

机电一体化系统设计

机械

电气

计算机

机电一体化

第四章 机械系统设计



4.5 滚珠丝杠传动

4.5.1 滚珠丝杠副的结构组成、工作原理及特点

4.5.2 滚珠丝杠副轴向间隙的调整

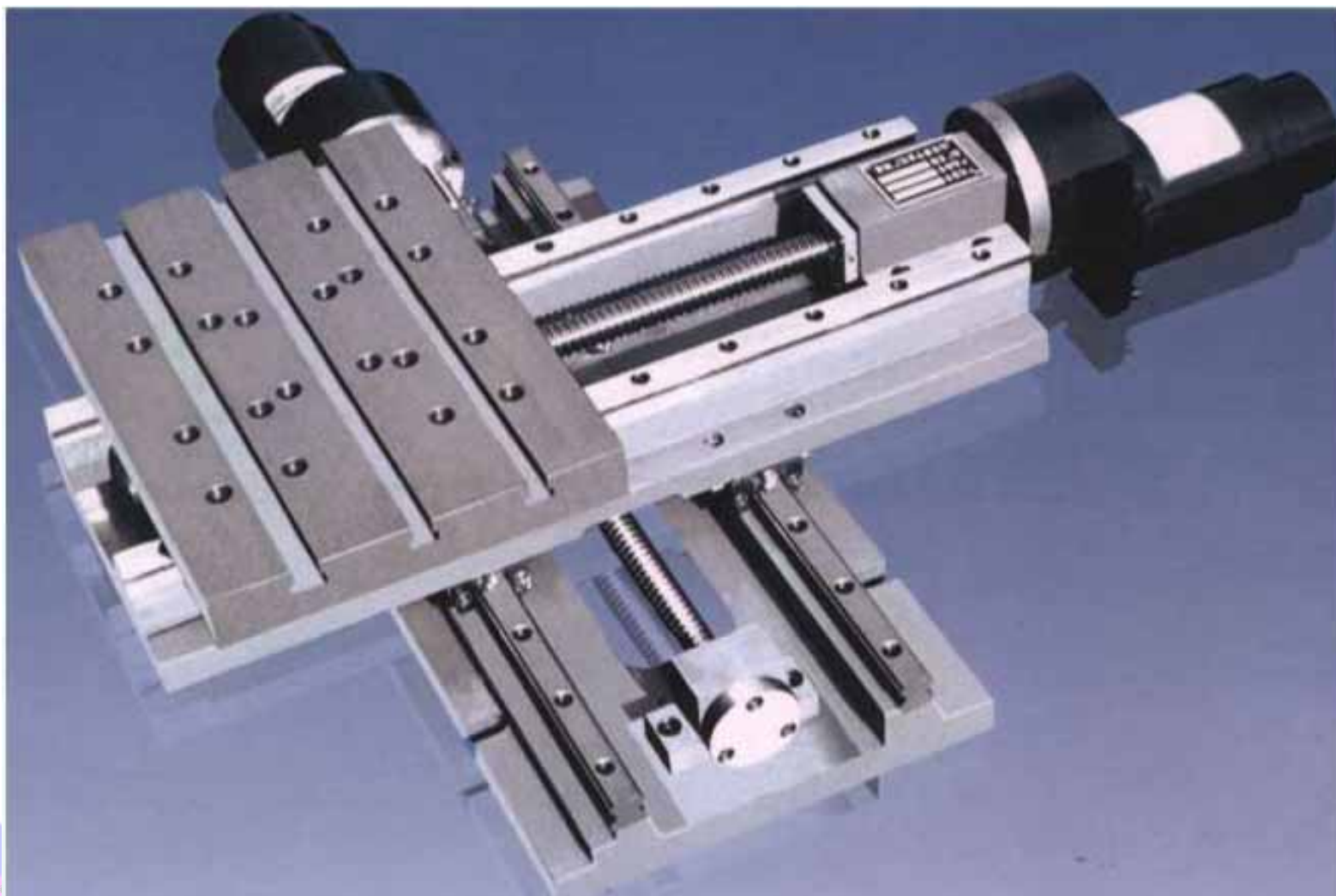
4.5.3 滚珠丝杠副的主要尺寸、精度等级和标注方法

4.5.4 滚珠丝杠副的安装

4.5.5 滚珠丝杠副的设计计算



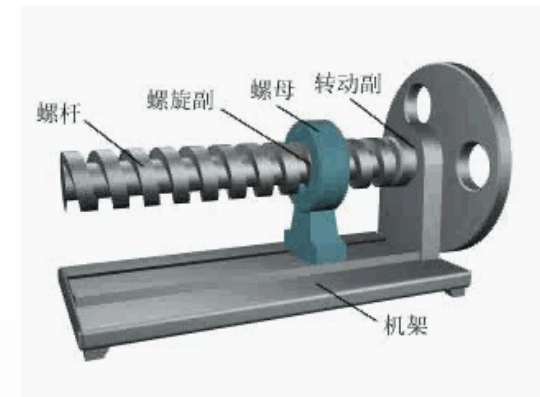
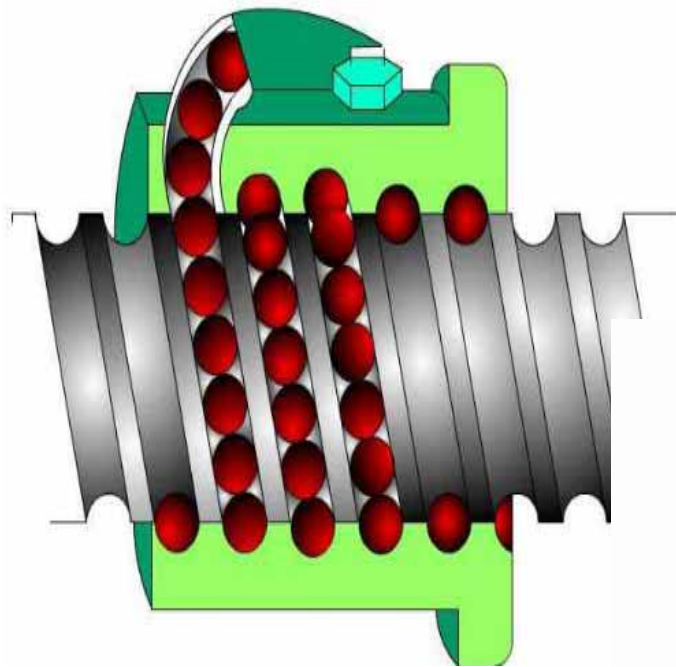
双轴工作台



4.5.1 滚珠丝杠副的结构组成、工作原理及特点

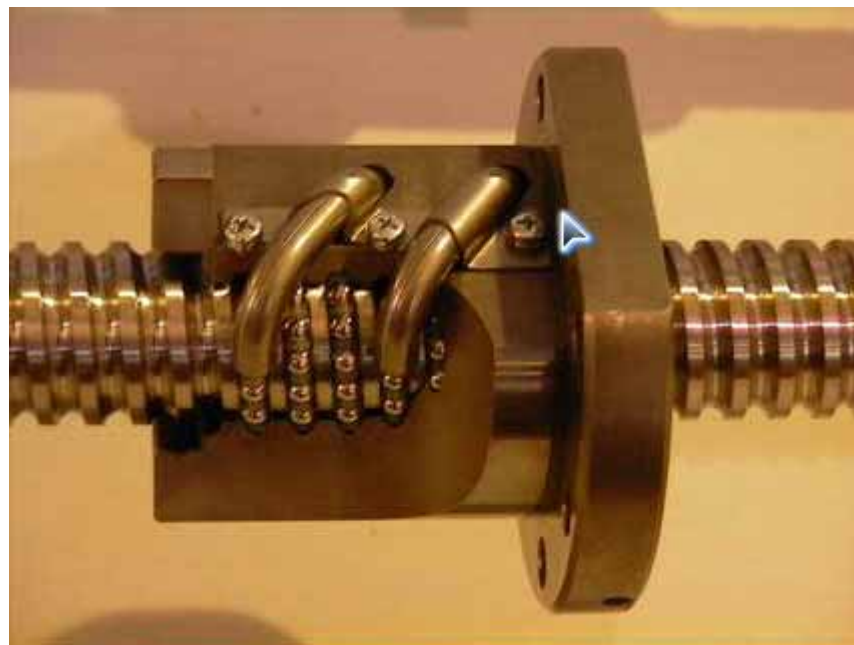
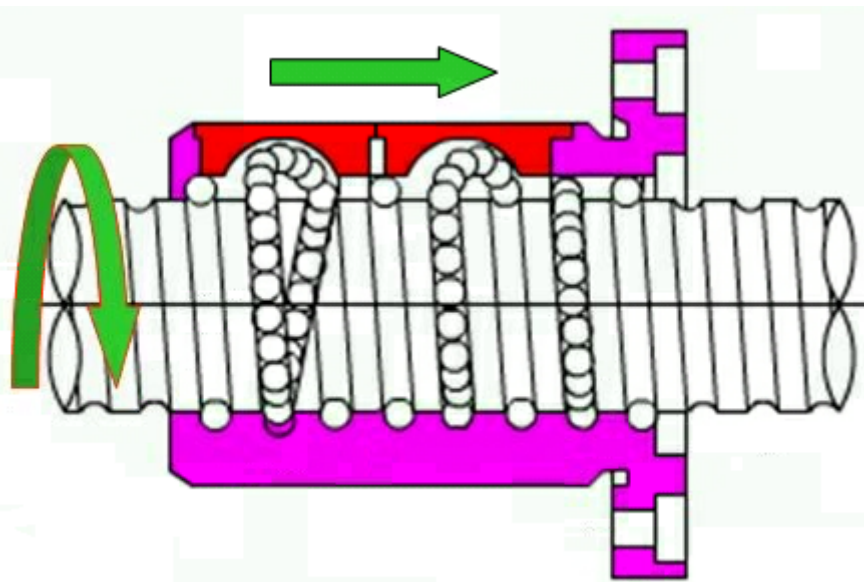
滚珠丝杠螺母副是机电一体化系统中将**回转运动**转换为**直线运动**常用的传动装置，它以滚珠的**滚动**代替丝杠螺母副中的**滑动**，摩擦力小，具有良好的性能。

组成：丝杠
螺母
滚珠
滚道（回珠器）
螺母座

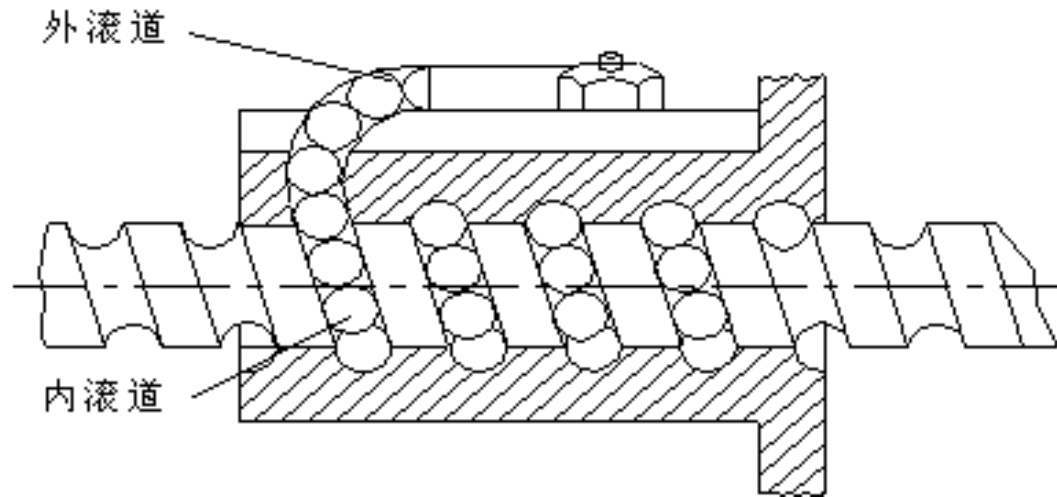


滚珠丝杠副的工作原理

- 滚珠丝杠副的特点是将螺旋运动变为直线运动或者将直线运动变换为螺旋运动。



$$L = \frac{P_h}{2\pi} \varphi$$



图中丝杠和螺母上都磨有圆弧形的螺旋槽，这两个圆弧形的螺旋槽对合起来就形成螺旋线滚道，在滚道内装有滚珠。

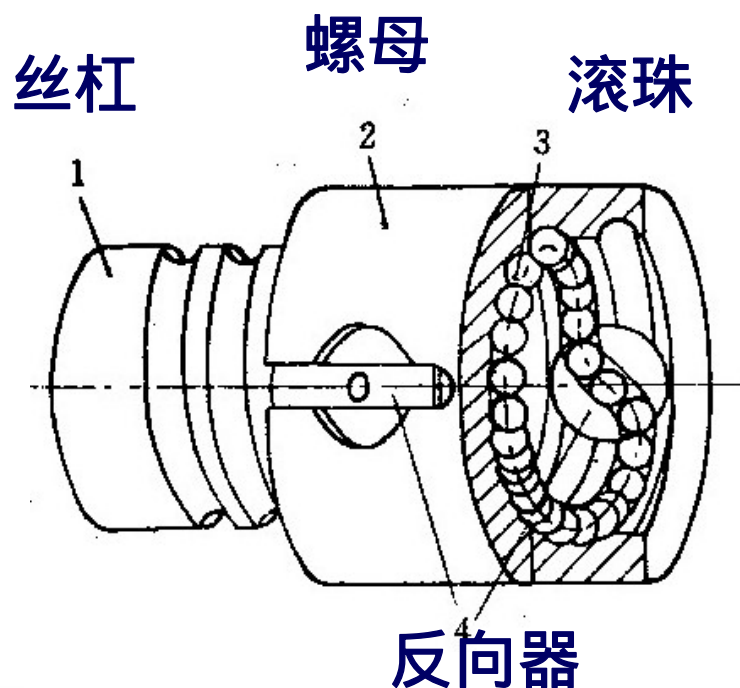
- 当丝杠回转时，滚珠相对螺母上的滚道滚动，因此丝杠与螺母之间基本上为滚动摩擦。
- 为防止滚珠从螺母中滚出来，在螺母的螺旋槽两端设有回程引导装置，使滚珠能循环流动。



结构类型

滚珠丝杠副中滚珠的循环方式有内循环和外循环二种。

➤始终与丝杠保持接触的称为内循环。



➤内循环方式的优点是滚珠循环的回路短、流畅性好、效率高、螺母的径向尺寸也较小。

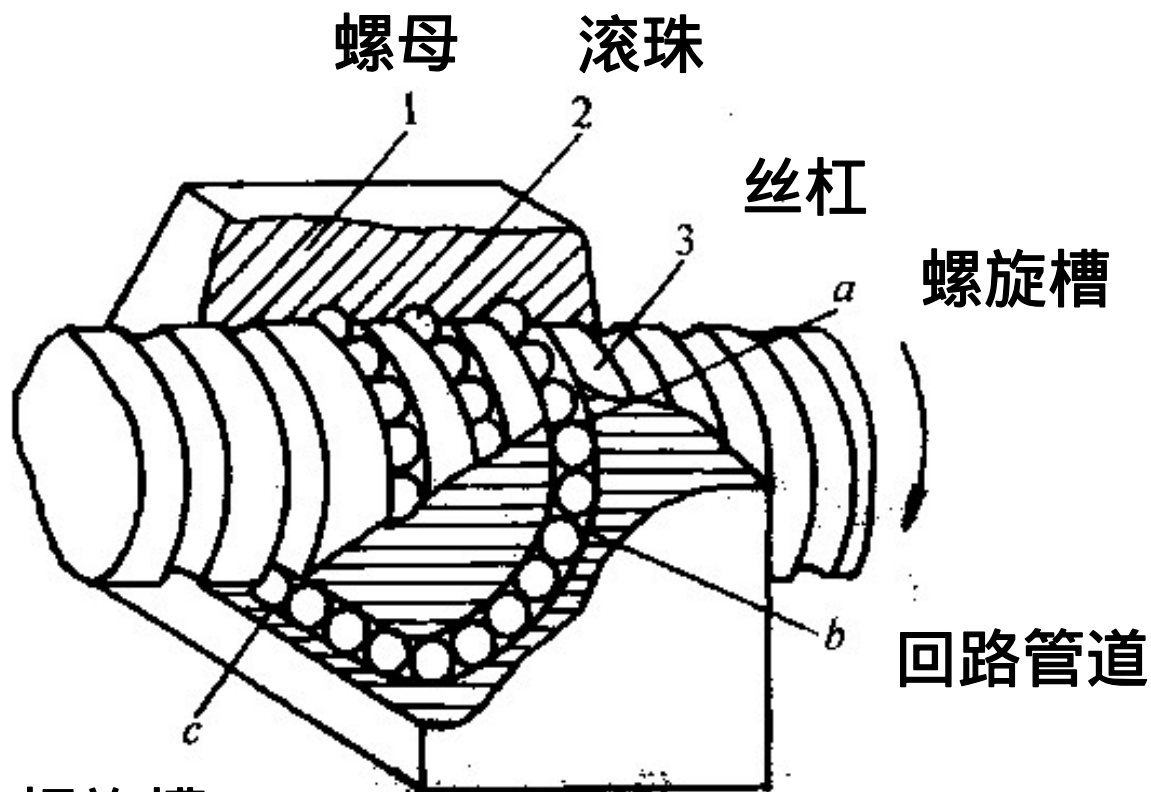
➤其不足之处是反向器加工困难、装配调整也不方便。

内循环：适用于高速、高灵敏度、高刚度的精密进给系统。



滚珠丝杠副中滚珠的循环方式有内循环和外循环二种。

➤有时与丝杠脱离接触的称为外循环；



特点：

➤滚珠循环回路长，流畅性差，效率低；

➤工艺简单，螺母的径向尺寸大，易于制造；

➤挡珠器刚性差，易磨损

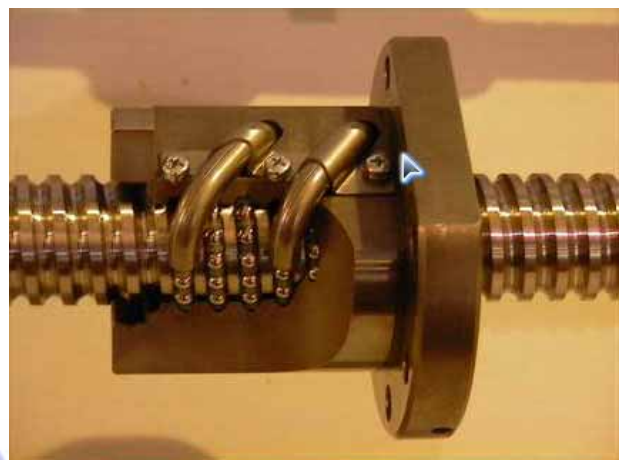
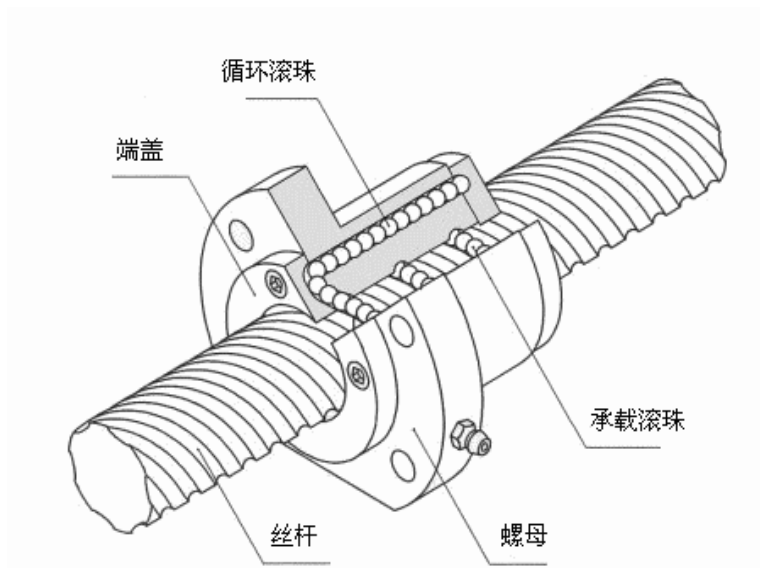
螺旋槽



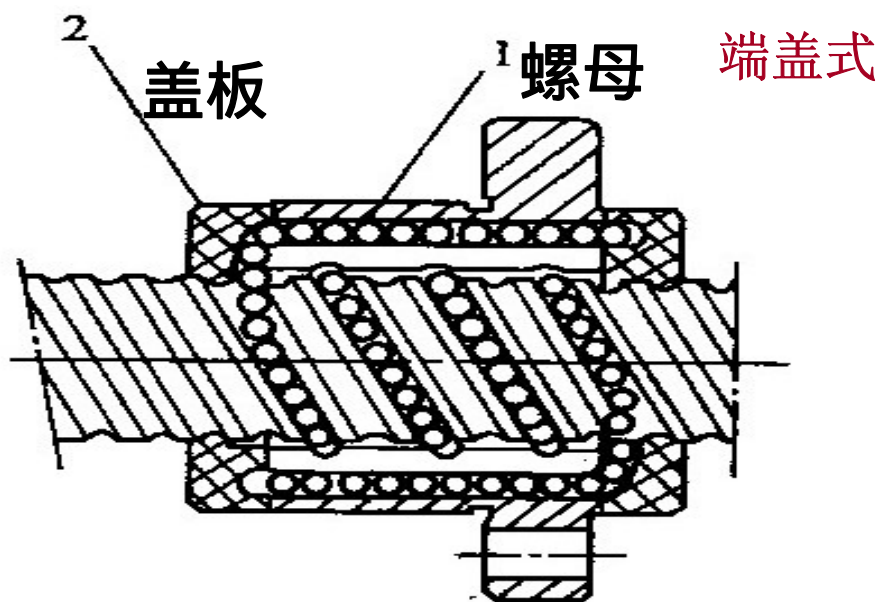
外循环的三种结构形式



螺旋槽式



插管式



◆ 滚珠丝杠的钢球循环机构

循环弯管式也称“**外循环式**”为最普通的，钢球从丝杠轴上，沿弯管的牙嘴部导入，通过弯管返回，形成无限循环运动。



回球器式也称“**内循环式**”是最紧凑的丝母，钢球通过回球器改变进行方向，返回丝杠轴的原先位置。



端盖式适用于高速进给的丝母，钢球从端盖部导入，通过丝母上的贯通孔，返回起始位置。

钢板循环式是如同弯管式的，将钢球导入后沿钢板上的沟进行循环，钢板回球式与回球器式相比，较多应用于小型滚珠丝杠。



滚珠丝杠副的特点

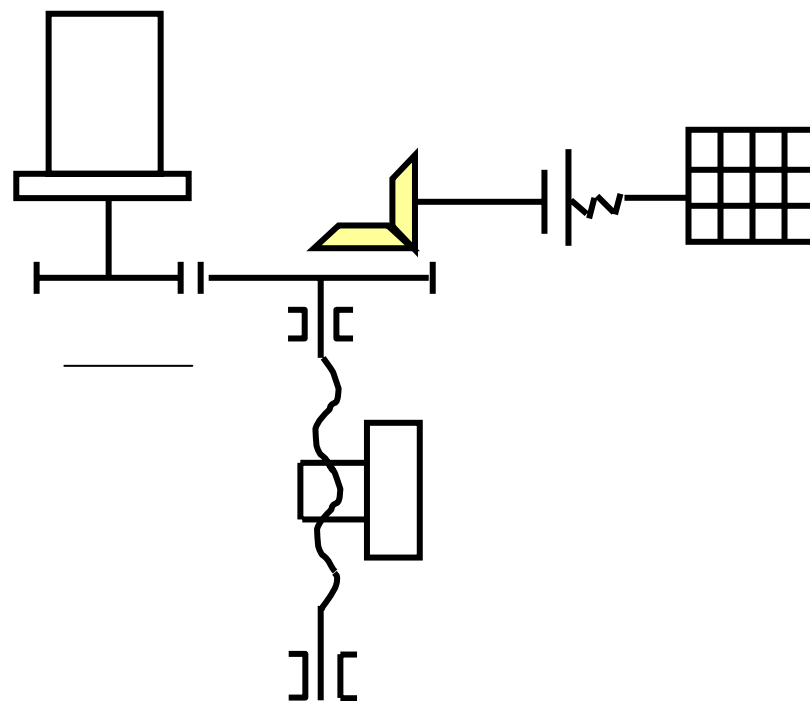
- 1) **传动效率高，摩擦损失小**。滚珠丝杠副传动效率 $\eta = 0.92 \sim 0.96$ ，比常规的丝杠螺母副提高3~4倍。因此，功率消耗只相当于常规的丝杠螺母副的1/4~1/3。
- 2) **传动精度、定位精度高，无爬行现象，运动平稳**。
- 3) **能够预紧**。给予适当预紧，可消除丝杠和螺母的螺纹间隙，反向时可消除空行程死区，提高接触刚度和传动精度。
- 4) **运动具有可逆性**，可以从旋转运动转换为直线运动，也可以从直线运动转换为旋转运动，即丝杠和螺母都可以作为主动件。



5) 磨损小，使用寿命长。

6) 制造工艺复杂。滚珠丝杠和螺母等元件的加工精度要求高，表面粗糙度也要求高，故制造成本高。

7) 不能自锁。特别是对于垂直丝杠，由于自重惯力的作用，下降时当传动切断后，不能立刻停止运动，故常需添加制动装置。



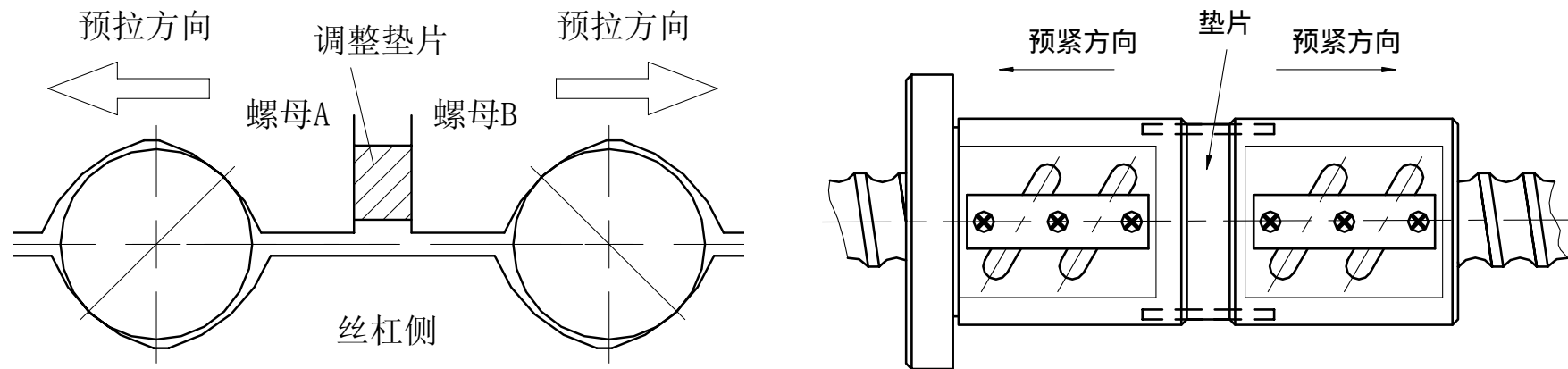
4.5.2 滚珠丝杠副轴向间隙的调整

滚珠丝杠副除了对本身单一方向的传动精度有要求外，对其轴向间隙也有严格要求，以保证其**反向传动精度**。滚珠丝杠副的**轴向间隙**是承载时在滚珠与滚道型面接触点的弹性变形所引起的螺母位移量和螺母原有间隙的总和。

通常采用**双螺母预紧**或**单螺母（大滚珠、大导程）**的方法，把弹性变形控制在最小限度内，以减小或消除轴向间隙，并可以提高滚珠丝杠副的刚度。



a) 双螺母垫片式预紧原理

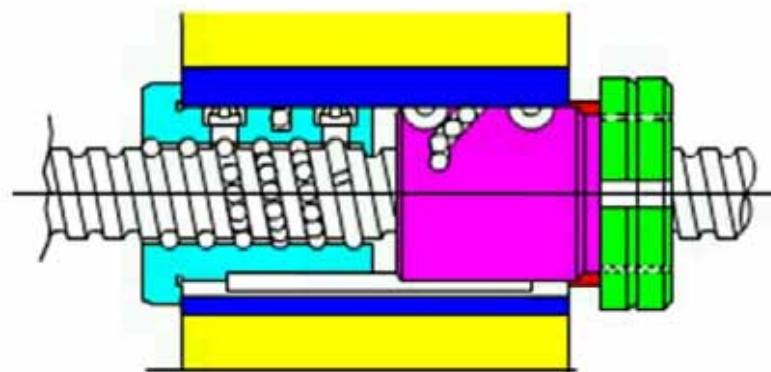
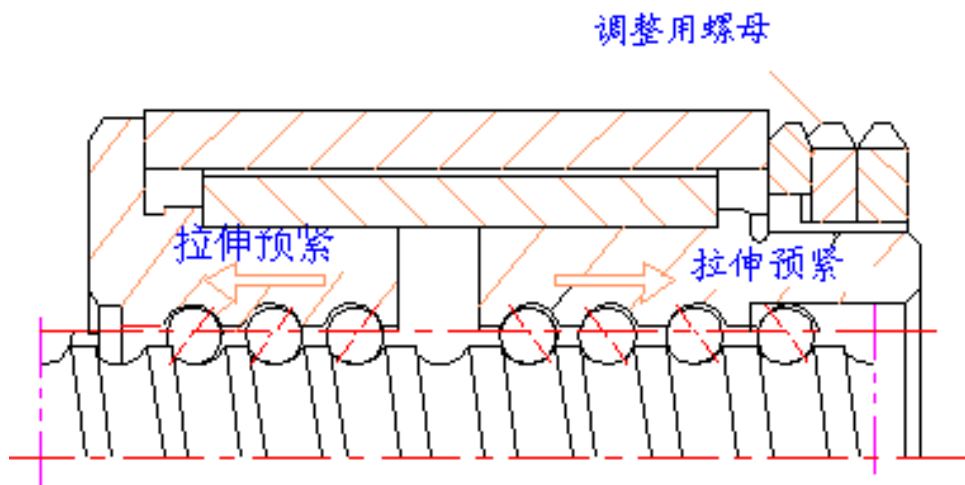


根据垫片厚度不同分成两种形式，当垫片厚度**较厚**时即产生“**预拉应力**”，而当垫片厚度**较薄**时即产生“**预压应力**”以消除轴向间隙。

特点：结构简单，装卸方便，刚性大，工作可靠，应用最为广泛。但调整不方便，不能随时调隙预紧。



b) 双螺母螺纹式预紧原理

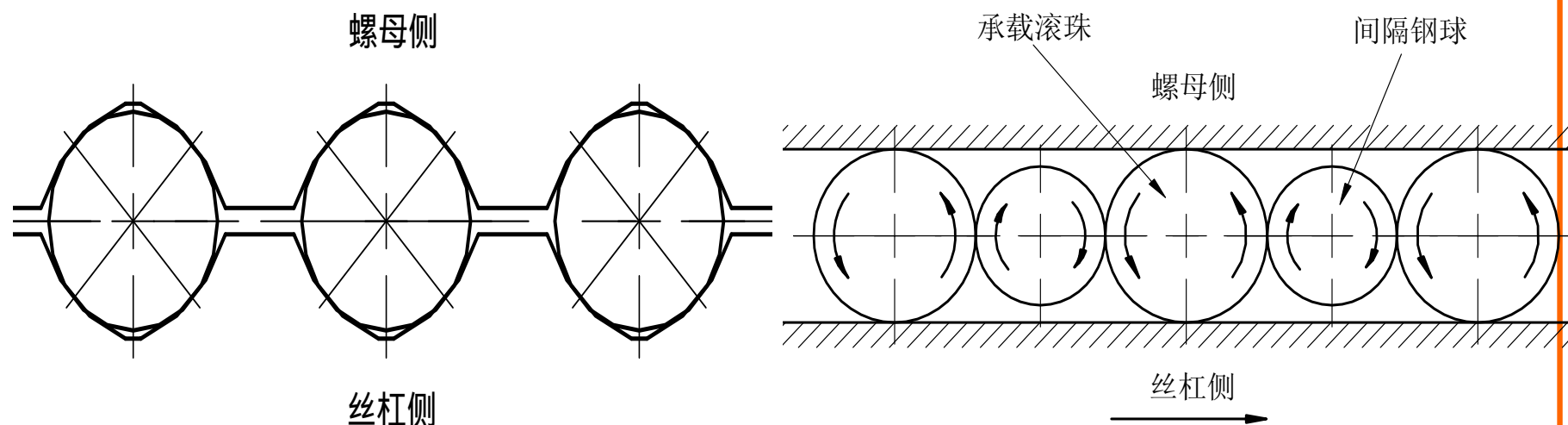


通过调整端部的圆螺母，使丝杠右螺母沿轴向向右移动，产生拉伸预紧，从而消除间隙。

特点：结构紧凑，调整方便，工作可靠，应用广，但预紧量不容易控制。



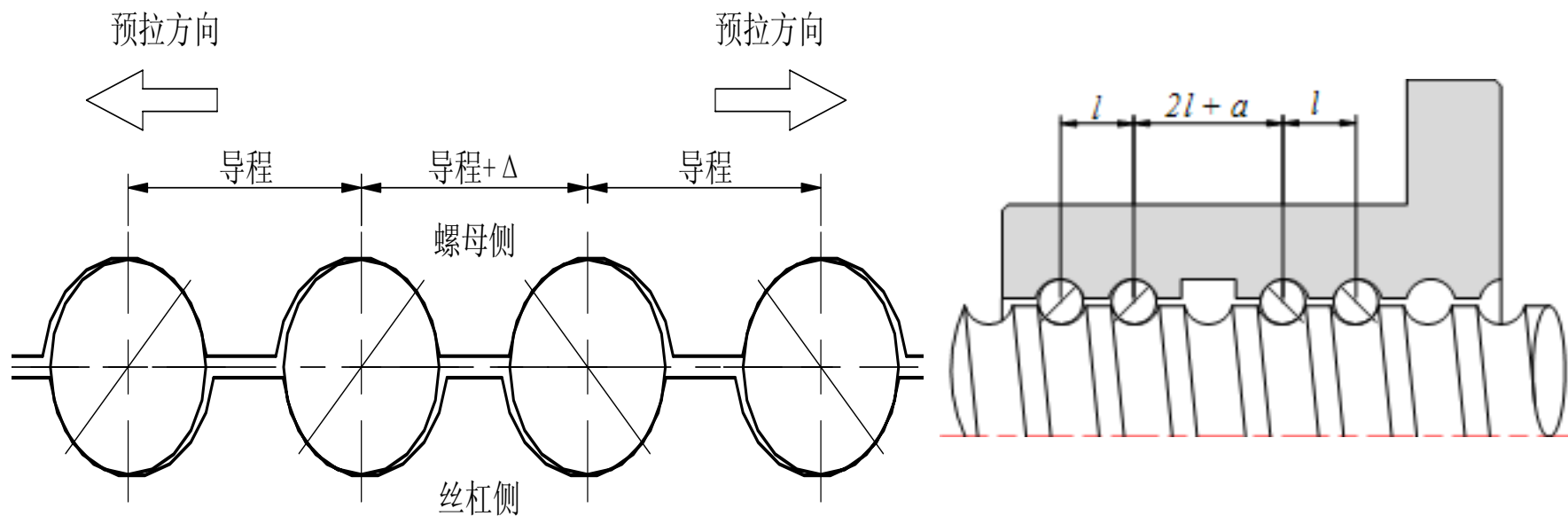
c) 单螺母预紧原理（增大滚珠直径法）



为了补偿滚道的间隙，设计时将**滚珠的尺寸适当增大**，使其4点接触，产生预紧力，为了提高工作性能，可以在承载滚珠之间加入间隔钢球。



d) 单螺母预紧原理（偏置导程法）



偏置导程法原理如上图所示，仅仅是在螺母中部将其导程增加一个预压量，以达到预紧的目的。



目前制造的单螺母式滚珠丝杠副的轴向间隙达0.05mm，而双螺母式的经加预紧力调整后基本上能消除轴向间隙。应用该方法消除轴向间隙时应注意以下两点：

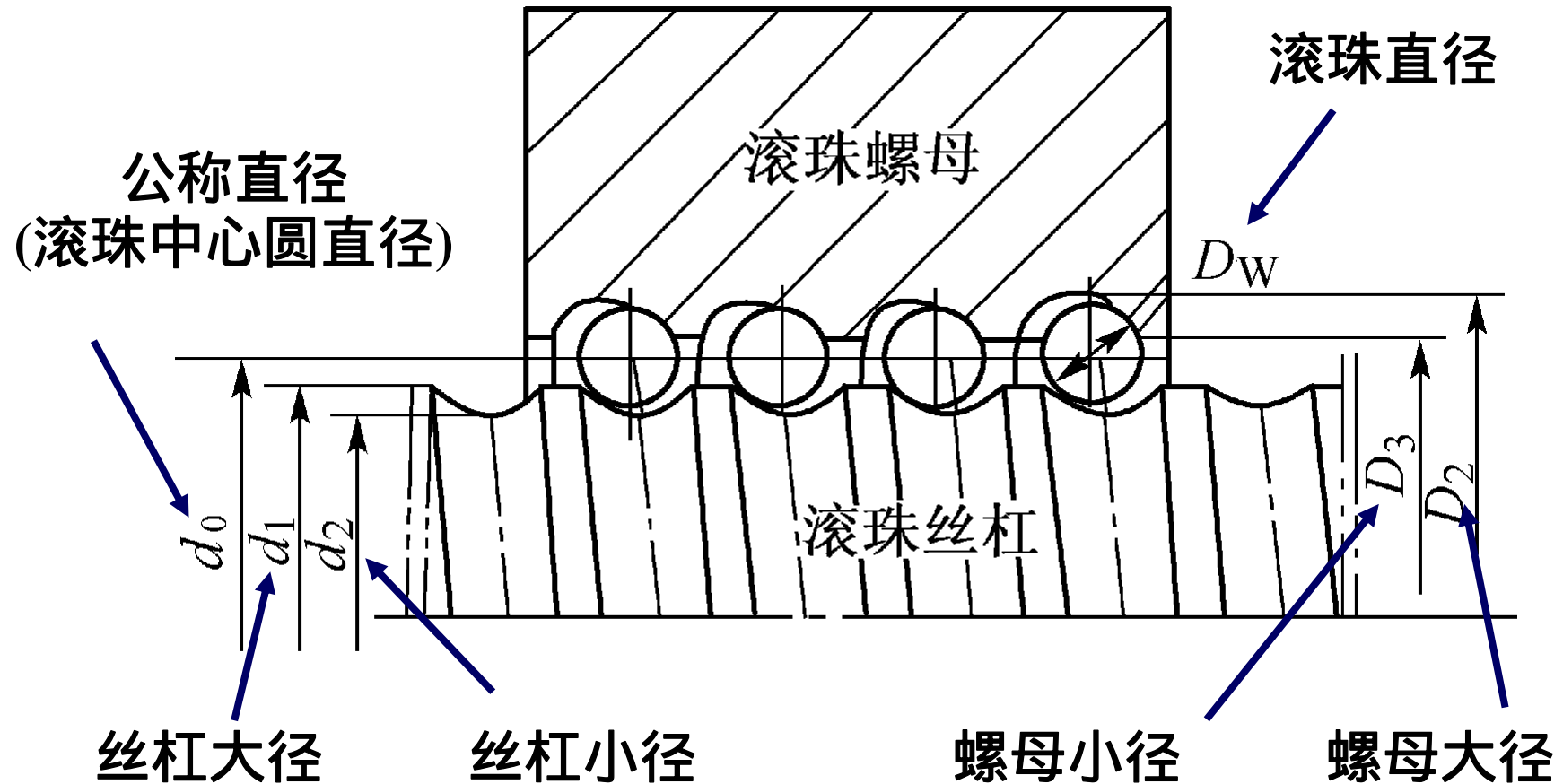
(1) **预紧力大小必须合适**，过小不能保证无隙传动；过大将使驱动力矩增大，效率降低，寿命缩短。预紧力应不超过最大轴向负载的1/3。

(2) **要特别注意减小丝杠安装部分和驱动部分的间隙**，这些间隙用预紧的方法是无法消除的，而它对传动精度有直接影响。



4.5.3 主要尺寸、精度等级和标注方法

滚珠丝杠副的主要尺寸参数



导程 P_h : 丝杠相对螺母旋转2 弧度时，螺母上基准点的轴向位移。

滚珠丝杠副的精度等级及标注方法

(1) 精度等级

根据GB/T17587.3-1998（与ISO 3408-3: 1992同）标准：

将滚珠丝杠副的精度分成为七个等级

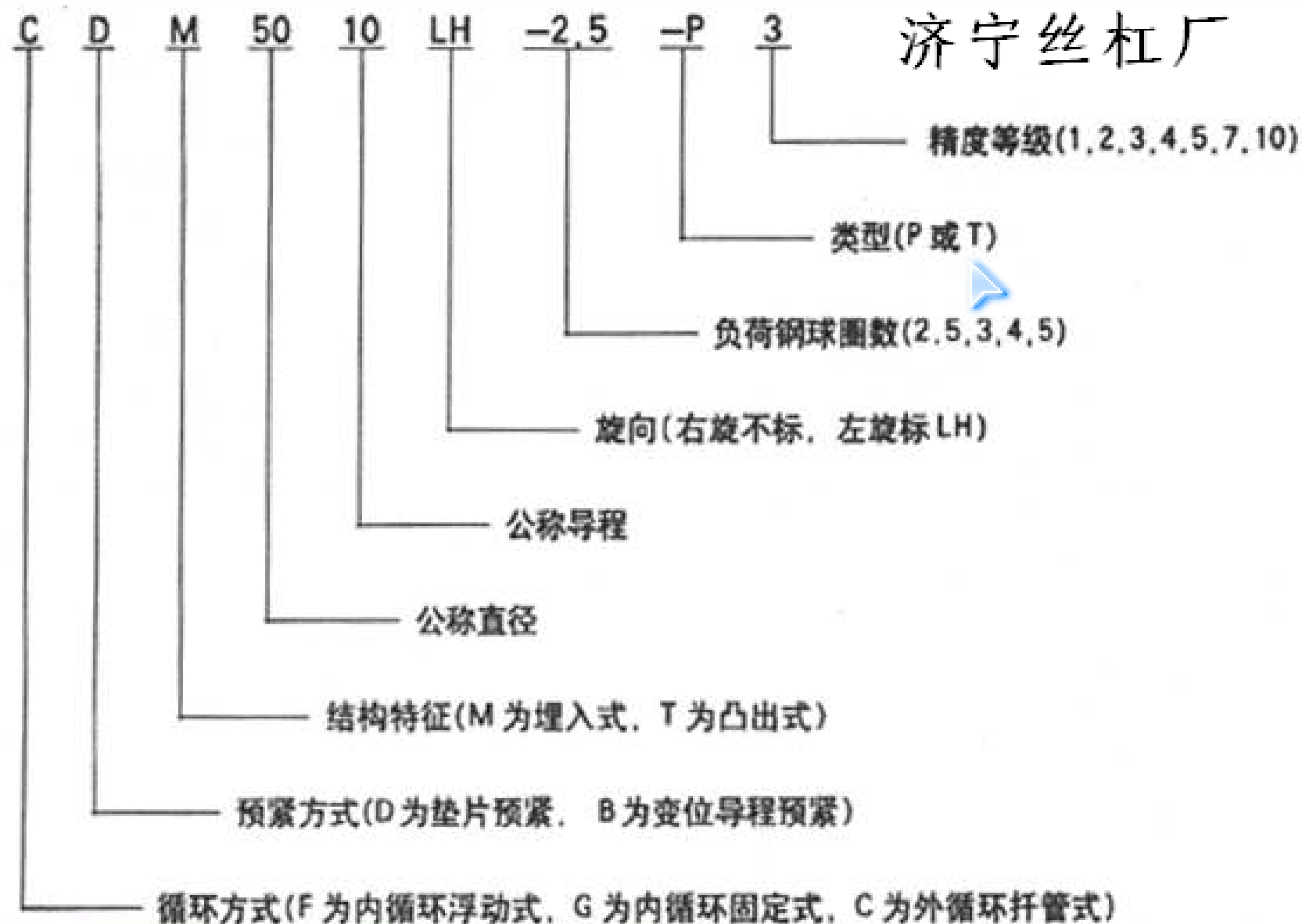
1、2、3、4、5、7、10，1级为最高

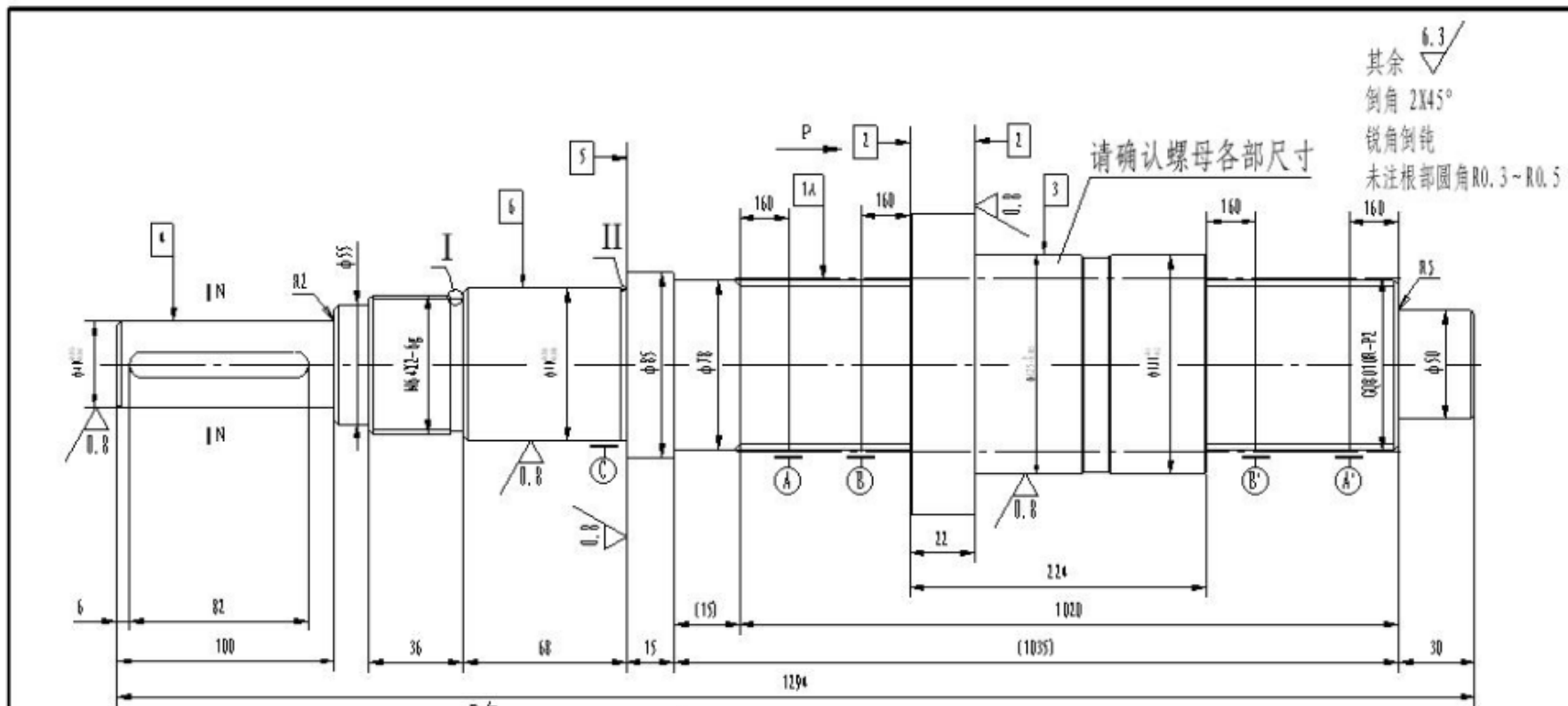
任意300mm行程内行程变动量 V300p 6 8 12 16 23 52 210

丝杠分为：精密定位型（P型）和传动型（T型）。

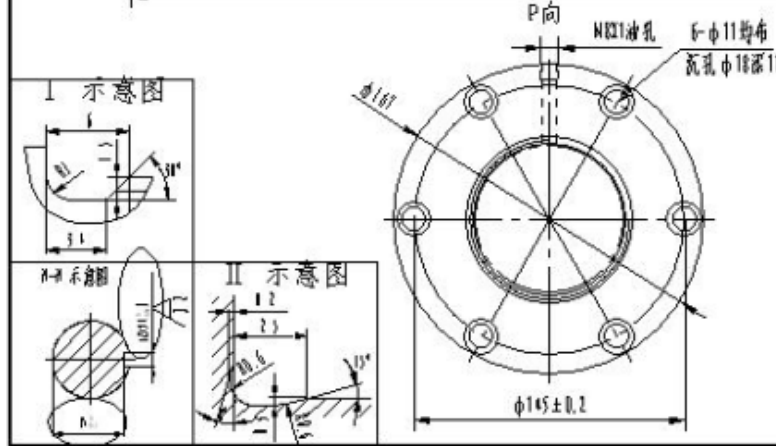


(2) 标注方法 (各个厂家并不完全相同)





其余 $\sqrt{6.3}$
 倒角 $2 \times 45^\circ$
 锐角倒钝
 未注根部圆角 $R0.3 \sim R0.5$



- ### 技术要求
- 1、其余应符合GB/T17587.3-1998 P2级精度的要求。
 - 2、预紧力：5300N。
 - 3、额定动载荷：70.3KN。
 - 4、额定静载荷：264.3KN。
 - 5、请确认丝杠规格为8010，螺母循环圈数为6圈。

6	$\sqrt{0.018/200}$ AA'	3	$\sqrt{0.023}$ BB'
5	$\sqrt{0.005}$ AA'	2	$\sqrt{0.022}$ BB'
4	$\sqrt{0.009/200}$ C	1A	$\sqrt{0.022}$ AA'
序号	项目	序号	项目

设计			
审核			PPZD8010TR-6-P2/1294X1020
共 1 张	第 1 张	需方确认签字:	
南京工艺装备制造有限公司		需方图号:	
		需方:	

(3) 尺寸系列

公称直径系列 (mm)

6、8、10、12、16、20、25、32、40.....

公称导程系列 (mm)

1, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12.....

注意：

尽可能优先选用公称导程为4、5、6、8系列的滚珠丝杠螺母副



(4) 推荐采用的精度等级

- ◆ 数控机床、精密机床和精密仪器等用于开环和半闭环进给系统，根据定位精度和重复定位精度的要求可选用1、2、3级；
- ◆ 一般传动可选用4、5级；
- ◆ 全闭环系统可选用2、3、4级。



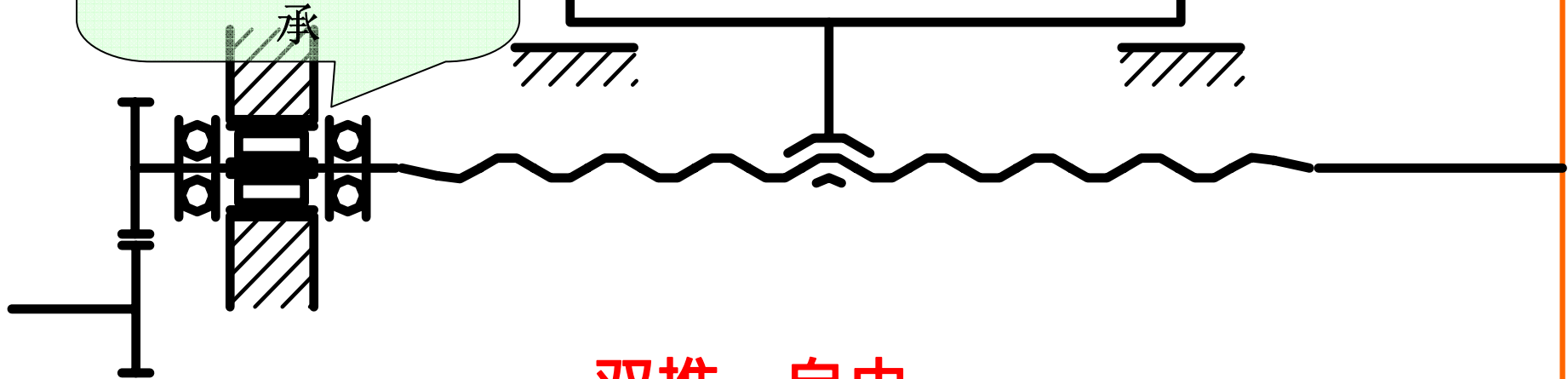
4.5.4 滚珠丝杠副的安装

丝杠的轴承组合及轴承座、螺母座以及其它零件的连接刚性，对滚珠丝杠副传动系统的刚度和精度都有很大影响，需在设计、安装时认真考虑。

为了提高轴向刚度，丝杠支承常用推力轴承为主的轴承组合，仅当轴向载荷很小时，才用向心推力轴承。



固定端装深沟球轴承和双向止推轴承，或圆锥滚子轴承

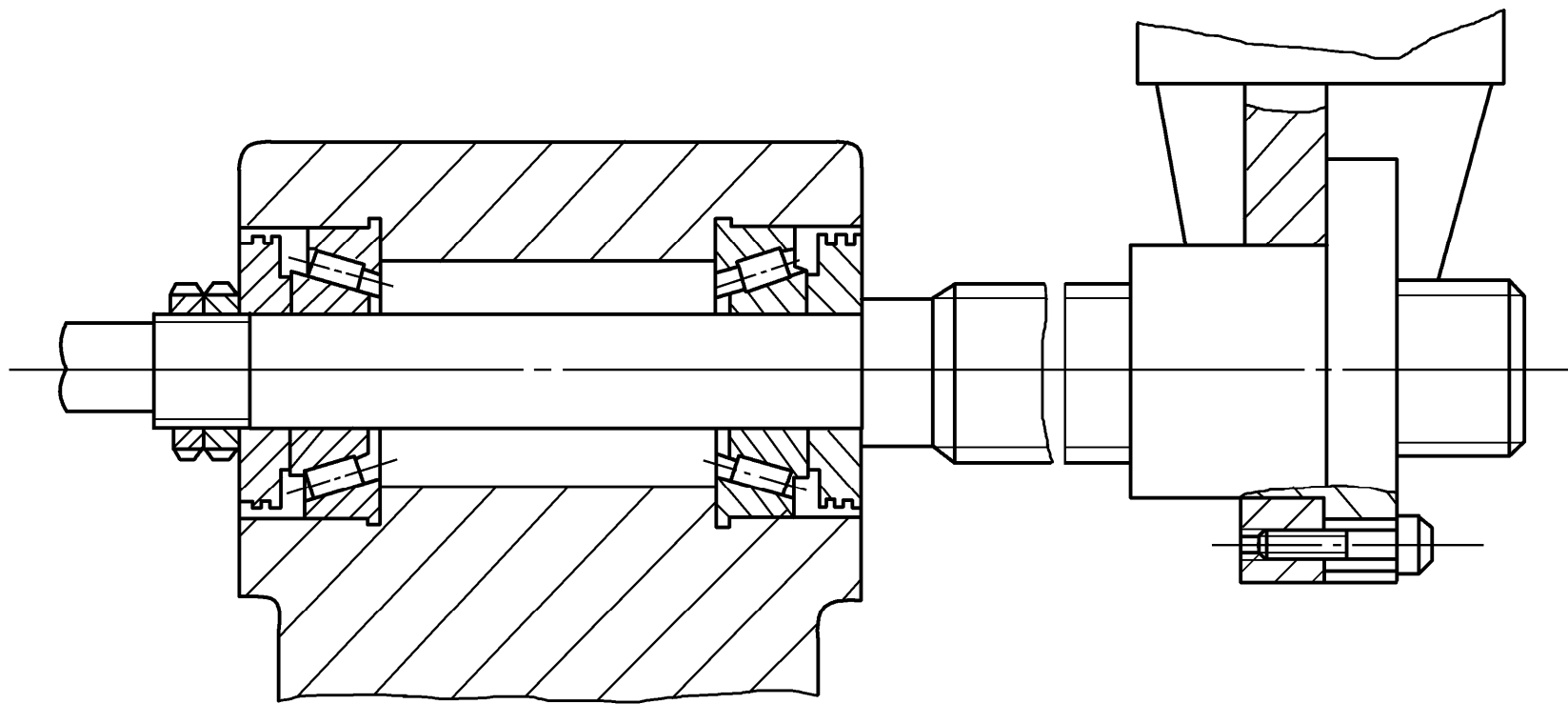


双推—自由

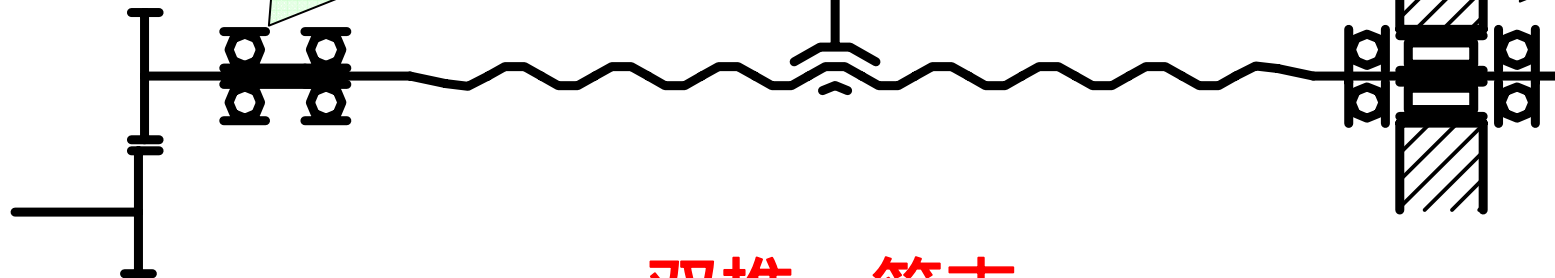
1. 轴向刚度低，与螺母位置有关；
2. 双推端可预拉伸安装；
3. 适宜中小载荷与低速，更适宜垂直安装，短丝杠。



双推-自由式支承



简支端装深沟球轴承，承受径向载荷



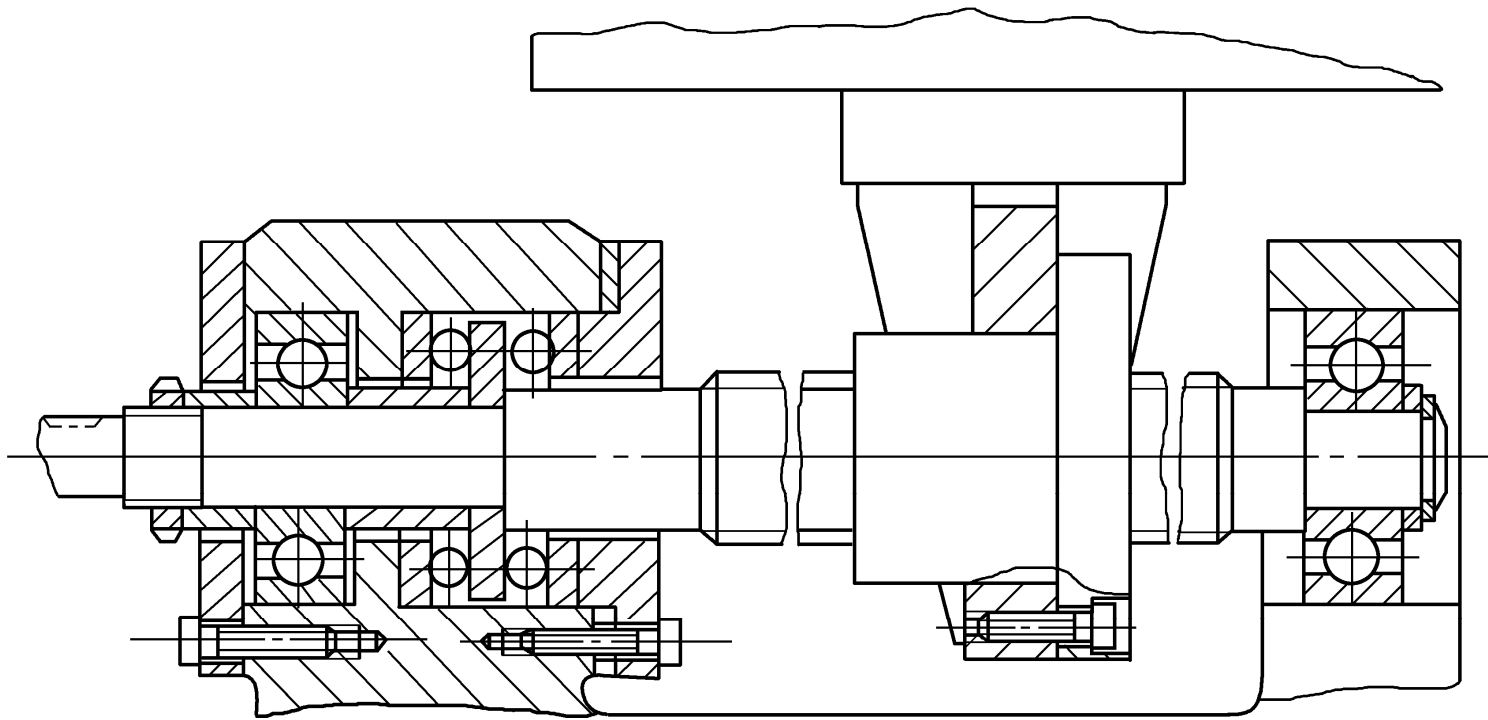
固定端装深沟球轴承和双向止推轴承，承受轴向、径向载荷

双推—简支

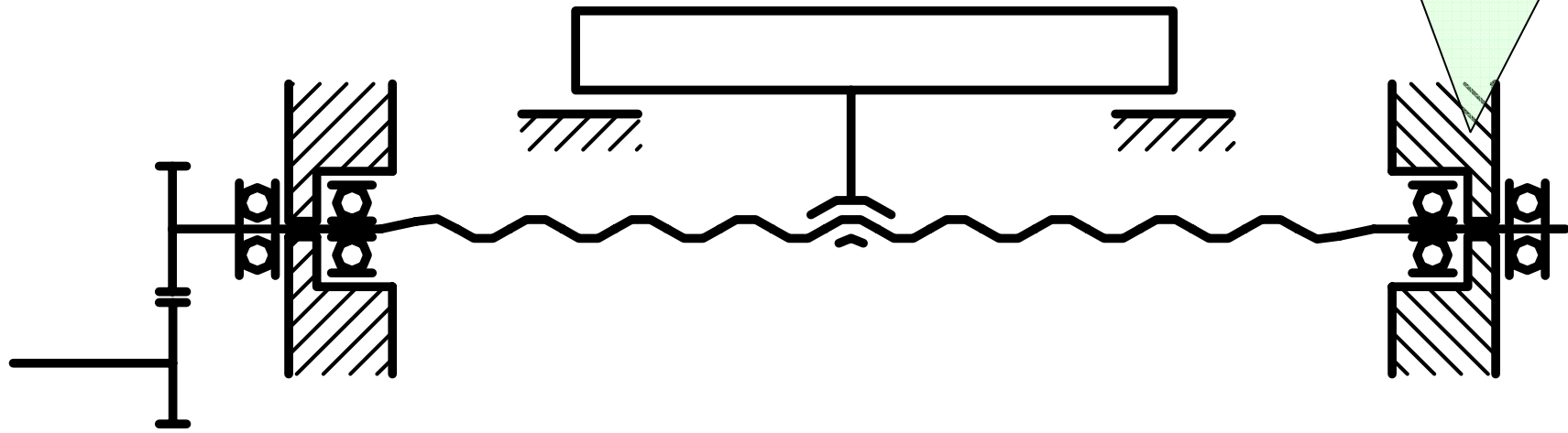
1. 轴向刚度不高，与螺母位置有关；
2. 双推端可预拉伸安装，简支端保证在丝杠受热变形时，可自由伸缩；
3. 适宜中速、精度较高的长丝杠。



双推-筒支支承方式



两端都装止推轴承，承受轴向载荷



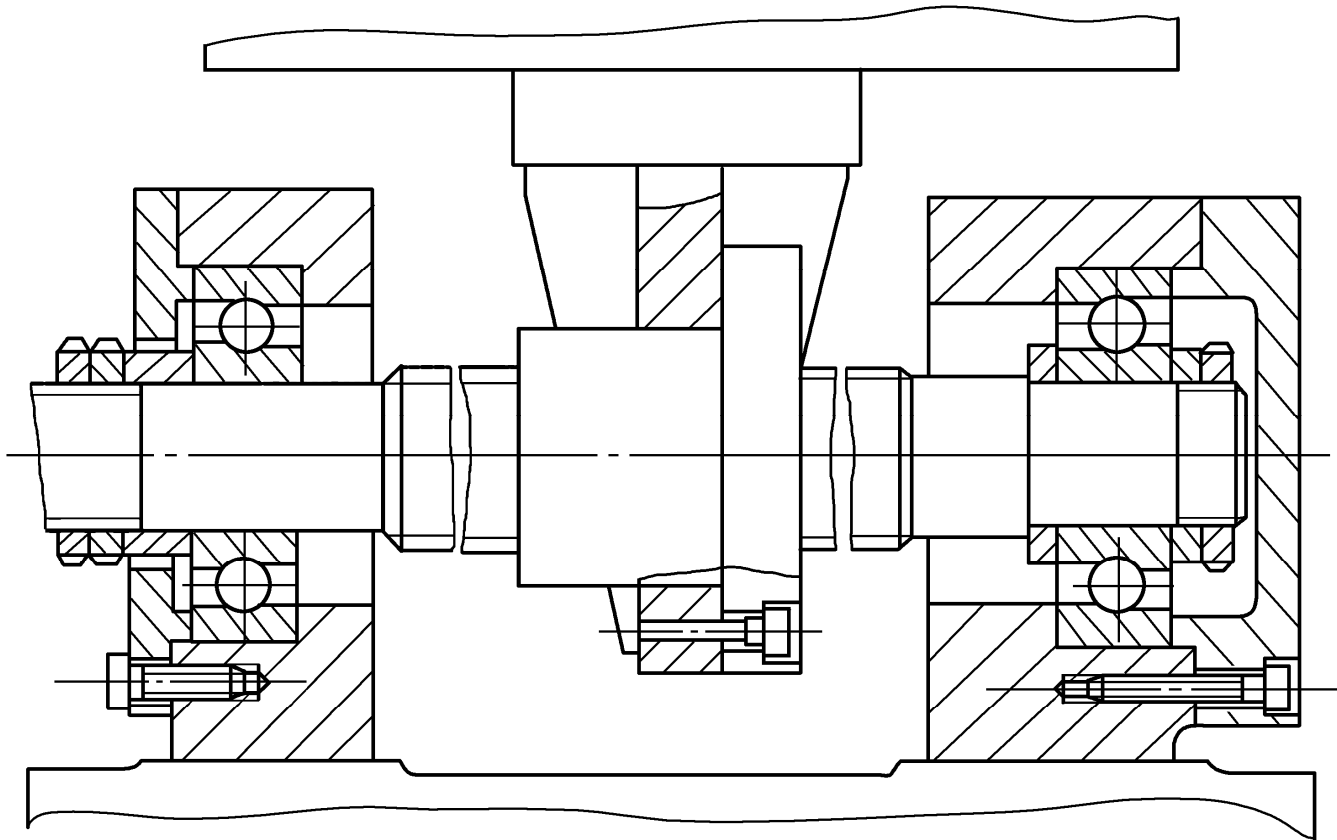
单推—单推

1. 轴向刚度较高；
2. 预拉伸安装时，须加载荷较大，轴承寿命比双推-双推低；
3. 适宜中速、精度高，并可用双推—单推组合。

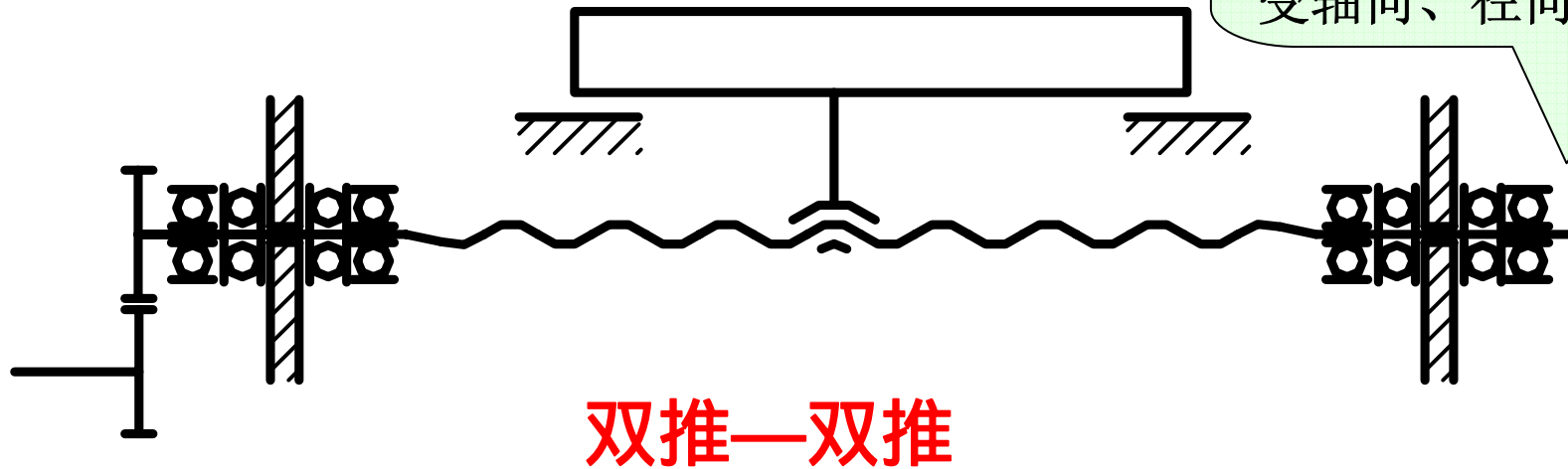


轴承的组合安装支承示例

简易单推-单推式支承



两端都装止推轴承和向心球轴承，承受轴向、径向载荷



1. 轴向刚度最高；
2. 预拉伸安装时，须加载荷较小，轴承寿命较高；
3. 适宜高速、高刚度、高精度。



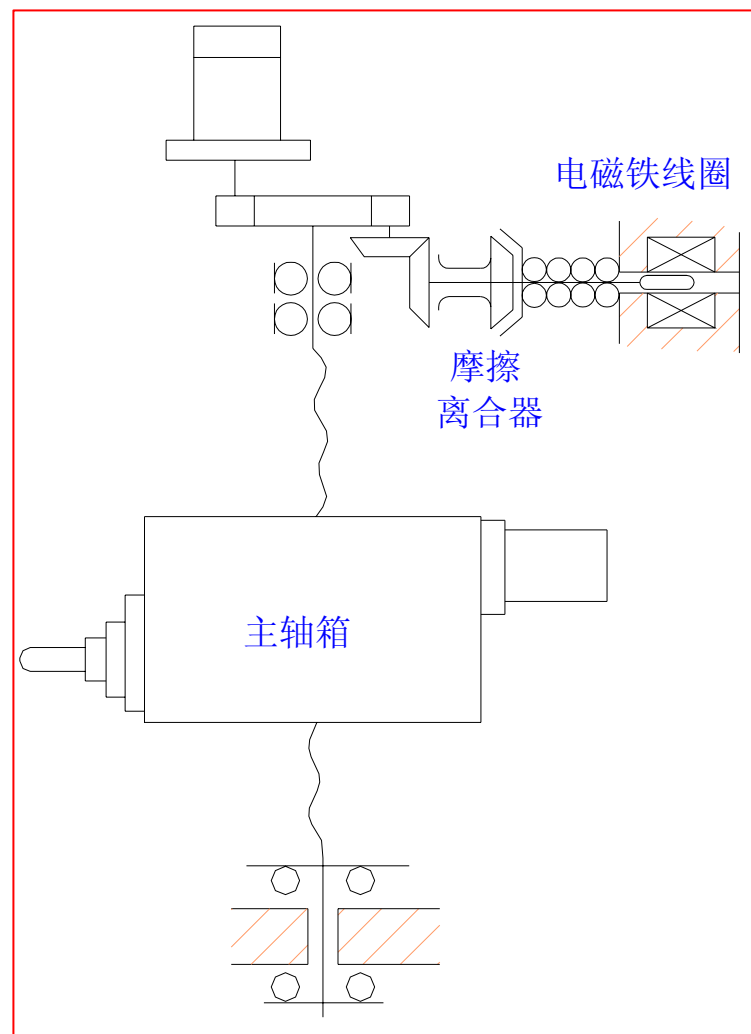
四种支承方式的比较：

支承方式	刚度	承载能力	失稳
双推-自由	低 ↓ 高	低 ↓ 高	有
双推-简支			
单推-单推			无
双推-双推			



制动装置

由于滚珠丝杠副无自锁作用，特别是对垂直安装的滚珠丝杠副，必须安装制动装置。常用的有利用电磁制动器对丝杠进行制动和利用单向超越离合器防止丝杠逆转的制动装置。



数控卧式铣镗床主轴箱进给丝杠的制动装置示意图。



滚珠丝杠副的密封与润滑

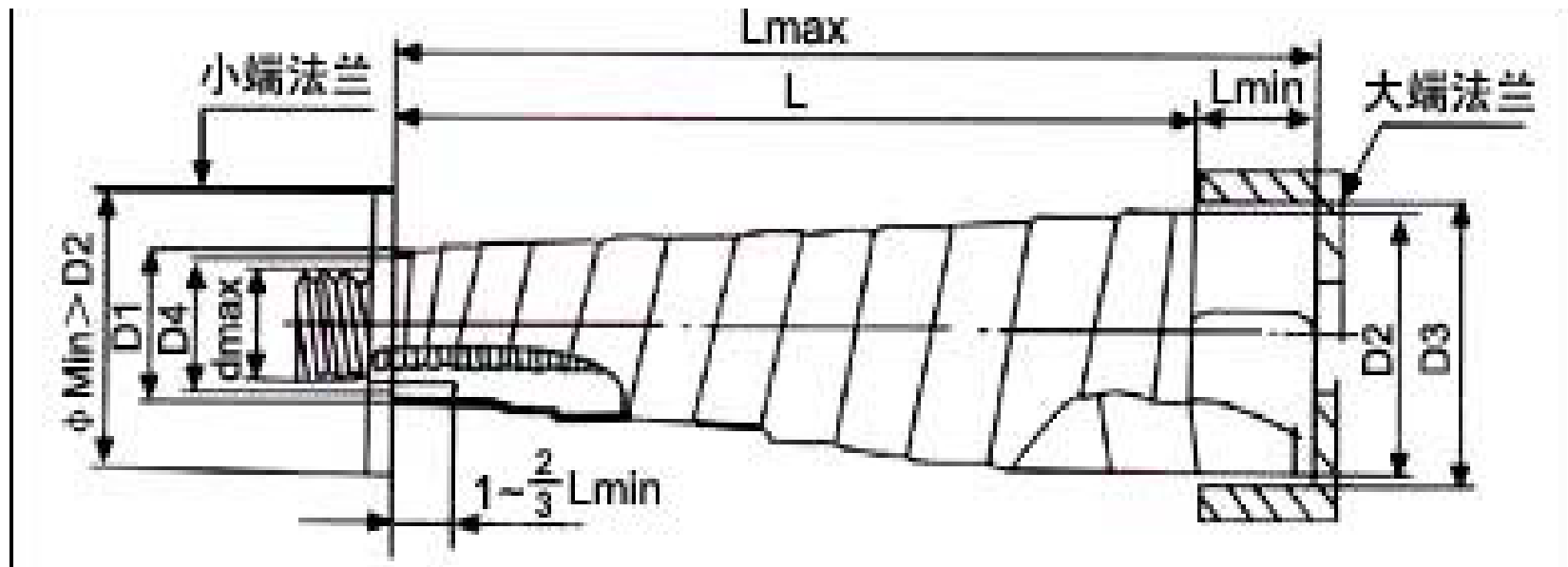
➤ 密封

1) 丝杠的密封

{ 刚带套管
伸缩套管
折叠套管



伸缩套筒



2) 润滑

一般采用脂润滑或滴油润滑，丝杠高速运转时采用喷雾润滑。



4.5.5 滚珠丝杠副的选择方法和设计计算

➤ 滚珠丝杠副的选择方法

1. 滚珠丝杠副结构的选择

根据防尘防护条件以及对调隙及预紧的要求，选择适当的结构型式。



2. 滚珠丝杠副结构尺寸的选择

1) 公称直径 d_0

公称直径应根据轴向最大载荷按

滚珠丝杠副尺寸系列选择；

$d_0 \downarrow \rightarrow$ 滚珠直径 $d_b \downarrow \rightarrow$ 承载能力 $\downarrow \rightarrow$ 效率 $\eta \downarrow$

公称直径的大小与承载能力有关，一般推荐

$$d_0 > \frac{\text{丝杠工作长度}}{30}$$



2) 基本导程 P_h

P_h 应按承载能力及传动精度、传动速度选取；

P_h 大，承载能力大

P_h 小，传动精度高

要求传动速度快时，可选用较大导程的滚珠丝杠副。



3. 滚珠丝杠副的设计计算-I

已知条件：

- 最大工作载荷 F (N) 或平均工作载荷 F_m ;
- 使用寿命 T ;
- 丝杠的工作长度 (或螺母的有效行程) L (m) ;
- 丝杠的转速 n (平均转速 n_m 或最大转速 n_{max}) (r/min) ;
- 滚道硬度HRC和运转情况。



1) 承载能力选择

计算作用于丝杠轴向最大动
载荷 Q ，然后根据 Q 值选择丝杠副
的型号。



$$Q = \sqrt[3]{L f_H f_W P_{\max}} \quad (N)$$

式中：

L ----滚珠丝杠寿命系数

$$L = \frac{60nT}{10^6}$$

T ---使用寿命时间 (h)

- 普通机械为5000~10000 ,
- 数控机床及其它机电一体化设备及仪器装置为15000



$$Q = \sqrt[3]{L} f_H f_W P_{\max} \quad (N)$$

f_w --- 运转系数 f_H --- 硬度系数
 P_{\max} --- 最大工作载荷

$$f_w = \begin{cases} 1.0 \sim 1.2 & \text{平稳或轻度冲击时} \\ 1.2 \sim 1.5 & \text{中等冲击时} \\ 1.5 \sim 2.5 & \text{较大冲击或振动时} \end{cases}$$

$$f_H = \begin{cases} 1.0 & HRC \geq 58 \\ 1.11 & HRC = 55 \\ 1.35 & HRC = 52.5 \\ 1.56 & HRC = 50 \\ 2.4 & HRC = 45 \end{cases}$$



从手册或样本的滚珠丝杠副的尺寸系列表中可以找出相应的额定动载荷 Q_a 的滚珠丝杠螺母副的尺寸规格和结构类型，选用时应使 $Q_a > Q$



注意：

当丝杠转速 $n < 10r/min$ 时，以最大静载荷 Q_0 为设计依据。



2) 传动效率的验算

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}$$

γ — — — 丝杠螺旋长升角

φ — — — 摩擦角，滚珠丝杠副的 滚动摩擦系数

$$\operatorname{tg} \varphi = f = 0.003 \sim 0.004,$$

其摩擦角约等于 $10'$

当 $\eta > 0.9$ 时满足要求



3) 刚度验算

刚度的验算主要是确定丝杠的变形量



丝杠的变形量包括：

- ① 丝杠的拉伸或压缩变形量 δ_1
- ② 滚珠与螺纹滚道间接触变形 δ_2
- ③ 支承滚珠丝杠的轴承的轴向接触变形 δ_3
- ④ 滚珠丝杠的扭转变形引起的导程的变化量 δ_4
- ⑤ 螺母座及轴承支座的变形 δ_5



因此:

滚珠丝杠副刚度的验算，主要是验算 δ_1 、 δ_2 、 δ_3 之和不大于机床精度要求允许变形量的一半，否则，应考虑选用较大直径的滚珠丝杠副。



在实际设计中，由于预紧的作用，可将刚度提高4倍。因此只要

$$\delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = \text{精度要求}$$

即可认为该丝杠刚度合格。



4) 稳定性验算

对已选定尺寸的丝杠在给定的支承条件下，承受最大轴向负载时，应验算其有没有产生纵向弯曲（失稳）的危险。



产生失稳的临界负载 P_K 可用下式计算：

式中：

$$P_K = \frac{f_z \pi^2 EI}{l^2}$$

E —— 丝杠材料弹性模量，对 钢 $E = 20.6 \times 10^6 (N / cm^2)$

I —— 截面惯性矩 (cm^4) $I = \frac{\pi}{64} d_1^4$ (d_1 —— 丝杠小径)

l —— 丝杠两端支承距离 (cm)

f_z —— 丝杠的支承方式系数



丝杠的支承方式

支承方式	f_z
双推-双推	4
单推-单推	1
双推-简支	2
双推-自由式	0.25



临界负载 P_K 与最大工作负载 P_m 之比称为稳定性安全系数 n_k 。

当 $n_k = \frac{F_k}{F_m} \geq [n_k]$ 时，丝杠满足稳定性要求

$[n_K]$ ---许用稳定性安全系数

一般取： $[n_k]=2.5\sim 4$



4. 滚珠丝杠副的设计计算-II

设计滚珠丝杠副的已知条件：

工作载荷 $F(N)$ 或平均工作载荷 $F_m(N)$,使用寿命 $L_h'(h)$,

丝杠的长度（或螺母的有效行程） $L(M)$, 丝杠的转速 n （平均

转速 n_m 或最大转速 n_{max} ）（ r/min ），以及滚道硬度 HRC 和

运转情况



设计步骤及方法如下：

(1) 丝杠副的计算载荷 F_C (N)

$$F_C = K_F K_H K_A F_m$$

(2) 计算额定动载荷

$$C'_a = F_C \sqrt{\frac{n_m L'_h}{1.67 \times 10^4}}$$

(3) 根据在滚珠丝杠系列中选择所需要的规格，使所选规格的丝杠副的额定动载荷。

$$C_a \geq C'_a$$

(4) 验算传动效率、刚度及工作稳定性，如不满足要求则应另选其它型号并重新验算。

(5) 对于低速 ($n \leq 10r / \text{min}$) 传动，只按额定静载荷计算即可。



式中： K_F —载荷系数，按表1选取；
 K_H —硬度系数，按表2选取；
 K_A —精度系数，按表3选取；
 F_m —平均工作载荷（N）；
 n_m —丝杠副的平均转速（r/min）；
 L_h —运转寿命（h）；
 F_C —计算载荷（N）。



表1

载 荷 性 质	无冲击平稳运 转	一般运转	有冲击和振动运 转
K_F	1~1.2	1.2~1.5	1.5~2.5

表2

滚道实际硬度 HRC	≥ 58	55	50	45	40
K_H	1.0	1.11	1.56	2.4	4.85

表3

精度系数	C、D	E、F	G	H
K_A	1.0	1.1	1.25	1.43



例题

试设计一数控工作台进给用滚珠丝杠副。已知平均工作载荷 $F_m = 3800\text{N}$ ，丝杠工作长度 $l = 1.2\text{m}$ ，平均转速 $n_m = 100\text{r/min}$ ，最大速度 $n_{max} = 10000\text{r/min}$ ，使用寿命 $L_h = 15000\text{h}$ 左右，丝杠材料为 CrW_{Mn} 钢，滚道硬度为 $58\sim 62\text{HRC}$ ，传动精度要求高。



- 解：(1) 求计算载荷 F_C

$$\sigma = \pm 0.03$$

$$F_C = K_F K_H K_A F_m = 1.2 \times 1.0 \times 1.0 \times 3800 = 4560 N$$

- (2) 根据寿命条件计算额定动载荷

$$C'_a = F_C \sqrt{\frac{n_m L'_h}{1.67 \times 10^4}} = 4560 \times \sqrt{\frac{100 \times 15000}{1.67 \times 10^4}} \approx 20422 N$$

- (3) 根据必须的额定动载荷选择丝杠副尺寸，

规格如下：



规格型号	D_0	公称导程 p	丝杠外径 d	钢球直径 d_w	丝杠底径 d_1	循环圈数	动负荷 C_a (KN)
FFZD3210-3	32	10	32.5	7.144	27.3	3	25.7
FFZD5006-5	50	6	48.9	4	45.9	5	26.4

考虑各种因素，选**FFZD5006-5**，其中：

公称直径： $D_0=50\text{mm}$

导程： $p=6\text{mm}$

螺旋角： $\lambda = \arctan(6/(50\pi)) = 2^\circ 11'$

滚珠直径： $d_0=4\text{mm}$

滚道半径： $R = 0.52d_0 = 0.52 \times 4 = 2.08\text{mm}$

丝杠内径： $d_1=45.9\text{mm}$



(4) 稳定性验算:

假设为双推—简支 ($F-S$) , 因为丝杠较长 , 所以用压杆

稳定性来求临界载荷 F_{cr}

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI_a}{(\mu l)^2}$$

式中 : E —丝杠的弹性模量 , 对钢 $E = 206GPa$

I_a —丝杠危险截面的轴惯性矩

$$I_a = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times 0.0459^4}{64} = 2.18 \times 10^{-7} m^4$$

μ —长度系数 , 两端用铰接时 , $\mu = 2 / 3$



$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI_a}{(\mu l)^2} = \frac{\pi^2 \times 206 \times 10^9 \times 2.18 \times 10^{-7}}{(2/3 \times 1.2)^2} = 6.93 \times 10^5$$

$$\frac{F_{cr}}{F_m} = \frac{6.93 \times 10^5}{3800} = 182.2 \gg [S] = 2.5 \sim 4$$

所以，丝杠是安全的，不会失稳。

支承方式 有关系数	双推—自由 F—O	双推—简支 F—S	双推—双推 F—F
[S]	3~4	2.5~4.3	—
μ	2	2/3	—
F_c	1.875	4.927	4.730



临界转速 n_{cr} 验证

高速运转时，需验算其是否会发生共振的最高转速，要求丝杠最高转速。

临界转速可按公式计算： $n_{\max} < n_{cr}$

$$n_{cr} = 9910 \frac{f_c^2 d_1}{(\mu l)^2} = 9910 \times \frac{3.927^2 \times 0.0459}{\left(\frac{2}{3} \times 1.2\right)^2} \approx 10960$$

$$n_{cr} > n_{\max} = 10000$$

