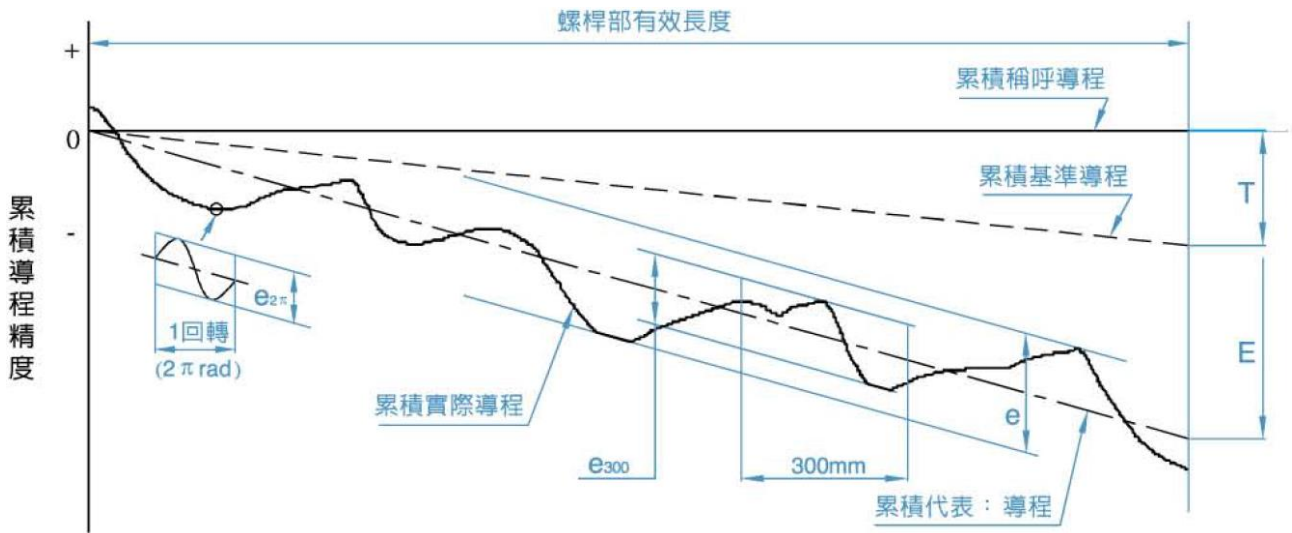


台制螺桿

精度设计

1. 精密滚珠螺桿(C0~C5 级)的导程精度，以 JIS 规格为基准，并由 4 个特性项目(记号 E, e, e₃₀₀, e_{2π})加以规定。各特性之定义与容许值如图 2.1 及表 2.1~2.3 所示。
2. 一般用滚珠螺桿 C7, C10 之累积导程误差，则仅以在螺桿部之有效长度内任取 300mm 的误差容许值如表 3.3 之 e₃₀₀ 加以规定，各为 0.05mm 及 0.21mm。



导程量测曲线

记号	用语	意义
T+E	累积代表导程	为一直线，代表实际累积导程的倾向。 这是以雷射检测后的数据经最小平方值方法算出。
P		容许值。
a		实际测量值。
T	累积基准导程的目标值	在有效螺纹范围内，累积基准导程减累积公称导程的差谓之。 亦即考虑运转时之热膨胀、弹性变形等因素，而事先将累积公称导程于正负方向加以补正，并据此制作螺桿。其值依实验或经验而定。
E	累积代表导程之误差	累积代表导程减累积基准导程的值。此值可有正负值。
e	变动	在有效螺纹长度范围内的最大幅宽。
e ₃₀₀		在有效螺纹长度范围内任取 300mm 的最大幅宽。
e ₂		螺桿转动 1 圈的范围内，螺帽对应于任意的回转角的轴方向移动量的实测值与基准值的差的最大幅宽。

台制螺杆

精度设计

累积代表导程误差($\pm E$)与变动 e 之容许值(JIS B 1192)

精度等级		精密滚珠螺杆										转造滚珠螺杆		
		C0		C1		C2		C3		C5		C7	C8	C10
以上	以下	累积代 表导程 的误差	变动	累积代 表导程 的误差	变动	累积代 表导程 的误差	变动	累积代 表导程 的误差	变动	累积代 表导程 的误差	变动	累积 导程的 误差	累积 导程的 误差	累积 导程的 误差
		$\pm E$	e	$\pm E$	e	$\pm E$	e	$\pm E$	e	$\pm E$	e	e	e	e
螺纹有效长度的单位 : mm												单位 : μm		
---	100	3	3	3.5	5	5	7	8	8	18	18	± 50 / 300mm	± 50 / 300mm	± 210 / 300mm
100	200	3.5	3	4.5	5	7	7	10	8	20	18			
200	315	4	3.5	6	5	8	7	12	8	23	18			
315	400	5	3.5	7	5	9	7	13	10	25	20			
400	500	6	4	8	5	10	7	15	10	27	20			
500	630	6	4	9	6	11	8	16	12	30	23			
630	800	7	5	10	7	13	9	18	13	35	25			
800	1000	8	6	11	8	15	10	21	15	40	27			
1000	1250	9	6	13	9	18	11	24	16	46	30			
1250	1600	11	7	15	10	21	13	29	18	54	35			
1600	2000	---	---	18	11	25	15	35	21	65	40			
2000	2500	---	---	22	13	30	18	41	24	77	46			
2500	3150	---	---	26	15	36	21	50	29	93	54			
3150	4000	---	---	30	18	44	25	60	35	115	65			
4000	5000	---	---	---	---	52	30	72	41	140	77			
5000	6300	---	---	---	---	65	36	90	50	170	9393			
6300	8000	---	---	---	---	---	---	110	60	210	115			
8000	10000	---	---	---	---	---	---	---	---	260	140			
10000	12500	---	---	---	---	---	---	---	---	320	170			

对螺纹部长度 300mm 之变动(e_{300})与摇摆($e_{2\pi}$)之容许值(JIS B 1192)

单位 : μm

精度等级	C0	C1	C2	C3	C5	C7	C10
e_{300}	3.5	5	7	8	18	50	210
$e_{2\pi}$	3	4	5	6	8	---	---

台制螺桿

轴方向间隙(依客户需求)

1 · 螺桿最大轴向间隙(P0)

螺桿外径	转造级螺桿最大轴向间隙(mm)	研磨级螺桿最大轴向间隙(mm)
4mm~14mm	0.05	0.015
15mm~14mm	0.08	0.025
50mm~80mm	0.12	0.05

2 · 螺桿最大轴向间隙(P1)

螺桿外径	转造级螺桿最大轴向间隙(mm)	研磨级螺桿最大轴向间隙(mm)
4mm~80mm	0	0

3 · 内循环弹簧力参考值(kgf · Cm)

规格	P2		P3		P4	
	3%弹簧力	TP 基准扭距	8%弹簧力	TP 基准扭距	13%弹簧力	TP 基准扭距
1404-4	0.1	0.13	0.2	0.34	0.3	0.56
1604-3	0.1	0.17	0.3	0.45	0.5	0.73
1604-4	0.1	0.21	0.3	0.57	0.5	0.93
1605-3	0.2	0.29	0.4	0.79	0.7	1.28
1605-4	0.2	0.30	0.4	0.80	0.7	1.30
1610-3	0.2	0.39	0.5	1.04	0.9	1.69
2005-4	0.2	0.47	0.5	1.26	0.9	2.05
2504-4	0.1	0.33	0.3	0.88	0.6	1.43
2505-4	0.2	0.60	0.6	1.60	1.0	2.59
2510-3	0.4	1.11	1.2	2.95	1.9	4.79
2510-4	0.6	1.47	1.2	3.93	2.5	6.38
3205-4	0.2	0.76	0.6	2.02	1.0	3.28
3206-4	0.3	1.14	0.8	3.03	1.3	4.93
3210-3	0.6	2.02	1.7	5.37	2.7	8.73
3210-4	0.8	2.62	2.2	6.99	3.5	11.36
4005-4	0.2	0.95	0.6	2.53	1.1	4.11
4006-4	0.3	1.25	0.9	3.32	1.4	5.40
4010-3	0.8	2.59	2.2	6.91	3.6	11.23
4010-4	0.8	3.31	2.3	8.84	3.7	14.36
5010-3	0.9	3.29	2.3	8.77	3.8	14.26
5010-4	0.9	4.21	2.4	11.23	3.9	18.25
6310-4	1.0	5.42	2.7	14.46	4.4	23.49
6320-4	2.3	13.08	6.1	34.87	9.9	56.66
8010-4	1.1	6.68	2.9	17.82	4.6	28.96
8020-3	2.3	16.87	6.2	44.98	10.1	73.10

台制螺桿

轴方向间隙(依客户需求)

4 · 塑料循环弹簧力参考值(kgf · Cm)

规格	P2		P3		P4	
	2%弹簧力	TP 基准扭距	5%弹簧力	TP 基准扭距	8%弹簧力	TP 基准扭距
1210-2	0.1	0.12	0.1	0.20	0.2	0.32
1605-4	0.2	0.32	0.4	0.81	0.7	1.29
1610-3	0.1	0.26	0.3	0.65	0.5	1.04
1610-4	0.1	0.33	0.4	0.83	0.6	1.33
1616-3	0.2	0.44	0.6	1.09	0.9	1.75
2005-4	0.2	0.42	0.4	1.04	0.7	1.67
2505-4	0.2	0.52	0.5	1.29	0.8	2.07
2510-4	0.3	0.84	0.8	2.09	1.3	3.34
3205-4	0.2	0.79	0.6	1.98	1.0	3.17
3220-3	0.4	1.45	1.1	3.62	1.8	5.80
4005-4	0.3	1.19	0.8	2.98	1.2	4.77
4020-3	0.8	3.14	2.0	7.85	3.2	12.55
5010-4	0.7	3.47	1.9	8.66	3.0	13.86
5020-5	1.5	6.98	3.8	17.46	6.0	27.93
1616-2	0.2	0.33	0.4	0.83	0.7	1.30
2020-2	0.2	0.45	0.4	1.12	0.7	1.79
2525-2	0.3	0.88	0.7	2.20	1.2	3.52
3232-2	0.4	1.61	1.1	4.04	1.7	6.46
4040-2	0.7	3.30	1.8	8.24	2.8	13.18
5050-2	1.3	7.35	3.3	18.38	5.3	29.41

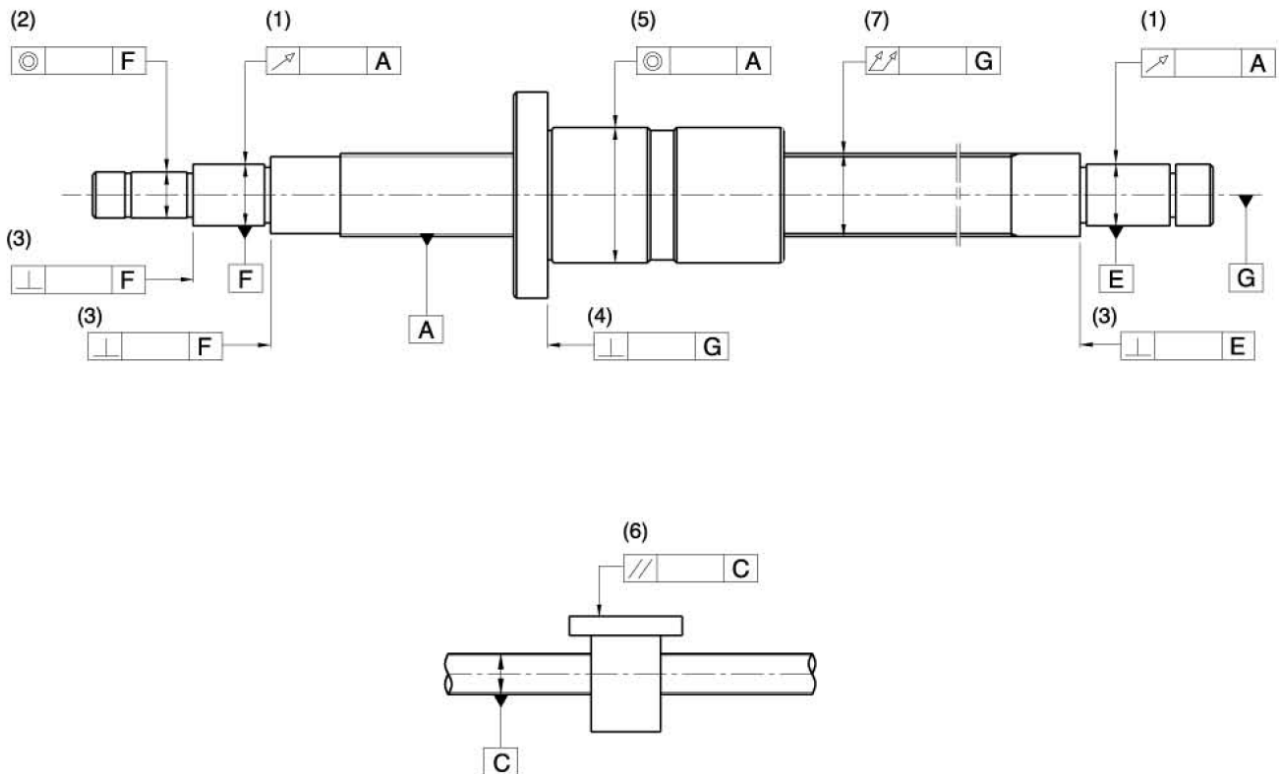
5 · 外循环弹簧力参考值(kgf · Cm)

规格	P2		P3		P4	
	3%弹簧力	TP 基准扭距	8%弹簧力	TP 基准扭距	13%弹簧力	TP 基准扭距
082.5-2.5	0.1	0.05	0.1	0.08	0.1	0.13
1003-2.5	0.1	0.06	0.1	0.15	0.2	0.24
1204-3.5	0.1	0.13	0.3	0.34	0.4	0.55
1205-3.5	0.2	0.22	0.5	0.59	0.7	0.95
1605-2.5	0.2	0.28	0.5	0.73	0.7	1.19
1520-1.5	1.5	3.41	4.0	9.08	6.6	14.76
2010-2.5	0.2	0.70	0.6	1.88	1.0	3.05

滚珠螺杆几何公差标示

滚珠螺杆的安装部位之精度，其必要项目如下：(在此所述之精度项目是以 JIS B 1192~1197 为基准。)

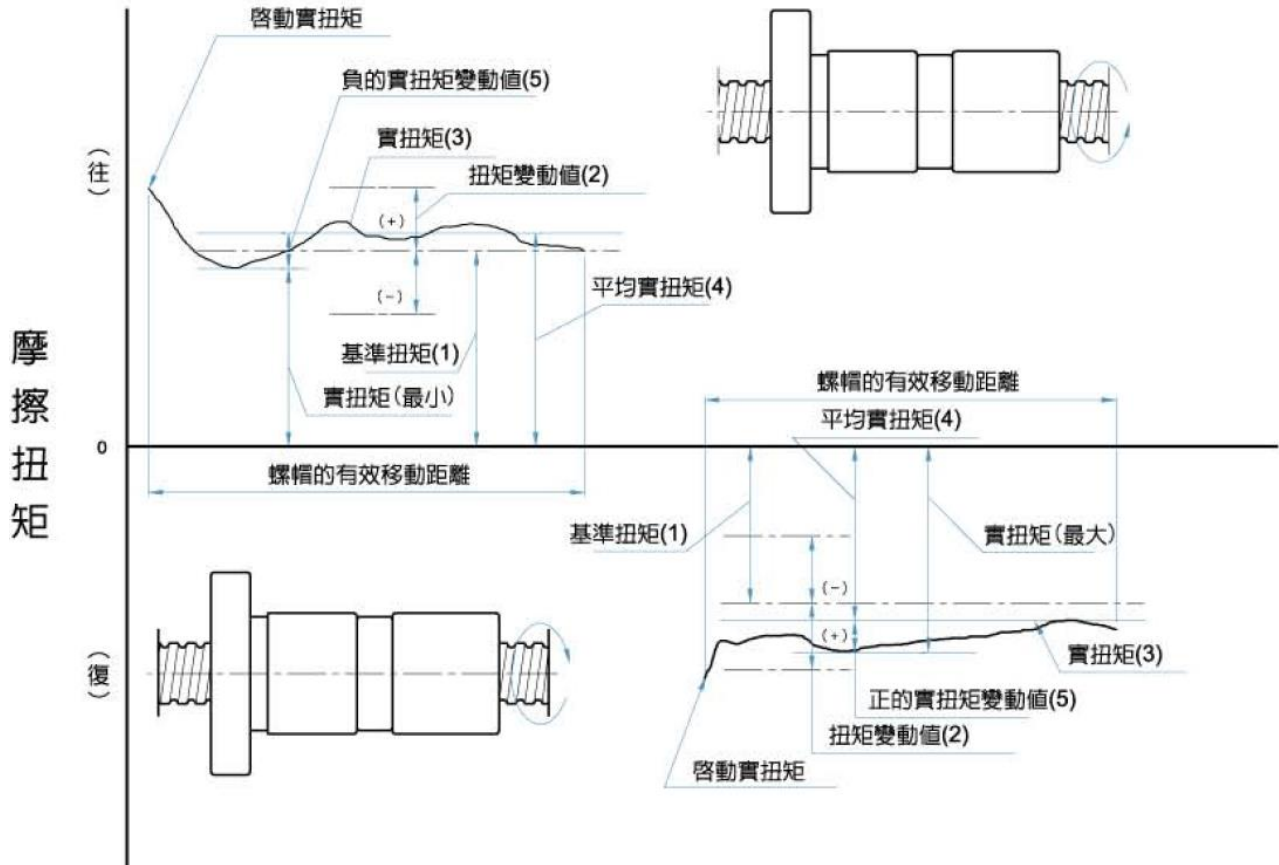
1. 相对于螺纹沟面的轴线 A，测定螺杆支持部位的半径方向圆周偏摆值。
2. 相对于螺杆支持部位的轴线 F，测定零件安装部位的同轴度。
3. 相对于螺杆轴支持部位的轴线 E，测定支持部位的端面的直角度。
4. 相对于螺杆轴线 G，测定螺帽的基准面或法兰的安装面的直角度。
5. 相对于螺杆轴线 A，测定螺帽外缘圆周（圆筒型）的同轴度。
6. 相对于螺杆轴线 C，测定螺帽外缘（平头型安装面）的平行度。
7. 螺杆轴轴线的半径方向的总偏摆值。



台制螺桿

预压扭力

1. 转动有施予预压之滚珠螺桿时，产生之预压扭矩的用语如图 2.3 所示。
2. 而预压扭矩变动率的容许范围大致上是以 JIS 规格为基准，如表 2.6 所示。



3. 用语之意义

- 预压：为求消除螺桿的间隙或增大螺桿之刚性而将 1 组大 1 号的钢珠(约 2μ)填入螺帽内，或者使用在螺桿轴方向互相施予移位两个螺帽而产生的螺桿内部的作用力。
- 预压动扭矩：依所定之预压加于滚珠螺桿后，在外部无负载的状态下，连续转动螺桿或螺帽所需之扭矩。
- 基准扭矩：为一目标值。即在目标中所设定的预压动扭矩。
- 扭矩变动值：做为目标所设定的基准扭矩的变动值，取相对于基准扭矩有正负之分。
- 扭矩变动率：相对于基准扭矩的变动值的比率。
- 实扭矩：滚珠螺桿实际测量所得之预压动扭矩。
- 平均实扭矩：有效螺纹长度内，螺帽做往复运动所测得之最大实扭矩与最小实扭矩做算术平均数所得之值。
- 实扭矩变动值：有效螺纹长度内，螺帽做往复运动所测得之最大变动值。最小值取相对于实扭矩的正或负值。
- 实扭矩变动率：相对于平均实扭矩和实扭矩变动值的比率。

预压扭力

扭矩变动率的容许范围

单位：mm

基准扭矩 Kgf . cm		4000 以下								4000 以(含)以上 10000 以下		
		细长比 1:40 以下				细长比 1:40~1:60				—		
		等级				等级				等级		
超过	以下	C0	C1	C2,C3	C5	C0	C1	C2,C3	C5	C1	C2,C3	C5
2	4	± 35%	± 40%	± 45%	± 55%	± 45%	± 45%	± 55%	± 65%	-	-	-
4	6	± 25%	± 30%	± 35%	± 40%	± 38%	± 38%	± 45%	± 50%	-	-	-
6	10	± 20%	± 25%	± 30%	± 35%	± 30%	± 30%	± 35%	± 40%	-	± 40%	± 45%
10	25	± 15%	± 20%	± 25%	± 30%	± 25%	± 25%	± 30%	± 35%	-	± 35%	± 40%
25	63	± 10%	± 15%	± 20%	± 25%	± 20%	± 20%	± 25%	± 30%	-	± 30%	± 35%
63	100	-	-	± 15%	± 20%	-	-	± 20%	± 25%	-	± 25%	± 30%

备注：1· 细长比就是以螺杆轴的螺纹部长度(mm)除螺杆轴外径所得的值谓之。

2· 基准扭矩 2kgf · cm 以下，依规格另行管理。

4· 基准扭矩 T_p 的算出：预压滚珠螺杆的基准扭矩 T_p (kgf · cm)的计算式如下所示。

$$T_p = 0.05(\tan\beta)^{-0.05} \cdot \frac{F_{ao} \cdot e}{2\pi}$$

在此， F_{ao} ：预压负荷(kgf)

β ：导程角

e ：导程(cm)

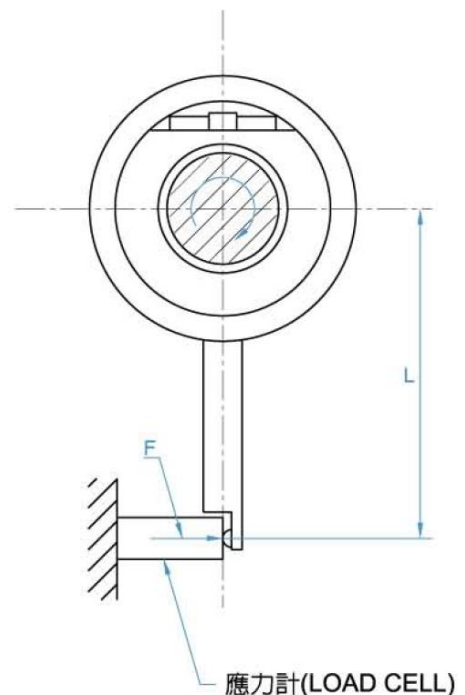
5· 测定条件

预压动扭矩(T_p)是以下述的测定条件加图 2.3 所示之方法，转动螺杆轴后，测定为使螺帽不跟着一起转动所需之力(F)再将(F)的测定值乘力臂长(L)，所得之积即为 T_p 。

$$T_p = F \cdot L$$

测定条件：

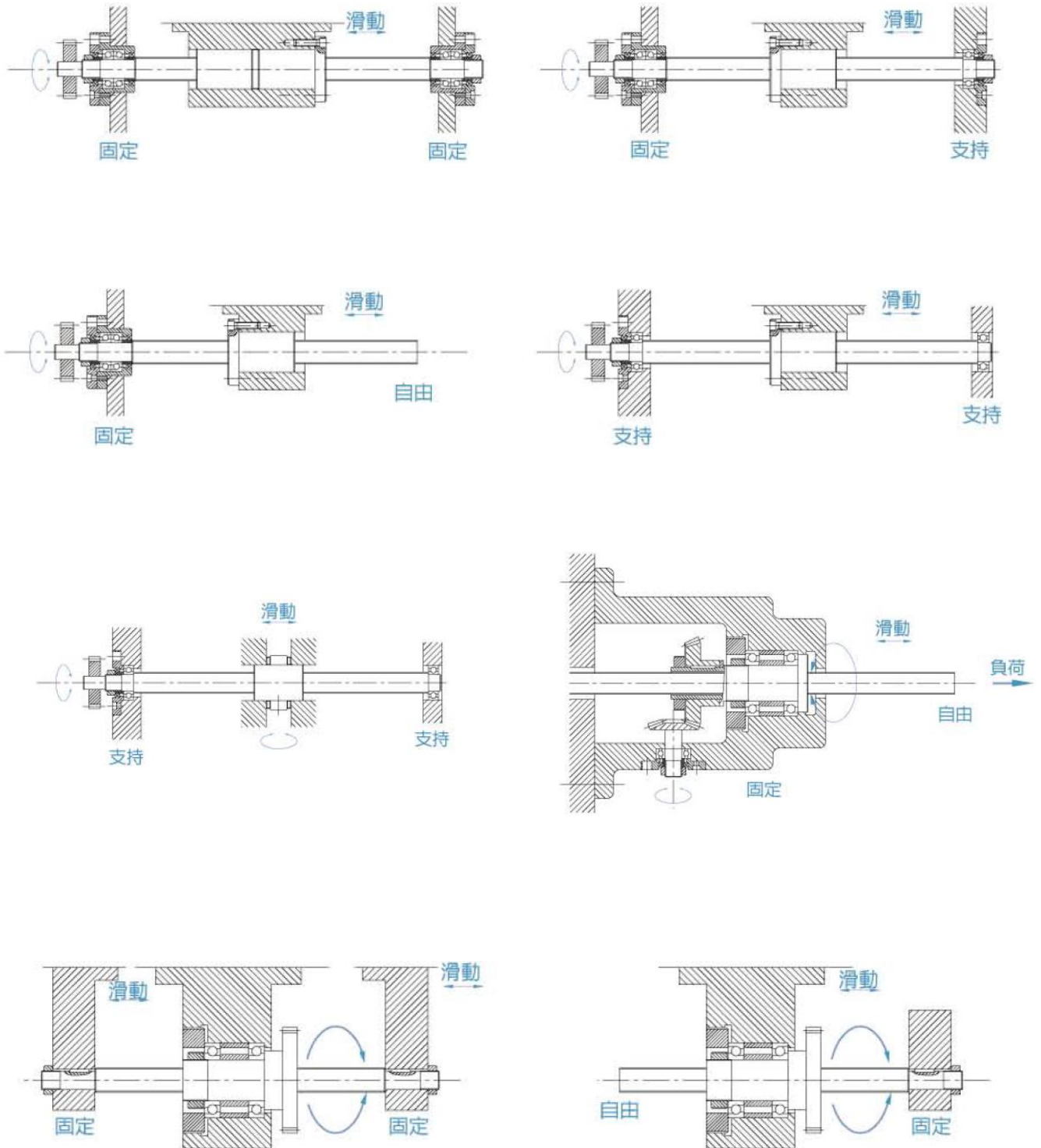
- 测定时是以不附刮刷器的状态下施行。
- 测定回转数为 100rpm。
- 使用的润滑油黏度依据 JSK2001(工业用润滑油黏度分类)的规定，以 ISO VG68 为基准。



台制螺桿

安装方式

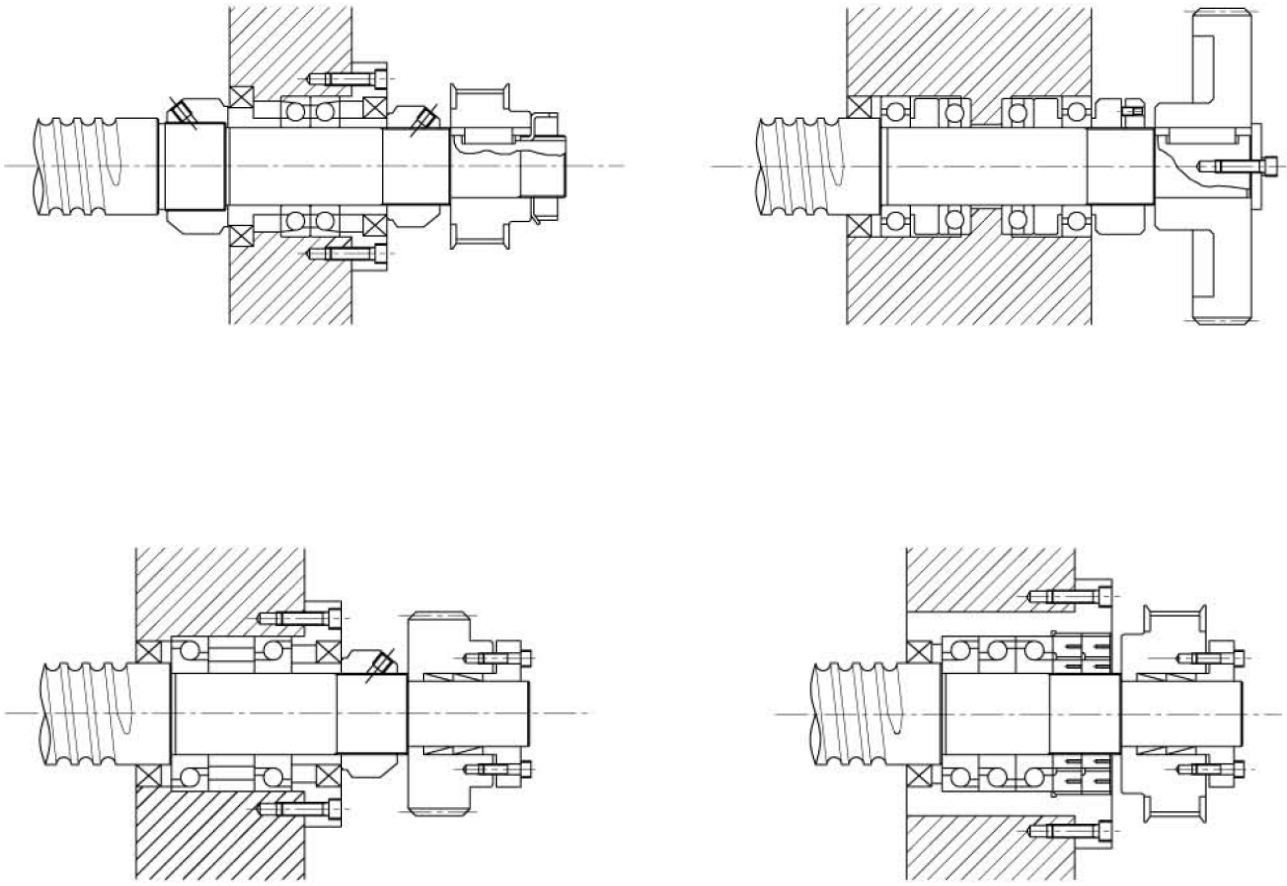
安装方法于选择适当滚珠螺桿规格为重要项目，图 3.1~3.15 为安装范例。当使用条件需以更严密的条件做判别或当使用特殊安装方法以致判断条件不明时，请洽本公司。



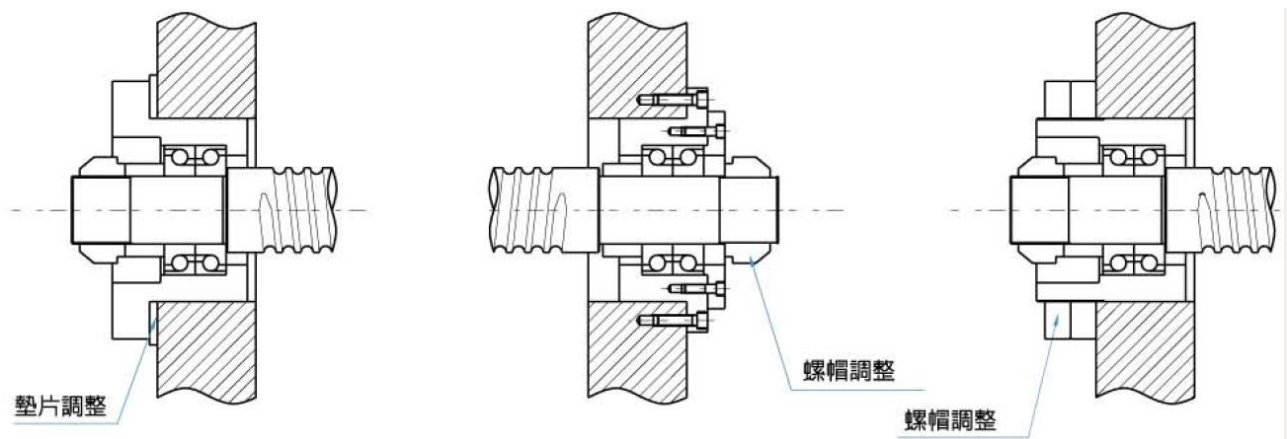
(螺桿轴、螺帽的安装方法)

台制螺桿

安裝方式



(各种工作机械用螺桿軸的安裝方法)



(施予預拉時之軸承安裝方法)

台制螺桿

容许轴方式负荷

1. 挫屈负荷：

因压缩负荷的作用，必须验算其对螺桿轴之挫屈的安全性。图 3.16 乃是挫屈容许压缩负荷依螺桿外径别，而整理绘成之图表。(螺桿轴外径 125mm 以上时，请依右式计算。)容许轴方向负荷之刻度，依滚珠螺桿的支持方法加以选定。

2. 容许拉伸压缩负荷

安装的距离比较短的时候，请针对与安装方式无关的下列两项进行验算。

- 相当于螺桿轴之降伏应力的容许拉伸压缩负荷(下式)。
- 滚珠沟槽部之容许负荷。

需由另外两种方法验算之： $P = \sigma A = 11.8dr^2(\text{kgf})$

在此 σ ：容许拉伸压缩应力(kgf/mm²)

A：螺桿轴牙底直径之断面积(mm²)

dr：螺桿轴牙底直径(mm)

$$P = \alpha \times \frac{N\pi^2 E}{L^2} = m \frac{dr^4}{L^2} \times 10^3$$

在此

α ：安全系数 ($\alpha=0.5$)

E：纵弹性系数 ($E = 2.1 \times 10^4 \text{ kgf/mm}^2$)

I：螺桿的轴断面之最小二次力矩

$$I = \frac{\pi}{64} dr^4 (\text{mm}^4)$$

dr：螺桿轴牙底直径(mm)

dr=螺桿节圆直径-钢珠直径 mm

L：安装间距离(mm)

螺桿两端安装之相对距离

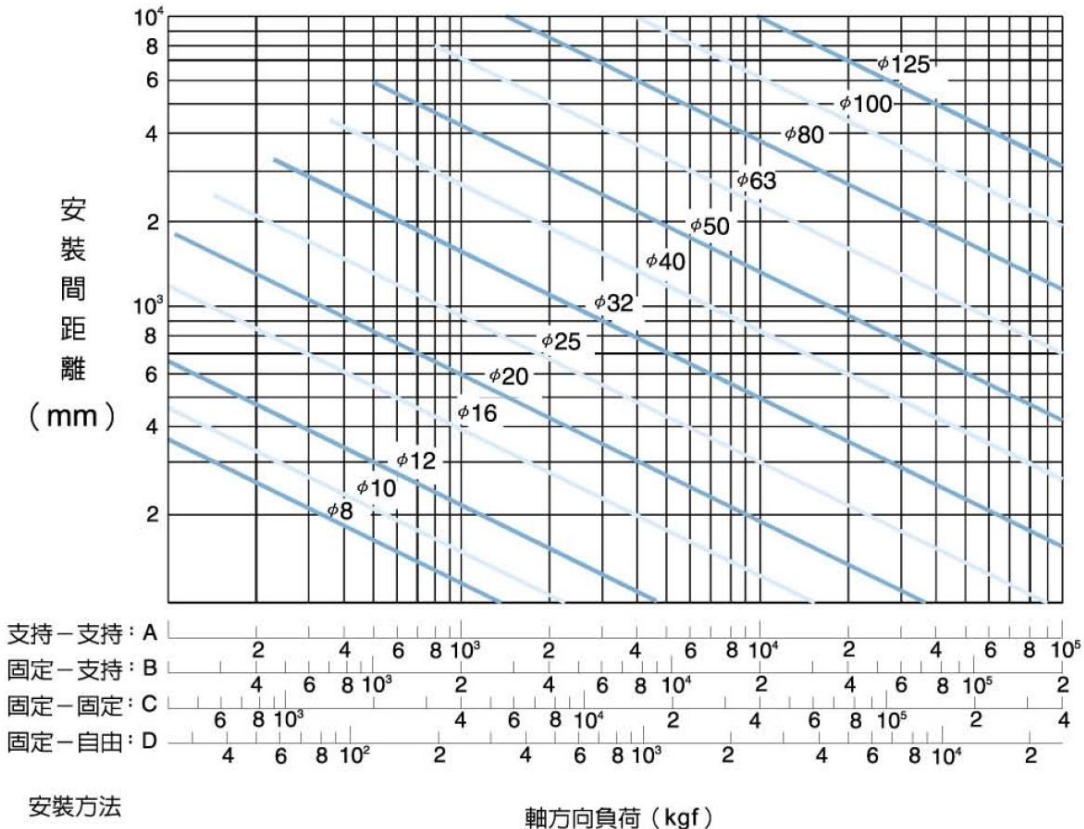
$m \cdot N$ ：依滚珠螺桿之安装方法而定之系数

支持—支持 $m = 5.1 (N=1)$

固定—支持 $m = 10.2 (N=2)$

固定—固定 $m = 20.3 (N=4)$

固定—自由 $m = 1.3 (N=1/4)$



台制螺桿

容许回转数

1. 危险速度

必须检讨滚珠螺桿之回转数使不致于与螺桿的固有振动数发生共振(发生共振时之度，谓之危险速度)，以危险速度的 80% 以下为容许回转数。图 3.17 是将相对于危险速度的容许回转数按螺桿外径作成线图。(螺桿轴外径 125mm 以上时，请依右式算出)。

容许回转数的刻度，请依滚珠螺桿的支持方法加以选定。使用回转数在危险速度上有问题时，请加装中间支撑以提高螺桿之固有振动数，此方法亦为有效方法。

$$n = \alpha \times \frac{60\lambda^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{E I g}{\gamma A}} = f \frac{dr}{L^2} \times 10^7 (\text{rpm})$$

在此

- α：安全系数 (α=0.8)
- E：纵弹性系数 (E = 2.1×10⁴ kgf/mm²)
- I：螺桿的轴断面之最小二次力矩

$$I = \frac{\pi}{64} dr^4 (\text{mm}^4)$$

- dr：螺桿轴牙底直径(mm)
- dr=螺桿节圆直径-钢珠直径 mm
- g：重力加速度
- g=9.8×10³mm/s²
- γ：材料之密度

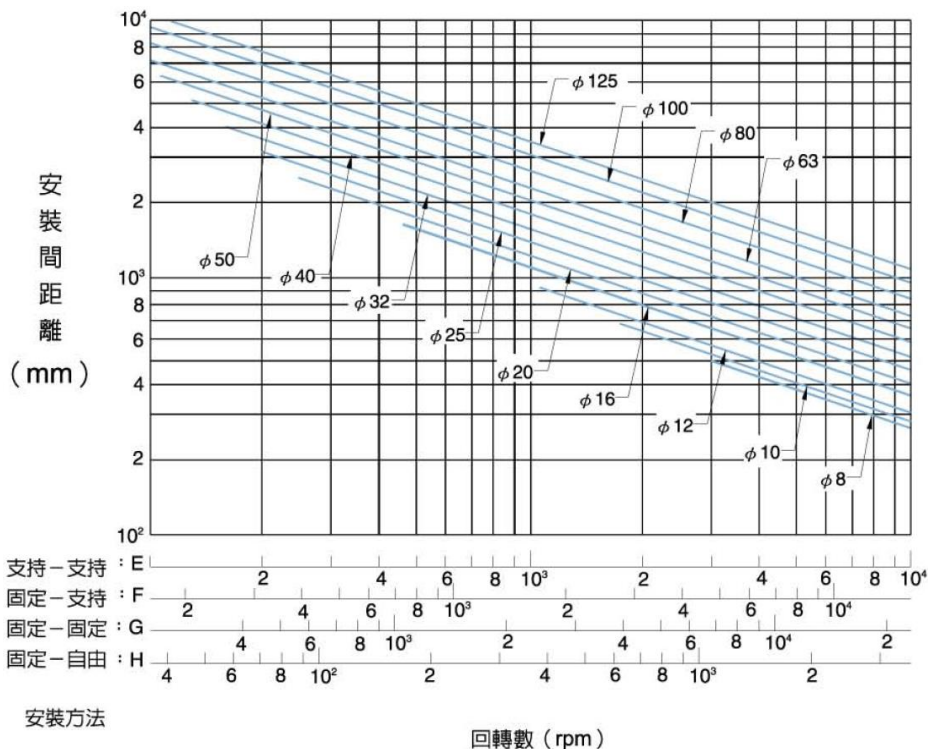
- γ=7.8×10⁻⁶kgf/mm³
- A：螺桿轴断面积
- A=πdr²/4mm²
- L：安装间距离(mm)
- 螺桿两端安装之相对距离
- f、γ：依滚珠螺桿之安装方法而定之系数
- 支持—支持 γ= 9.7 (λ=π)
- 固定—支持 γ= 15.1 (π=3.927)
- 固定—固定 γ= 21.9 (π=4.730)
- 固定—自由 γ = 3.4(π=1.875)

2. 滚珠螺桿的 dm · n 值

容许回转数亦受表示周速的 dm · n 值(dm：钢珠之中心圆径 mm · n：回转数 rpm)之限制。

- 精密用(精度等级 C7 以上)dm · n ≤ 70000
- 一般产业用(精度等级 C10) dm · n ≤ 50000.....(5.4)

备注：若需制造极限以上的滚珠螺桿(长度/轴径之比：ε>70 时)，因需要特殊对策，请洽本公司。



螺帽的选定

1. 系列

选定系列时，请考虑要求精度，所需交货期、尺寸(螺杆轴外径，导程/螺杆轴外径比)、预压量等。

2. 循环方式

选定循环方式：请由螺帽安装部份之空间经济性考虑。循环方式之特长如下所示。

- 外循环式：经济性。
最适合于量产。
可采用于导程/螺杆轴外径比较大者。
- 内循环式：螺帽外径精巧(不占空间)。
适合于导程/螺杆轴外径比较小者。
- 高速静音式：高速性，高 DN 值。
高静音，环保。
体积小，省空间。

3. 回路数

选定回路数要考虑要求性能、寿命等。

4. 凸缘形状(FLANGE)

请配合螺帽安装部份之空间加以选定。

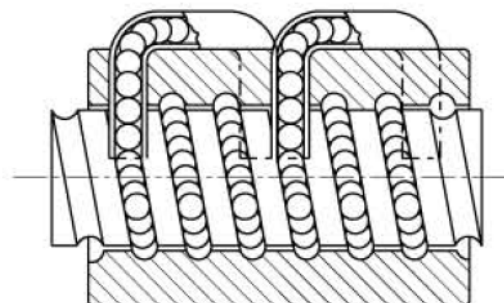
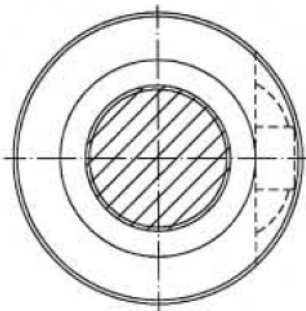
5. 给油孔

精密滚珠螺杆设有给油孔，使用于机器装配时及定期补给时。

外循环系列

特性

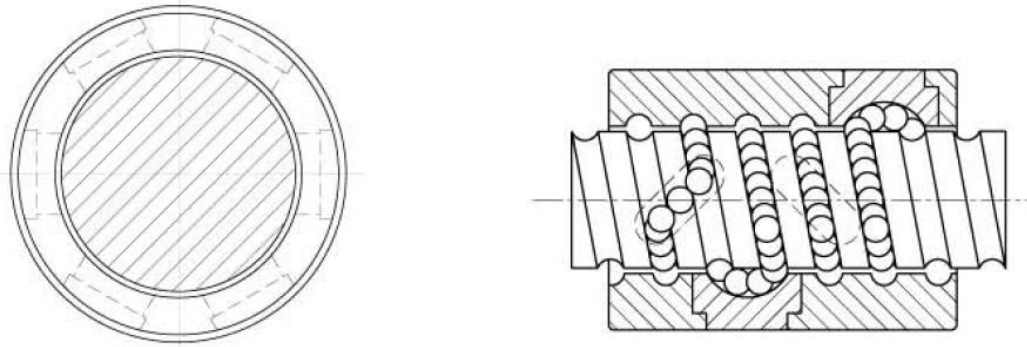
1. 提供较顺畅之钢珠回流。
2. 对于导程及大直径滚珠螺杆提供较佳的工作质量。



内循环系列

特性

1. 内循环构造的优点，使螺帽外径为精巧的「圆周形」参照图 4.3，因此适合内部空间较小的机器。
2. 需要注意的是内循环滚珠螺杆的螺杆轴必须有一端是通牙，且该端的肩部直径必须小于螺杆轴外径，否则无法组装螺帽。



高静音系列

对高导程滚珠螺杆来说，高性、低噪音以及温升控制是十分重要的，本公司采取以下的对策及设计使达到如下的特性。

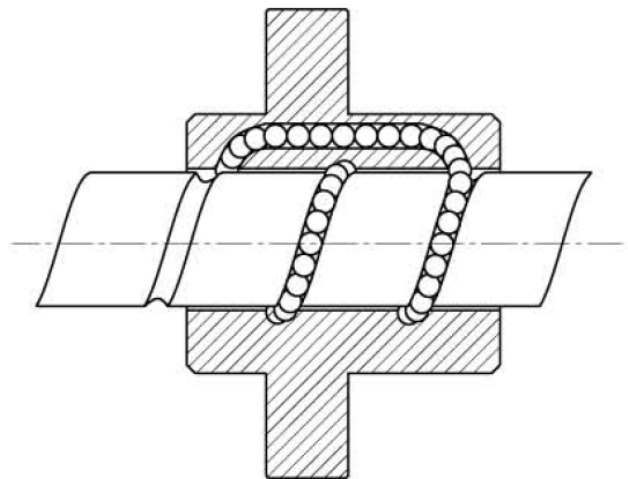
1. 高 DN 值：一般情况下，高导程滚珠杆的 DN 值可达 130000。但在一些特别情况下，例如当螺杆两端都是固定端时(Fixed Ends)。DN 值可达 140000。若有此种需求，请与本公司联络。
2. 高速度：高导程滚珠螺杆提供每分钟 100 公尺或更高的移动速率，是可满足高速切削所需。

3. 高刚性

- 螺杆和螺帽皆有经过表面硬化处理至一定的硬度及有效深度以为持高刚性及耐用性。
- 可提供复螺纹(多螺纹)带螺杆上，使承受负载的钢珠数量增加而提高了刚性与耐久性。

4. 低噪音

- 特别设计的钢珠回流装置，提供钢珠运转顺畅的环境，也使钢珠快速运动时，不会损坏回流管，保证滚珠螺杆的质量。
- 螺纹上平均且准确的钢珠节圆直径(BCD)，使得滚珠螺杆获得稳定一致的预压扭矩及降低噪音值。



轴向负荷计算

螺杆的外围结构刚性太弱乃造成失位(LOST MOTION)的主因之一。因此在 NC 工作机械等精密机械方面要获得良好的定位精度，于设计时必须考虑传动螺杆各部位之零件的轴方向刚性的平衡及其扭曲刚性。

1. 静刚性 K

传动螺杆系统的轴方向弹性变形及刚性可由下式求出。

$$K = \frac{P}{e} (\text{kgf/mm})$$

P：传动螺杆系统所承载之轴方向负荷(kgf)

e：传动螺杆系统轴方向弹性变位置(mm)

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_S} + \frac{1}{K_N} + \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_H} (\text{mm/kgf})$$

K_S：螺杆轴之方向刚性2

K_N：螺帽之轴方向刚性.....3

K_B：支撑轴方向刚性.....4

K_H：螺帽及轴承安装部之轴方向刚性(4)5

2. 螺杆轴之方向刚性及 K_S 变位置 δ_S

$$K_S = \frac{P}{\delta_S} (\text{kgf/mm})$$

P：轴方向负荷(kgf)

● 固定-固定安装の場合

$$\delta_{SF} = \frac{PL}{4AE} (\text{mm})$$

● 固定-固定安装以外的場合

$$\delta_{SS} = \frac{PL_0}{AE} (\text{mm})$$

$$\delta_{SS} = 4\delta_{SF}$$

δ_{SF}：固定-固定安装の场合の方向变位置

δ_{SS}：固定-固定安装以外的场合の方向变位置

A：螺杆轴牙底直径断面积(mm²)

E：纵弹性系数(2.1×10⁴kgf/mm)

L：安装间距离(mm)

L₀：负荷作用点间距离(mm)

3. 螺杆轴之方向刚性 K_N 及变位置 δ_N

$$K_N = \frac{P}{\delta_N} (\text{kgf/mm})$$

● 单螺帽时

$$\delta_{NS} = \frac{K}{\sin\beta} \left(\frac{Q^2}{d} \right)^{\frac{1}{3}} \times \frac{1}{\zeta} (\text{mm})$$

$$Q = \frac{P}{n \cdot \sin\beta} (\text{kgf})$$

$$n = \frac{Do\pi m}{d} (\text{個})$$

Q：一个钢球之负荷(kgf)

n：钢球数

k：依材料、形状、尺寸、所决定的常数

$$k = 5.7 \times 10^{-4}$$

β：接触角(45°)

P：轴方向负荷(kgf)

d：钢球径(mm)

ζ：精度・内部构造系数

m：有效个数

Do：钢球中心直径(mm)

ℓ：导程(mm)

α：导程角

$$Do = \frac{\ell}{\tan\alpha \cdot \pi}$$

轴向负荷计算

3. 螺杆轴之方向刚性 K_N 及变位置 δ_N

● 双螺帽时

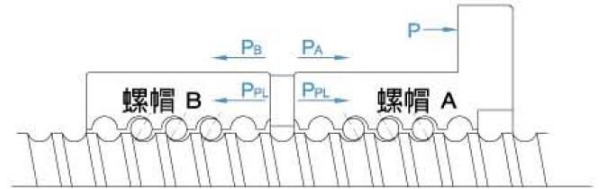
预压负荷重量 P_{PL} 约三倍之轴方向负荷重量 P 作用时，为了消除螺帽 B 的预压 P_{PL} ，预压负荷重量 P_{PL} 请设定在最大轴方向负荷重量的 $1/3$ 以内。最大预压负荷重量以 $0.25Ca$ 为标准。变位置在预压量三倍之轴方向负荷重量时为单一螺帽时的 $1/2$ 变位置。

$$K_N = \frac{P}{\delta_{NW}} = \frac{3P_{PL}}{\delta_{NS}/2} = \frac{6P_{PL}}{\delta_{NS}} \text{ (kgf/mm)}$$

δ_{NS} ：单一螺帽的变位置(mm)

δ_{NW} ：双螺帽的变位置(mm)

(双螺帽的刚性解说)



如图，在两个螺帽 A、B 上加上 P_{PL} 的预压，螺帽 A、B 都会产生到达 X 点的弹性变形。如果在这里加上外力 P 的作用，螺帽 A 从 X 点移动到 X1 点、螺帽 B 会从 X 点移动到 X2 点。

依据单螺帽变位置 δ_{NS} 的计算公式可得 $\delta_o = aP_{PL}^{2/3}$ ，

螺帽 A、B 的变位置是 $\delta_A = aP_{PL}^{2/3}$ ，从外力 P 来的螺帽 A、B 的变位置相等，

所以 $\delta_A - \delta_o = \delta_o - \delta_B$ 。

或是加在螺帽 A、B 上的外力只有 P ，所以 P_A 增加的话 $P_A - P_B = P$ ， $\delta_B = 0$ ，为防止加在螺帽 B 上的外力可以被螺帽 A 吸收变小。

依此， $\delta_B = 0$ 时，

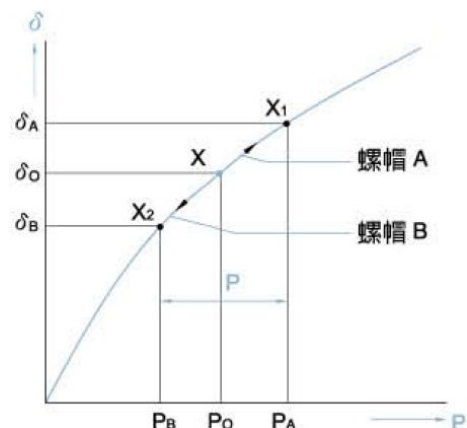
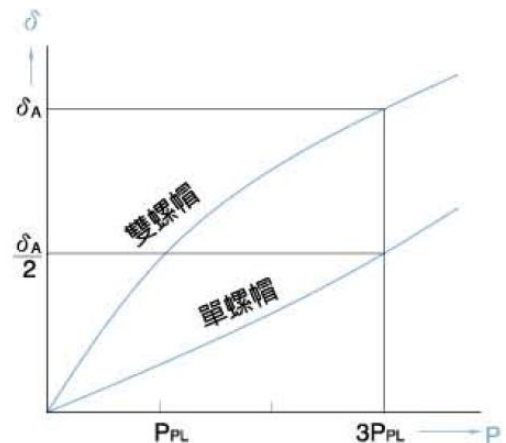
$$aP_A^{2/3} - aP_{PL}^{2/3} = aP_{PL}^{2/3}$$

$$P_A^{2/3} = 2 P_{PL}^{2/3}$$

$$P_A = \sqrt[3]{8} P_{PL} = 2 P_{PL}$$

或是依据 $\delta_A - \delta_o = \delta_o$

$$\delta_o = \frac{\delta_A}{2}$$



因此，从图也可以判断，预压量三倍之轴方向负荷重量时，单一螺帽为 $1/2$ 的变位置刚性为 2 倍。

轴向负荷计算

4 · 支撑轴之轴方向刚性 K_B 及变位置量 δ_B

$$K_B = \frac{P}{\delta_B} \text{ (kgf/mm)}$$

以做为滚珠螺杆的支撑轴承并且广泛使用于精密机器方面的组合止推斜角滚珠轴承的刚性以下式求出。

$$\delta_B = \frac{2}{\sin\beta} \left(\frac{Q^2}{d} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$Q = \frac{P}{n \cdot \sin\beta} \text{ (kgf)}$$

Q : 一个钢球之负荷(kgf)

β : 接触角(45°)

d : 钢球径(mm)

l_a : 滚动的有效长度

P : 轴方向负荷(kgf)

n : 钢球数

5 · 螺帽及轴承安装部之轴方向刚性 K_H 与变位置量 δ_H 于机器开发之初，请特别注意安装部要有高刚性。

$$K_H = \frac{P}{\delta_H} \text{ (kgf/mm)}$$

台制螺桿

水平往复运动机构

一般的搬运装置，螺帽作水平的往复运动，其轴向负荷分析如下：

向左等加速 $F_{a1} = \mu \times mg + f + ma$

向左等速 $F_{a2} = \mu \times mg + f$

向左等减速 $F_{a3} = \mu \times mg + f - ma$

向右等加速 $F_{a4} = -\mu \times mg - f - ma$

向右等速 $F_{a5} = -\mu \times mg - f$

向右等减速 $F_{a6} = -\mu \times mg - f + ma$

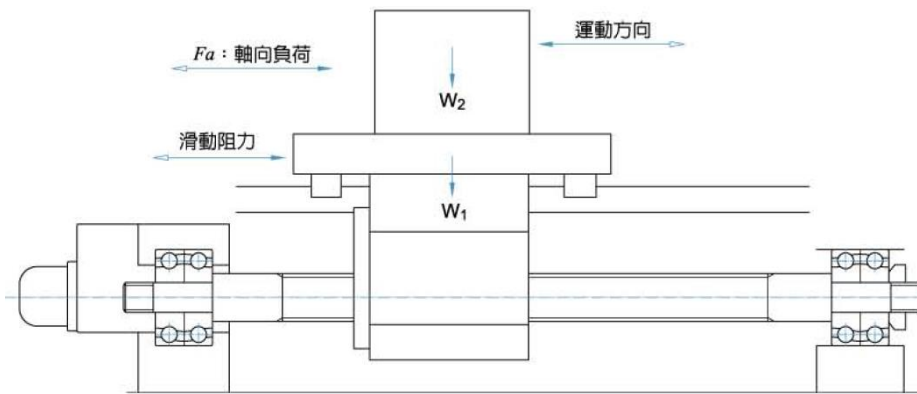
在此 α ：加速度

$$\alpha = \frac{V_{\max}}{t} \quad (V_{\max} : \text{为最高速度} ; t : \text{为加速时间})$$

m ：总质量，机台的重量加搬运物的重量

μ ：摩擦系数

f ：无负荷时的阻力



垂直搬运装置机构

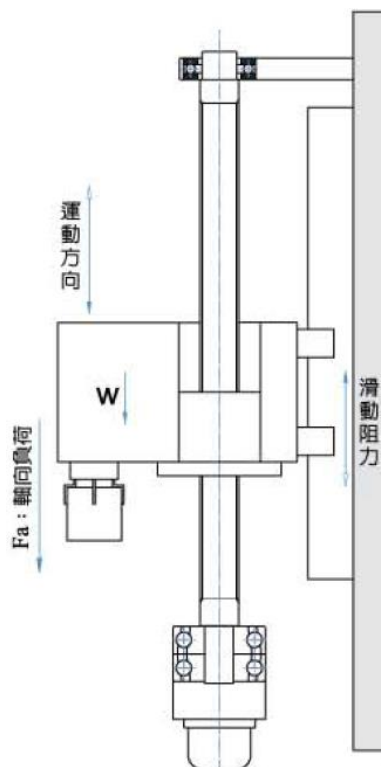


圖 4.10 垂直搬運裝置

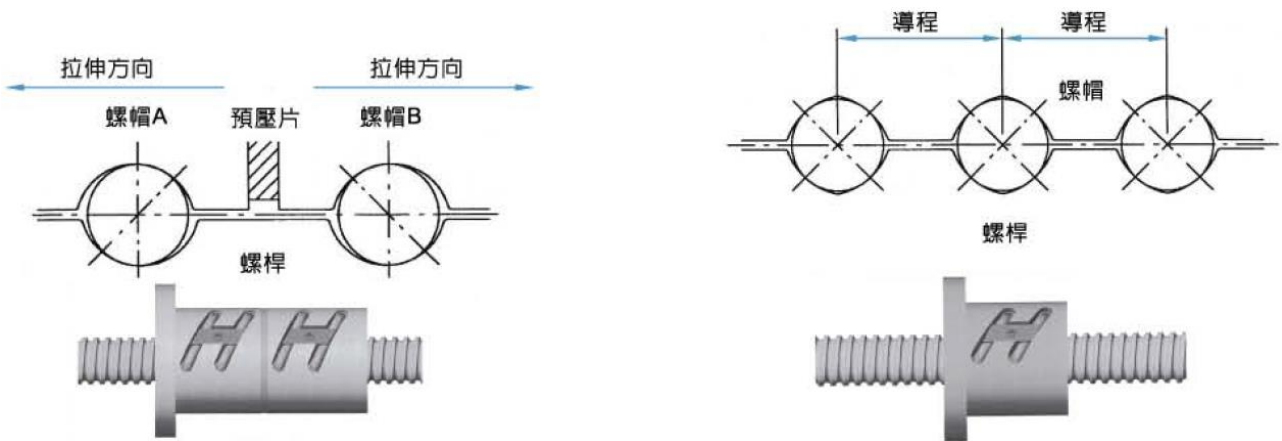
滚珠螺桿的预压与效果

为求达到高定位精度，一般方法有消除派珠螺桿的间隙到零，另一个方法即为提高刚性以减低承受轴向负荷时的弹性变形量，此两种方法均可藉由对滚珠螺桿施加预压来达成。

1. 预压的方法

● 双螺帽滚珠螺桿的预压方法：在两个螺帽的中间放入预压片施加预压，如图所示，根据预压力的大小选择相对厚度的预压片放入螺帽之间，施加预压力，由于螺帽 A、B 产生伸张负荷，故称为「伸张预压力」。

● 单螺帽滚珠螺桿的预压方法：如图所示在滚珠沟槽内置入较沟槽空间稍大直径的，使滚珠与沟槽做四点接触的预压方式，适用于轻预压。



2. 预压力与弹性变形之关系

图中螺帽 A、B 乃藉由预压力 F_{a0} ，组合后在各个螺帽之弹性变形量为 δ_{a0} 。在此状态将外部负荷 F_a 加于螺帽 a 时，见图所示，螺帽 A、B 之弹性变形为：

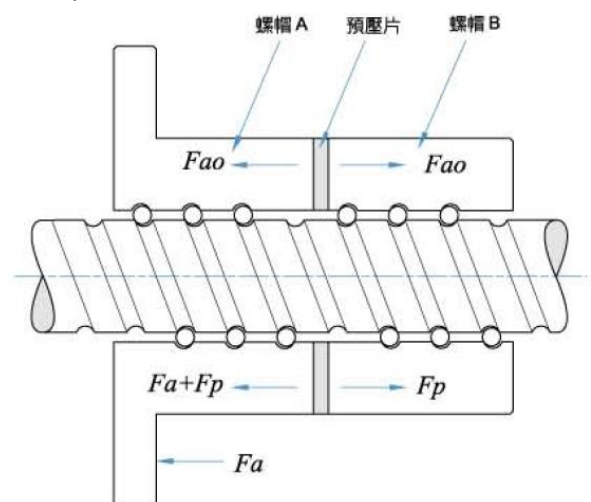
$$\delta_A = \delta_{a0} + \delta_{a1}$$

$$\delta_B = \delta_{a0} - \delta_{a1}$$

这时加于螺帽 A、B 之负荷为 $F_A = F_{a0} + F_a - F_a = F_a + F_p$

$$F_B = F_{a0} - F_a = F_p$$

(注： F_A 与 F_B 方向相反)



台制螺桿

滾珠螺桿的預壓與效果

3. 預壓力與彈性變形之關係

亦即 F_a 乃藉螺帽 B 之變形減少而被緩衝吸收，結果螺帽 A 之彈性變形變小，此效果一直會持續到因受到外部負荷而產生之彈性變形 δa_1 等於 δa_0 ，而螺帽 B 之預壓消失為止。軸向負荷與彈性變形之關係式如下所示：

$$\delta a_0 = K \times F_{a0}^{2/3} \text{ and } 2\delta a_0 = K \times F_1^{2/3}$$

$$(F_1/F_{a0})^{2/3} = (2\delta a_0/\delta a_0) = 2$$

$$F_1 = 2.8F_{a0} \approx 3F_{a0}$$

所以我們推薦預壓力為最大軸向負荷的 1/3。過大的預壓力，對壽命、散熱會帶來不良影響。最大預壓力定為基本動額定負荷的 10%。

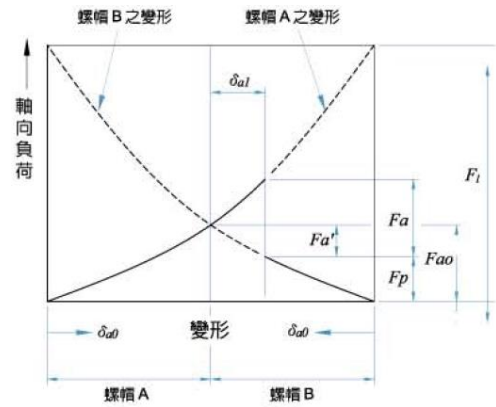
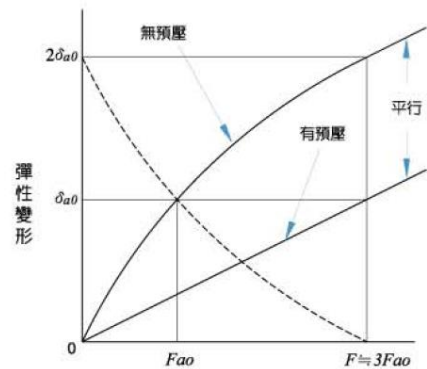


圖 5.4 定位預壓變形關係圖



定位精度

1. 進給精度誤差的因素：進給精度誤差的因素中，導程精度、進給系統的剛性是研究的重點。其也像因溫升所產生的熱變形、導引面的組裝精度等因素也需加以考慮。
2. 熱變形：螺桿軸因熱而伸長變形，會導致定位精度惡化。熱變形的多寡，可由計算求得。

$$\Delta L_{\theta} = \rho \cdot \theta \cdot L$$

ΔL_{θ} ：熱變形量

ρ ：熱膨脹係數

θ ：螺桿軸的平均溫升

L ：滾珠螺桿的全長

上式可解釋為 1000mm 長的螺桿在每升 1°C 就會有產生 12 μ m 的伸長量。因此即使滾珠螺桿的進程經過高精度的加工，會因溫升所產生的變形而無法滿足高度的定位要求。另外當滾珠螺桿要求的運轉速度愈高，則平均溫升也相對提升，熱變形也就愈大。那麼要如何減低溫升所帶來的不良影響呢？有以下三種方法。

- 控制發熱量：
 - a. 選擇適當的預壓力。
 - b. 選擇正確且適量的潤滑劑。
 - c. 加大滾珠螺桿的導程、降低轉速。
- 施予強制冷卻：
 - a. 螺桿軸挖成中空，利用一根冷卻液管通入，利用冷卻液帶出熱量。
 - b. 螺桿軸外緣以潤滑油或空氣來冷卻。
- 避免溫升的影響：
 - a. 求出累積導程誤差的目标值，取負值補正。
 - b. 機台先用高速運轉溫車，溫度達到穩定的狀態後再使用。
 - c. 螺桿軸於安裝時施予預拉力。
 - d. 使用閉回路的方式定位。

滚珠螺杆的寿命

滚珠螺杆即使用正确状态下使用，在经过一段时间后也会因劣化而无法再使用。而开始使用到无法使用为止的时间即为滚珠螺杆的寿命，一般区分为两种。

1. 疲劳寿命：发生离现象时称之。
2. 精度寿命：因磨损导致精度劣化时称之。

疲劳寿命

滚珠螺杆的疲劳寿命与滚动轴承一样，可藉由基本动额定负荷来计算。

1. 基本动额定负荷 Ca

动负荷是指一批相同规格的滚珠螺杆以相同的条件运转 10^6 次，其中 90% 的螺杆不会因疲劳而产生离现象，则此轴向负荷即为动额定负荷(Ca)。

2. 疲劳寿命

- 寿命计算：疲劳寿命有三种表示方式 - 总回转数、总运转时间、总行程。

$$L = \left(\frac{Ca}{Fa \times f_w} \right)^3 \times 10^6$$

$$L_t = \frac{L}{60 \times n}$$

$$L_s = \frac{L \times l}{10^6}$$

- 在此 L：疲劳寿命，用总回转数表示
 L_t：疲劳寿命，用总运转时间表示
 L_s：疲劳寿命，用总行程表示
 Ca：基本动额定负荷
 Fa：轴向负荷
 n：马达之最大转速
 l：导程
 f_w：负荷系数(见表)

负荷因子 f_w

震动与冲击	速度(V)	f _w
轻	V < 15(m/min)	1.0~1.2
中	15 < V < 60(m/min)	1.2~1.5
重	V > 60	1.5~3.0

选用滚珠螺杆时，寿命太短或过长都不适合，使用过长的寿，会使选择的滚珠螺杆尺寸太大，造成不经济的结果，因此下表列出各用途的滚珠螺杆疲劳寿命目标值供您参考。

- a. 工作机械 20000 小时。
- b. 产业机械 10000 小时。
- c. 自动控制装置 15000 小时。
- d. 量测装置 15000 小时。

疲劳寿命

● 平均负荷：当轴向负荷不断在变动时，想要得知疲劳寿命，就必须先计算出平均轴向负荷(Fm)才行。我们以轴向负荷(Fa)为 Y 轴，回转数(n-1)值为 X 轴，可得三种曲线，其分析如下。

a. 呈阶段式曲线时(见图)：平均轴向负荷可用下列公式求得。

$$F_m = \left(\frac{F_1^3 \cdot n_1 \cdot t_1 + F_2^3 \cdot n_2 \cdot t_2 + \dots + F_n^3 \cdot n_n \cdot t_n}{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \dots + n_n \cdot t_n} \right)^{\frac{1}{3}}$$

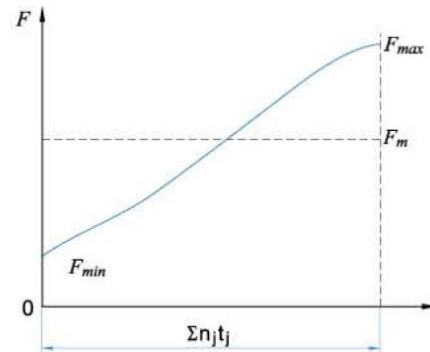
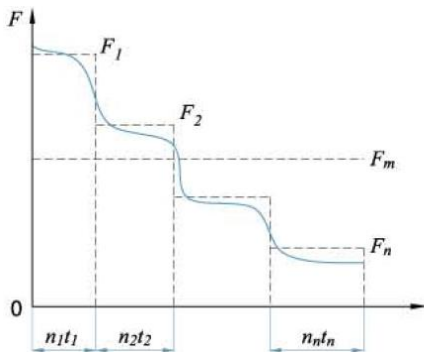
平均转速则用下列公式求得

$$N_m = \frac{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \dots + n_n \cdot t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}$$

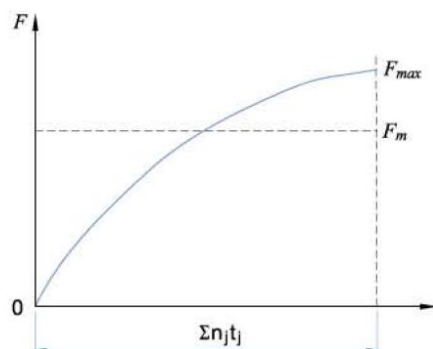
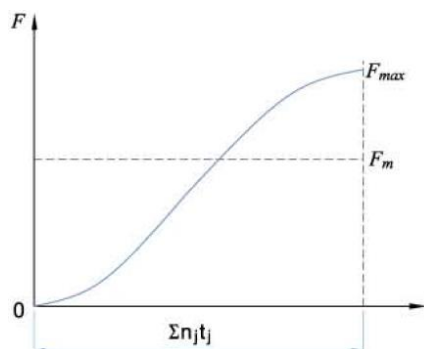
轴向负荷 (kgf)	转速 (rpm)	使用时间 (Sec)
F ₁	n ₁	t ₁
F ₂	n ₂	t ₂
·	·	·
·	·	·
·	·	·
F _n	n _n	t _n

b. 呈近似直线时(见图)：当平均轴向负荷的变动曲线如图时，可用公式求得近似值。

$$F_m = 1/3(F_{min} + F_{max})$$



c. 呈正弦曲线时：当平均轴向负荷变动曲线如图时，可用 $F_m = 0.65F_{max}$ 求得近似值。
当平均轴向负荷变动曲线如图时，可用 $F_m = 0.75F_{max}$ 求得近似值。



台制螺杆

材料与硬度

滚珠螺杆的材料与硬度

零件名称	材料	热处理热法	硬度(HRC)
精密级螺杆	50CrMo4 QT	中周波热处理	58~62
转造级螺杆	S55C	中周波热处理	58~62
螺帽	SCM415H	渗碳热处理	58~62

润滑

滚珠螺杆所使用的润滑剂、润滑脂是使用锂皂基系之润滑基油，其黏度 30~40cst(40°C) 润滑油使用 ISO 等级 32~100。选择依据：

1. 低温用途时：使用基油黏度低的润滑剂。
2. 高温、高负荷或摇动、低速用途时：使用基油黏度较高的润滑剂。

润滑剂之检视与补给间隔

润滑方法	检查间隔	检查项目	补给或更换间隔
自动间隔给油	每一星期	油量、污脏	每次检查时补给，但视油槽容量做适当补充
润滑脂	工作初期 2~3 个月	有无异物混入	通常每一年补给，但依检查结果适当补充
油浴	每日开工前	油面管理	视消耗状况适当的补充

(表示润滑剂之检查与补给间隔之一般指标。补给时要擦掉附着于螺杆轴的旧润滑液后再加以补给。)

防尘

滚珠螺杆与滚动轴承一样，当混入异物或水分时，磨损会加快，严重者甚至会导致破损。有鉴于此，本公司的滚珠螺杆螺帽的前后两端皆附有刮刷器，以达到防尘的效果。另外在法兰面端的刮刷器再加上 O 型套环，更可以防止漏油的发生。