数控回转工作台回转电动机的选择

沈阳中捷机床有限公司 （辽宁 110142） 唐 杰

回转工作台是数控刨台卧式铣镗床中不可缺少的重要部件之一，该部件不但能承重10t的加工零件，还可以使加工零件在X坐标方向作直线运动，在B坐标上作360°回转运动。其优点：可以扩大机床的工艺范围，缩短加工中的辅助时间和提高零件的加工精度。当零件装夹于工作台面上后，除可进行一般的镗孔、钻孔、铣削外，还可使零件作轴向移动和运转分度等工序。数控回转工作台是由床身、滑座和工作台三个基本大件组成。

1. 数控回转工作台的设计

数控回转工作台的主要技术规格：回转工作台的台面尺寸1 600mm×1 800mm；回转工作台的总高度1 110mm；回转工作台的载荷10 000kg；直线移动行程2 000mm；回转工作台快速移动速度10 000mm/min；回转工作台快速回转速度1.5r/min。

数控回转工作台的设计主要包括以下几个方面：工作台回转电机的选择；工作台所需夹紧力的计算；蜗轮、蜗杆的设计与校核；齿轮齿圈的设计与校核；蜗轮轴与蜗杆轴的设计与校核。

HKT160×180数控回转工作台经过72:36齿形带轮，26:1蜗轮、蜗杆传动，136:17大齿圈和小齿轮的降速，使工作台快速回转速度达到1.5r/min。该数控回转工作台的传动系统如图1所示。

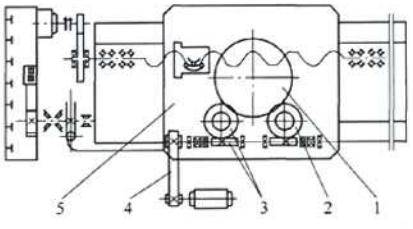


图 1

1. 大齿圈 2. 小齿轮 3. 蜗轮、蜗杆传动
4. 齿形带轮 5. 回转工作台

2. 工作台回转电动机的选择

在设计过程中电动机的选择是非常重要，这里就回转电动机选择的设计过程，介绍给大家。设计预定大齿圈、小齿轮的降速比136:17；蜗轮、蜗杆的降速比为26:1；同步齿形带的降速比为72:36。

（1）工作台回转的传动比计算

$$i=\frac{136}{17}\times\frac{26}{1}\times\frac{72}{36}=416$$

（2）所需回转电动机额定转速

$$n_{额电}=1.5\times416=624\ (r/min)$$

（3）工作台回转的传动效率的计算

$$\eta=\eta_{轴承}\cdot\eta_{齿}\cdot\eta_{蜗}$$

式中 $\eta_{轴承}$——轴承的传动效率，取0.98；

$\eta_{齿}$——齿轮的传动效率，取0.98；

$\eta_{蜗}$——蜗轮、蜗杆的传动效率，需进一步计算。

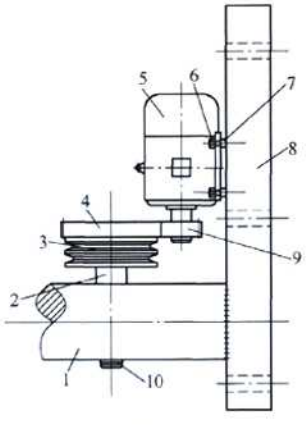


图 4

1. 悬臂轴 2. 轴 3. 带轮 4. 从动齿轮
5. 电动机 6. 螺钉 7. 调整垫 8. 刀座底板
9. 主动齿轮 10. 止推环

MW （收稿日期：20101102）

$$\eta_{蜗}=\frac{\tan\gamma}{\tan(\gamma+\varphi_v)}$$

式中 γ——普通圆柱蜗杆分度圆柱上的导程角；

φ_v——当量摩擦角，$\varphi_v=\arctan f_v$，其值可根据滑动速度 v_s 由《机械设计》中选取。

$$v_s=\frac{v_1}{\cos\gamma}=\frac{\pi d_1 n_1}{60\times1\,000\cos\gamma}$$

式中 v_1——蜗杆分度圆的圆周速度（m/s）；

d_1——为蜗杆分度圆直径（mm）；

n_1——为蜗杆的转速（r/min）。

预定蜗轮、蜗杆的模数 $m=8$，蜗杆直径 $d_1=80$mm，蜗轮的齿数 $z_2=26$，蜗杆的齿数 $z_1=1$。

所以 $\gamma=\arctan\frac{z_1 m}{d_1}=\arctan\frac{8}{80}=\arctan0.1=5.71°$

蜗杆传动的标准中心距为

$$a=\frac{1}{2}(d_1+d_2)=\frac{1}{2}(q+z_2)m$$

则中心距 $a=144$mm，$n_1=624\times0.5=312$r/min，$v_s=1.31$m/s，所以 $\varphi_v\approx3°$。

$$\eta_{蜗}=\frac{\tan\gamma}{\tan(\gamma+\varphi_v)}=\frac{\tan5.71°}{\tan(5.71°+3°)}=0.65$$

考虑到实际工作中蜗轮、蜗杆传动效率的损失，取 $\eta_{蜗}=0.5$。

$$\eta=\eta_{滚}\cdot\eta_{齿}\cdot\eta_{蜗}=0.48$$

（4）工作台回转时的摩擦力矩　已知工作台最大载荷重量为 $W_{载}=10\,000$kg，工作台重量为

$$W_T=\frac{4}{5}\times7.8\times10^{-3}\times V=4\,100\text{kg}$$

聚四氟乙烯与铸铁摩擦系数为 $\mu=0.05$（参见《机械设计手册》）。计算各环平均半径（图2为回转工作台断面图）。

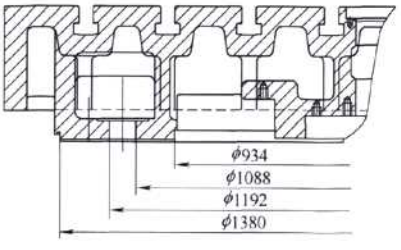


图2　回转工作台

$$R_{大环}=\frac{(R_1+R_2)}{2}=\frac{\left(\frac{1\,380+1\,192}{2}\right)}{2}=643\ (\text{mm})$$

$$R_{中环}=\frac{(R_3+R_4)}{2}=\frac{\left(\frac{1\,088+934}{2}\right)}{2}=505.5\ (\text{mm})$$

计算各环面积

$$S_{大环}=\pi(R_1^2-R_2^2)=3\,797.7\ (\text{cm}^2)$$

$$S_{中环}=\pi(R_3^2-R_4^2)=2\,445.6\ (\text{cm}^2)$$

计算各环导轨正压力

$$P_{大环}=S_{大环}q=85\,828\ (\text{N})$$

$$P_{中环}=S_{中环}q=55\,270\ (\text{N})$$

均布载荷系数 $q=(W_{载}+W_T)/S=2.26\text{kg/cm}^2$。

计算各环导轨摩擦力矩

$$M_{大环}=0.05P_{大环}R_{大环}=2\,759\ (\text{N}\cdot\text{m})$$

$$M_{中环}=0.05P_{中环}R_{中环}=1\,397\ (\text{N}\cdot\text{m})$$

计算工作台总摩擦力矩

$$M_{总}=M_{大环}+M_{中环}=4\,156\ (\text{N}\cdot\text{m})$$

（5）折算到电动机轴上的总惯量的计算　齿轮传动时，传动系统折算到电动机轴上的惯量：

圆柱体转动惯量公式

$$J=\frac{MD^2}{8}$$

对于钢材 $J=\frac{\pi\rho D^4 L}{32g}\times10^{-3}=0.78\times^4\times L\times10^{-6}$

式中 M——圆柱体质量（kg）；

D——圆柱体体积（cm）；

L——圆柱体长度或厚度（cm）；

ρ——材料密度（g/cm³）。

齿轮齿条传动时工作台折算到小齿轮轴上的转动惯量公式

$$J=\frac{W}{g}R^2$$

式中 R——齿轮分度圆半径（cm）；

W——工件及工作台重量（kg）。

齿轮齿条传动时传动系统折算到电动机轴上的总转动惯量公式

$$J_t=J_1+\frac{1}{i^2}\left(J_2+\frac{W}{g}R^2\right)$$

式中 J_1、J_2——Ⅰ轴、Ⅱ轴上齿轮的转动惯量；

R——齿轮 z 分度圆半径（cm）；

W——工件及工作台重量（kg）。

所以 $J_1=600(\text{N}\cdot\text{m})$，$J_2=0.78\times18^4\times8\times10^{-6}=660\ (\text{N}\cdot\text{m})$，$J_3=290\ (\text{N}\cdot\text{m})$，$J_4=16\,700\ (\text{N}\cdot\text{m})$，$J_5=300\ (\text{N}\cdot\text{m})$。

$$J_t=J_1+\frac{1}{i^2}\left\{J_2+2J_3+\frac{1}{i_2^2}\left[2(J_4+J_5)+\frac{1}{i_3^2}\frac{WR^2}{g}\right]\right\}$$

$$=2\,420(\text{N}\cdot\text{m})$$

卧式滚齿机枪栓式尾顶尖压紧装置改进

陕西汉中长空精密机械制造公司 （723102） 周大鹏 李秉纪

小模数卧式滚齿机尾顶尖压紧装置一般采用枪栓式，该装置装夹零件效率较高，简单易用，工作时，根据零件长度调节定位套筒，固定好枪栓手柄与尾顶尖轴，通过扳下枪栓手柄使其沿着尾顶尖套筒的螺旋导程槽运动，使尾顶尖压紧零件端面。其结构如图1所示。

1. 问题的提出

我厂在大批量（每班3 000件）加工某系列小模数铜齿轮（$m=0.4$，$\alpha=20°$，$z=12$，内孔直径 $D=2$mm，长度 $L=4$mm）时，由于工人操作的不稳定性导致枪栓手柄压不到位，产生一些削齿、动齿、乱齿等缺陷零件，占0.1～1%的比例。其产生的主要原因是由于尾顶尖轴提供的轴向压紧力不够造成的。通过分析计算，该零件在正常加工时需要约500N的轴向压紧力。如果轴向力＞600N力时，易将零件内

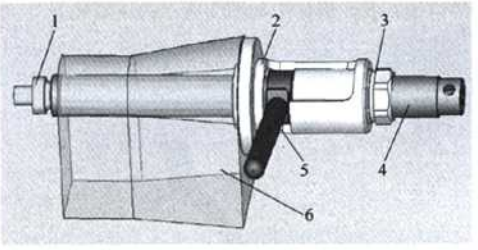


图1 枪栓式尾顶尖压紧装置的基本构成

1. 尾顶尖 2. 尾顶尖套筒 3. 定位套筒
4. 尾顶尖轴 5. 枪栓手柄 6. 机床尾座

孔孔口挤压变形、端面压伤；如果轴向力＜400N的力时，齿面易产生削齿现象；如果轴向力＜200N的力时，易出现动齿、乱齿等现象，加工完的零件每

故选SIEMENS－1FT6105－IAC71交流伺服系统。

此电动机额定转速 $n=2\,000$r/min，电动机输出功率为 $P=8.7$kW，电动机额定转矩为 $M=38$N·m，转子转动惯量为 $J_{电}=1\,710$N·m，通常交流电动机转动惯量比 $J_l:J_{电}\leqslant 3$ 倍，所以选用此电机惯量匹配合理。

（6）工作台回转电动机的校核 根据《机床设计手册》第三册，对于数控机床而言，因为动态性能要求较高，所以电动机力矩主要是用于产生加速度的。所以通常可先按式（6.6－63）选择电动机，要使快速空载启动力矩小于电动机的最大转矩，即 $M\leqslant M_{max}$。

空载启动力矩 $M=M_{amax}+M_f$

电动机输出转矩的最大值，即峰值转矩

$$M_{max}:M_{max}=\lambda M_r$$

式中 M_f——折算到电动机轴上的摩擦力矩（N·m）；

M_r——电动机额定转矩；

λ——电动机转矩的瞬时过载系数，交流伺服电动机 $\lambda=1.5\sim2$，取 $\lambda=2$。

J_r为折算到电动机轴上的总惯量

$$J_r=J_l+J_{电}=4\ 130\ (\text{N}\cdot\text{m})$$

加速度力矩

$$M_a=\frac{J_r n}{9.6T}\times10^{-2}$$

式中 J_r——折算到电动机轴上总惯量（N·m）；

T——系统时间常数（s）；

n——电动机转速（r/min）。

$n=n_{max}$，计算 M_{amax}。

所以 $M_a=J_r\times n_{max}\times10^{-2}/9.6T(T=0.2\text{s})=43(\text{N}\cdot\text{m})$

折算到电动机轴上的摩擦力矩

$$M_{电}=M_{总}/i\eta=\frac{415.6}{416\times0.48}=21\ (\text{N}\cdot\text{m})$$

空载启动力矩 $M=M_{amax}+M_f=64$（N·m）

电动机的最大转矩 $M_{max}=\lambda M_f=76$（N·m）

由于空载启动力矩M＜M_{max}，所以该伺服电动机符合要求。**MW**

（收稿日期：20101125）