滚齿机转台结构分析及同步控制研究

齐重数控装备股份有限公司 （黑龙江齐齐哈尔 161005） 孙永超 李金龙

本文研究内容取源于对齐重数控 YK311000L 数控滚齿机回转滑座的研制，作为国家重点研制项目的部件，其设计精度和参数已经达到或超过国际先进水平，研究意义重大。

刀架的数控转台是滚齿机工作时齿形展成运动的重要保障之一，其结构和运动精度直接决定着齿形的加工质量。介绍了本文研究对象 YK311000L 数控滚齿机的转台结构以及控制方式，分析其工作原理，根据数控转台的主要性能指标检验其是否满足转速、刚度和精度的要求，对其传动部分关键部件进行了校核，同时对转台行了有限元建模并进行了静力学分析。

1. 方案实施

首先对滚齿机数控转台部分进行结构分析，根据数控转台的主要性能指标检验其是否满足转速、刚度和精度的要求；同时对数控转台的传动部分进行校核，包括电动机的校核和蜗轮蜗杆的校核；对于数控转台的关键部分，采用有限元分析软件 ANSYS 对工况下的转台结构进行应力和变形分析，验证所设计结构的合理性和可行性。

2. 研究对象布局

本文的主要研究对象是滑座回转装置。滑座安装在立柱垂直导轨上，带动动力头架作 Z 向运动。滑座设有数控动力头架回转装置 A 轴，由交流伺服电动机经减速机、双导程蜗轮蜗杆驱动回转台旋转，回转角度为正负 30°，A 轴设有自动夹紧装置，另设有不同动力头架的快换接口。圆光栅闭环控制。

滑座应用滚滑复合导轨。导向导轨均为滚动，支撑面为减磨滑动导轨。滑座采用 L 形滚动压板，在压板上装有液压夹紧装置。

3. 同步转台的结构分析

根据滚齿机的实际使用工况确定该滚齿机数控转台部分的结构形式，然后根据数控转台的主要性能指标检验其是否满足转速、刚度和精度的要求；同时对数控转台的主传动部分进行校核，包括电动机的校核和蜗轮蜗杆的校核；对于数控转台的关键部分，采用有限元分析软件 ANSYS 对工况下的转台结构进行应力和变形分析，验证所设计结构的合理性和可行性。

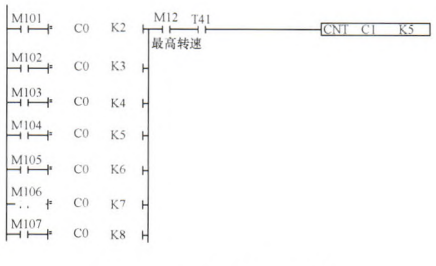


图 16 温升稳定次数判断

图 17 为主轴温升过程中报警处理，此报警很重要，能够防止主轴箱温升太大造成轴承烧毁，相对人工操作有了很多的安全保证。

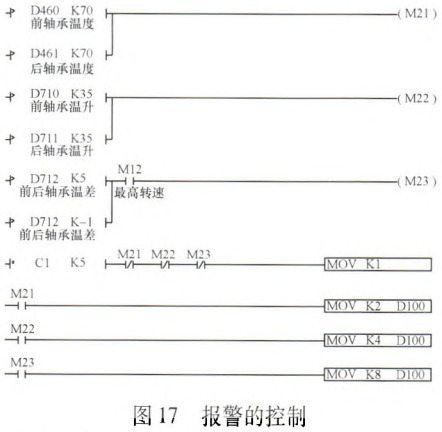


图 17 报警的控制

此装置的设计能够保证机床主轴箱温升测试更加准确，安全，从而保证机床的加工精度，同时也能够为企业减少人力资源。**MW**

（收稿日期：20140415）

机的校核和蜗轮蜗杆的校核；对于数控转台的关键部分，由于其结构复杂，承载情况也比较复杂，不能运用现有理论公式进行计算，采用有限元分析软件 ANSYS 建立了转台的有限元模型，对相应工况下的转台结构进行应力和变形分析，验证所设计结构的合理性和可行性。

数控回转工作台主要由蜗轮蜗杆、工作台、主轴及其他附件组成，其工作原理如下：交流伺服电动机轴通过联轴器与蜗杆轴相联，蜗杆与工作台地面把合的蜗轮齿圈啮合，带动工作台旋转运动，由数控指令和电动机的反馈共同完成工作台的转速、转向以及转角控制。工件安装在工作台上，工作台安装在滑座上，通过滑座的运动可以实现工作台的直线位移，从而可以对工件的径向位置进行调整。

数控转台由双电动机同步控制驱动，通过蜗轮蜗杆带动转台进行分度。电动机的选型，蜗轮蜗杆的结构形式以及转台的结构形式对于整个数控转台的工作性能起着至关重要的作用。整个数控转台的剖面结构图如图 1 所示。

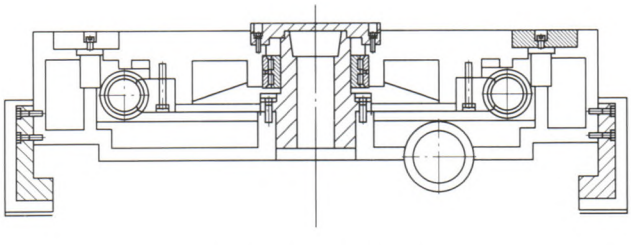


图 1　数控转台的剖面结构

4. 电动机的参数计算及校核

已知电动机的技术参数如下：选用进给电动机型号 1FK7105-7AF71-1DG0，12 N·m，3 000 r/min，电动机转子惯量 $J=23\times10^{-4}$ kg·m^2，减速机型号 SP180S-MF2-50-0I0，速比 $i=50$，减速机惯量 $J=8.16\times10^{-4}$ kg·m^2，蜗杆 ϕ100 mm×805 mm，质量 32 kg，刀架质量 62 000 kg。A 轴转速 0.37 r/min，电动机转速 0.37×88×50=1 628 r/min。

（1）A 轴的电动机惯量计算，转动物体折算到电动机轴的惯量

$$J=\frac{MD^2}{8i^2} \tag{1}$$

式中，M 为转动物体总量，D 为转动物体直径，i 为降速比。

$$J_{联轴器}=1.59\times10^{-4}\ \text{kg}\cdot\text{m}^2$$

$$J_{蜗杆}=1.6\times10^{-5}\ \text{kg}\cdot\text{m}^2$$

$$J_{刀架}=1.196\times10^{-3}\ \text{kg}\cdot\text{m}^2$$

$$J_{总}=3.496\times10^{-3}\ \text{kg}\cdot\text{m}^2$$

（2）最大切削负载转矩，偏载力矩：$M=2.88\times10^4$ N·m

折算到电动机侧：$M=6.5$ N·m

（3）加速度性能检验，加速度性能检验原则为：快速空载启动力矩 M 应该小于电动机的最大转矩。

快速空载启动力矩

$$M=M_{omax}+M_f \tag{2}$$

式中，M_{omax} 为空载时启动折算到电动机轴的最大转矩，M_f 为折算到电动机轴的摩擦转矩

$$M=3\ \text{N}\cdot\text{m}$$

$$\frac{3+6.5}{0.4}<2\times12$$

所以，可以选用 1FK7105-7AF71-1DG0，12 N·m，3 000 r/min，3.14 kW 的交流伺服电动机。

5. 蜗轮蜗杆校核

（1）蜗轮蜗杆接触强度校核：按蜗轮齿面疲劳点蚀计算，接触疲劳工作应力校核依据为

$$\sigma_H=Z_EZ_o\sqrt{1\,000T_2K_A/a'^3}\leqslant\sigma_{HP} \tag{3}$$

许用接触应力校核依据为

$$\sigma_{HP}=\sigma_{H\lim}Z_hZ_n/S_{H\min} \tag{4}$$

式中，Z_E 为材料弹性系数，Z_o 为蜗杆传动接触系数，K_A 为使用系数，T_2 为蜗轮转矩，a' 为啮合中心距，$\sigma_{H\lim}$ 蜗轮轮齿的接触疲劳极限强度值，Z_h 为寿命系数，Z_n 为转速对载荷循环次数的影响系数，n_2 为蜗轮转速。

首先，计算接触疲劳工作应力

$$\sigma_H=Z_EZ_o\sqrt{1000T_2K_A/a'^3} \tag{5}$$

取 $Z_E=147$ MPa，$Z_o=3$，$T_2=2.112\times10^4$ N·m，$K_A=1.3$，$a'=490$ mm。

$$\sigma_H=147\times3\times\sqrt{1\,000\times21\,120\times1.3/490^3}=213\ \text{N/mm}^2$$

取 $\sigma_{H\lim}=265$ MPa，$Z_h=1.038$，$Z_n=0.994$，$S_{H\min}=1.2$，则

$$\sigma_{HP}=265\times1.038\times0.99\times c1.2=227$$

经计算可知，$\sigma_{HP}>\sigma_H$，蜗轮蜗杆接触强度可满

足使用要求。

（2）蜗轮轮齿的弯曲强度计算：蜗轮轮齿的弯曲强度校核依据为

$$S_F = \frac{U_{\lim} m b_2}{F_{t2} K_A} \geqslant S_{F\min} \qquad (6)$$

式中，F_{t2} 为蜗轮圆周力，K_A 为使用系数，m 为蜗杆轴向模数，b_2 为蜗杆齿宽，U_P 为许用系数，$U_{\lim}$ 为蜗杆弯曲计算时的极限系数，$S_{F\min}$ 为弯曲计算时的最小安全系数，通常取 1 ~ 1.7。

取 $U_{\lim} = 115$ MPa，$m = 10$，$b_2 = 100$ mm，$F_{t2} = 4.8 \times 10^4$ N·m，$K_A = 1.3$，则

$$S_F = \frac{115 \times 100 \times 10}{48\,000 \times 1.3} = 1.84 > S_{F\min}$$

经计算可知，蜗轮轮齿的弯曲强度可满足使用要求。

6. 数控转台的有限元分析

由于转台的结构比较复杂，不能用常规公式进行计算，所以采用有限元软件 ANSYS 进行分析。ANSYS 软件是融结构、流体、电场、磁场、声场分析于一体的大型通用有限元分析软件，它能与多数 CAD 软件接口，实现数据的共享和交换，是现代产品设计中的高级 CAE 工具之一。

采用 186 单元进行分析，SOLID186 是高阶的三维 20 节点结构实体单元。该单元具有二次位移，适于生成不规则的网格模型。本单元由 20 个节点定义，每个节点有 3 个自由度：节点坐标系的 x、y、z 方向的平动。本单元具有有塑性、超弹性、蠕变、应力刚化、大变形和大应变等功能。单元的示意图如图 2 所示。

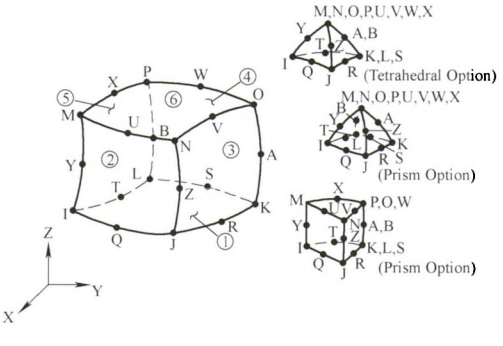


图 2　SOLID186 单元示意图

转台的材料为 HT250，其弹性模量 $E = 1.38 \times 10^{11}$ N/m^2，泊松比 $\mu = 0.156$，密度 $\rho = 7.28 \times 10^3$ kg/m^3。在 ANSYS 中采用六面体网格划分单元，网格划分的质量好坏对分析结果的准确性影响较大，一般来说，网格划分越细，计算所得的数值越精确，但是同时要耗费更多的计算机机时。同时，划分过细的网格也需要耗费更多的工时，所以需要在时间和精度之间寻求平衡，以求得达到要求的精度为佳。转台的有限元模型如图 3 所示。

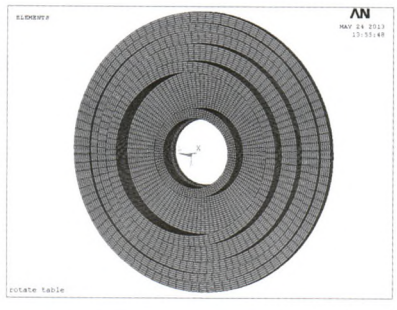


图 3　转台的有限元模型

转台除承受自身重量和来自蜗轮蜗杆的驱动转矩外，还受到由于刀架的重量和切削力引起的弯矩，在有限元模型的相应位置处施加约束和载荷，求解，得出转台的应力图如图 4 所示，变形图如图 5 所示。

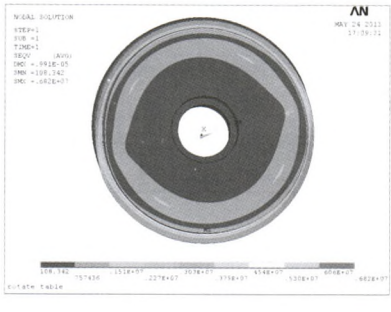


图 4　转台的应力图

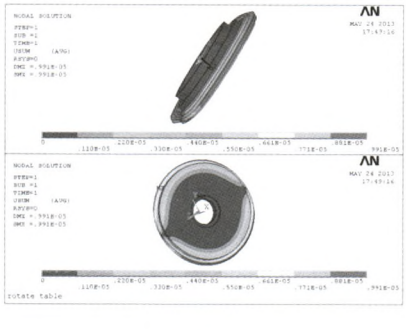


图 5　转台的位移图

可见，转台的最大受力处得应力约为 6.82×10^6 Pa，HT250 的强度极限为 2.5×10^8 Pa，HT250 为脆性材料，在取得较大安全系数后仍能满足使用要求。**MW**

（收稿日期：20140415）