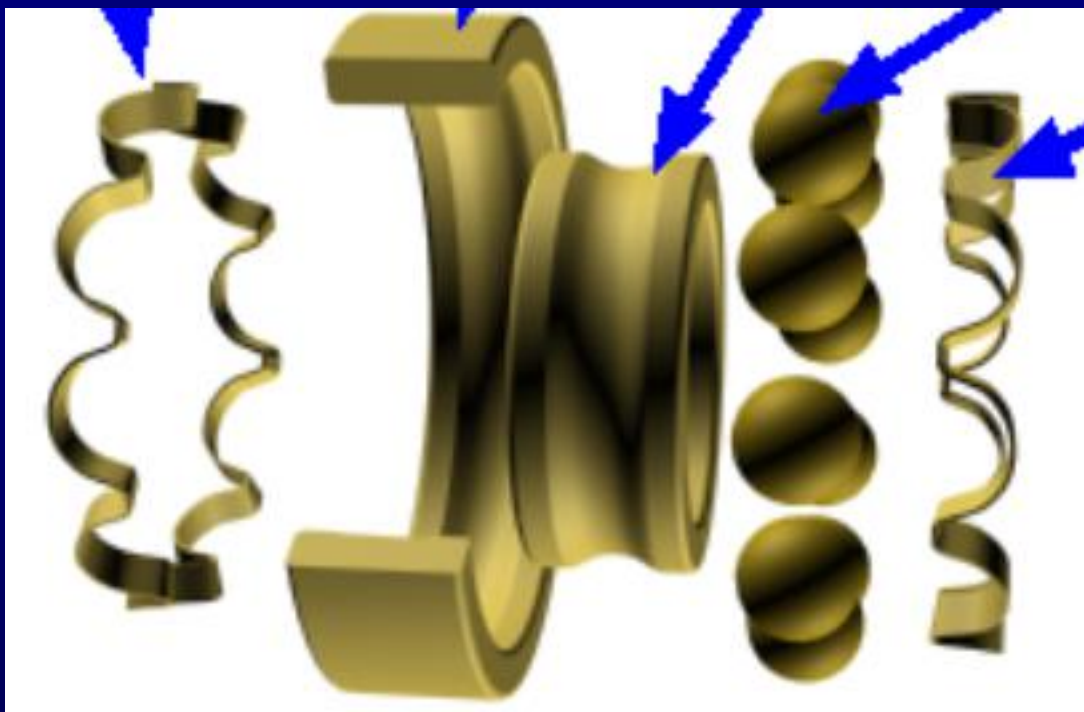


第9章 滚动轴承

§ 9—1 概 述

一、滚动轴承的构造

保持架、外圈、内圈、滚动体



滚动轴承

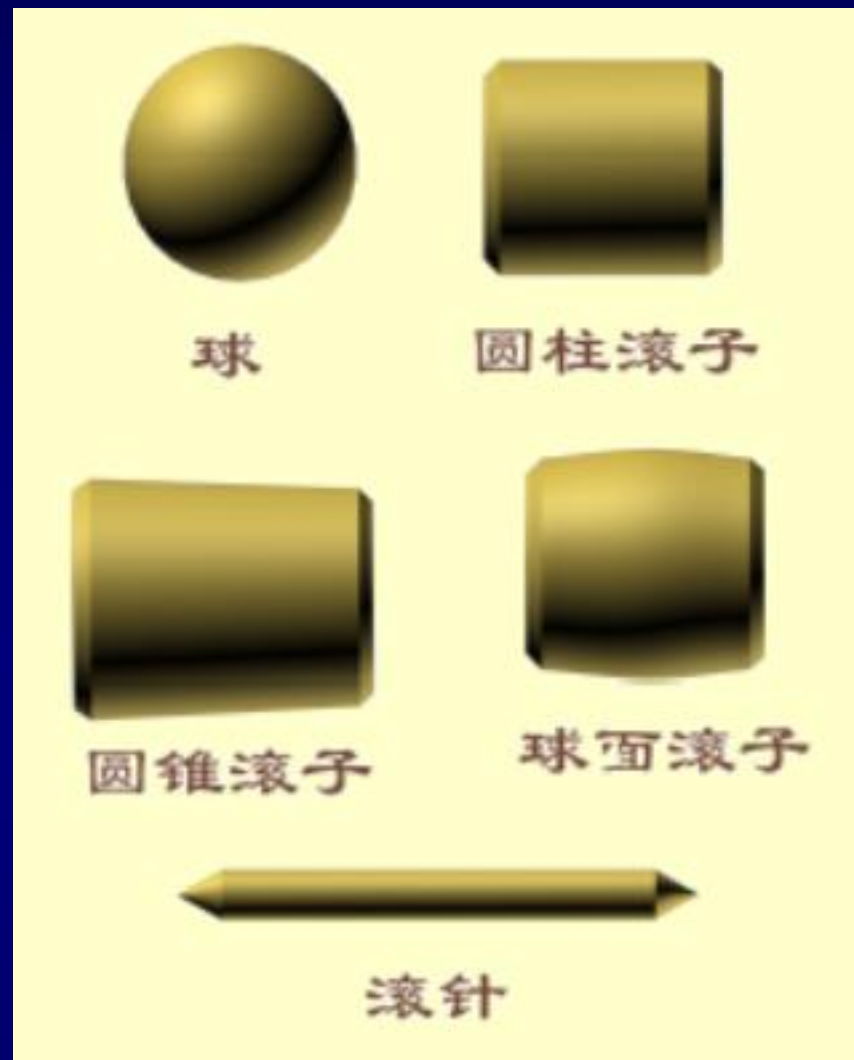
滚动体的形状

二、滚动轴承的材料

滚动轴承的**内、外圈和滚动体**用强度高、耐磨性好的轴承钢，常用牌号：**GCr15、GCr15SiMn**，淬火后60~65HRC，表面磨削抛光
保持架要具有良好的减摩性，**低碳钢板冲压铆接或焊接**，也有铜合金、铝合金或工程塑料切制而成

三、滚动轴承的特点

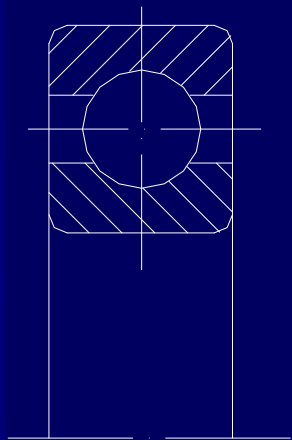
摩擦阻力小启动及动转力矩小，润滑、安装、维护方便
缺点：径向尺寸大，接触应力高，高速下寿命较低，噪声较大，抗冲击能力差。



§ 9—2 滚动轴承的类型与选择

一、常用滚动轴承的主要类型与特点

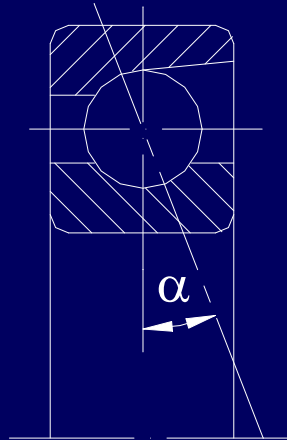
接触角 α 滚动体与齿圈接触处的法线与半径方向处的夹角



$\alpha=0$

径向轴承

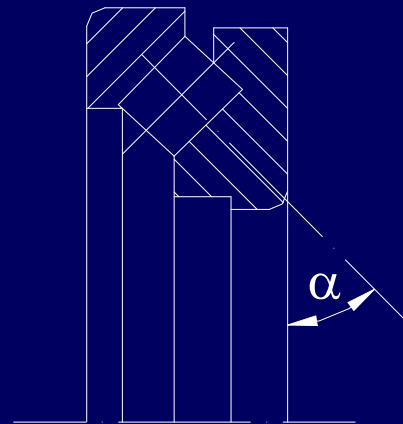
径向力



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

向心角接触轴承

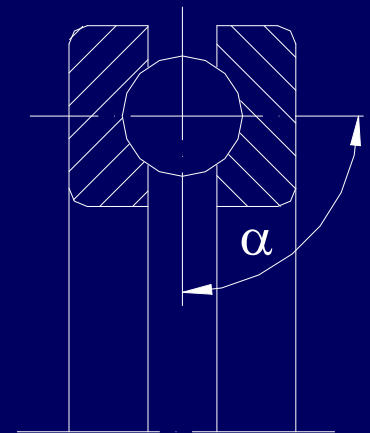
径向力 (主要)
轴向力



$45^\circ < \alpha < 90^\circ$

推力角接触轴承

径向力
轴向力 (主要)



$\alpha=90^\circ$

轴向推力
轴承

轴向力

按滚动体形状：

球 轴承 —— 承载能力低，极限转速高

滚子轴承 —— 承载能力高，极限转速低

按滚子形状：

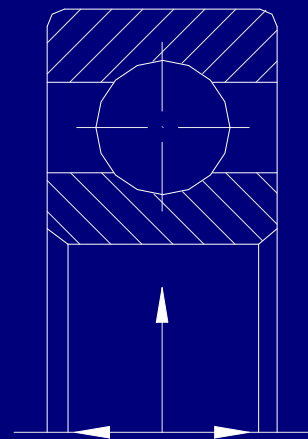
圆柱滚子、圆锥滚子、滚针轴承、球面滚子、
螺旋滚子、调心滚子

常用滚动轴承的类型、主要性能特点

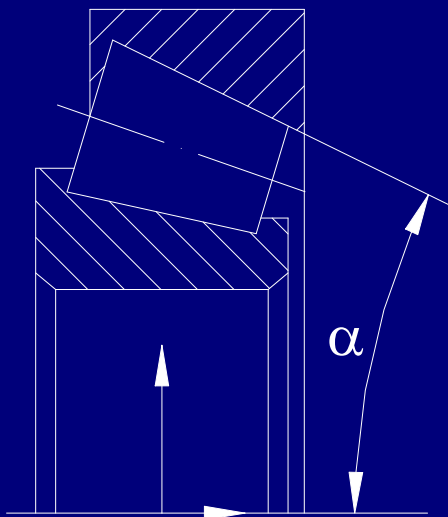
表9—1

最常用几种：

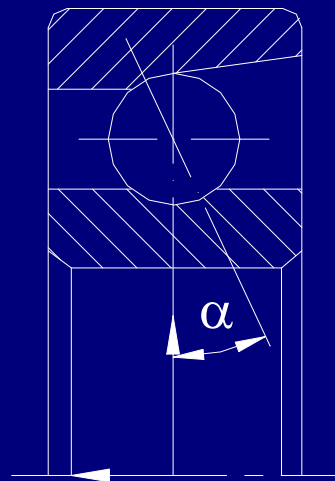
①深沟球轴承（向心球轴承）——6



②圆锥滚子轴承——3



③角接触球轴承——7



二、滚动轴承的代号



前置代号 (字母)

— 轴承分部件代号
p29
2
K
L
GS

基本代号 (数字、字母)

表示基本类型，尺寸系列、内径代号

五 — 类型代号用数字和字母表示
四 — 宽度系列代号
三 — 直径系列代号
二 — 内径代号
一

后置代号 (字母+数字)

— 密封与防尘代号
— 保持架及材料代号
— 特殊轴承材料代号
— 公差等级代号
— 内部结构代号
— 游隙代号
— 其他代号

1、基本代号（基本类型，尺寸系列、内径代号）

（1）轴承类型 基本代号右起五位

- 1 —调心球轴承
- 3 —圆锥滚子轴承
- 5 —推力球轴承
- 6 —深沟球轴承
- 7 —角接触球轴承
- N —圆柱滚子轴承

（2）尺寸系列 基本代号右起三、四位

宽度系列——右起第四位

表示内、外径相同的同类轴承其高度或宽度变化的系列

数字 8、0~6 表示，推力轴承指高度系列用 7、9、1、2 表示

0 系列（正常宽度）可省略

直径系列——右起第三位 数字 0~5、7、8、9
表示内径相同的同类轴承的不同外径和宽度

(3) 轴承的内径——右起一二位数字

a) $d=10, 12, 15, 17\text{mm}$ 时

代号 00 01 02 03

b) $d=20 \sim 480\text{mm}$ 时

$d = \text{代号} \times 5(\text{mm})$

c) $d < 10\text{mm}$, $d > 500\text{mm}$, $d=22, 28, 32\text{mm}$ 时

代号 = 内径尺寸

2、前置代号 ——表示轴承的分部件，用字母表示

L、K、R、NU、WS、GS

L内或外圈可分离，K
滚动体与保持架组件、
GS为圆柱滚子座圈

3、后置代号

——轴承的结构、公差、游隙及材料的特殊要求等

(1) 内部结构代号

C、AC、B——角接触球轴承的接触角

$$\alpha = 15^\circ \quad 25^\circ \quad 40^\circ$$

(2) 密封、防尘与外部形状变化代号

(3) 轴承的公差等级

精度高 —————→ 低

公差等级	2	4	5	6	6X	0	——普通级
代号	/P2、	/P4、	/P5、	/P6、	/P6X、	/P0	可省略

(4) 轴承的径向游隙p292表9—6

(5) 保持架代号

例：6207—内径35mm,02尺寸系列深沟球轴承，0级公差
正常结构0组游隙

71109AC /P4-内径45mm,11尺寸系列角接触球轴承，接触角为 25° ，4级公差，0组游隙

三、滚动轴承类型的选择

工作载荷、转速、支承刚性、安装精度

1) n 高，载荷小，旋转精度高→球轴承

推力轴承

n 低，载荷大，或冲击载荷→滚子轴承

不适合于

n 高，如内径相同选用外径和滚动体小的轴承

高转速

2) 主要受 F_r → 向心轴承

主要受 F_a ， n 不高时→推力轴承

同时受 F_r 和 F_a 均较大时

——角接触球轴承7类 (n 较高时)

——圆锥滚子轴承3类 (n 较低时)

F_r 较大, F_a 较小时 ——深沟球轴承

F_a 较大, F_r 较小时 ——深沟球轴承+推力球轴承
推力角接触轴承

3) 要求 $n < n_{lim}$ ——极限转速

6、7、N —— n_{lim} 较高

5 —— n_{lim} 较低

4) 轴的刚性较差, 轴承孔不同心 —— 调心轴承

- 5) 便于装拆和间隙调整——内、外圈可分离的轴承
- 6) 3、7两类轴承应成对使用，对称安装
- 7) 旋转精度较高时——较高的公差等级和较小的游隙
- 8) 经济性考虑

优先考虑用普通公差等级的深沟球轴承

§ 9—3 滚动轴承的受力分析、失效形式及计算准则

一、滚动轴承的载荷分布

1、受轴向载荷 F_a

各滚动体平均分担

$$F_0 = F_a / z$$

2、受径向载荷 F_r

上半圈滚动体不受力

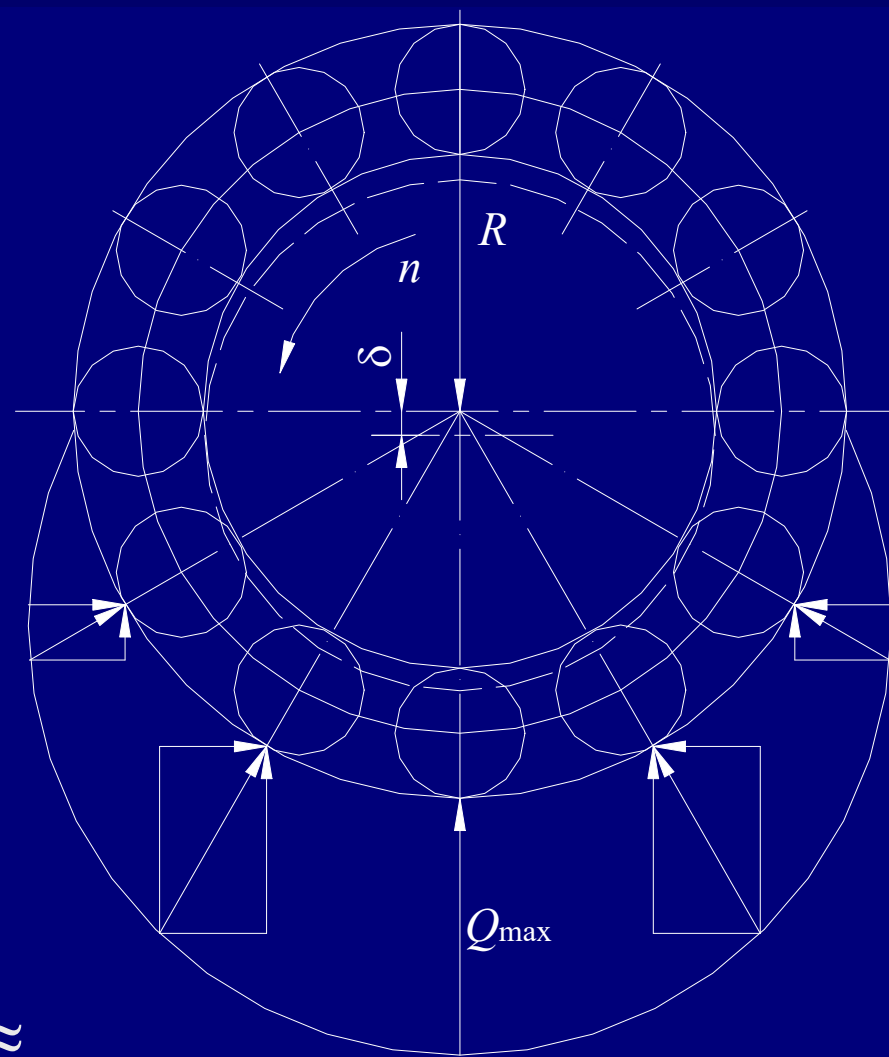
下半圈滚动体受力

对点接触的球轴承 $F_{\max} = 4.37 F_r / z \approx$

$5 F_r / z$

对线接触的滚子轴承 $F_{\max} = 4.08 F_r / z \approx$

$4.6 F_r / z$



3、同时受 F_r 和 F_a 的角接触轴承

(1) 角接触轴承的派生轴向力 F_s

$$F_s \approx 1.25 F_r \tan \alpha$$

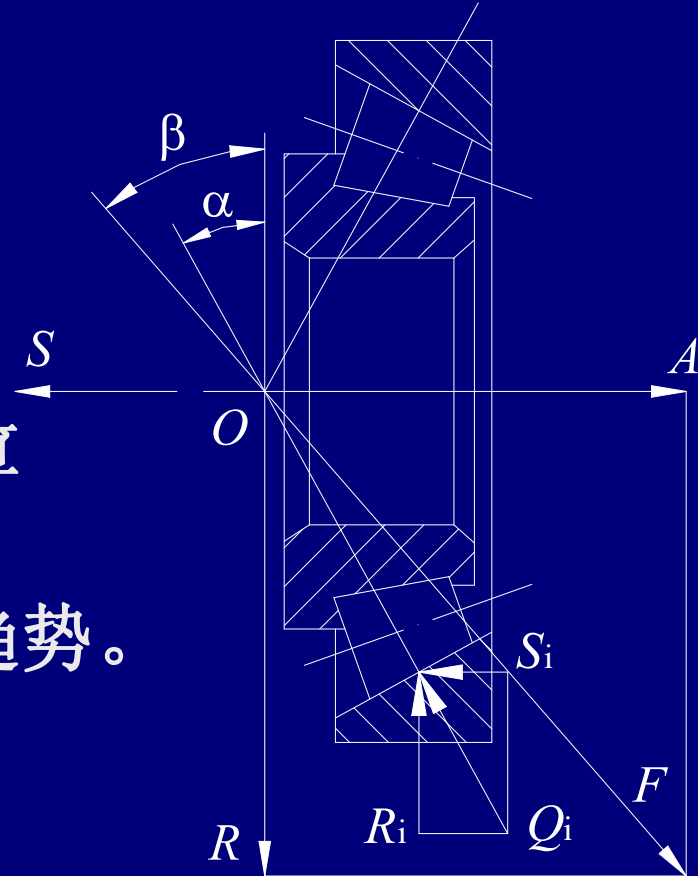
各种角接触轴承的 F_s 的计算
公式见表9—12， p304

F_s 方向——有使内、外圈分离的趋势。

∴ 要成对使用、对称安装

(2) 角接触轴承的载荷作用中心

由于结构的原因，计算角接触轴承的支反力时
载荷作用中心不在轴承宽度的中点上，而落在
各滚动体载荷矢量与轴中心的交点上，载荷作
用中心距轴承外端面距离可从手册中查得，也
可用公式计算



$$a = \frac{B}{2} + \frac{D_{pw}}{2} \tan \alpha$$

D_{pw} : 滚动轴承平均直径

$$D_{pw} = (D + d) / 2$$

通常，两轴承支点跨距较大时，可取轴承宽度的中点作为支反力的作用点，计算方便且误差不大，而对跨距较小的轴不可随意简化

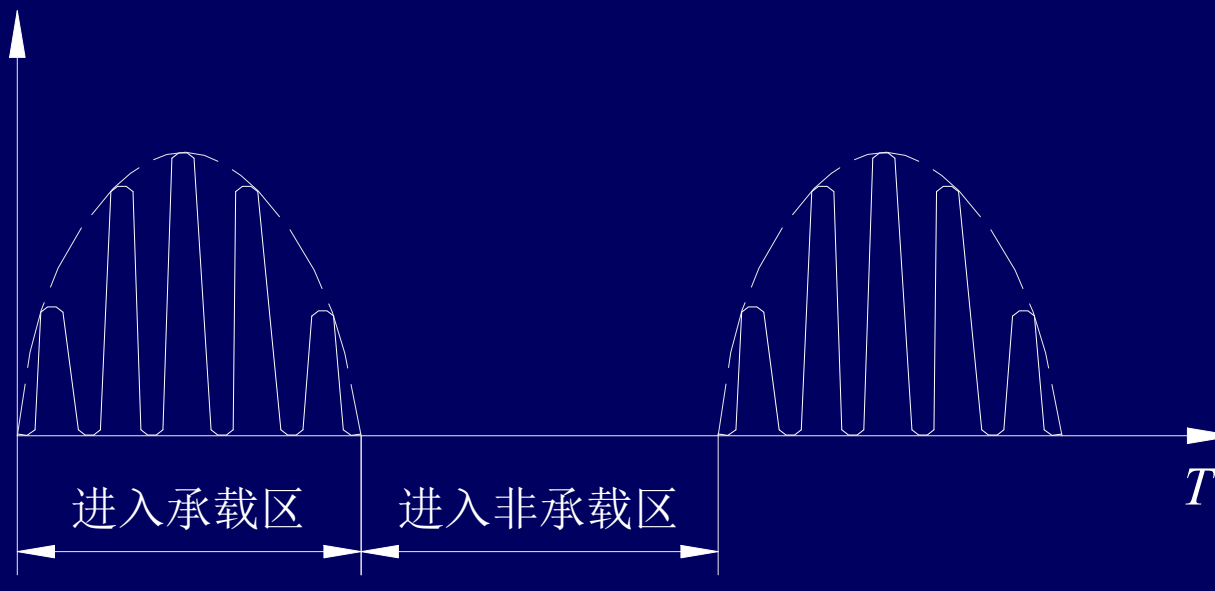
β

结论:

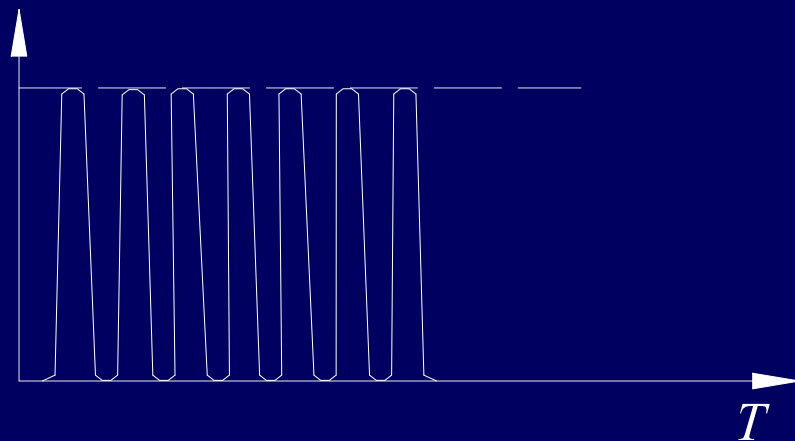
- 1) 角接触球轴承及圆锥滚子轴承必须在 F_r 和 F_a 的联合作用下工作, 或成对使用对称安装。
- 2) 为使更多的滚动体受载应使 $F_a > F_r \cdot \tan \alpha$
- 3) F_r 不变时, F_a 由最小值(一个滚动体受载)逐渐增大(即载荷角增大), 则受载滚动体数 \uparrow
当载荷角 $\tan \beta \approx 1.25 \tan \alpha$ 下半圈滚动体受载
- 4) 实际工作时, 至少达到下半圈滚动体受载,
 \therefore 安装3和7类轴承不能有较大的轴向窜动量。

二、轴承工作时轴承元件上载荷与应力的变化

滚动体或内圈——不稳定脉动循环变应力



固定套圈——稳定的脉动循环变应力



三、滚动轴承的失效形式和计算准则

主要失效形式:

1) 疲劳点蚀

安装润滑和维护良好

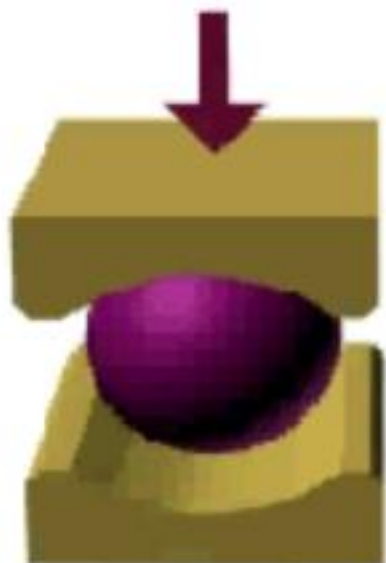
滚动轴承滚动体点蚀

初始裂纹 → 裂纹扩展



2) 塑性变形

转速很低或作间歇摆动、
受过大的静载荷及冲击
载荷



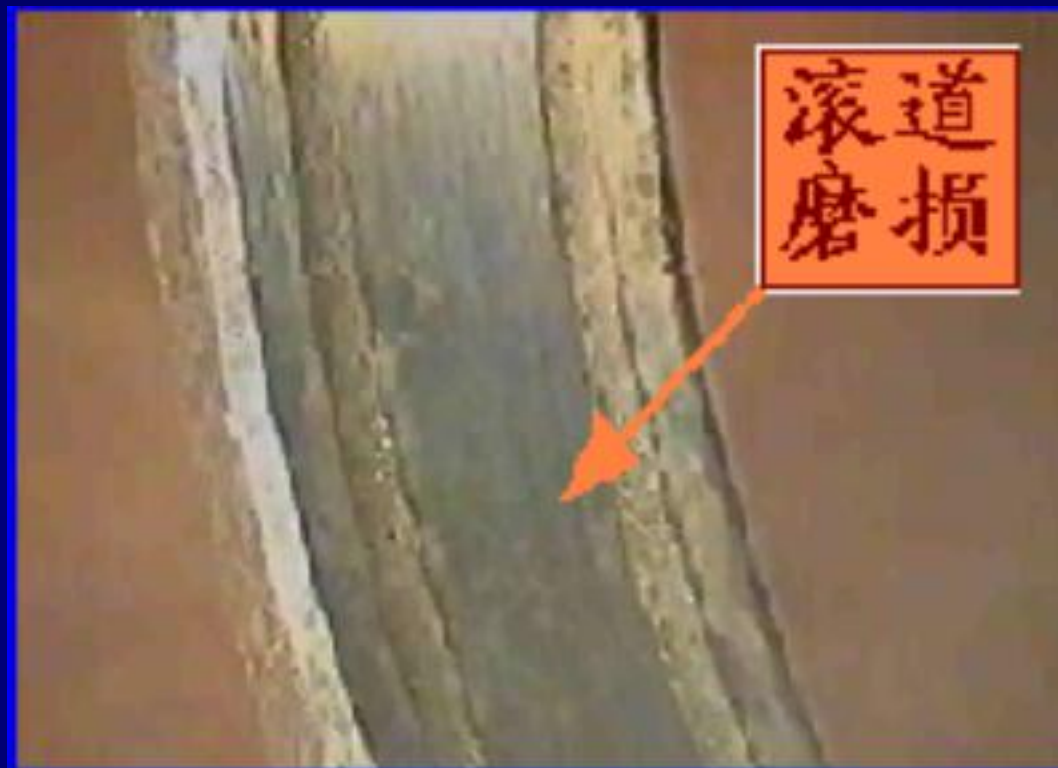
球和
液道
发生
塑性
变形

3) 磨损

润滑不良、
密封不严、
多尘条件

4) 其它失效形式

元件破裂，如由于
内外圈偏斜引起挡
边破裂，电腐蚀、
化学腐蚀等



计算准则:

一般轴承——疲劳寿命计算（针对点蚀），
静强度计算（塑性变形）

低速或摆动轴承——只进行静强度计算

高速轴承——进行疲劳寿命计算、校验极限转速。

§ 9—4 滚动轴承的动载荷和寿命计算

一、基本额定寿命和基本额定动载荷

1、基本额定寿命 L_{10} 或 L_h

轴承寿命（点蚀前的总转速或一定转

基本额定寿命 L_{10} 或 L_h

速下工作的小时数）——同一批轴承在相同工作条件下工作，其中90%的轴承在产生疲劳点蚀前所能运转的总转数 L_{10} （以 10^6 为单位）或一定转速下的工作时数 L_h (h)

2、基本额定动载荷C

轴承的基本额定寿命 $L_{10}=1$ 时，轴承所能承受的载荷由试验得到

基本额定动载荷是衡量轴承抵抗点蚀能力的一个特征值。值越大

基本额定动载荷分为**径向**基本额定动载荷 C_r
轴向基本额定动载荷 C_a

径向基本额定动载荷 C_r

向心轴承：径向载荷

角接触轴承：使轴承套圈间产生相对径向位移的载荷径向分量

推力轴承：中心轴向载荷

影响轴承的基本额定动载荷的因素：

轴承的类型、结构、尺寸大小及材料等有关，
可以直接从手册或轴承产品样本中直接查出

二、滚动轴承的当量动载荷P（实际载荷折算为基本额定动载荷条件相一致的一种假想载荷）

1. 对只能承受径向载荷Fr的轴承（N、NA轴承）

$$P = F_r$$

2. 对只能承受轴向载荷Fa的轴承（5和8）

$$P = F_a$$

3. 同时受径向载荷Fr和轴向载荷Fa的轴承

$$P = X F_r + Y F_a$$

X——径向载荷系数

Y——轴向载荷系数

表9-7

实际工作时要引入载荷系数 f_p
表9-8

$$P = f_p F_r$$

$$P = f_p F_a$$

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

三、滚动轴承的寿命计算公式

载荷与寿命的关系

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

ε —— 寿命指数

= 3 球轴承

= 10/3 滚子轴承

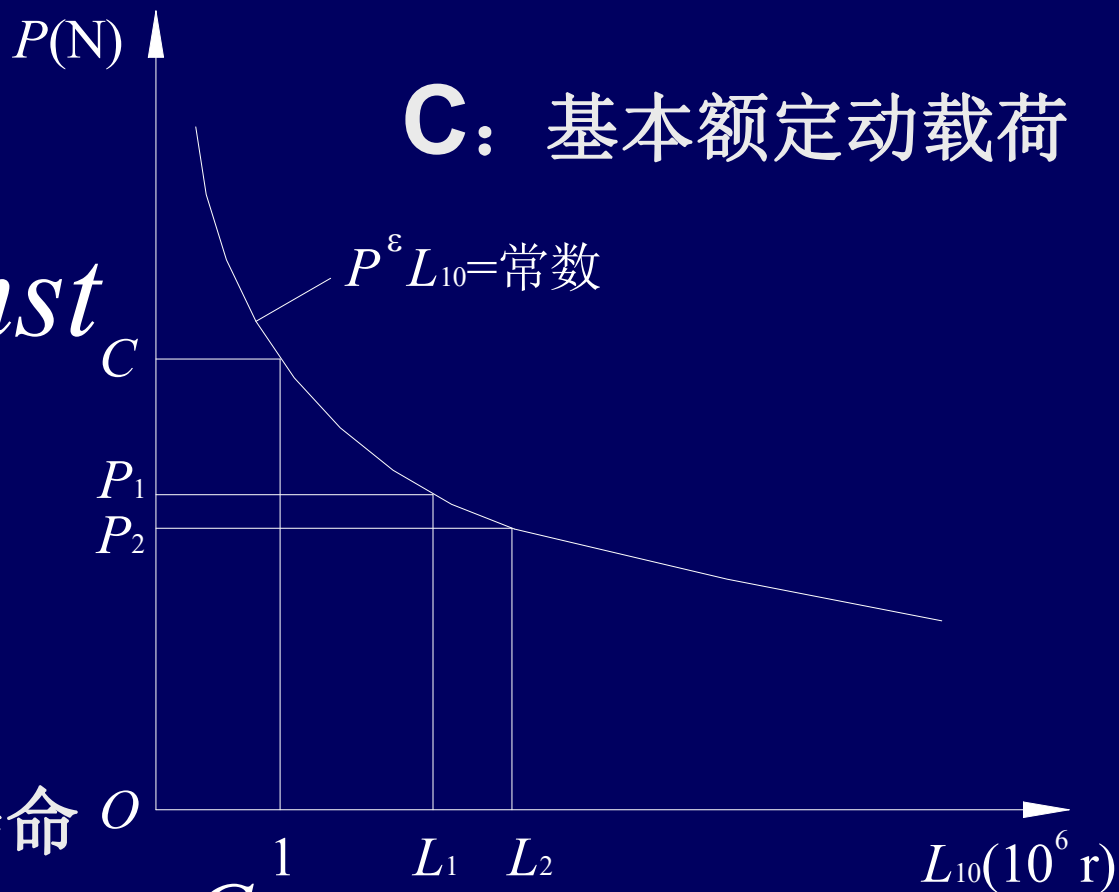
当 $P=C$ 则基本额定寿命
 $L_{10}=1$ ($10^6 r$)

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

计算轴承寿命，用小时
数更为方便

P: 当量动载荷

C: 基本额定动载荷



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

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{16670}{n} \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon$$

当工作 $t > 120^{\circ}\text{C}$ 时，因金属组织硬度和润滑条件等的变化，轴承的基本额定动载荷 C 有所下降

\therefore 引入温度系数 f_t ——表9-9

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

当 P （当量动载荷）、 n 已知，预期寿命为 L_h' ——表9-10，

则要求选取的轴承的额定动载荷为

$$C = \frac{P}{f_t} \sqrt[\varepsilon]{\frac{60nL_h'}{10}} = \frac{P}{f_t} \sqrt[\varepsilon]{\frac{nL_h'}{16670}} \text{——选轴承型号和尺寸}$$

目前广泛使用的轴承寿命公式已不能满足轴承使用领域的不断扩大需要。对于非常规情况下轴承寿命计算越来越重要和必要。

新国标ISO 281/I-1997(E)给出了特殊情况下的轴承寿命计算公式：

$$L_{na} = \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \left(\frac{C}{P} \right)^\varepsilon$$

α_1 : 可靠性修正系数，表9—11

α_2 : 材料特性修正系数

α_3 : 使用条件修正系数

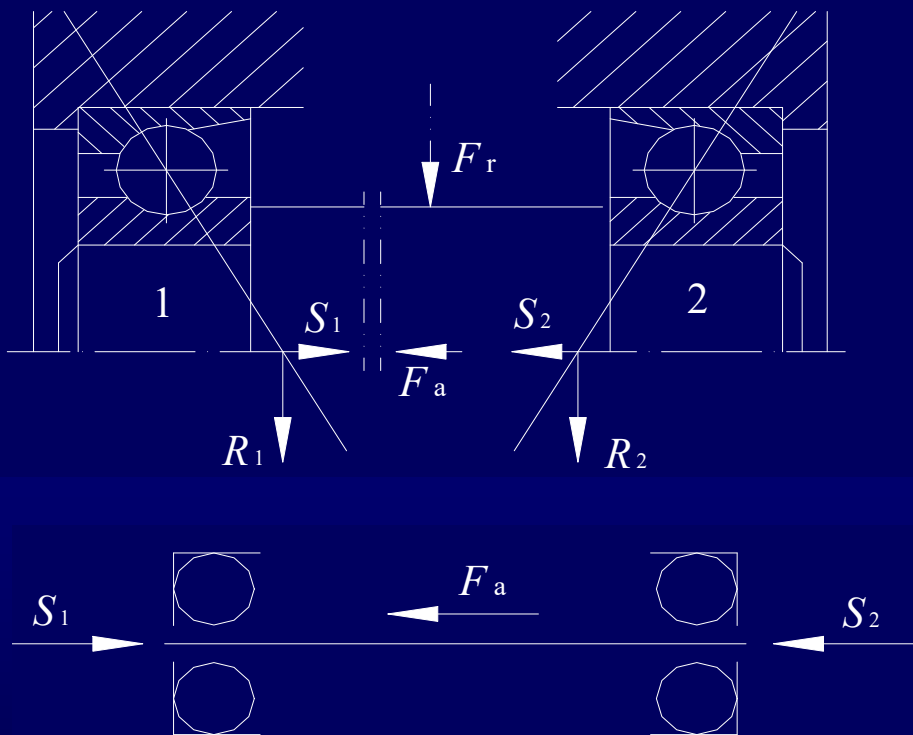
例题9—1，试选择轴承型号

四、角接触球轴承(7类)和圆锥滚子轴承(3类)的轴向载荷 F_a 的计算

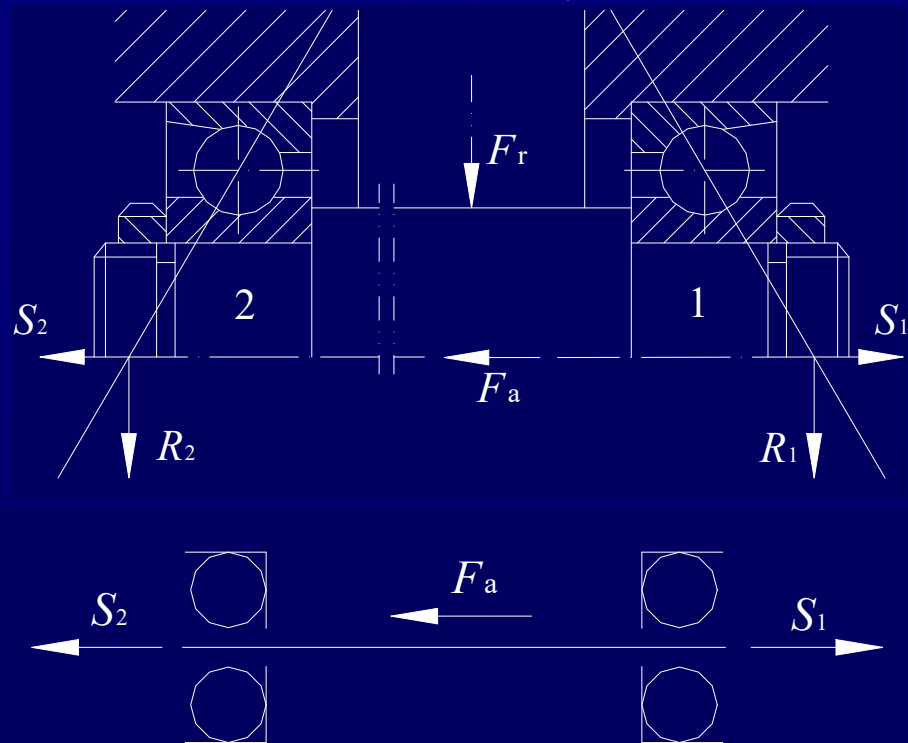
1) 派生轴向力大小方向

a) 正装 (面对面、大对大) b) 反装 (背靠背)

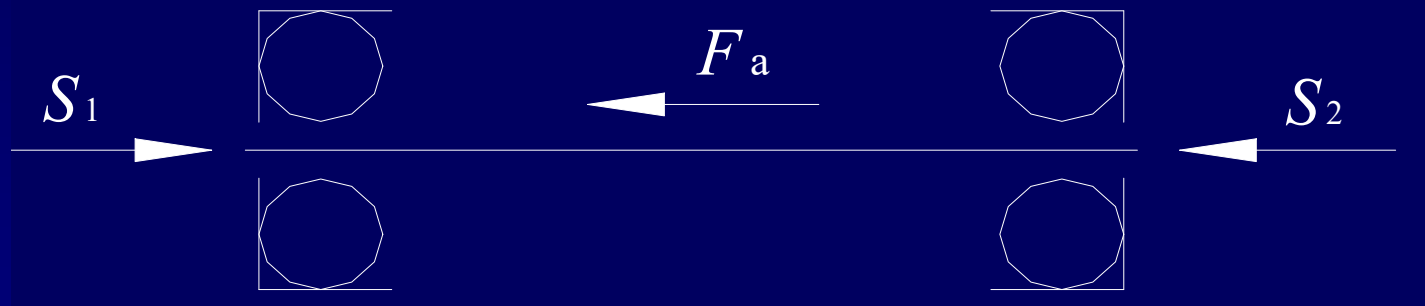
适合于传动零件
位于两支承之间



适合于传动零件
处于外伸端



2) 实际轴向载荷 F_a 的确定



(1) 当 $F_a + Fs_2 > Fs_1$

轴有向左移动的趋势,轴承1被“压紧”,轴承2被“放松”

轴承1上的派生轴向力由 Fs_1 增大到 $Fa+Fs_2$, 阻止轴左移

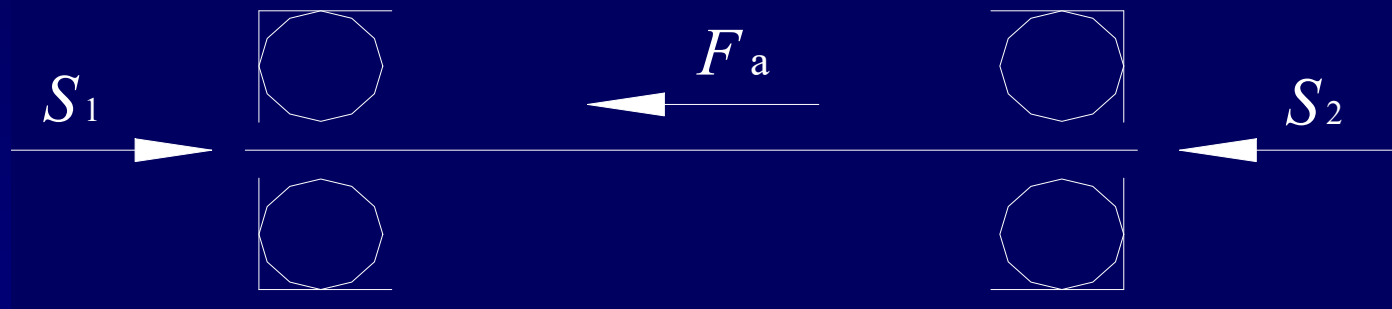
∴轴承1的实际轴向载荷为

$$Fa_1 = F_a + Fs_2$$

轴承2上的轴向力, 力平衡
——本身的派生轴向力

$$Fa_2 = Fs_2$$

(2) 当 $F_a + F_{s2} < F_{s1}$



轴有右移的趋势，轴承2被“压紧”，轴承1被“放松”

轴承2上的派生轴向力由 F_{s2} “增大” 到 $F_a - F_{s1}$ ，阻止轴右移

∴ 轴承2实际所受的轴向力为

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

轴承1实际所受的轴向力，由力的平衡条件——本身派生轴向力

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

结论：——实际轴向力 F_a 的计算方法

- 1) 分析轴上派生轴向力和外加轴向载荷，判定被“压紧”和“放松”的轴承。
- 2) “压紧”端轴承的轴向力等于除本身派生轴向力外，轴上其他所有轴向力代数和。
- 3) “放松”端轴承的轴向力等于本身的派生轴向力

P306 例题9-2 验算轴承是否可用

五、不稳定载荷和转速下的轴承寿命计算

载荷 P 和转速 n 变化时，求平均当量转速 n_m 和平均当量动载荷 $P_m \rightarrow$ 求轴承寿命

如果轴承依次在当量动载荷 P_i 和转速 n_i 下工作，每种工作状态下的运转时间与总时间之比为 t_i ，则当量动载荷 P_m

$$P_m = \sqrt[\varepsilon]{\frac{P_1^\varepsilon n_1 t_1 + P_2^\varepsilon n_2 t_2 + \cdots P_f^\varepsilon n_f t_f}{n_m}}$$

$$n_m = n_1 t_1 + n_2 t_2 + \cdots n_f t_f$$

$$L_{10h} = \frac{16670}{n_m} \left(\frac{C}{P_m} \right)^\varepsilon = \frac{16670 C^\varepsilon}{P_1^\varepsilon n_1 t_1 + P_2^\varepsilon n_2 t_2 + \cdots P_{f_\varepsilon} n_f t_f}$$

对于在工作载荷下基本不旋转的轴承或当轴承转速很低或作间歇摆动以及短期受冲击载荷的轴承时，轴承的失效形式为塑性变形，应进行静强度计算

§ 9—5 滚动轴承的静载荷与极限转速

一、滚动轴承的静载荷

指内外圈间相对转速为零时作用在轴承上的载荷。

1、基本额定静载荷 C_0

当径向载荷 C_{0r} 或中心轴向载荷 C_{0a} 使滚动体与滚道接触中心处引起的计算应力达到p308页表中的许用值时，则该载荷称为基本额定静载荷 C_0 。手册可查

2、当量静载荷 P_{0r}

当轴承同时承受径向和轴向复合载荷时，应转化成当量静载荷计算

a)向心轴承（深沟球轴承、角接触轴承、调心轴承等）取下式中较大的值：

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad X_0、Y_0 \text{为系数表9—13}$$

$$P_{0r} = F_r$$

b)对 $\alpha=90^\circ$ 的推力轴承（推力球轴承、推力滚子轴承等） $P_{0a}=F_a$

c)对 α 不等于 0° 的推力调心滚子轴承当 $F_r \leq 0.55F_a$ 时
 $P_{0a}=F_a + 2.7 F_r$

3、按静载选择轴承的条件

$$C_0 \geq S_0 P_0$$

S_0 : 静强度安全系数, 表9—14

C_0 : 基本额定静载荷

如果滚动轴承安装在高速旋转的轴上,
应进行极限转速的校核

二、滚动轴承的极限转速 n_{lim}

轴承样本中给出了每种型号轴承的的极限转速 n_{lim}

适用于当量动载荷 $P < 0.1C$ 时; 润滑、冷却条件正常; 向心轴承仅受径向载荷, 推力轴承仅受轴向载荷的0级公差轴承

轴承实际许用转速为

$$n_{max} = f_1 f_2 n_{lim}$$

f_1 : 载荷系数图9—16

f_2 : 载荷分布系数图9—17

当轴承的允许转速不能满足使用要求时

措施: 提高轴承的制造精度、改善润滑条件、适当增大轴承的游隙、改用特殊材料和特殊结构的保持架

§ 9—6 一支承处成对安装角接触轴承的计算特点

1、两个型号的单列角接触轴承或圆锥滚子轴承面对面或背对背配置在**同一个支承处**作为一个支承整体，如其中任一个发生点蚀破坏即认为失效，其基本参数按如下计算：

基本额定动载荷： $C_{r\Sigma} \approx 1.62C_r$ (球轴承)

$C_{r\Sigma} \approx 1.71C_r$ (滚子轴承)

基本额定静载荷： $C_{0r\Sigma} = 2C_{0r}$

极限转速： $n_{0\Sigma} = (0.6 \sim 0.8)n_0$

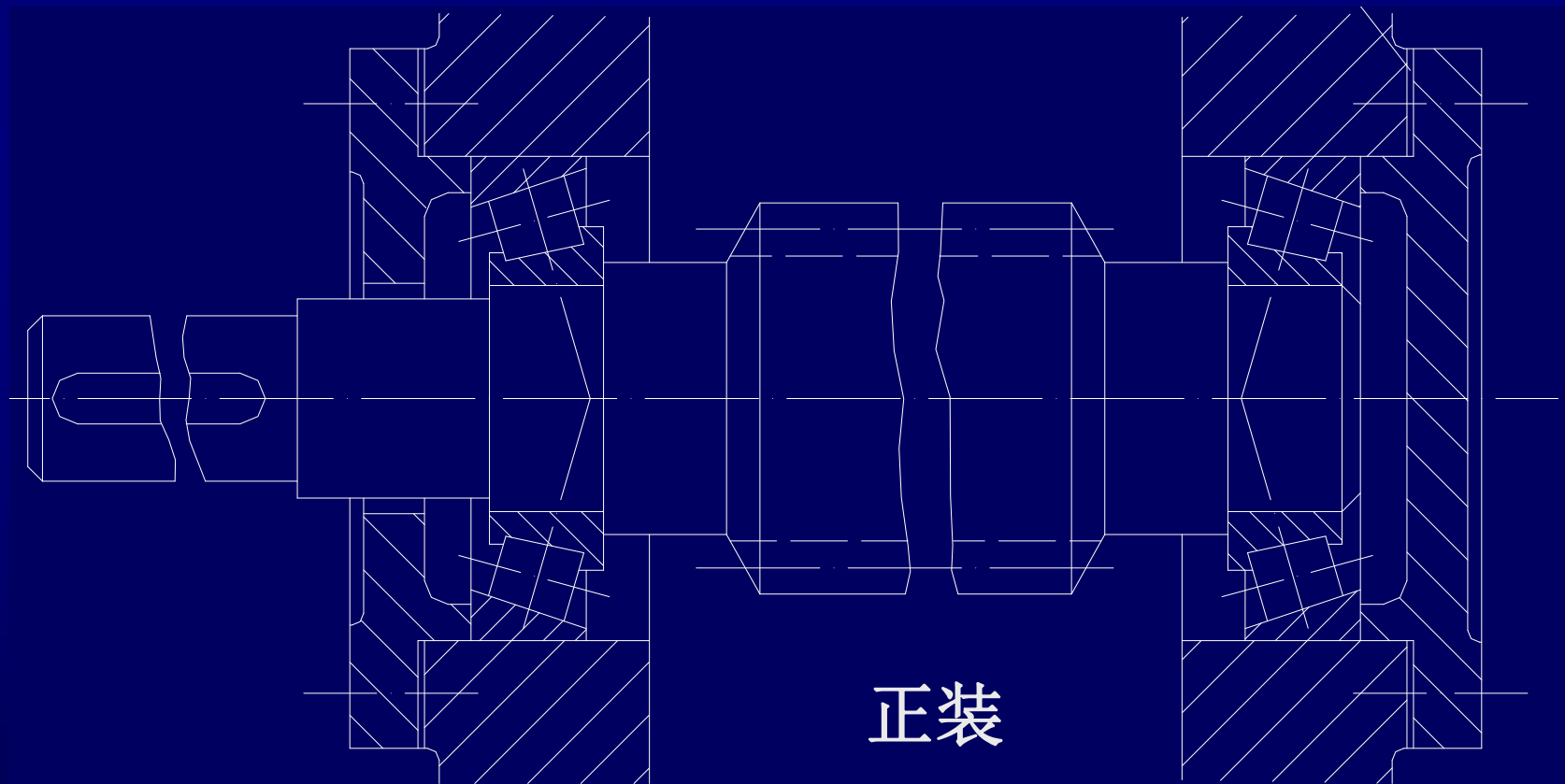
2、计算当量载荷时，径向和轴向动载荷系数 X、Y 按双列轴承选用。**e**按单列轴承选用

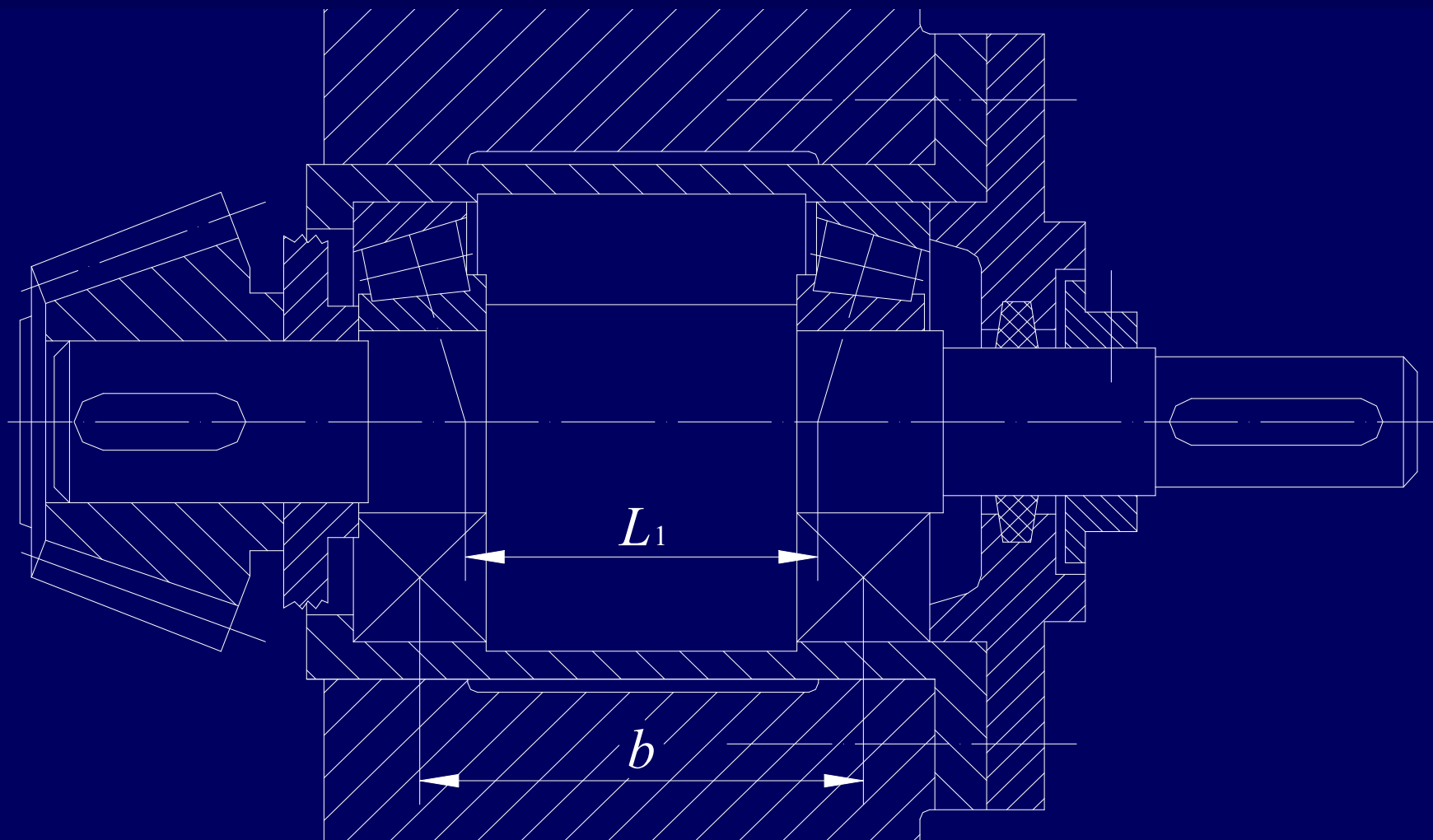
P310 例题9-3

§ 9—7 滚动轴承的组合结构设计

一、滚动轴承支承的结构型式

1、两端固定支承 双支点单向固定

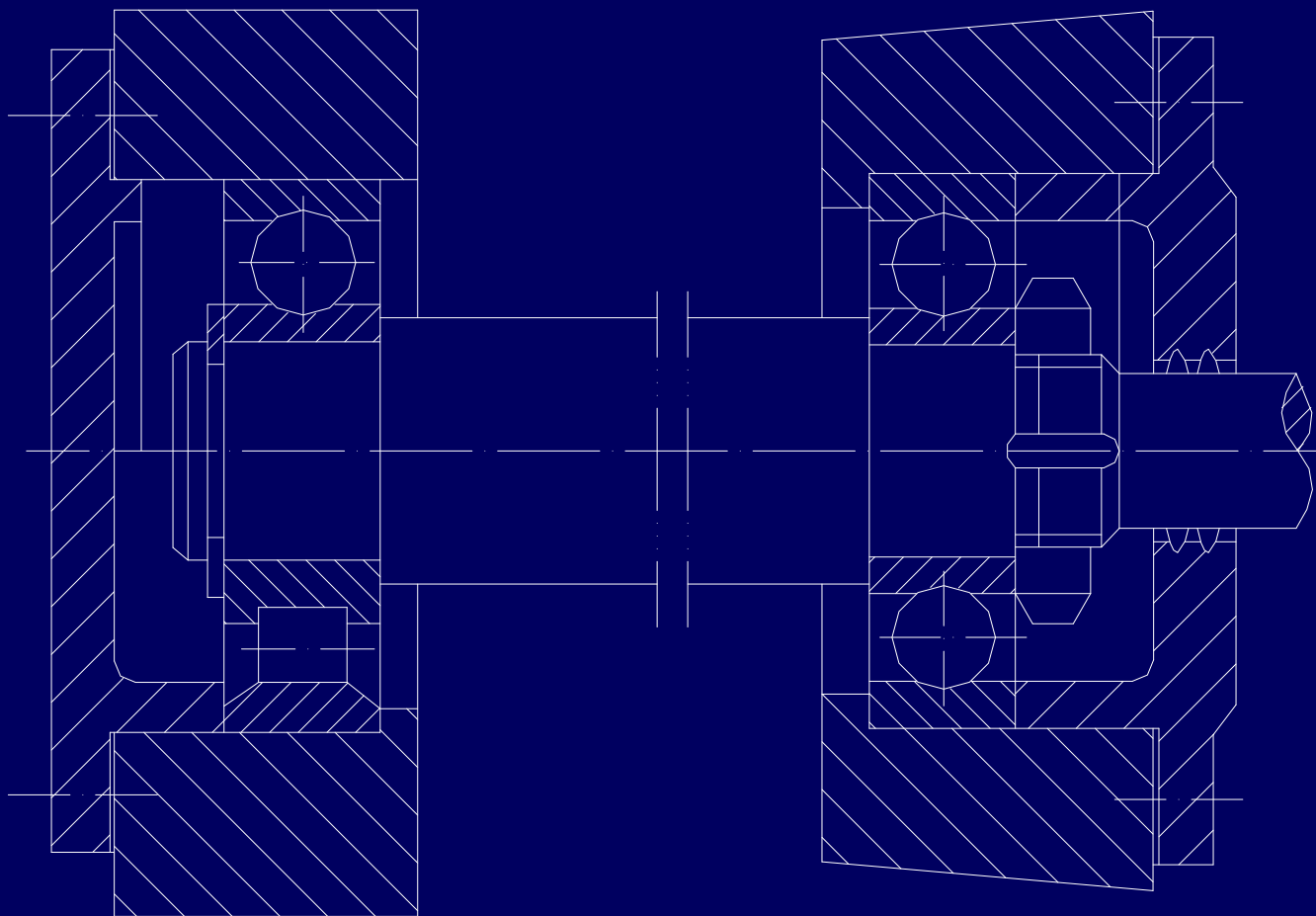




正装

3、7类轴承在大端轴向固定

2、一端双向固定，一端游动

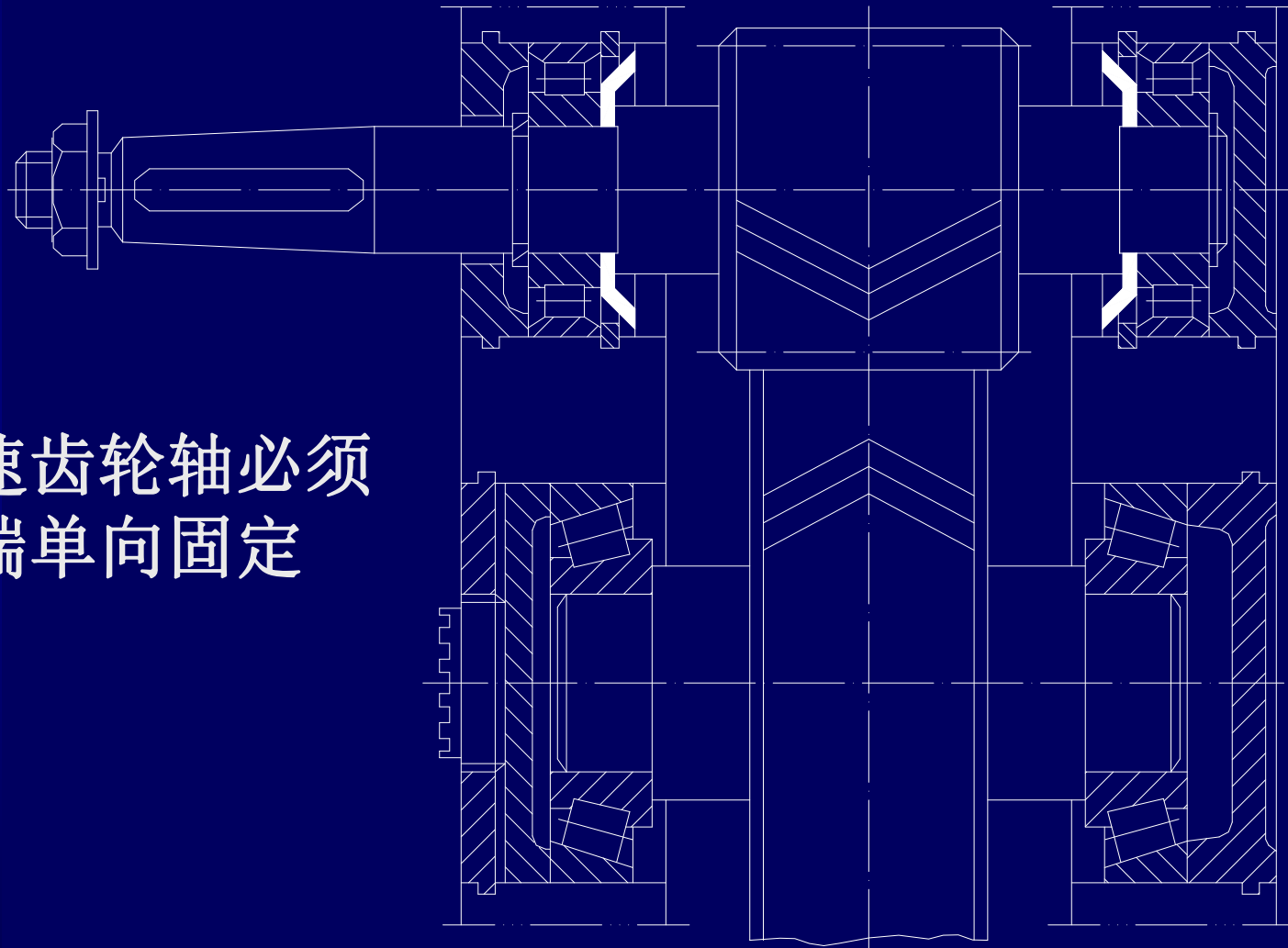


轴上的传动零件具有确定两轴的相对轴向位置功能时，两轴中的一根应采用两端游动结构

3、两端游动——人字齿轮高速主动轴

圆柱滚子轴承的游动

深沟球轴承的游动



低速齿轮轴必须
两端单向固定

二、滚动轴承的轴向固定

内圈与轴：

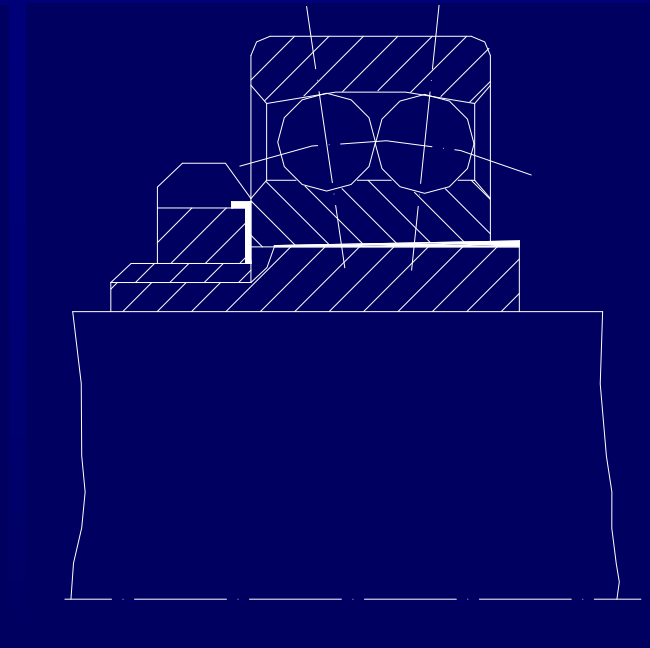
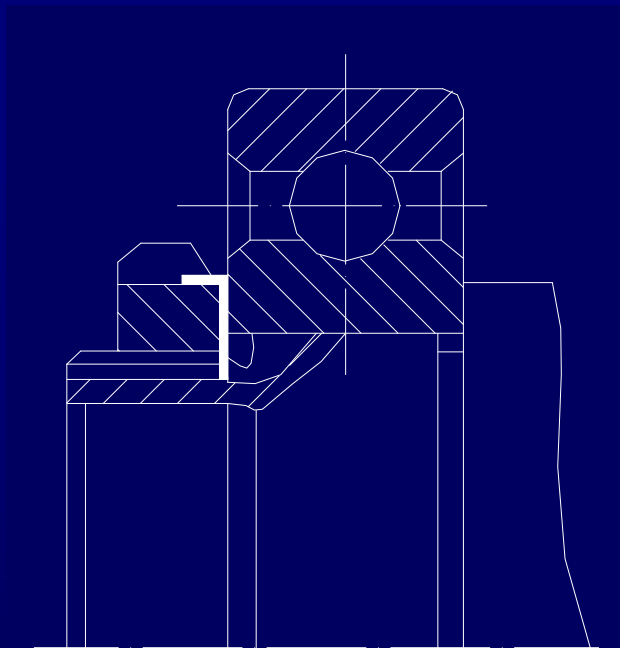
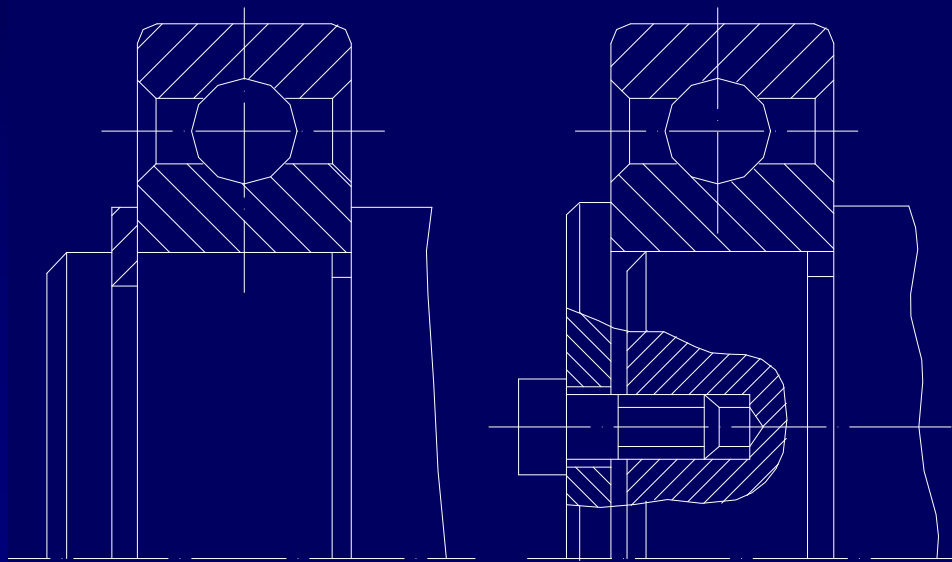
1) **轴肩** 轴肩高度应低于轴承内圈高度

2) 轴用弹性挡圈

3) 轴端挡圈
+ 紧固螺钉

4) 圆螺母
+ 止动垫圈

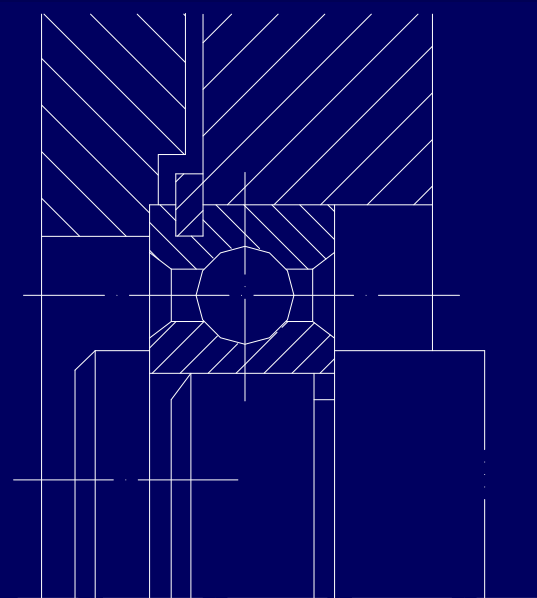
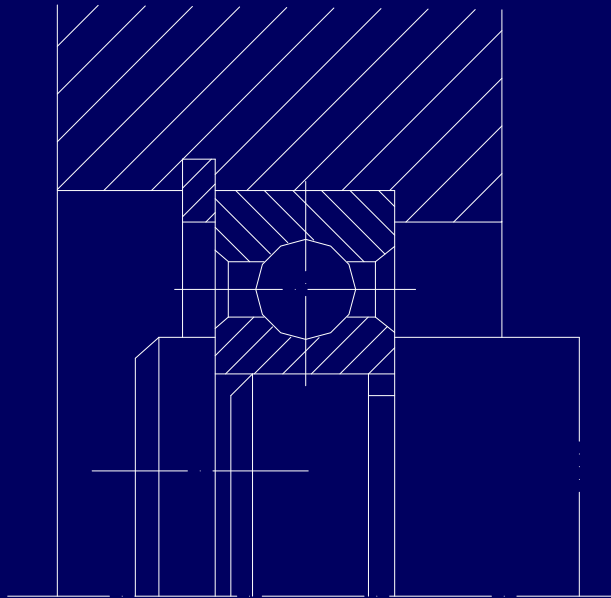
5) 开口圆锥
紧定套+圆螺母和
止动垫圈



外圈与座孔:

1) 孔用弹性挡圈

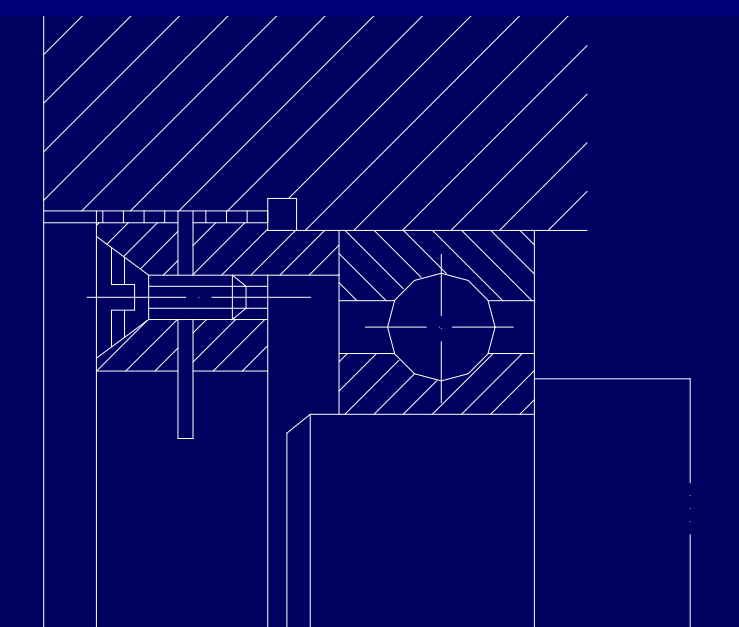
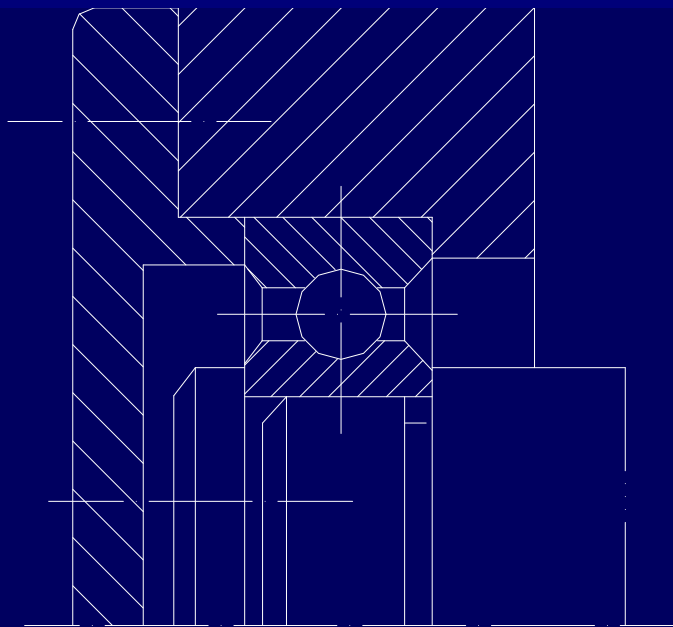
2) 轴承外圈止动槽
内嵌入止动环固定



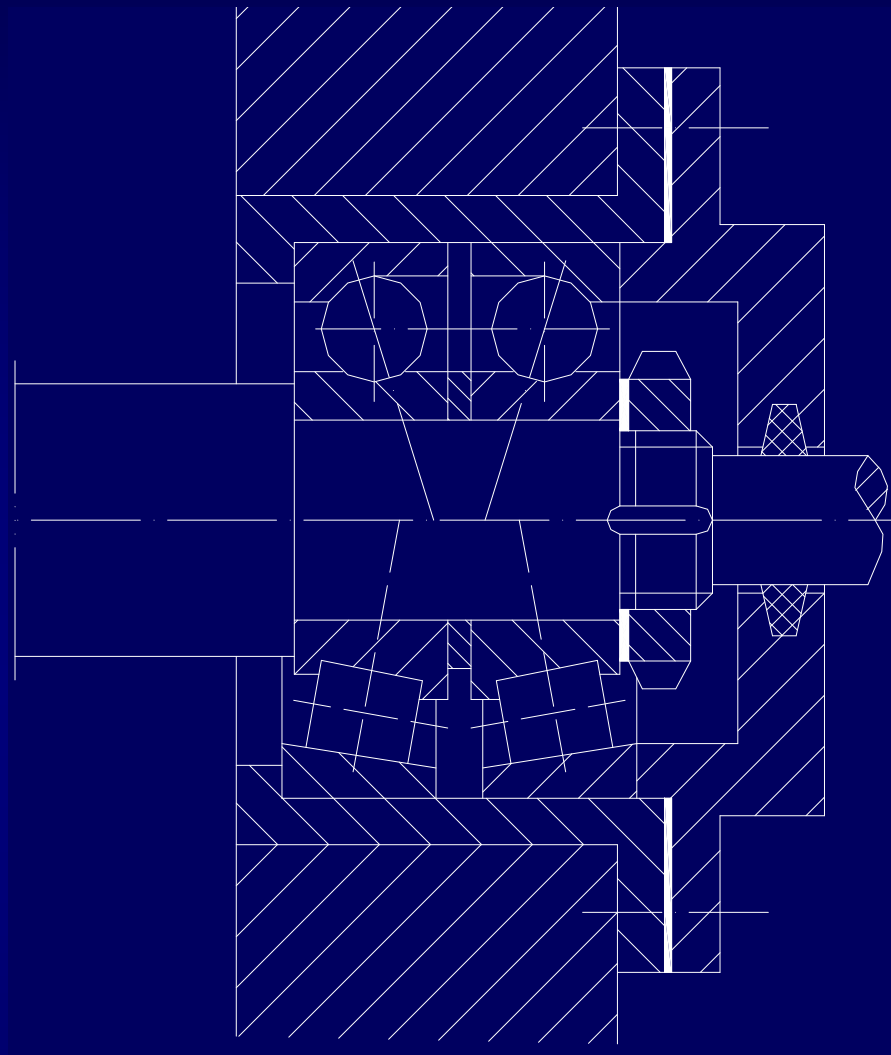
3) 轴承端盖

4) 轴承座孔凸肩

5) 螺纹环



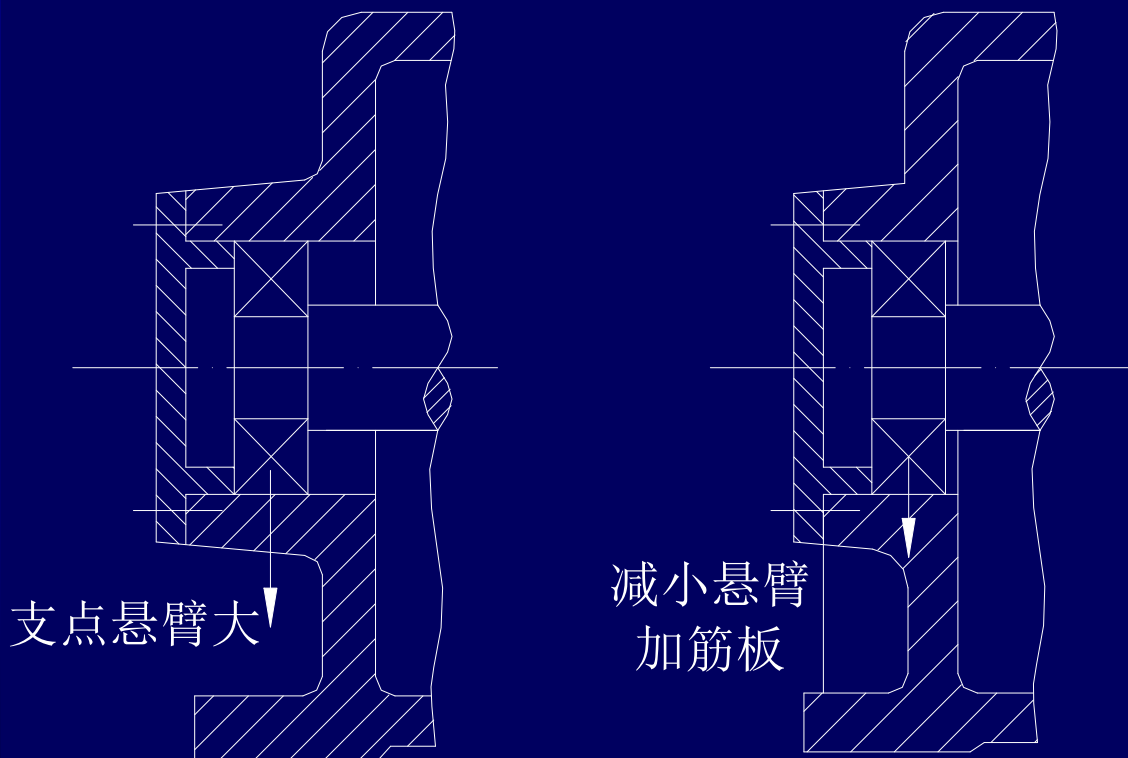
6) 轴承套环



三、支承的刚度和座孔的同心度

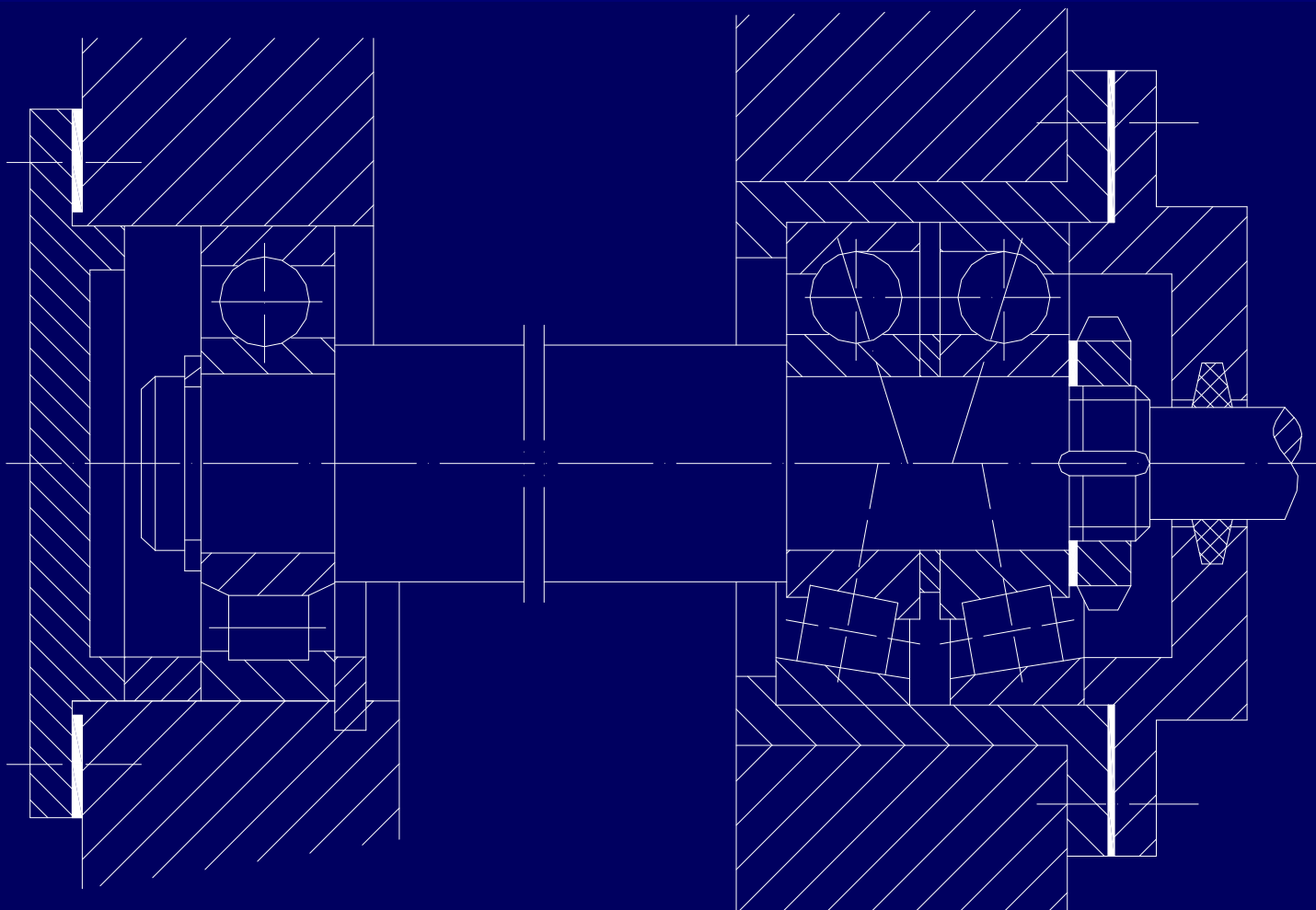
提高支承刚度的措施：

- 1) 增加轴承座孔的壁厚
- 2) 减小轴承支点相对于箱体孔壁的悬臂
- 3) 采用加强筋加强支承部位的刚性



保证轴上两个支承的座孔的同心度的方法

- 1) 整体机座，两轴承座孔一次镗出
- 2) 如轴上两轴承外径相同，座孔外径不同——采用套杯结构

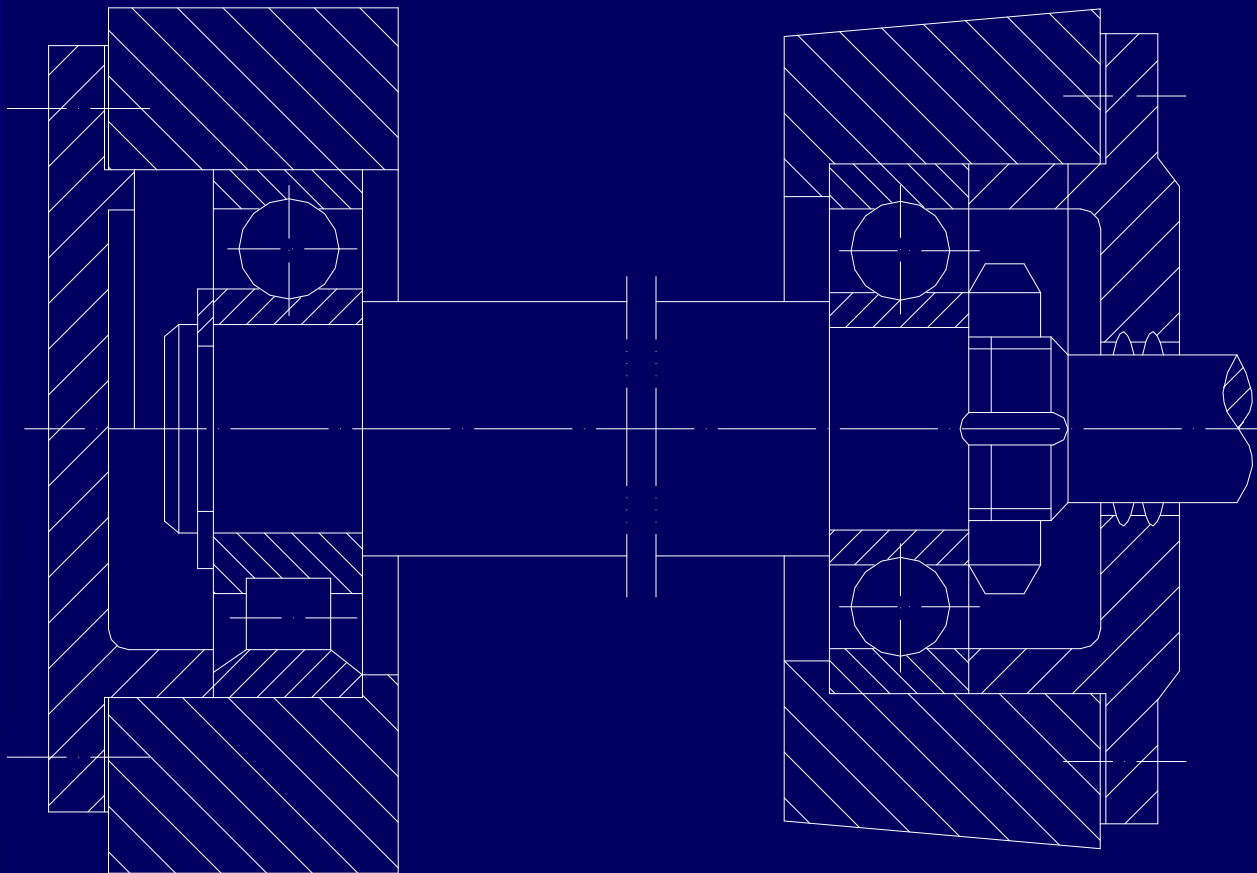


四、滚动轴承游隙和轴系轴向位置的调整p468

轴承的调整：

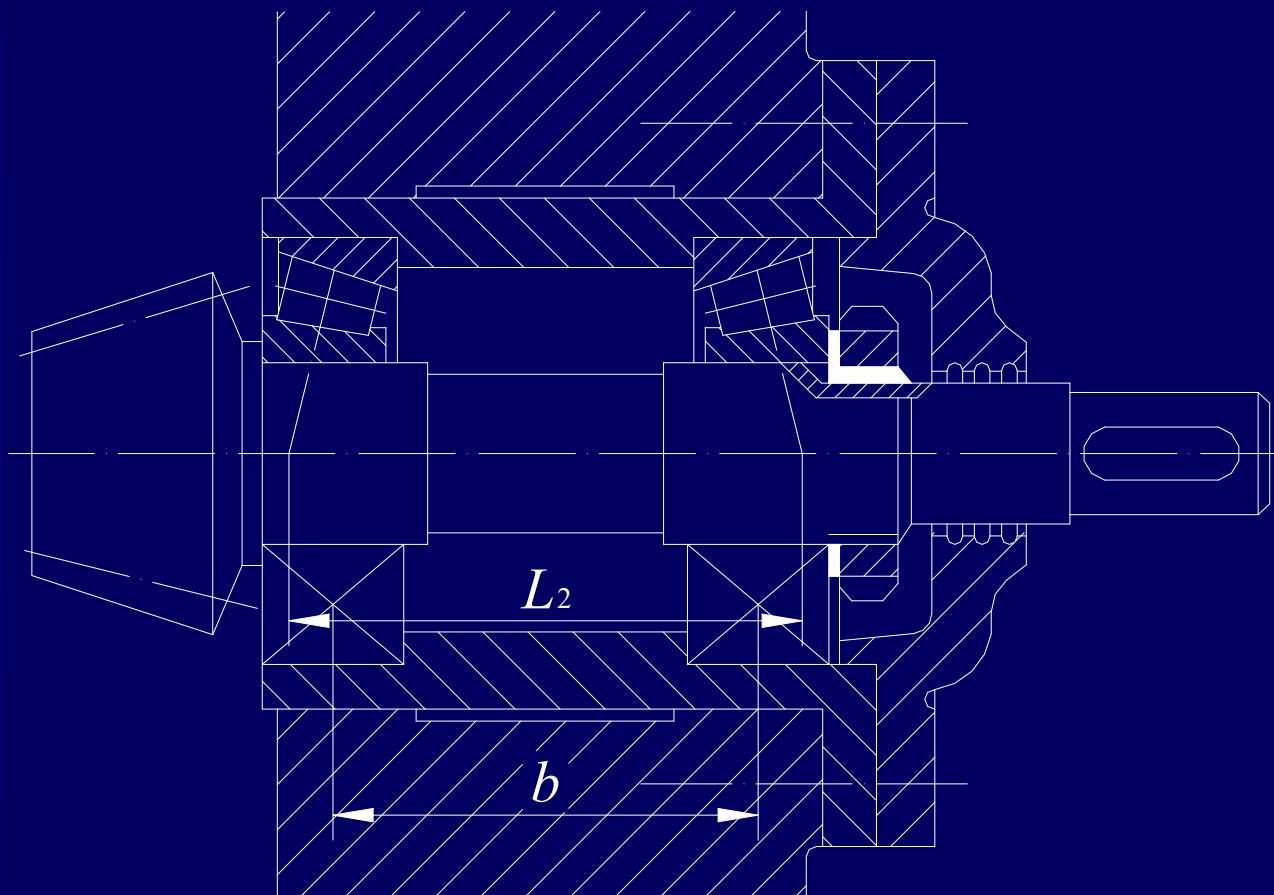
1) 轴承游隙的调整

通过带螺纹的零件p467图15-14e或端盖下的垫片来调节



2) 轴系轴向位置的调整

注意：圆锥齿轮和蜗杆必须调整轴系的轴向位置



方法：调整套杯端面与轴承座端面间垫片厚度

轴承间隙调整方法：调整套杯端面与轴承盖之间垫片厚度

五、滚动轴孔的配合

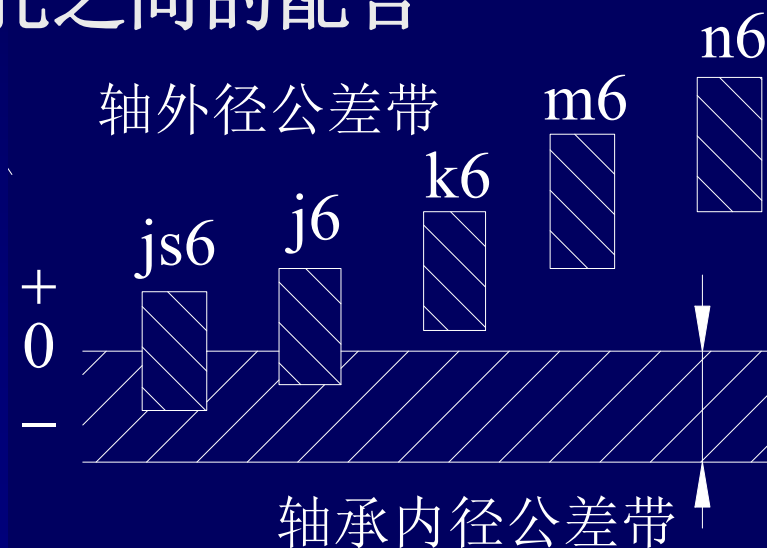
指的是内圈与孔;外圈与轴承座孔之间的配合

轴承内圈与轴

基孔制:

松 —————→ 紧

js6, j6, k6, m6, n6

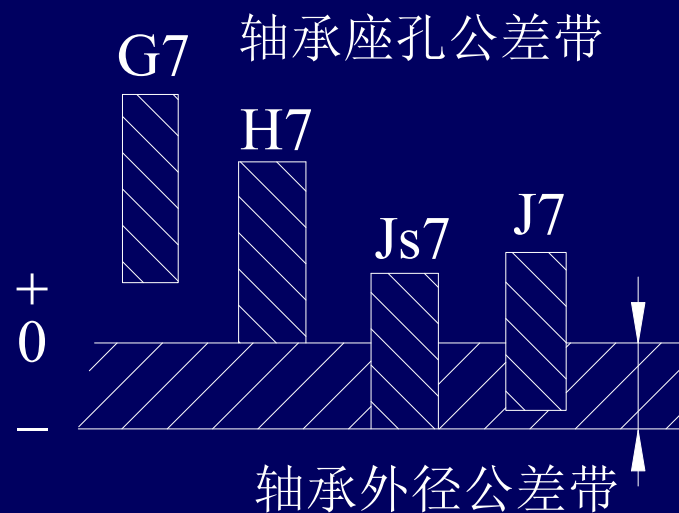


轴承外圈与轴承座孔

基轴制:

松 —————→ 紧

G7, H7, JS7, J7



滚动轴承配合的选择原则：

滚动轴承配合的选择原则：承受的载荷情况、工作温度、拆装条件等因素合理地选用轴承的配合

- 1) 转动圈比不动圈配合松一些
- 2) 高速、重载、有冲击、振动时，配合应紧一些，载荷平稳时，配合应松一些
- 3) 旋转精度要求高时，配合应紧一些
- 4) 常拆卸的轴承或游动套圈应取较松的配合
- 5) 当轴承在工作中发热量较大时，散热条件较差时，外圈应取较松的配合，内圈应取较紧的配合。
- 6) 轴承在工作中当载荷的方向固定时，固定座圈受到局部载荷作用，为避免载荷长时间集中作用在固定座圈的一个点上，造成轴承过早失效。固定座圈应取较松的配合。

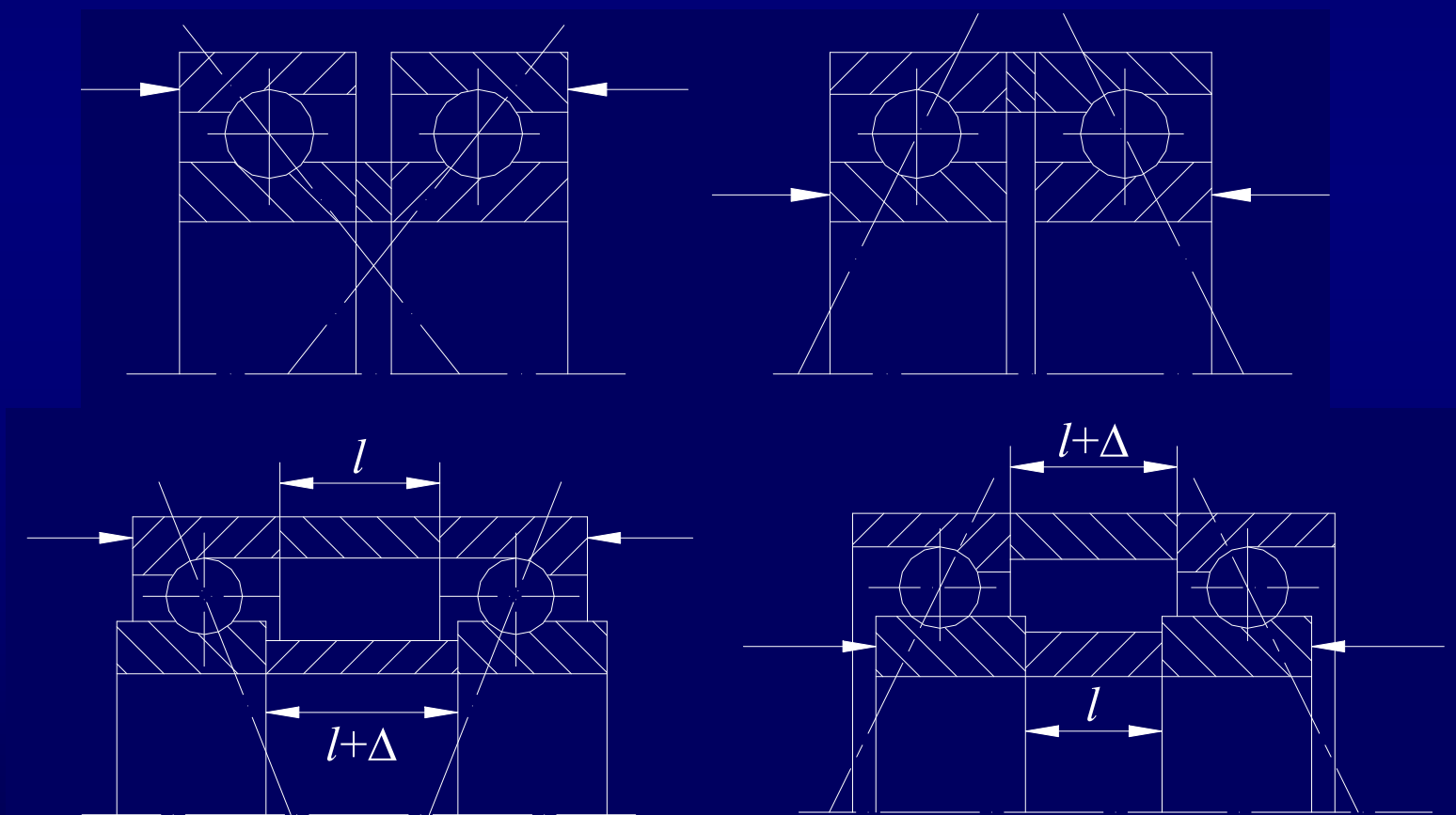
六、滚动轴承的预紧

预紧的目的

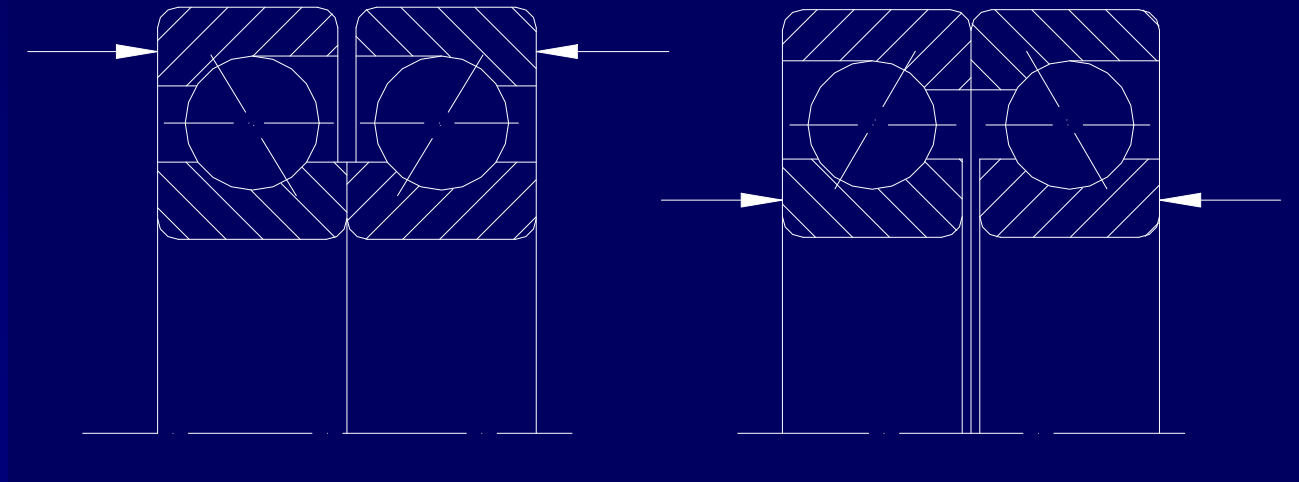
预紧原理

常用预紧方法：

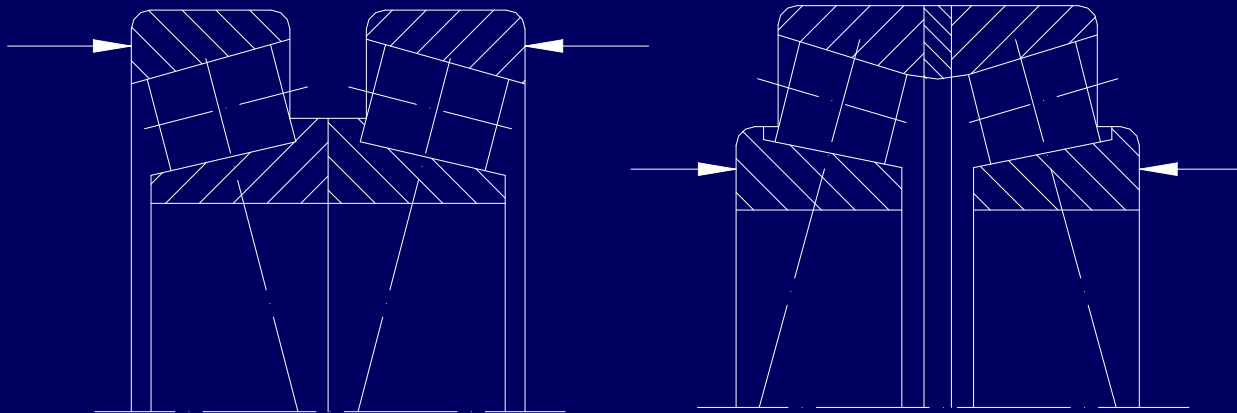
1) 用垫片和长短隔套预紧



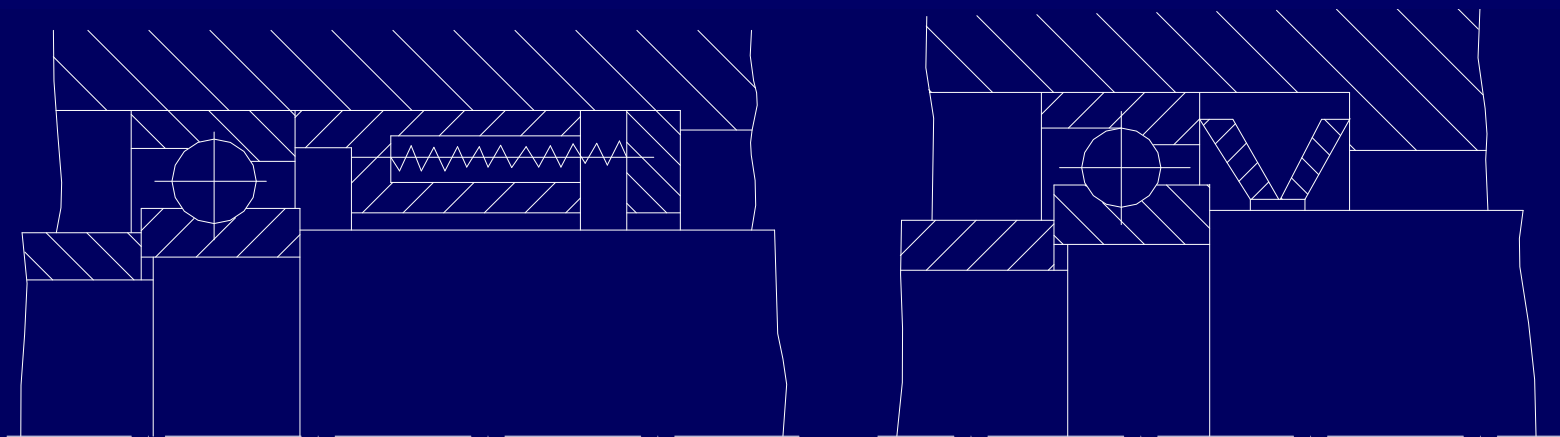
2) 夹紧一对磨窄了的外圈（或内圈）的角接触轴承



3) 夹紧一对圆锥滚子轴承



4) 利用弹簧预紧

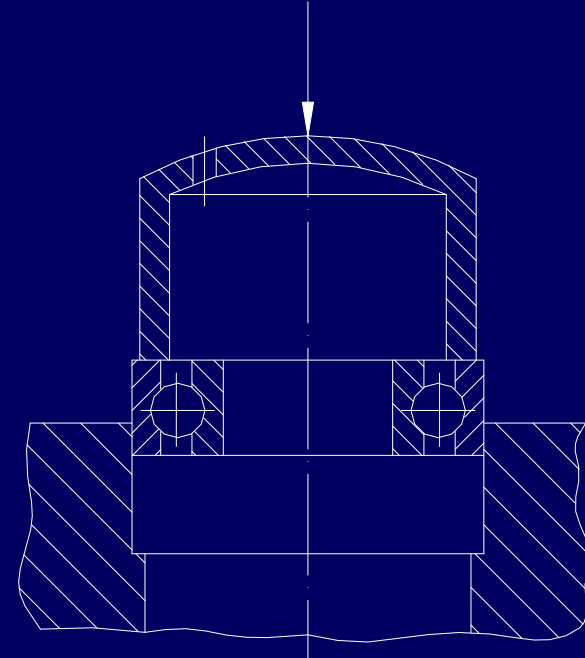
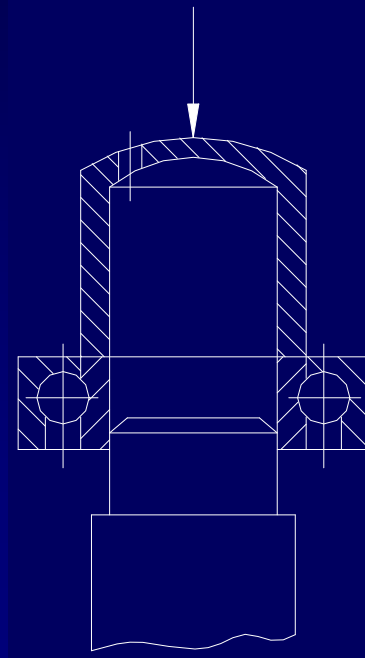


七、滚动轴承的装拆

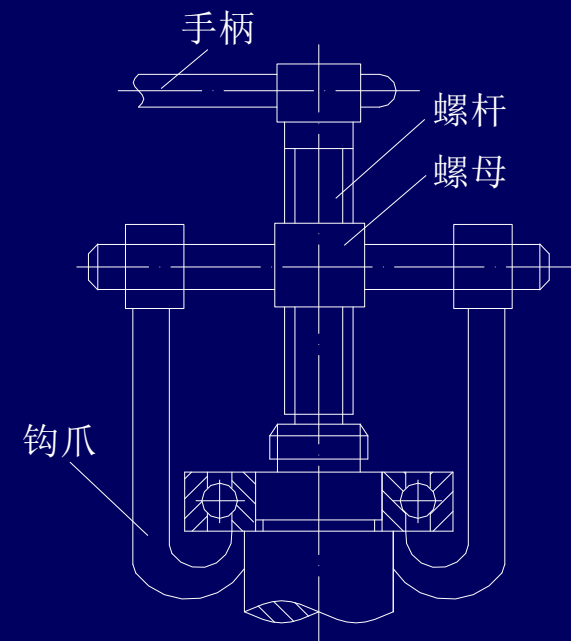
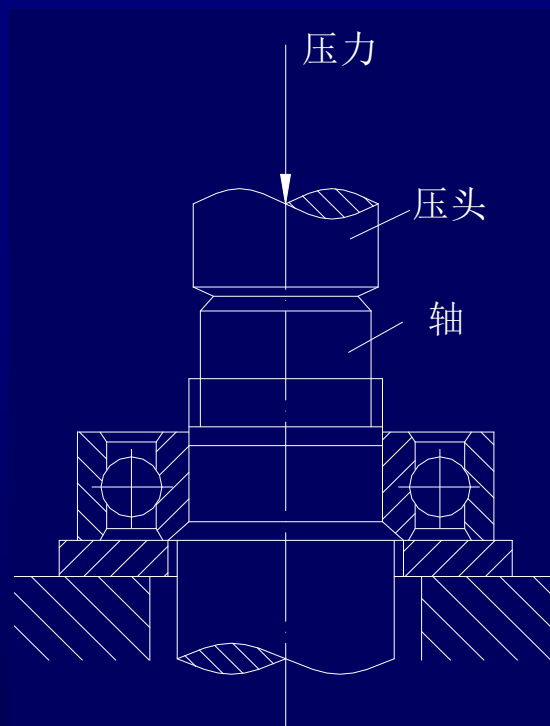
要求：

- 1) 压力应直接加于配合较紧的套圈上
- 2) 不允许通过滚动体传递装拆力
- 3) 要均匀施加装拆力

安装:



拆卸:



八、滚动轴承的润滑p312

润滑方式： 1、脂润滑 2、油润滑
油浴或飞溅润滑、滴油润滑、喷油润滑、油雾润滑
3、固体润滑

选择润滑剂的主要依据：工作温度、转速和载荷等多种因素
一般为高速时用油，低速时用脂

具体润滑方式参见p497表16-3，根据速度因数 $D_{pw}n$ 值选择
脂润滑时脂的装填量一般不超过轴承空间的 $1/3 \sim 1/2$

油润滑时油面不应高于最下方滚动体的中心，立轴的轴承油面不超过轴承宽度的 $70\% \sim 80\%$

滴油润滑常用中速小轴承，油量一般每分钟 $5 \sim 6$ 滴，轴承温度不应超过 $70 \sim 90$ 度

喷油润滑常用高速重载轴承，给轴压力为 $0.1 \sim 0.5 \text{ MPa}$ ，给油量为 $0.5 \sim 10 \text{ l/min}$ 左右，喷嘴直径为 $0.5 \sim 2 \text{ mm}$ 以上，安装在轴承端面约 10 mm 处

九、滚动轴承的密封p501

密封的作用

防止润滑剂泄漏并阻止外界杂质、灰尘、空气和水份等侵入润滑部位

密封的类型：

静密封和动密封

动密封按运动情况分为移动密封和旋转密封

动密封按接触形式分为接触密封和非接触密封

动密封按密封位置的不同分为端面密封和圆周密封

1.旋转密封装置的工作机理和选择原则

1) 旋转密封装置的工作机理

① 在动静接合面间安装减摩性材料，以填充及利用其弹性变形来实现接合面间的间隙（接触性密封）

② 允许动静接合面间存在间隙，但设法尽可能增大液体介质通过此间隙时的阻力，或使液体介质通过此间隙时产生压力降，使介质难以流出（非接触性密封）

③ 对液体介质做功，以挡出液体漏出的出路，或强迫液体介质向相反的方向流回去（非接触性密封）

④ 设出漏出孔导油 p503 图 16-15

2) 旋转密封装置的选择原则

根据具体的工作条件如工作速度、压力、适用温度范围以及其他因素综合考虑

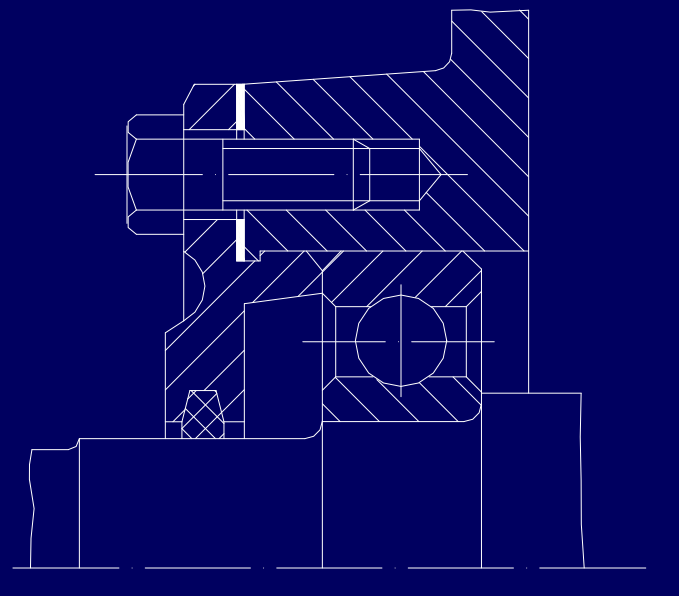
2. 接触式密封

a) 毡圈密封

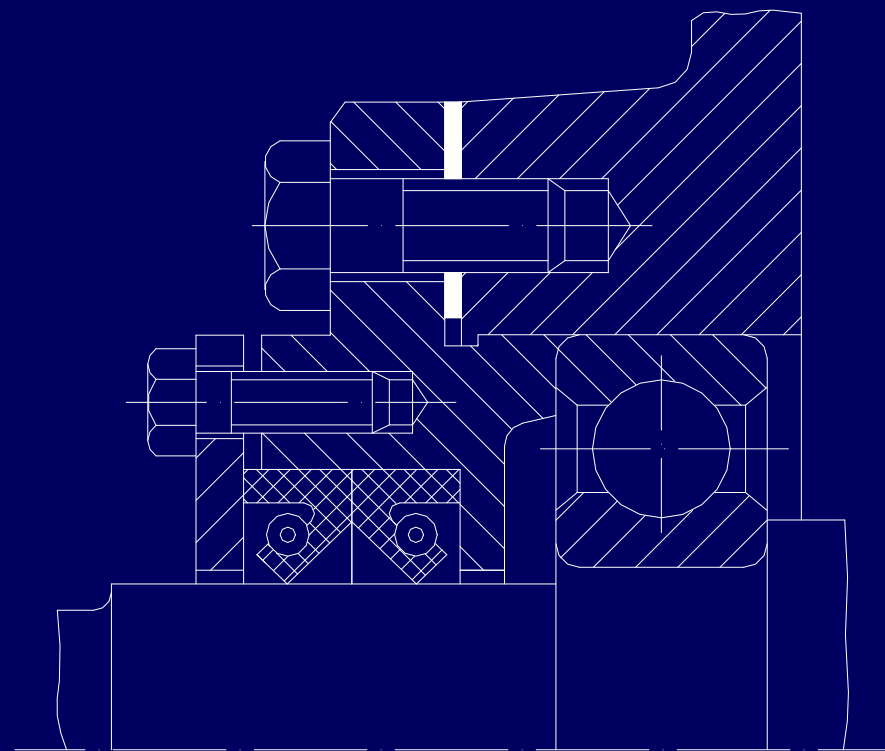
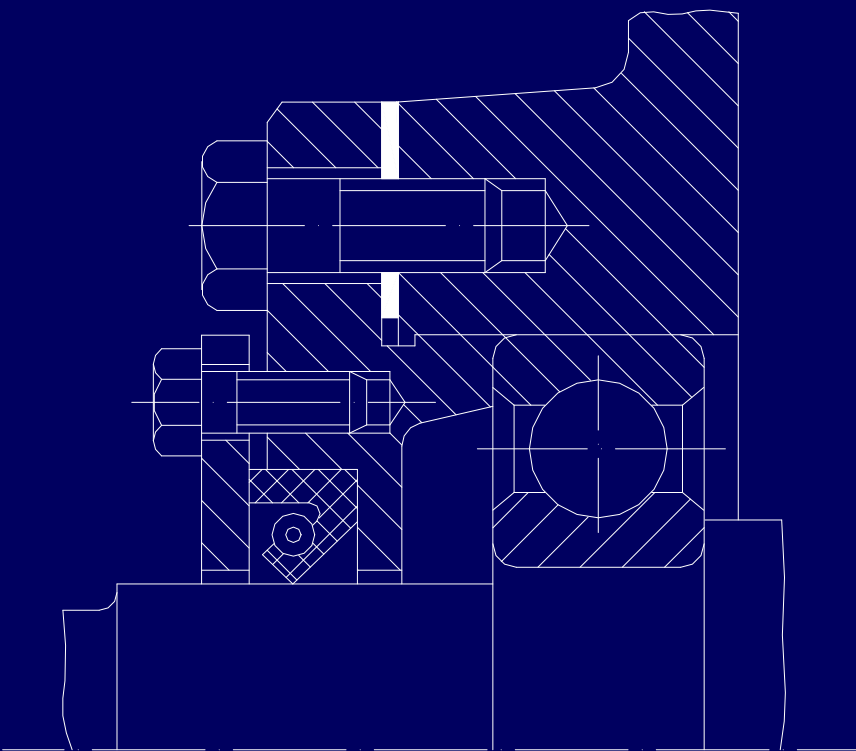
密封特点:

适用条件:

b) 密封圈 p503



c) 唇形油封



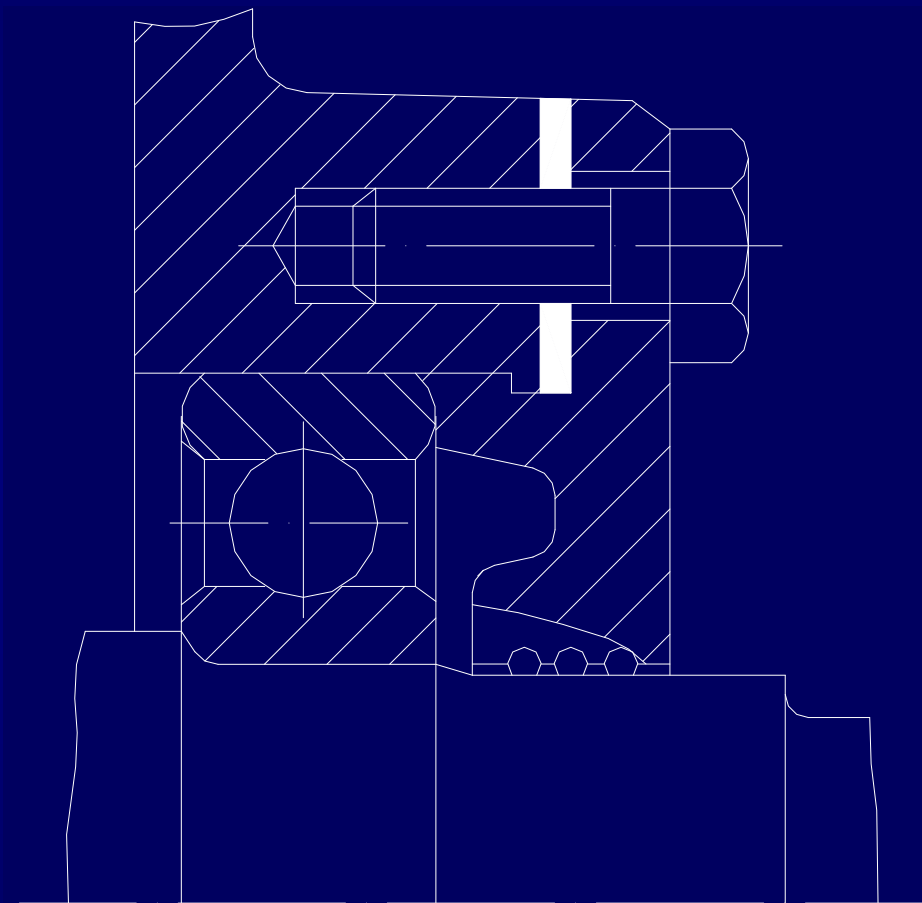
皮碗密封

垫片、橡胶密封

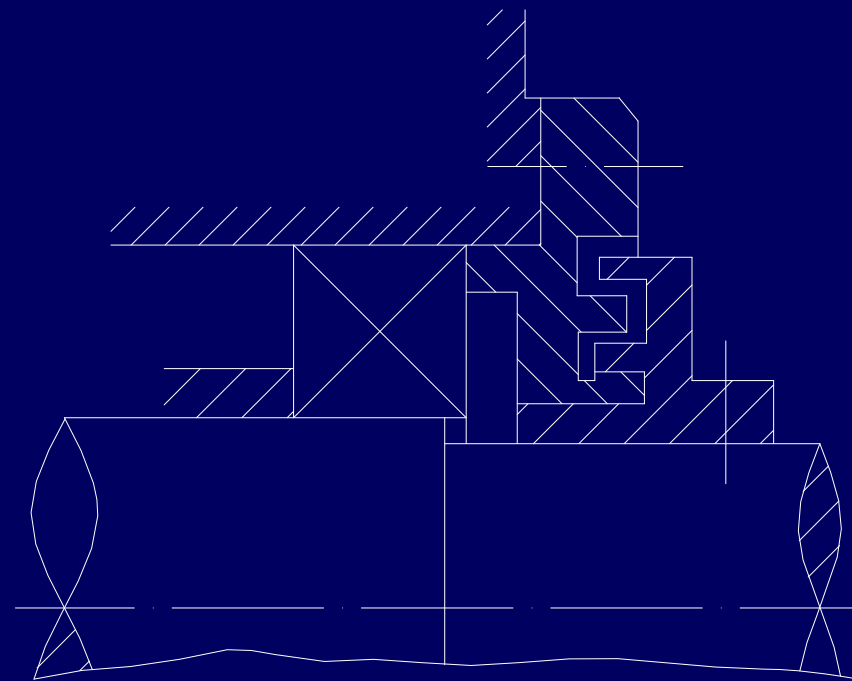
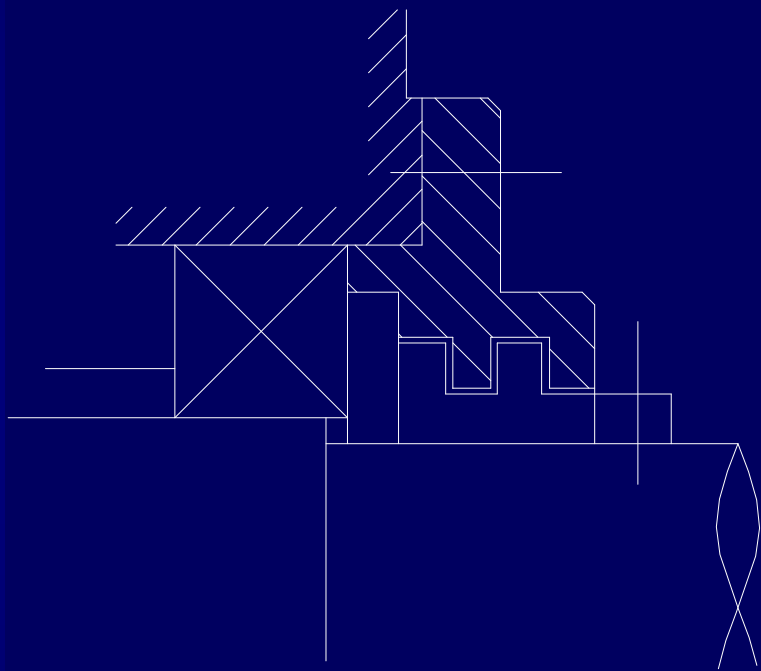
d) 机械密封

3.非接触式密封

a)油沟密封（迷宫）

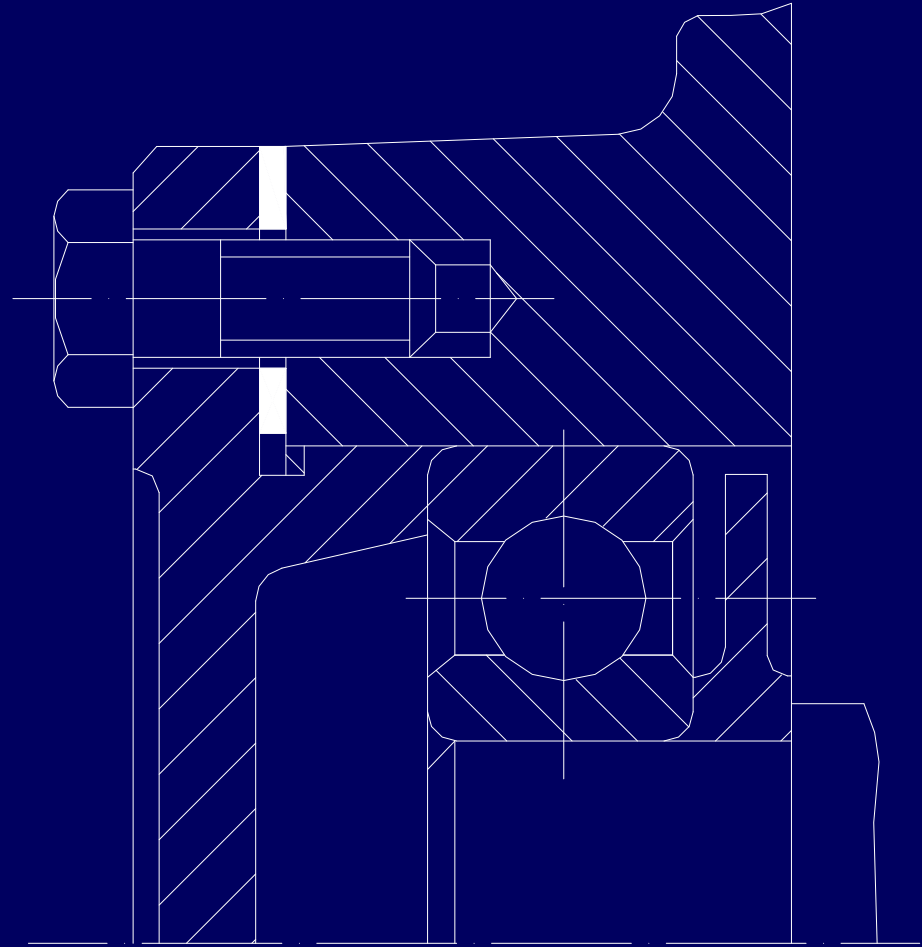


曲路（迷宫）密封



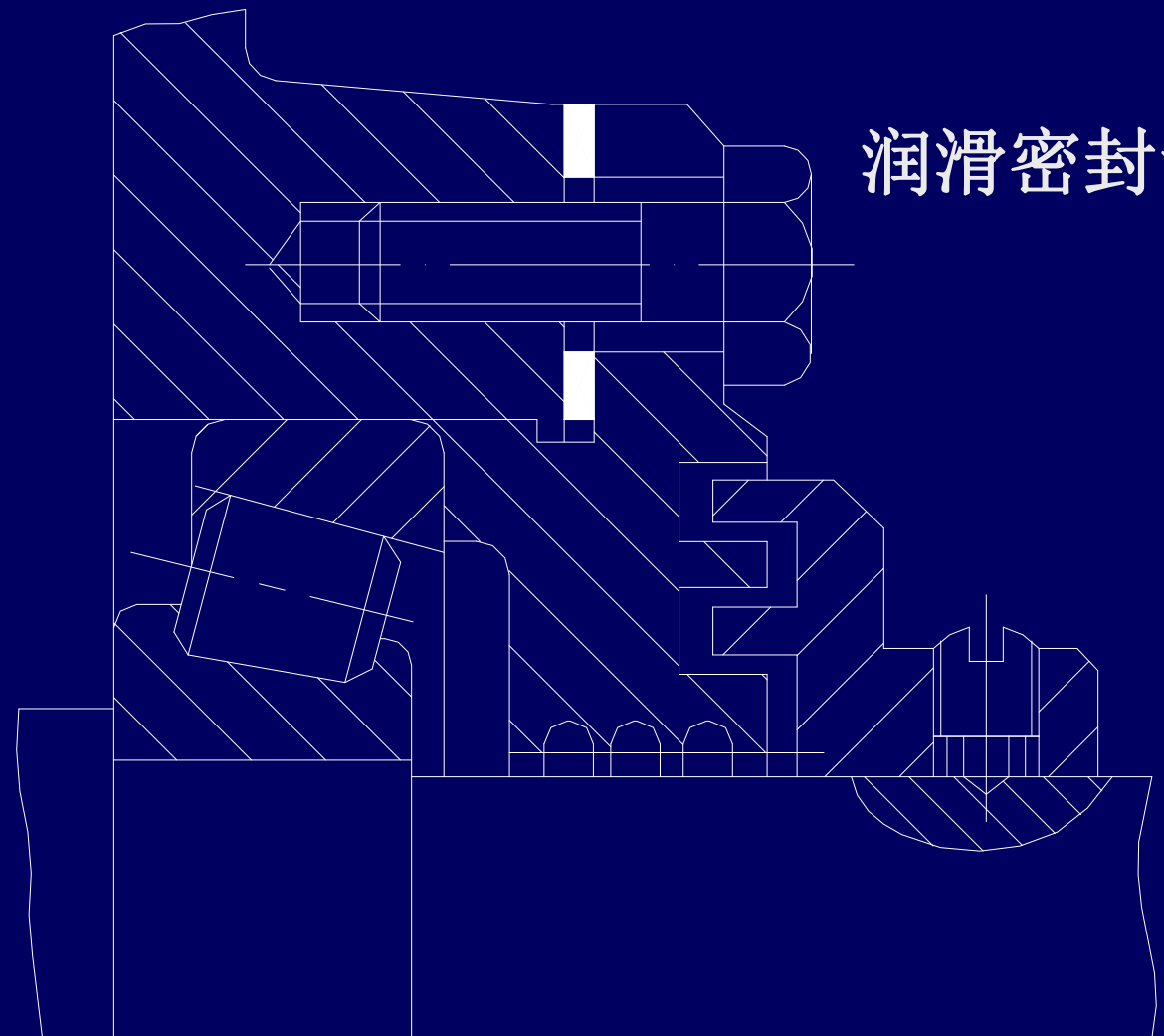
b)甩油密封（离心式）

c)螺旋密封



4.组合式密封

静密封



润滑密封详细见第16章

例指出图中结构不合理的地方

