

【技术计算】滚珠丝杠的选型方法3

驱动扭矩

滚珠丝杠的摩擦特性与驱动马达的选型

摩擦与效率

根据丝杠力学模型的数学分析，滚珠丝杠的效率 η 由下式表示，其中 μ 为摩擦系数， β 为螺纹升角。

●将旋转力转换为轴向力时(正向动作)

$$\eta = \frac{1 - \mu \tan \beta}{1 + \mu / \tan \beta} \dots\dots\dots ①$$

●将轴向力转换为旋转力时(反向动作)

$$\eta' = \frac{1 - \mu / \tan \beta}{1 + \mu \tan \beta} \dots\dots\dots ②$$

负载扭矩

驱动源设计(马达等)所需的负载扭矩(恒速驱动扭矩)如下所示。

●正向动作
将旋转力转换为轴向力时的扭矩

$$T = \frac{PL}{2\pi\eta} \text{ (daN} \cdot \text{cm)} \dots\dots\dots ③$$

式中
T : 负载扭矩(daN · cm)
P : 轴向外部负载(daN)
L : 滚珠丝杠的螺距(cm)
 η : 滚珠丝杠的效率(0.9)

●反向动作
将轴向力转换为旋转力时的轴向外部负载

$$P = \frac{2\pi T}{\eta L} \text{ (daN)} \dots\dots\dots ④$$

式中
P : 轴向外部负载(daN)
T : 负载扭矩(daN · cm)
L : 滚珠丝杠的螺距(cm)
 η : 滚珠丝杠的效率(0.9)

●预压引起的摩擦扭矩
是指施加预压时产生的扭矩，随着外部负载的增大，预压螺帽的预压负载被释放，预压所产生的摩擦扭矩也随之减小。(参考)
1daN=10N≈1.02kgf

空载时

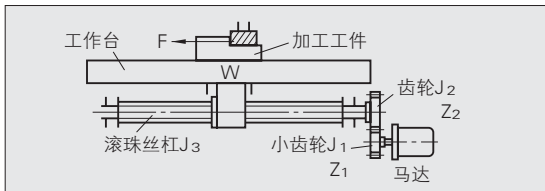
$$T_p = K \frac{P_L L}{2\pi} \text{ (daN} \cdot \text{cm)} \dots\dots\dots ⑤$$

$$K = 0.05 (\tan \beta)^{-\frac{1}{2}}$$

式中
P_L : 预压负载(daN)
L : 滚珠丝杠的螺距(cm)
K : 内部摩擦系数
 β : 螺纹升角
 $\beta \approx \tan^{-1} \left(\frac{L}{\pi D} \right)$
D : 丝杠轴外径

驱动马达的选型

选择驱动马达时，必须满足下述条件。
1.相对于施加在马达输出轴上的负载应有余量。
2.相对于施加在马达输出轴上的惯性矩能够以所需的脉冲速度进行起动与停止。
3.相对于施加在马达输出轴上的惯性矩能够达到所需的加速、减速时间常数。



●施加在马达输出轴上的恒速扭矩
外部负载以进行恒速驱动所需的扭矩抵抗

$$T_1 = \left(\frac{PL}{2\pi\eta} + T_p \frac{(3P_L - P)}{3P_L} \right) \frac{Z_1}{Z_2} \text{ (daN} \cdot \text{cm)} \dots\dots\dots ⑥$$

式中 $P \leq 3P_L$
T₁ : 恒速时的驱动扭矩(daN · cm)
P : 轴向外部负载(daN)
 $P = F + \mu Mg$
F : 切削力引起的轴向反作用力(daN)
M : 工作台与工件的重量(kg)
 μ : 滑动面的摩擦系数
g : 重力加速度(9.8×10²cm/s²)
L : 滚珠丝杠的螺距(cm)
 η : 包含滚珠丝杠、齿轮在内的机械效率
T_p : 请参阅预压引起的摩擦扭矩(daN · cm)公式⑤
P_L : 预压负载(daN)
Z₁ : 小齿轮的齿数
Z₂ : 齿轮的齿数

●施加在马达输出轴上的加速扭矩
抵抗外部负载以进行加速驱动所需的扭矩。

$$T_2 = J_M \omega = J_M \frac{2\pi N}{60t} \times 10^{-3} \text{ (daN} \cdot \text{cm)} \dots\dots\dots ⑦$$

$$J_M = J_1 + J_2 + \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 \left\{ (J_3 + J_4) + M \left(\frac{L}{2\pi} \right)^2 \right\} \text{ (kg} \cdot \text{cm}^2) \dots\dots\dots ⑧$$

式中
T₂ : 加速时的驱动扭矩(daN · cm)
 ω : 马达轴角加速度(rad/s²)
N : 马达轴转速(r/min)
t : 加速时间(s)
J_M : 施加在马达上的惯性矩(kg · cm²)
J₁ : 小齿轮的惯性矩(kg · cm²)
J₂ : 齿轮的惯性矩(kg · cm²)
J₃ : 滚珠丝杠的惯性矩(kg · cm²)
J₄ : 马达转子的惯性矩(kg · cm²)
M : 工作台与工件的重量(kg)
L : 滚珠丝杠的螺距(cm)

滚珠丝杠、齿轮等圆柱体的惯性矩
(计算J₁~J₄)

$$J = \frac{\pi \gamma}{32} D^4 \ell \text{ (kg} \cdot \text{cm}^2) \dots\dots\dots ⑨$$

式中
D : 圆柱体的外径(cm)
 ℓ : 圆柱体的长度(cm)
 γ : 材料的比重
 $\gamma = 7.8 \times 10^{-3} \text{ (kg/cm}^3)$

●施加在马达输出轴上的总扭矩
总扭矩由式⑥与⑦之和求出。

$$T_M = T_1 + T_2 = \left(\frac{PL}{2\pi\eta} + T_p \frac{(3P_L - P)}{3P_L} \right) \frac{Z_1}{Z_2} + J_M \frac{2\pi N}{60t} \times 10^{-3} \text{ (daN} \cdot \text{cm)} \dots\dots\dots ⑩$$

式中
T_M : 施加在马达输出轴上的总扭矩(daN · cm)
T₁ : 恒速时的驱动扭矩(daN · cm)
T₂ : 加速时的驱动扭矩(daN · cm)

另外，临时选定马达之后，1.检查有效扭矩值；2.检查加速时间常数；3.检查过载特性、重复起动与停止时的马达过热容许值，马达过热容许值必须留有充分的余量。

马达的选型范例

该图展示了马达选型范例的机械结构。图中包括：滑动面、摩擦系数 μ 、工作台与工件的总重量 M、减速比 i、丝杠直径 ϕD 、螺距 L、以及力 P = F + μ Mg。

<规格>

- 工作台与工件的总重量 M = 50(kg)
- 滑动面的摩擦系数 $\mu = 0.02$
- 外力 F = 5(daN)
- 减速比 i = 1
- 滚珠丝杠尺寸 外径 螺距 长度 20 — 20 — 600
- 滚珠丝杠等的机械效率 $\eta = 0.9$
- 进给速度 $\nu = 30$ (m/min)
- 加速时间 t = 0.5(s)
- 马达轴转速 $N = \frac{30000}{20} = 1500$ (r/min)

1.恒速扭矩 T₁

$$T_1 = \frac{(F + \mu \cdot M \cdot g \times 10^{-3})L}{2\pi\eta} = \frac{(5 + 0.02 \times 50 \times 980 \times 10^{-3}) \times 2}{2\pi \times 0.9} = 2.1 \text{ (daN} \cdot \text{cm)}$$

g: 重力加速度(9.8×10²cm/s²)

2.滚珠丝杠的惯性矩 J₃

$$J_3 = \frac{\pi \times 7.7 \times 10^{-3}}{32} \times 2^4 \times 60 = 0.725 \text{ (kg} \cdot \text{cm}^2)$$

3.移动物体的惯性矩 J₅

$$J_5 = 50 \left(\frac{2}{2\pi} \right)^2 = 5.066 \text{ (kg} \cdot \text{cm}^2)$$

4.马达轴换算的全负载惯性矩 J_M

$$J_M = J_4 + 5.791 \text{ (kg} \cdot \text{cm}^2)$$

5.所需运行扭矩 T_M

$$T_M = 2.1 + (J_4 + 5.791) \times \frac{2\pi \times 1500}{60 \times 0.5} \times 10^{-3} = 3.92 + 0.314 J_4 \text{ (daN} \cdot \text{cm)}$$

根据上述计算，临时选定

最高转速 No ≥ 1500(r/min)
额定扭矩 To = fa × T_M ≥ 8.0(daN · cm)
(fa: 安全系数=2)

马达轴惯性矩 $J_4 \geq \frac{J_5 + J_6}{3 \sim 5} \approx 1.2 \text{ (kg} \cdot \text{cm}^2)$

的马达，并进行有效扭矩值检查等。