目 录

目 录 ..... -1 -
第一章绪论 ..... -4 -
1.1 数控机床简介 ..... -4 -
1.2 数控机床的特点 ..... -4 -
第二章 数控回转工作台的原理与应用 ..... -4 -
2.1 数控回转工作台 ..... -5 -
2.2 设计准则 ..... -6 -
2.3 主要技术参数 ..... -6 -
第三章：数控回转工作台的结构设计 ..... -7 -
3.1 传动方案的确定 ..... -7 -
3.1.1 传动方案传动时应满足的要求 ..... -7 -
3.1.2 传动方案及其分析 ..... -7 -
3.2 齿轮传动的设计 ..... -8 -
3.2.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数 ..... -8 -
3.2.2 按齿面接触强度设计 ..... -8 -
3.2.3 按齿根弯曲强度设计 ..... -11 -
3.2.4 几何尺寸计算 ..... -13 -
3.3 电液脉冲马达的选择及运动参数的计算 ..... -14 -
3.4 蜗轮及蜗杆的选用与校核 ..... -15 -
3.4.3 按齿面接触疲劳强度设计 ..... -15 -
3.5 蜗杆与蜗轮的主要参数与几何尺寸 ..... -16 -
3. 5. 1 蜗杆 ..... -16 -
3. 5. 2 蜗轮 ..... -17 -
3.6 轴的校核与计算 ..... -17 -
3.6.1 画出受力简图 ..... -17 -
3.6.2 画出扭矩图 ..... -18 -
3.6.3 弯矩图 ..... -18 -
3.7 弯矩组合图 ..... -18 -
3.8 根据最大危险截面处的扭矩确定最小轴径 ..... -19 -
3.9 齿轮上键的选取与校核 ..... -19 -
3.10 轴承的选用 ..... -19 -
第四章:数控技术发展趋势 ..... -20 -
4.1 性能发展方向 ..... -20 -
4.2 功能发展方向 ..... -21 -
4.3 体系结构的发展 ..... -21 -
第五章:数控回转工作台台体夹具及工艺设计 ..... -22 -
5.1 零件的作用 ..... -22 -
5.2 确定毛坯，画毛坯，零件图 ..... -22 -
5.3 工艺规程设计 ..... -22 -

5.3.1 定位基准的选择.....-22 -
5.3.2 选择加工设备及刀，夹，量具.....-22 -
5.4 夹具设计.....-23 -
结论.....-24 -
致　谢.....-25 -
参考文献.....-26 -

摘　要

数控车床今后将向中高挡发展，中档采用普及型数控刀架配套，高档采用动力型刀架，兼有液压刀架、伺服刀架、立式刀架等品种，预计近年来对数控刀架需求量将大大增加。但是数控回转工作台更有发展前途,它是一种可以实现圆周进给和分度运动的工作台，它常被使用于卧式的镗床和加工中心上，可提高加工效率，完成更多的工艺，它主要由原动力、齿轮传动、蜗杆传动、工作台等部分组成，并可进行间隙消除和蜗轮加紧，是一种很实用的加工工具。本课题主要介绍了它的原理和机械结构的设计，并对以上部分运用AUTOCAD做图,最后是对数控回转工作台提出的一点建议。

关键词： 数控回转工作台总体设计　　数控回转工作台台体的夹具及工艺设计

第一章绪论

1.1 数控机床简介

数控机床是数字控制机床（Computer numerical control machine tools）的简称，是一种装有程序控制系统的自动化机床。该控制系统能够逻辑地处理具有控制编码或其他符号指令规定的程序，并将其译码，从而使机床动作数控折弯机并加工零件。

数控机床一般由下列几个部分组成：

主机，他是数控机床的主题，包括机床身、立柱、主轴、进给机构等机械部件。他是用于完成各种切削加工的机械部件。

数控装置，是数控机床的核心，包括硬件（印刷电路板、CRT 显示器、键盒、纸带阅读机等）以及相应的软件，用于输入数字化的零件程序，并完成输入信息的存储、数据的变换、插补运算以及实现各种控制功能。

驱动装置，他是数控机床执行机构的驱动部件，包括主轴驱动单元、进给单元、主轴电机及进给电机等。他在数控装置的控制下通过电气或电液伺服系统实现主轴和进给驱动。当几个进给联动时，可以完成定位、直线、平面曲线和空间曲线的加工。

辅助装置，指数控机床的一些必要的配套部件，用以保证数控机床的运行，如冷却、排屑、润滑、照明、监测等。它包括液压和气动装置、排屑装置、交换工作台、数控转台和数控分度头，还包括刀具及监控检测装置等。

1.2 数控机床的特点

数控机床具有高速、高效、高精度、高可靠性等优点，并且机床结构趋于模块化、数控功能专门化。开放式数控系统的出现，使数控技术的应用更加迅速地发展。由于螺旋锥齿轮加工原理上的复杂性，使其机床结构设计和加工参数调整特别困难，实现螺旋锥齿轮加工数控化，是螺旋锥齿轮制造技术的发展重点。数控技术的应用将极大简化机床结构和加工调整，目前仍只有少数国家拥有该方面技术，国内在这方面研究仍处于探索阶段，因此开展螺旋锥齿轮数控加工研究具有重要理论意义和实际意义。

第二章 数控回转工作台的原理与应用

数控机床的圆周进给由回转工作台完成，称为数控机床的第四轴：回转工作台可以与 X、Y、Z 三个坐标轴联动，从而加工出各种球、圆弧曲线等。回转工作台可以实现精确的自动分度，扩大了数控机床加工范围。

2.1 数控回转工作台

数控回转工作台主要用于数控镗床和铣床，其外形和通用工作台几乎一样，但它的驱动是伺服系统的驱动方式。它可以与其他伺服进给轴联动。 图 8-24 为自动换刀数控镗床的回转工作台。它的进给、分度转位和定位锁紧都是由给定的指令进行控制的。工作台的运动是由伺服电动机，经齿轮减速后由

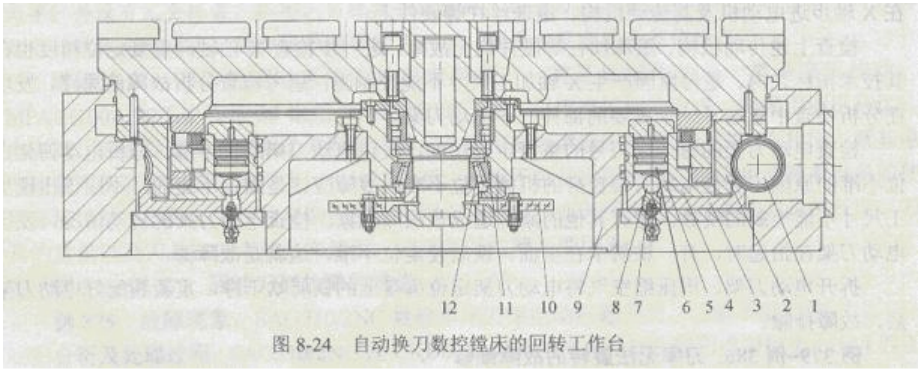


图 8-24 自动换刀数控镗床的回转工作台

1 一蜗杆2 一蜗轮3 、4 一夹紧瓦5 一小液压缸6 一活塞7 一弹簧8 一钢球9 一支座10 一光栅11 、12 一轴承

为了消除蜗杆副的传动间隙，采用了双螺距渐厚蜗杆，通过移动蜗杆的轴向位置宋调整间隙。这种蜗杆的左右两侧面具有不同的螺距，因此蜗杆齿厚从头到尾逐渐增厚。但由于同一侧的螺距是相同的，所以仍然可以保持正常的啮合。

当工作台静止时，必须处于锁紧状态。为此，在蜗轮底部的辐射方向装有 8 对夹紧瓦 4 和 3，并在底座 9 上均布同样数量的小液压缸 5。当小液压缸的上腔接通压力油时，活塞 6 便压向钢球 8，撑开夹紧瓦，并夹紧蜗轮 2。在工作台需要回转时，先使小液压缸的上腔接通回油路，在弹簧 7 的作用下，钢球 8 抬起，夹紧瓦将蜗轮松开。

回转工作台的导轨面由大型滚动轴承支承，并由圆锥滚柱轴承 12 及双列向心圆柱滚子轴承 11 保持准确的回转中心。数控回转工作台的定位精度主要取决于蜗杆副的传动精度，因而必须采用高精度蜗杆副。在半闭环控制系统中，可以在实际测量工作台静态定位误差之后，确定需要补偿角度的位置和补偿的值，记

忆在补偿回路中，由数控装置进行误差补偿。在全闭环控制系统中，由高精度的圆光栅 10 发出工作台精确到位信号，反馈给数控装置进行控制。

回转工作台设有零点，当它作回零运动时，先用挡铁压下限位开关，使工作台降速，然后由圆光栅或编码器发出零位信号，使工作台准确地停在零位。数控回转工作台可以作任意角度的回转和分度，也可以作连续回转进给运动。

2.2 设计准则

我们的设计过程中，本着以下几条设计准则

1） 创造性的利用所需要的物理性能

2） 分析原理和性能

3） 判别功能载荷及其意义

4） 预测意外载荷

5） 创造有利的载荷条件

6） 提高合理的应力分布和刚度

7） 重量要适宜

8） 应用基本公式求相称尺寸和最佳尺寸

9） 根据性能组合选择材料

10） 零件与整体零件之间精度的进行选择

11） 功能设计应适应制造工艺和降低成本的要求

2.3 主要技术参数

（1）回转半径：500 mm

（2）重复定位精度：0.005 mm

（3）电液脉冲马达功率0.75kw

（4）电液脉冲马达转速3000 rpm

（5）总传动比：72.5

（6）最大承载重量100kg

第三章：数控回转工作台的结构设计

3.1 传动方案的确定

数控回转工作台的作用是给多功能数控铣床提供需要的转动自由度。常规的数控回转工作台仅提供一个绕工件轴线转动，但螺旋锥齿轮的加工过程中，需要调整多个参数，若采用这样的转台，则每次调整参数都必须重新布置转台的位置，且这种布置精度受外界因素影响较大，不利于实现自动化数控加工。另外这种转台功能单一，不适合复杂曲面的加工。因此为了很好的体现多功能数控铣床的功用，我们设计了一种新型结构的数控回转工作台，它具有三个转动自由度，不仅能提供工件主轴的回转运动，而且能使工件回转轴在上半球内任意定位，便于调整工件的加工位置。

3.1.1 传动方案传动时应满足的要求

数控回转工作台一般由原动机、传动装置和工作台组成，传动装置在原动机和工作台之间传递运动和动力，并可实现分度运动。在本课题中，原动机采用电液脉冲马达，工作台为T形槽工作台，传动装置由齿轮传动和蜗杆传动组成。合理的传动方案主要满足以下要求：

（1）机械的功能要求：应满足工作台的功率、转速和运动形式的要求。

（2）工作条件的要求：例如工作环境、场地、工作制度等。

（3）工作性能要求：保证工作可靠、传动效率高等。

（4）结构工艺性要求；如结构简单、尺寸紧凑、使用维护便利、工艺性和经济合理等。

3.1.2 传动方案及其分析

数控回转工作台传动方案为：电液脉冲马达——齿轮传动——蜗杆传动——工作

该传动方案分析如下：

齿轮传动承受载能力较高 ，传递运动准确、平稳，传递 功率和圆周速度范围很大，传动效率高，结构紧凑。

蜗杆传动有以下特点：

1．传动比大在分度机构中可达1000以上。与其他传动形式相比，传动比相同时，机构尺寸小，因而结构紧凑。

2．传动平稳 蜗杆齿是连续的螺旋齿，与蜗轮的啮合是连续的，因此，传动平稳，噪声低。

3．可以自锁 当蜗杆的导程角小于齿轮间的当量摩擦角时，若蜗杆为主动件，机构将自锁。这种蜗杆传动常用于起重装置中。

4．效率低、制造成本较高 蜗杆传动是，齿面上具有较大的滑动速度，摩擦磨损大，故效率约为0.7-0.8，具有自锁的蜗杆传动效率仅为0.4左右。为了提高减摩擦性和耐磨性，蜗轮通常采用价格较贵的有色金属制造。

由以上分析可得：将齿轮传动放在传动系统的高速级，蜗杆传动放在传动系统的低速级，传动方案较合理。

3.2 齿轮传动的设计

3.2.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

1)选用斜齿圆柱齿轮传动

2)运输机为一般工作机器，速度不高，由有机设书表 10-8 知，选用 7 级精度（GB10095-88）

3)材料选择：由机设书表 10-1 选择小齿轮材料为 40Cr 钢(调质),硬度为 280HBS，大齿轮材料为 45 钢（调质），硬度为 240HBS。二者材料硬度差为 40HBS。

4) 选小齿轮齿数为$Z_1=23$，大齿轮齿数$Z_2=Z_1*i=23\times5.31=122$

5 ）初选螺旋角β =20

3.2.2 按齿面接触强度设计

由设计计算公式（10-21）进行试算，即

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

(1)确定公式内的各计算数值

1)试选载荷系数 $K_t = 1.6$

2)计算小齿轮传递的转矩 $T_1 = 30.14 \times 0.98 \times 10^3 = 29.54 \times 10^3 N \bullet mm$

3)由表 10-7 选取齿宽系数 $\phi_d = 1$

4)由表 10-6 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 MPa^{1/2}$

5)由图 10-21d 按齿面硬度查得：

小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim 1} = 600 MPa$；

大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim 2} = 550 MPa$；

6)由式 10-13 计算应力循环次数

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 960 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 10) = 2.7648 \times 10^9 h$$

$$N_2 = N_1 / i_1 = 2.7648 \times 10^9 \div 5.31 = 4.982 \times 10^8 h$$

7)由图 10-19 查得接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.93$ $K_{HN2} = 0.98$

8)计算接触疲劳许用应力

取失效概率为 1%，安全系数 S=1，得：

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H_1}] + [\sigma_{H_2}]}{2} = \frac{K_{HN1}\sigma_{H\lim 1} + K_{HN2}\sigma_{H\lim 2}}{2S}$$

$$= \frac{0.93 \times 600 + 0.98 \times 550}{2 \times 1} MPa = 548.5 MPa$$

9)由图 10-30 选取区域系数 $Z_H = 2.43$

10)由图 10-26 查得 $\varepsilon_{\alpha 1}=0.765$　　$\varepsilon_{\alpha 2}=0.885$　则：　$\varepsilon_{\alpha}=\varepsilon_{\alpha 1}+\varepsilon_{\alpha 2}=1.65$

(2) 计算

1)　试算小齿轮分度圆直径 d_{1t}，代入数值：

$$d_{1t}\geq\sqrt[3]{\frac{2K_tT_1}{\phi_d\varepsilon_\alpha}\frac{u\pm1}{u}\left(\frac{Z_HZ_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

$$=\sqrt[3]{\frac{2\times1.6\times30.14\times10^3}{1\times1.65}\times\frac{5.31+1}{5.31}\times\left(\frac{2.43\times189.8}{548.5}\right)^2}mm=38.5mm$$

2)　计算圆周速度 v

$$v=\frac{\pi d_{1t}n_1}{60\times1000}=\frac{\pi\times38.5\times960}{60000}m/s=1.93m/s$$

3)　计算尺宽 b

$$b=\phi_d*d_{1t}=1\times38.5mm=38.5mm$$

4)　计算尺宽与齿高比 b/h

模数　　$m_{nt}=\frac{d_{1t}\cos\beta}{z_1}=\frac{38.5\times\cos14^\circ}{23}mm=1.62mm$

齿高　　$h=2.25m_{nt}=2.25\times1.62mm=3.645mm$

$b/h=38.5\div3.645=10.56$

5)计算纵向重合度 $\varepsilon_\beta=0.318\phi_dz_1\tan\beta=0.318\times1\times23\times\tan14^\circ=1.83$

6)计算载荷系数

根据 $v=1.93m/s$，7 级精度，由图 10-8（机设书）查得动载系数 $K_v=1.08$

由表 10-2 查得使用系数 $K_A=1$

因斜齿轮，假设 $K_AF_t/b<100N/mm$。

由表 10-3 查得 $K_{H\alpha}=K_{F\alpha}=1.4$

由表 10-4 插值查得 7 级精度，小齿轮相对支承非对称布置式 $K_{H\beta}=1.417$

由 b/h=10.53, $K_{H\beta}=1.417$ 查图 10-13 得 $K_{F\beta}=1.325$, 故载荷系数

$$K=K_AK_VK_{H\alpha}K_{H\beta}=1\times1.08\times1.4\times1.417=2.14$$

7)按实际的载荷系数校正所算得的分度圆直径，由式（10-10a）得

$$d_1=d_{1t}\sqrt[3]{\frac{K}{K_t}}=38.5\times\sqrt[3]{\frac{2.14}{1.6}}mm=42.35mm$$

8)计算模数 m

$$m_n=\frac{d_1\cos\beta}{z_1}=\frac{42.35\times\cos14^\circ}{23}mm=1.79mm$$

3.2.3 按齿根弯曲强度设计

由式（10-17）得弯曲强度的设计公式为

$$m_n\geq\sqrt[3]{\frac{2KT_1Y_\beta\cos^2\beta}{\phi_d z_1^2\varepsilon_\alpha}\bullet\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

(1) 确定公式内各计算数值

1)计算载荷系数 $K=K_AK_VK_{F\alpha}K_{F\beta}=1\times1.08\times1.4\times1.325=2$

2)根据纵向重合度 $\varepsilon_\beta=1.83$，从图 10-28 查得螺旋角影响系数 $Y_\beta=0.88$

3)计算当量齿数

$$Z_{v1}=\frac{Z_1}{\cos^3\beta}=\frac{23}{\cos^314^\circ}=25.20 \qquad Z_{v2}=\frac{Z_2}{\cos^3\beta}=\frac{122}{\cos^314}=133.67$$

4)查取齿形系数

由表 10-5 查得 $Y_{F\alpha1}=2.616$ $Y_{F\alpha2}=2.153$

5)查取应力较正系数

由表 10-5 查得　　$Y_{Sa1}=1.591$　　$Y_{Sa2}=1.817$

6)由图 10-20c 查得

小齿轮的弯曲疲劳强度极限　$\varepsilon_{FE1}=500MPa$

大齿轮的弯曲疲劳强度极限　$\varepsilon_{FE2}=380MPa$

7)由图 10-18 取弯曲疲劳寿命系数　$K_{FN1}=0.86$　　$K_{FN2}=0.91$

8)计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数 S=1.4,由式（10-12）得

$$[\sigma_F]_1=\frac{K_{FN1}\sigma_{FE1}}{S}=\frac{0.86\times500}{1.4}MPa=307.14MPa$$

$$[\sigma_F]_2=\frac{K_{FN2}\sigma_{FE2}}{S}=\frac{0.91\times380}{1.4}MPa=247MPa$$

9)计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1}=\frac{2.616\times1.591}{307.14}=0.01355$$

$$\frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2}=\frac{2.153\times1.817}{247}=0.01584$$

大齿轮的数值大。

(2)设计计算：

$$m_n\geq\sqrt[3]{\frac{2KT_1Y_\beta\cos^2\beta}{\phi_d z_1^2\varepsilon_\beta}\bullet\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

$$=\sqrt[3]{\frac{2\times2\times29.54\times10^3\times0.88\times\cos^2 14^\circ}{1\times23^2\times1.65}\times0.01584}mm=1.21mm$$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数，由于齿轮模数 m 的大小主要取决于弯曲强度所决定的承载能力，而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力，仅与齿轮直径（即模数与齿数的乘积）有关，可取由弯曲强度算得的模数 1.21㎜ 并就近圆整为标准值$m_1=1.25mm$，但为了同时满足接触疲劳强度，需按接触疲劳强度算得分度圆直径$d_1=42.35mm$，来计算应有的齿数 ，于是有：

小齿轮齿数 $z_1=\frac{d_1\cos\beta}{m_n}=\frac{42.35\times\cos 20}{1.25}=22.86$ 取 $z_1=22$

大齿轮齿数 $z_2=uz_1=3\times 22=66$

这样设计出的齿轮传动，既满足了齿面接触疲劳强度，又满足了齿根弯曲疲劳强度，并做到结构紧凑，避免浪费。

3.2.4 几何尺寸计算

（1）计算中心距

$$a_1=\frac{(z_1+z_2)m_1}{2\cos\beta}=\frac{(22+66)\times 1.25}{2\times\cos 20^{\circ}}mm=58.5mm$$

将中心距圆整为135㎜

（2）按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta=\arccos\frac{(z_1+z_2)m_1}{2a}=\frac{(22+66)\times 1.25}{2\times 58.5}=19.9^{\circ}$$

因$\beta=(8^{\circ}\sim 20^{\circ})$ 值改变不多，故ε_α、K_β、Z_H等不必修正

（3）计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_1=\frac{z_1m_1}{\cos\beta}=\frac{2az_1}{z_1+z_2}=\frac{2\times 58.5\times 22}{22+66}mm=42.5mm$$

$$d_2=\frac{z_2m_1}{\cos\beta}=\frac{2az_2}{z_1+z_2}=\frac{2\times 58.5\times 66}{22+66}mm=127.5mm$$

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：https://d.book118.com/806214005103010121