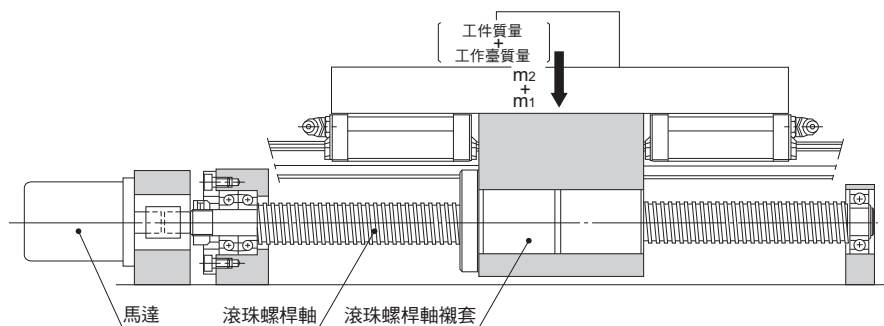


滾珠螺桿的選定例

高速搬送裝置 (水平使用)

【選定條件】

工作臺質量	$m_1=60\text{kg}$	重覆定位精度	$\pm 0.1\text{mm}$
工件質量	$m_2=20\text{kg}$	最小進給量	$s = 0.02\text{mm}/\text{脈衝}$
行程長度	$l_s=1000\text{mm}$	希望壽命時間	30000h
最高速度	$V_{\text{max}}=1\text{m/s}$	驅動馬達	AC伺服馬達
加速時間	$t_1 = 0.15\text{s}$		額定轉速: $3,000 \text{ min}^{-1}$
減速時間	$t_3 = 0.15\text{s}$	馬達的慣性力矩	$J_m=1 \times 10^{-3}\text{kg}\cdot\text{m}^2$
每分鐘往返次數	$n = 8\text{min}^{-1}$	減速機	無 (直結) $A=1$
無效行程	0.15mm	導向面上的摩擦阻力	$\mu = 0.003$ (滾動)
定位精度	$\pm 0.3 \text{ mm}/1000 \text{ mm}$ (從負方向進行定位)	導向面的阻力	$f=15 \text{ N}$ (無負荷時)



【選定項目】

- 螺桿軸直徑
- 導程
- 螺帽型號
- 精度
- 軸向間隙
- 螺桿軸的支撐方式
- 驅動馬達

【導程精度與軸向間隙的選定】

●導程精度的選定

為了得出定位精度 ± 0.3 mm/1,000 mm:

$$\frac{\pm 0.3}{1000} = \frac{\pm 0.09}{300}$$

導程精度必須選定 ± 0.09 mm/300mm以上。

所以滾珠螺桿的精度規格(參閱圖15-20上的表1)選定如下。

C7(運行距離誤差 ± 0.05 mm/300mm)

因精度等級C7既有轉造滾珠螺桿,又有精密滾珠螺桿,在此首先選定價格低廉的轉造滾珠螺桿。

●軸向間隙的選定

為了滿足0.15mm無效行程的要求,必須選定軸向間隙在0.15mm以下的滾珠螺桿。

因此,從滿足軸向間隙0.15mm以下的轉造滾珠螺桿裏(參閱圖15-27上的表12)選定軸徑32mm以下的滾珠螺桿。

從上所述,選定螺桿軸直徑在32mm以下、精度等級C7的轉造滾珠螺桿。

【螺桿軸的選定】

●假定螺桿軸長度

假定螺帽全長為100mm,螺桿軸末端長度為100mm。

所以根據行程長度1,000mm決定的全長如下。

$$1000 + 200 = 1200 \text{ mm}$$

所以螺桿軸長度假定為1,200mm。

●導程的選定

驅動馬達的額定轉速 $3,000 \text{ min}^{-1}$ 、最高速度1m/s時,滾珠螺桿導程如下。

$$\frac{1 \times 1000 \times 60}{3000} = 20 \text{ mm}$$

因此,導程必須選定20 mm以上。

另外,滾珠螺桿和馬達之間不使用減速機而直接安裝。根據通常隨著AC伺服馬達的標準角度測試儀的解析度(1,000 p/rev; 1,500 p/rev),AC伺服馬達每轉1周的最小解析度成為如下。

1000 p/rev (無倍增)

1500 p/rev (無倍增)

2000 p/rev (2倍增)

3000 p/rev (2倍增)

4000 p/rev (4倍增)

6000 p/rev (4倍增)

為了滿足選定條件中的最小進給量0.02 mm/脈衝，應符合如下。

導程20mm	——	1000 p/rev
30mm	——	1500 p/rev
40mm	——	2000 p/rev
60mm	——	3000 p/rev
80mm	——	4000 p/rev

●螺桿軸直徑的選定

符合 **B 15-70** 上的【導程精度與軸向間隙的選定】部分中所規定的要求的滾珠螺桿型號：螺桿軸直徑為 32 mm 以下的轉造滾珠螺桿；**B 15-70** 上的【螺桿軸的選定】部分中所規定的要求：導程 20,30,40,60或80mm（參閱**B 15-35**上的表17）如下。

軸徑	導程
15mm	—— 20mm
15mm	—— 30mm
20mm	—— 20mm
20mm	—— 40mm
30mm	—— 60mm

由於螺桿軸長度必須是 1,200mm，這在 **B 15-70** 上的【螺桿軸的選定】部分中已有說明，15 mm 的軸徑就不夠。因此，滾珠螺桿應選定直徑20mm以上的螺桿軸。

由上所述，有3種符合要求的螺桿軸直徑和導程的組合：20mm螺桿軸直徑/20mm導程；20mm/40mm；和30mm/60mm。

●螺桿軸支撐方法的選定

因行程是很長的1,000mm，最高速度是1m/s屬高速使用，故螺桿軸的支撐方法可選定固定-支撐或固定-固定的方式。

但是，固定-固定的方式結構比較複雜，且組裝精度要求高。

因此，滾珠螺桿的支撐方法選定固定-支撐的方式。

●容許軸向負荷的探討

■最大軸向負荷的計算

導向面的阻力	$f=15 \text{ N}$ (無負荷時)
工作臺質量	$m_1=60 \text{ kg}$
工件質量	$m_2=20 \text{ kg}$
導向面上的摩擦阻力	$\mu=0.003$
最高速度	$V_{\max}=1 \text{ m/s}$
重力加速度	$g = 9.807 \text{ m/s}^2$
加速時間	$t_1 = 0.15\text{s}$

由此可知，所需數值如下。

加速度：

$$\alpha = \frac{V_{\max}}{t_1} = 6.67 \text{ m/s}^2$$

去路加速時：

$$F_{a1} = \mu \cdot (m_1 + m_2) g + f + (m_1 + m_2) \cdot \alpha = 550 \text{ N}$$

去路等速運動時：

$$F_{a2} = \mu \cdot (m_1 + m_2) g + f = 17 \text{ N}$$

去路減速時：

$$F_{a3} = \mu \cdot (m_1 + m_2) g + f - (m_1 + m_2) \cdot \alpha = -516 \text{ N}$$

返路加速時：

$$F_{a4} = -\mu \cdot (m_1 + m_2) g - f - (m_1 + m_2) \cdot \alpha = -550 \text{ N}$$

返路等速運動時：

$$F_{a5} = -\mu \cdot (m_1 + m_2) g - f = -17 \text{ N}$$

返路減速時：

$$F_{a6} = -\mu \cdot (m_1 + m_2) g - f + (m_1 + m_2) \cdot \alpha = 516 \text{ N}$$

作用在滾珠螺桿上的最大軸向負荷如下所示：

$$F_{a\max} = F_{a1} = 550 \text{ N}$$

因此，如果使用20mm螺桿軸直徑、20mm導程（最小溝槽谷徑17.5mm）沒有問題，那麼使用直徑30mm的螺桿軸也應該符合條件。所以，對於螺桿軸的壓曲負荷和容許壓縮拉伸負荷的以下計算，是假定20mm的螺桿軸直徑和20mm的導程。

■螺桿軸的彎曲臨界負荷

與安裝方法相關的係數 $\eta_2=20$ (參閱圖15-38)

為考慮壓曲因素·螺帽和軸承間的安裝方法按“固定—固定”。

安裝面之間的距離 $l_s=1100$ mm (推算)

螺桿軸溝槽谷徑 $d_1=17.5$ mm

$$P_1 = \eta_2 \cdot \frac{d_1^4}{l_s^2} \times 10^4 = 20 \times \frac{17.5^4}{1100^2} \times 10^4 = 15500 \text{ N}$$

■螺桿軸的容許壓縮拉伸負荷

$P_2 = 116 \times d_1^2 = 116 \times 17.5^2 = 35500$ N

由此可見·螺桿軸的壓曲負荷和容許壓縮拉伸負荷至少等於最大軸向負荷。因此·滿足這些條件的滾珠螺桿在使用上沒有問題。

●容許轉速的探討

■最高轉速

- 螺桿軸直徑:20 mm; 導程:20 mm

最高速度 $V_{\max}=1$ m/s
導程 $Ph=20$ mm

$$N_{\max} = \frac{V_{\max} \times 60 \times 10^3}{Ph} = 3000 \text{ min}^{-1}$$

- 螺桿軸直徑:20 mm; 導程:40mm

最高速度 $V_{\max}=1$ m/s
導程 $Ph=40$ mm

$$N_{\max} = \frac{V_{\max} \times 60 \times 10^3}{Ph} = 1500 \text{ min}^{-1}$$

- 螺桿軸直徑:30mm; 導程:60mm

最高速度 $V_{\max}=1$ m/s
導程 $Ph=60$ mm

$$N_{\max} = \frac{V_{\max} \times 60 \times 10^3}{Ph} = 1000 \text{ min}^{-1}$$

■由螺桿軸的危險速度所決定的容許轉速

與安裝方法相關的係數 $\lambda_2=15.1$ (參閱 **B15-40**)

為考慮危險速度，螺帽和軸承間的安裝方法按“固定-支撐”。

安裝面之間的距離 $\ell_b=1,100$ mm (推算)

- 螺桿軸直徑:20mm; 導程:20mm和40mm

螺桿軸溝槽谷徑 $d_i=17.5$ mm

$$N_1 = \lambda_2 \times \frac{d_i}{\ell_b^2} 10^7 = 15.1 \times \frac{17.5}{1100^2} \times 10^7 = 2180 \text{ min}^{-1}$$

- 螺桿軸直徑:30mm; 導程:60mm

螺桿軸溝槽谷徑 $d_i=26.4$ mm

$$N_1 = \lambda_2 \times \frac{d_i}{\ell_b^2} 10^7 = 15.1 \times \frac{26.4}{1100^2} \times 10^7 = 3294 \text{ min}^{-1}$$

■由DN值所決定的容許轉速

- 螺桿軸直徑:20mm; 導程:20mm和40mm (大導程滾珠螺桿)

滾珠中心直徑 $D=20.75$ mm

$$N_2 = \frac{70000}{D} = \frac{70000}{20.75} = 3370 \text{ min}^{-1}$$

- 螺桿軸直徑:30mm; 導程:60mm (大導程滾珠螺桿)

滾珠中心直徑 $D=31.25$ mm

$$N_2 = \frac{70000}{D} = \frac{70000}{31.25} = 2240 \text{ min}^{-1}$$

有上述可見，當滾珠螺桿的螺桿軸直徑為20mm、導程為20mm時，螺桿軸的最高轉速超過了危險速度。

相反，當一組螺桿軸直徑為20mm、導程為40mm以及另一組螺桿軸直徑為30mm、導程為60mm時，能滿足危險速度和DN值。

因此，選定螺桿軸直徑為20mm、導程為40mm及螺桿軸直徑為30mm、導程為60mm的螺桿。

【螺帽的選定】

●螺帽型號的選定

使用轉造滾珠螺桿，螺桿軸直徑20mm、導程40mm及螺桿軸直徑30mm、導程60mm的螺帽為大導程轉造滾珠螺桿WTF型，因此可以選定：

WTF2040-2

($C_a=5.4$ kN, $C_{0a}=13.6$ kN)

WTF2040-3

($C_a=6.6$ kN, $C_{0a}=17.2$ kN)

WTF3060-2

($C_a=11.8$ kN, $C_{0a}=30.6$ kN)

WTF3060-3

($C_a=14.5$ kN, $C_{0a}=38.9$ kN)

●容許軸向負荷的探討

WTF2040-2型容許軸向負荷的探討 ($C_{0a} = 13.6 \text{ kN}$)。

假定此型號用於高速運送裝置以及減速時作用衝擊負荷，故靜態安全係數 (f_s) 為 2.5 (參閱 **B15-47** 上的表1)。

$$\frac{C_{0a}}{f_s} = \frac{13.6}{2.5} = 5.44 \text{ kN} = 5440 \text{ N}$$

與最大軸向負荷550N相比，得出的容許軸向負荷大，因而此型號沒有問題。

■運行距離的計算

最高速度 $V_{\max}=1 \text{ m/s}$

加速時間 $t_1= 0.15\text{s}$

減速時間 $t_3= 0.15\text{s}$

●加速時的運行距離

$$l_{1,4} = \frac{V_{\max} \cdot t_1}{2} \times 10^3 = \frac{1 \times 0.15}{2} \times 10^3 = 75 \text{ mm}$$

●等速時的運行距離

$$l_{2,5} = l_s - \frac{V_{\max} \cdot t_1 + V_{\max} \cdot t_3}{2} \times 10^3 = 1000 - \frac{1 \times 0.15 + 1 \times 0.15}{2} \times 10^3 = 850 \text{ mm}$$

●減速時的運行距離

$$l_{3,6} = \frac{V_{\max} \cdot t_3}{2} \times 10^3 = \frac{1 \times 0.15}{2} \times 10^3 = 75 \text{ mm}$$

根據以上條件，軸向負荷和運行距離的關係如下表所示。

運動	軸方向負荷 $F_{a_i}(\text{N})$	運行距離 $l_i(\text{mm})$
No.1:去路加速時	550	75
No.2:去路等速運動時	17	850
No.3:去路減速時	-516	75
No.4:返路加速時	-550	75
No.5:返路等速運動時	-17	850
No.6:返路減速時	516	75

* 下標(N)表示運動編號。

由於負荷方向 (表示為正或負) 與 F_{a_3} 、 F_{a_4} 和 F_{a_5} 相反，計算兩方向的平均軸向負荷。

平均軸向負荷

● 正符號方向的平均軸向負荷

因為負荷方向不同，按 $F_{a3, 4, 5} = 0\text{N}$ ，來計算平均軸向負荷。

$$F_{am1} = \sqrt[3]{\frac{F_{a1}^3 \times l_1 + F_{a2}^3 \times l_2 + F_{a6}^3 \times l_6}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6}} = 225 \text{ N}$$

● 負符號方向的平均軸向負荷

因為負荷方向不同，按 $F_{a1, 2, 6} = 0\text{N}$ ，來計算平均軸向負荷。

$$F_{am2} = \sqrt[3]{\frac{|F_{a3}|^3 \times l_3 + |F_{a4}|^3 \times l_4 + |F_{a5}|^3 \times l_5}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6}} = 225 \text{ N}$$

因 $F_{am1} = F_{am2}$ ，所以平均軸向負荷為 $F_{am} = F_{am1} = F_{am2} = 225 \text{ N}$ 。

額定壽命

負荷係數 $f_w = 1.5$ (參閱 [B15-48](#) 上的表2)

平均負荷 $F_m = 225 \text{ N}$

額定壽命 $L_{10m} (\text{rev})$

$$L_{10m} = \left(\alpha \times \frac{C_a}{F_{am}} \right)^3 \times 10^6$$

$$\alpha = \frac{1}{f_w}$$

探討的型號	動額定負荷 $C_a(\text{N})$	額定壽命 $L_{10m}(\text{rev})$
WTF 2040-2	5400	4.1×10^9
WTF 2040-3	6600	7.47×10^9
WTF 3060-2	11800	4.27×10^{10}
WTF 3060-3	14500	7.93×10^{10}

■每分鐘平均轉數

每分鐘往返次數 $n = 8 \text{ min}^{-1}$
行程 $l_s = 1000 \text{ mm}$

- 導程: $Ph = 40 \text{ mm}$

$$N_m = \frac{2 \times n \times l_s}{Ph} = \frac{2 \times 8 \times 1000}{40} = 400 \text{ min}^{-1}$$

- 導程: $Ph = 60 \text{ mm}$

$$N_m = \frac{2 \times n \times l_s}{Ph} = \frac{2 \times 8 \times 1000}{60} = 267 \text{ min}^{-1}$$

■根據額定壽命計算工作壽命時間

- WTF2040-2

額定壽命 $L_{10m} = 4.1 \times 10^9 \text{ rev}$
每分鐘平均轉數 $N_m = 400 \text{ min}^{-1}$

$$L_h = \frac{L_{10m}}{60 \times N_m} = \frac{4.1 \times 10^9}{60 \times 400} = 171000 \text{ h}$$

- WTF2040-3

額定壽命 $L_{10m} = 7.47 \times 10^9 \text{ rev}$
每分鐘平均轉數 $N_m = 400 \text{ min}^{-1}$

$$L_h = \frac{L_{10m}}{60 \times N_m} = \frac{7.47 \times 10^9}{60 \times 400} = 311000 \text{ h}$$

- WTF3060-2

額定壽命 $L_{10m} = 4.27 \times 10^{10} \text{ rev}$
每分鐘平均轉數 $N_m = 267 \text{ min}^{-1}$

$$L_h = \frac{L_{10m}}{60 \times N_m} = \frac{4.27 \times 10^{10}}{60 \times 267} = 2670000 \text{ h}$$

- WTF3060-3

額定壽命 $L_{10m} = 7.93 \times 10^{10} \text{ rev}$
每分鐘平均轉數 $N_m = 267 \text{ min}^{-1}$

$$L_h = \frac{L_{10m}}{60 \times N_m} = \frac{7.93 \times 10^{10}}{60 \times 267} = 4950000 \text{ h}$$

■ 根據額定壽命計算運行距離壽命

● WTF2040-2

額定壽命 $L_{10m} = 4.1 \times 10^9 \text{ rev}$

導程 $Ph = 40 \text{ mm}$

$$L_s = L_{10m} \times Ph \times 10^{-6} = 164000 \text{ km}$$

● WTF2040-3

額定壽命 $L_{10m} = 7.47 \times 10^9 \text{ rev}$

導程 $Ph = 40 \text{ mm}$

$$L_s = L_{10m} \times Ph \times 10^{-6} = 298800 \text{ km}$$

● WTF3060-2

額定壽命 $L_{10m} = 4.27 \times 10^{10} \text{ rev}$

導程 $Ph = 60 \text{ mm}$

$$L_s = L_{10m} \times Ph \times 10^{-6} = 2562000 \text{ km}$$

● WTF3060-3

額定壽命 $L_{10m} = 7.93 \times 10^{10} \text{ rev}$

導程 $Ph = 60 \text{ mm}$

$$L_s = L_{10m} \times Ph \times 10^{-6} = 4758000 \text{ km}$$

由上可知，能滿足希望壽命時間30000小時，可選定以下型號。

WTF 2040-2

WTF 2040-3

WTF 3060-2

WTF 3060-3

【剛性的探討】

作為選定條件，不包括剛性的規格，且對此沒有特別要求，在此省略。

【定位精度的探討】

●導程精度的探討

■ 15-70 上【導程精度與軸向間隙的選定】項中，選定了精度等級 C7。

C7 (運行距離誤差: ±0.05mm/300mm)

●軸向間隙的探討

從一個方向進行定位時，軸向間隙不影響定位精度，所以不需要探討。

WTF2040: 軸向間隙: 0.1 mm

WTF3060: 軸向間隙: 0.14 mm

●軸向剛性的探討

因負荷方向不發生變化，所以不需要根據軸向剛性來探討定位精度。

●因發熱而引起熱變形的探討

假設在使用中，溫度上升 5°C。

因溫度上升而引起的定位精度如下。

$$\begin{aligned}\Delta l &= \rho \times \Delta t \times l \\ &= 12 \times 10^{-6} \times 5 \times 1000 \\ &= 0.06 \text{ mm}\end{aligned}$$

●運行中姿勢變化的探討

因滾珠螺桿中心到需要精度的位置相距 150mm，所以有必要對運行中的姿勢變化進行探討。

根據構造假設俯仰在 ±10 秒以下，因俯仰而引起的定位誤差為：

$$\begin{aligned}\Delta a &= l \times \sin\theta \\ &= 150 \times \sin(\pm 10'') \\ &= \pm 0.007 \text{ mm}\end{aligned}$$

由此可知，定位精度(Δp)如下：

$$\Delta p = \frac{\pm 0.05 \times 1000}{300} \pm 0.007 + 0.06 = 0.234 \text{ mm}$$

根據上述在 ■ 15-70 上【導程精度與軸向間隙的選定】～ ■ 15-79 上【定位精度的探討】的探討中得知，能滿足選定條件的是：WTF2040-2、WTF2040-3、WTF3060-2 和 WTF3060-3 型，因此選定最小型的 WTF2040-2 型。

【回轉扭力的探討】

●由外部負荷產生的摩擦扭力

摩擦扭力如下:

$$T_1 = \frac{F_a \cdot Ph}{2\pi \cdot \eta} \cdot A = \frac{17 \times 40}{2 \times \pi \times 0.9} \times 1 = 120 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

●由滾珠螺桿的預壓產生的扭力

對滾珠螺桿沒有施加預壓。

●加速時所需要的扭力

慣性力矩

每單位長度的慣性力矩是 $1.23 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{cm}^2/\text{mm}$ (參閱尺寸表), 螺桿軸全長 1200mm 的慣性力矩如下:

$$\begin{aligned} J_s &= 1.23 \times 10^{-3} \times 1200 = 1.48 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \\ &= 1.48 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J &= (m_1 + m_2) \left(\frac{Ph}{2 \times \pi} \right)^2 \cdot A^2 \times 10^{-6} + J_s \cdot A^2 = (60 + 20) \left(\frac{40}{2 \times \pi} \right)^2 \times 1^2 \times 10^{-6} + 1.48 \times 10^{-4} \times 1^2 \\ &= 3.39 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

角加速度:

$$\omega' = \frac{2\pi \cdot \text{Nm}}{60 \cdot t_1} = \frac{2\pi \times 1500}{60 \times 0.15} = 1050 \text{ rad/s}^2$$

根據上述, 加速所需要的扭力如下:

$$\begin{aligned} T_2 &= (J + J_s) \times \omega' = (3.39 \times 10^{-3} + 1 \times 10^{-3}) \times 1050 = 4.61 \text{ N} \cdot \text{m} \\ &= 4.61 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

因此, 所需扭力如下:

加速時

$$T_1 = T_1 + T_2 = 120 + 4.61 \times 10^3 = 4730 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

等速時

$$T_1 = T_1 = 120 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

減速時

$$T_2 = T_1 - T_2 = 120 - 4.61 \times 10^3 = -4490 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

【驅動馬達的探討】

●轉速

滾珠螺桿的導程根據馬達的額定轉速進行選定，所以沒有必要探討馬達的轉速。

最高使用轉速：1500 min⁻¹

馬達額定轉速：3000 min⁻¹

●最小進給量

和轉速一樣，選定滾珠螺桿的導程一般根據AC伺服馬達所使用的角度測試儀進行，因此沒有必要探討。

角度測試儀的解析度：1000 p/rev

2倍增 : 2000 p/rev

●馬達扭力

在 **15-80** 上的【回轉扭力的探討】中計算加速時所產生的扭力成為所需的最大扭力。

$$T_{\max} = 4730 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

因此，AC伺服馬達的瞬間最大扭力必須在4,730N·mm以上。

●扭力的有效值

綜合選定條件和在 **15-80** 上【回轉扭力的探討】中計算出的扭力。

加速時:

$$T_a = 4730 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$t_a = 0.15 \text{ s}$$

等速時:

$$T_v = 120 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$t_v = 0.85 \text{ s}$$

減速時:

$$T_d = 4490 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$t_d = 0.15 \text{ s}$$

停止時:

$$T_s = 0$$

$$t_s = 2.6 \text{ s}$$

扭力的有效值如下，馬達的額定扭力必須為1305N·mm以上。

$$T_{\text{Rms}} = \sqrt{\frac{T_a^2 \cdot t_a + T_v^2 \cdot t_v + T_d^2 \cdot t_d + T_s^2 \cdot t_s}{t_a + t_v + t_d + t_s}} = \sqrt{\frac{4730^2 \times 0.15 + 120^2 \times 0.85 + 4490^2 \times 0.15 + 0}{0.15 + 0.85 + 0.15 + 2.6}}$$

$$= 1305 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

●慣性力矩

作用於馬達上的慣性力矩，在 **B15-80** 上【回轉扭力的探討】中已經計算了。

$$J = 3.39 \times 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

儘管因馬達廠家的不同而有所差異，通常馬達有必要具有作用在馬達上慣性力矩的 1 / 10 以上的慣性力矩。

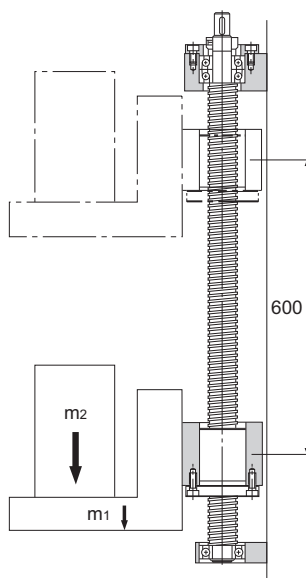
因此，AC 伺服馬達的慣性力矩必須為 $3.39 \times 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ 以上。

到此，選定完畢。

垂直運送裝置

【選定條件】

工作臺質量	$m_1=40\text{kg}$
工件質量	$m_2=10\text{kg}$
行程長度	$l_s=600\text{mm}$
最高速度	$V_{\max}=0.3\text{m/s}$
加速時間	$t_1=0.2\text{s}$
減速時間	$t_3=0.2\text{s}$
每分鐘往返次數	$n=5\text{min}^{-1}$
無效行程	0.1mm
定位精度	$\pm 0.7\text{mm}/600\text{mm}$
反覆定位精度	$\pm 0.05\text{mm}$
最小進給量	$s=0.01\text{mm}/\text{脈衝}$
工作壽命時間	20000h
驅動馬達	AC伺服馬達 額定轉速: $3,000\text{min}^{-1}$
馬達的慣性力矩	$J_m=5 \times 10^{-5}\text{kg}\cdot\text{m}^2$
減速機	無(直結)
導向面上的摩擦阻力	$\mu=0.003$ (滾動)
導向面的阻力	$f=20\text{N}$ (無負荷時)



【選定項目】

- 螺桿軸直徑
- 導程
- 螺帽型號
- 精度
- 軸向間隙
- 螺桿軸的支撐方式
- 驅動馬達

【導程精度與軸向間隙的選定】

●導程精度的選定

為了得出定位精度 $\pm 0.7\text{mm}/600\text{mm}$ ：

$$\frac{\pm 0.7}{600} = \frac{\pm 0.35}{300}$$

導程精度必須選定 $\pm 0.35\text{mm}/300\text{mm}$ 以上。

因此，滾珠螺桿的精度等級（參閱 **■ 15-20** 上的表 1）選定為 C10（運行距離誤差： $\pm 0.21\text{mm}/300\text{mm}$ ）。

因精度等級C10有價格低廉的轉造滾珠螺桿，所以選定轉造滾珠螺桿。

●軸向間隙的選定

儘管要求無效行程在 0.1mm 以下，因為是垂直使用，軸向負荷常作用於一個方向，不論軸向間隙多大，使用時也不成為無效行程。

因此，軸向間隙不會有問題，所以選定價格低廉的轉造滾珠螺桿。

【螺桿軸的選定】

●假定螺桿軸長度

假定螺帽全長為 100mm ，螺桿軸末端長度為 100mm 。

所以根據行程長度 600mm 決定的全長如下。

$$600 + 200 = 800\text{ mm}$$

所以螺桿軸長度假定為 800 mm 。

●導程的選定

因驅動馬達的額定轉速是 $3,000\text{ min}^{-1}$ 、最高速度是 0.3 m/s ，滾珠螺桿的導程如下。

$$\frac{0.3 \times 60 \times 1000}{3000} = 6\text{ mm}$$

因此，導程必須選定 6mm 以上。

另外，滾珠螺桿和馬達之間不使用減速機而直接安裝。根據通常隨著AC伺服馬達的標準角度測試儀的解析度（ 1000 p/rev ； 1500 p/rev ），AC伺服馬達每轉1周的最小解析度成為如下。

- 1000 p/rev（無倍增）
- 1500 p/rev（無倍增）
- 2000 p/rev（2倍增）
- 3000 p/rev（2倍增）
- 4000 p/rev（4倍增）
- 6000 p/rev（4倍增）

為了滿足選定條件中的最小進給量0.010mm/脈衝，應符合如下。

導程 6mm	——	3000 p/rev
8mm	——	4000 p/rev
10mm	——	1000 p/rev
20mm	——	2000 p/rev
40mm	——	2000 p/rev

當導程是6mm或8mm時，進給距離為0.002mm/脈衝，因此向馬達的驅動器提供指令的控制器的進發脈衝至少是150kpps，這時控制器的成本可能會增加。

同時，滾珠螺桿的導程變大，馬達所需的扭力也會變大，成本也會增加。

因此，滾珠螺桿的導程選定為10mm。

●螺桿軸直徑的選定

滿足 **B 15-84** 上【導程精度與軸向間隙的選定】和 **B 15-84** 上【螺桿軸的選定】所選定的導程10mm的滾珠螺桿（參閱**B15-35**上的表17）如下。

軸徑	導程
15mm	—— 10mm
20mm	—— 10mm
25mm	—— 10mm

根據上述條件，選定螺桿軸直徑為15mm、導程為10mm。

●螺桿軸支撐方法的選定

因使用行程長度為600mm，最高速度為0.3m/s（滾珠螺桿轉速：1,800 min⁻¹），所以螺桿軸的支撐方法選定固定-支撐方式。

●容許軸向負荷的探討

■最大軸向負荷的計算

導向面的阻力	$f=20\text{ N}$ (無負荷時)
工作臺質量	$m_1=40\text{ kg}$
工件質量	$m_2=10\text{ kg}$
最高速度	$V_{\max}=0.3\text{ m/s}$
加速時間	$t_1=0.2\text{ s}$

由此可知，所需數值如下。

加速度

$$\alpha = \frac{V_{\max}}{t_1} = 1.5\text{ m/s}^2$$

上升加速時:

$$F_{a1} = (m_1 + m_2) \cdot g + f + (m_1 + m_2) \cdot \alpha = 585\text{ N}$$

上升等速時:

$$F_{a2} = (m_1 + m_2) \cdot g + f = 510\text{ N}$$

上升減速時:

$$F_{a3} = (m_1 + m_2) \cdot g + f - (m_1 + m_2) \cdot \alpha = 435\text{ N}$$

下降加速時:

$$F_{a4} = (m_1 + m_2) \cdot g - f - (m_1 + m_2) \cdot \alpha = 395\text{ N}$$

下降等速時:

$$F_{a5} = (m_1 + m_2) \cdot g - f = 470\text{ N}$$

下降減速時:

$$F_{a6} = (m_1 + m_2) \cdot g - f + (m_1 + m_2) \cdot \alpha = 545\text{ N}$$

作用在滾珠螺桿上的最大軸向負荷如下所示:

$$F_{a\max} = F_{a1} = 585\text{ N}$$

■螺桿軸的扭曲負荷

與安裝方法相關的係數 $\eta_2=20$ (參閱 [B15-38](#))

為考慮壓曲因素，螺帽和軸承間的安裝方法按“固定-固定”方式:

安裝面之間的距離 $\ell_a=700\text{ mm}$ (推算)

螺桿軸溝槽谷徑 $d_1=12.5\text{ mm}$

$$P_1 = \eta_2 \cdot \frac{d_1^4}{\ell_a^2} \times 10^4 = 20 \times \frac{12.5^4}{700^2} \times 10^4 = 9960\text{ N}$$

■螺桿軸的容許壓縮拉伸負荷

$$P_2 = 116d_1^2 = 116 \times 12.5^2 = 18100\text{ N}$$

由此可見，螺桿軸的扭曲負荷和容許壓縮拉伸負荷至少等於最大軸向負荷。因此，滿足這些條件的滾珠螺桿在使用上沒有問題。

●容許轉速的探討

■最高轉速

- 螺桿軸直徑:15mm;導程:10mm

最高速度 $V_{\max}=0.3 \text{ m/s}$

導程 $Ph=10 \text{ mm}$

$$N_{\max} = \frac{V_{\max} \times 60 \times 10^3}{Ph} = 1800 \text{ min}^{-1}$$

■由螺桿軸的危險速度所決定的容許轉速

與安裝方法相關的係數 $\lambda_2=15.1$ (參閱圖15-40)

為考慮危險速度·螺帽和軸承間的安裝方法按“固定-支撐”。

安裝面之間的距離 $l_b=700\text{mm}$ (推算)

- 螺桿軸直徑:15mm;導程:10mm

螺桿軸溝槽谷徑 $d_1=12.5 \text{ mm}$

$$N_1 = \lambda_2 \times \frac{d_1}{l_b^2} 10^7 = 15.1 \times \frac{12.5}{700^2} \times 10^7 = 3852 \text{ min}^{-1}$$

■由DN值所決定的容許轉速

- 螺桿軸直徑:15mm;導程:10mm (大導程滾珠螺桿)

滾珠中心直徑 $D=15.75 \text{ mm}$

$$N_2 = \frac{70000}{D} = \frac{70000}{15.75} = 4444 \text{ min}^{-1}$$

由上述可知·能滿足螺桿軸的危險速度和DN值。

【螺帽的選定】

●螺帽型號的選定

選定螺桿軸直徑為15mm，導程10mm的大導程轉造滾珠螺桿。

BLK1510-5.6

($C_a=9.8$ kN, $C_{0a}=25.2$ kN)

●容許軸向負荷的探討

因加速、減速時有衝擊負荷作用，故靜態安全係數(f_s)為2(參閱B15-47上的表1)。

$$F_{a_{\max}} = \frac{C_{0a}}{f_s} = \frac{25.2}{2} = 12.6 \text{ kN} = 12600 \text{ N}$$

與最大軸向負荷585N相比，得出的容許軸向負荷大，因而此型號沒有問題。

●壽命的探討

■運行距離的計算

最高速度 $V_{\max}=0.3$ m/s

加速時間 $t_1= 0.2$ s

減速時間 $t_3= 0.2$ s

●加速時的運行距離

$$l_{1,4} = \frac{V_{\max} \cdot t_1}{2} \times 10^3 = \frac{0.3 \times 0.2}{2} \times 10^3 = 30 \text{ mm}$$

●等速時的運行距離

$$l_{2,5} = l_s - \frac{V_{\max} \cdot t_1 + V_{\max} \cdot t_3}{2} \times 10^3 = 600 - \frac{0.3 \times 0.2 + 0.3 \times 0.2}{2} \times 10^3 = 540 \text{ mm}$$

●減速時的運行距離

$$l_{3,6} = \frac{V_{\max} \cdot t_3}{2} \times 10^3 = \frac{0.3 \times 0.2}{2} \times 10^3 = 30 \text{ mm}$$

根據以上條件，軸向負荷和運行距離的關係如下表所示。

動作	軸方向負荷 F_{ax} (N)	運行距離 l_s (mm)
No1:上升加速時	585	30
No2:上升等速時	510	540
No3:上升減速時	435	30
No4:下降加速時	395	30
No5:下降等速時	470	540
No6:下降減速時	545	30

* 下標(N)表示動作編號。

平均軸向負荷

$$F_{am} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \times l_s} (F_{a1}^3 \cdot l_1 + F_{a2}^3 \cdot l_2 + F_{a3}^3 \cdot l_3 + F_{a4}^3 \cdot l_4 + F_{a5}^3 \cdot l_5 + F_{a6}^3 \cdot l_6)} = 492 \text{ N}$$

額定壽命

動額定負荷	$C_a = 9800 \text{ N}$
負荷係數	$f_w = 1.5$ (參閱 圖 15-48 上的表 2)
平均負荷	$F_{am} = 492 \text{ N}$
額定壽命	$L_{10m} \text{ (rev)}$

$$L_{10m} = \left(\alpha \times \frac{C_a}{F_{am}} \right)^3 \times 10^6 = \left(\frac{9800}{1.5 \times 492} \right)^3 \times 10^6 = 2.34 \times 10^9 \text{ rev}$$

$$\alpha = \frac{1}{f_w}$$

每分鐘平均轉數

每分鐘往返次數	$n = 5 \text{ min}^{-1}$
行程	$l_s = 600 \text{ mm}$
導程	$Ph = 10 \text{ mm}$

$$N_m = \frac{2 \times n \times l_s}{Ph} = \frac{2 \times 5 \times 600}{10} = 600 \text{ min}^{-1}$$

根據額定壽命計算工作壽命時間

額定壽命	$L_{10m} = 2.34 \times 10^9 \text{ rev}$
每分鐘平均轉數	$N_m = 600 \text{ min}^{-1}$

$$L_h = \frac{L_{10m}}{60 \cdot N_m} = \frac{2.34 \times 10^9}{60 \times 600} = 65000 \text{ h}$$

根據額定壽命計算運行距離壽命

額定壽命	$L_{10m} = 2.34 \times 10^9 \text{ rev}$
導程	$Ph = 10 \text{ mm}$

$$L_s = L_{10m} \times Ph \times 10^{-6} = 23400 \text{ km}$$

由上可知，BLK1510-5.6型能滿足希望壽命時間20,000小時。

【剛性的探討】

作為選定條件，不包括剛性的規格，且對此沒有特別要求，在此省略。

【定位精度的探討】

●導程精度的探討

■15-84上【導程精度與軸向間隙的選定】項中，選定了精度等級C10。

C10（運行距離誤差 $\pm 0.21\text{mm}/300\text{mm}$ ）

●軸向間隙的探討

因為是垂直使用，軸向負荷總是朝一個方向，所以沒有必要探討軸向間隙。

●軸向剛性的探討

因對所要求的定位精度來說，所選定的導程精度很好，所以不需要探討由於軸向剛性給定位精度帶來的影響。

●因發熱而引起熱變形的探討

因對所要求的定位精度來說，所選定的導程精度很好，所以不需要探討由於熱變形給定位精度帶來的影響。

●運行中姿勢變化的探討

因對所要求的定位精度來說，所選定的導程精度很好，所以不需要探討定位精度。

【回轉扭力的探討】

●由外部負荷產生的摩擦扭力

上升等速時：

$$T_1 = \frac{F_{a2} \cdot Ph}{2 \times \pi \times \eta} = \frac{510 \times 10}{2 \times \pi \times 0.9} = 900 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

下降等速時：

$$T_2 = \frac{F_{a5} \cdot Ph}{2 \times \pi \times \eta} = \frac{470 \times 10}{2 \times \pi \times 0.9} = 830 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

●由滾珠螺桿的預壓產生的扭力

對滾珠螺桿沒有施加預壓。

●加速時所需要的扭力

慣性力矩:

每單位長度的慣性力矩是 $3.9 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{cm}^2/\text{mm}$ (參閱尺寸表), 螺桿軸全長800mm的慣性力矩如下:

$$J_s = 3.9 \times 10^{-4} \times 800 = 0.31 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \\ = 0.31 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J = (m_1 + m_2) \left(\frac{Ph}{2 \times \pi} \right)^2 \cdot A^2 \times 10^{-6} + J_s \cdot A^2 = (40 + 10) \left(\frac{10}{2 \times \pi} \right)^2 \times 1^2 \times 10^{-6} + 0.31 \times 10^{-4} \times 1^2 \\ = 1.58 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

角加速度:

$$\omega' = \frac{2\pi \cdot N_{\text{max}}}{60 \cdot t} = \frac{2\pi \times 1800}{60 \times 0.2} = 942 \text{ rad/s}^2$$

根據上述, 加速所需要的扭力如下:

$$T_3 = (J + J_m) \cdot \omega' = (1.58 \times 10^{-4} + 5 \times 10^{-5}) \times 942 = 0.2 \text{ N} \cdot \text{m} = 200 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

因此, 所需扭力如下:

上升加速時:

$$T_{k1} = T_1 + T_3 = 900 + 200 = 1100 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

上升等速時:

$$T_{t1} = T_1 = 900 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

上升減速時:

$$T_{g1} = T_1 - T_3 = 900 - 200 = 700 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

下降加速時:

$$T_{k2} = 630 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

下降等速時:

$$T_{t2} = 830 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

下降減速時:

$$T_{g2} = 1030 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

【驅動馬達的探討】

●轉速

滾珠螺桿的導程根據馬達的額定轉速進行選定，所以沒有必要探討馬達的轉速。

最高使用轉速:1800 min⁻¹

馬達額定轉速:3000 min⁻¹

●最小進給量

和轉速一樣，選定滾珠螺桿的導程一般根據AC伺服馬達所使用的角度測試儀進行，因此沒有必要探討。

角度測試儀的解析度:1000 p/rev.

●馬達扭力

在B15-90上的【回轉扭力的探討】中計算加速時所產生的扭力成為所需的最大扭力。

$$T_{\max} = T_{k1} = 1100 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

因此，AC伺服馬達的瞬間最大扭力必須在1100N·mm以上。

●扭力的有效值

綜合選定條件和在B15-90上【回轉扭力的探討】中計算出的扭力。

上升加速時:

$$T_{k1} = 1100 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$t_1 = 0.2 \text{ s}$$

上升等速時:

$$T_{t1} = 900 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$t_2 = 1.8 \text{ s}$$

上升減速時:

$$T_{g1} = 700 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$t_3 = 0.2 \text{ s}$$

下降加速時:

$$T_{k2} = 630 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$t_1 = 0.2 \text{ s}$$

下降等速時:

$$T_{t2} = 830 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$t_2 = 1.8 \text{ s}$$

下降減速時:

$$T_{g2} = 1030 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$t_3 = 0.2 \text{ s}$$

停止時($m_2=0$):

$$T_s = 658 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$t_4 = 7.6 \text{ s}$$

扭力的有效值如下，馬達的額定扭力必須為743N·mm以上。

$$\begin{aligned}
 T_{\text{rms}} &= \sqrt{\frac{T_{k1}^2 \cdot t_1 + T_{t1}^2 \cdot t_2 + T_{g1}^2 \cdot t_3 + T_{k2}^2 \cdot t_1 + T_{t2}^2 \cdot t_2 + T_{g2}^2 \cdot t_3 + T_s^2 \cdot t_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} \\
 &= \sqrt{\frac{1100^2 \times 0.2 + 900^2 \times 1.8 + 700^2 \times 0.2 + 630^2 \times 0.2 + 830^2 \times 1.8 + 1030^2 \times 0.2 + 658^2 \times 7.6}{0.2 + 1.8 + 0.2 + 0.2 + 1.8 + 0.2 + 7.6}} \\
 &= 743 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

●慣性力矩

作用於馬達上的慣性力矩，在 [B15-90](#) 上【回轉扭力的探討】中已經計算了。

$$J = 1.58 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

儘管因馬達廠家的不同而有所差異，通常馬達有必要具有作用在馬達上慣性力矩的 1/10 以上的慣性力矩。

因此，AC 伺服馬達的慣性力矩必須為 $1.58 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 以上。

到此，選定完畢。

