

数控车床丝杠进给系统刚度对定位精度的影响

吴南星^{1,2}, 胡如夫¹, 孙庆鸿¹

(1. 东南大学机械系, 南京 210096; 2. 景德镇陶瓷学院机电系, 江西景德镇 333001)

[摘要] 数控车床丝杠进给系统刚度对系统的失动量和定位精度影响较大。基于进给系统质量和弹簧力学模型, 给出了进给系统轴向刚度和扭转刚度对失动量的影响与定位误差的解析表达式, 为进给系统结构设计、降低系统的失动量和提高系统的定位精度提供了理论依据; 结合实例进行了应用分析计算, 取得了明显效果。

[关键词] 数控机床; 刚度; 失动量; 定位精度

[中图分类号] TG519.1 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742 (2004) 09-0046-04

1 引言

随着现代科技的发展, 机械制造业面临着高速度、高精度等新的挑战, 高速进给系统成为高速高精度数控车床的关键环节之一。由于进给系统刚度低、惯量大, 难以获得高进给速度和高加速度, 同时还产生较大的失动量, 使传动误差增大, 影响机床加工精度; 由于各传动部件之间存在间隙、摩擦、弹性变形, 以及电动机运行误差等因素引起的失动量, 导致执行部件滞后或引发振荡^[1,2]。

为了提高高速高精度数控车床的定位精度和传动精度, 除了正确设计、选择进给系统部件, 精确计算其强度、稳定性和驱动力矩外, 还要对进给系统的刚度进行合理设计, 减少因刚度引起的失动量, 以确保加工定位精度。

2 进给系统刚度计算

2.1 进给系统的轴向刚度

进给系统的主要工作部件是滚珠丝杠, 一般将滚珠丝杠螺母副和支撑丝杠的轴承在内的传动系统的综合拉压刚度称为滚珠丝杠副的轴向刚度, 它表示滚珠丝杠副及其支承部件抵抗轴向变形的能力,

用 K_L 表示, 且按下式计算:

$$\frac{1}{K_L} = \frac{1}{K_S} + \frac{1}{K_N} + \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_H} \quad (1)$$

式中 K_L 为进给滚珠丝杠副传动系统轴向刚度; K_S 为滚珠丝杠轴向刚度; K_N 为螺母组件轴向刚度; K_B 为支承轴承轴向刚度; K_H 为螺母支架和轴承支架轴向刚度 (以上 5 种刚度的单位均为 $N/\mu\text{m}$)。

当滚珠丝杠副沿轴向有载荷时, 系统中便产生弹性变形 δ_L , 从而影响了系统的传动精度, 而 $K_{L\min}$ 处系统受影响最大, 且

$$\delta_L = F/K_L \quad (2)$$

式中 F 为轴向工作载荷 (N)。

2.1.1 滚珠丝杠轴向刚度 K_S 滚珠丝杠轴向刚度一般占进给系统轴向刚度总量的 $1/3 \sim 1/2$, 其大小因安装方式不同而异, 并随载荷作用点至双推支承端距离的变化而改变。通常滚珠丝杠的安装方式有 4 种^[3]: 一端止推一端自由; 一端止推一端简支; 两端止推; 两端止推加向心。根据不同安装方式, 为便于建立力学模型进行分析计算, 将 4 种安装方式综合为一端止推安装方式和两端止推安装方式^[4,5]进行讨论。

[收稿日期] 2004-03-10; 修回日期 2004-04-01

[基金项目] 国家自然科学基金资助项目 (50375026), 江苏省“十五”重大科技攻关招标项目 (BE2001068)

[作者简介] 吴南星 (1970-), 男, 安徽宿松县人, 景德镇陶瓷学院副教授, 东南大学博士研究生

1) 一端止推安装方式。一端止推一端自由和
一端止推一端简支两种安装方式, 均可简化为图 1
所示的弹簧质量系统力学模型, 其轴向变形量为

$$\delta_s = F/K_S = 10^3 F / \left(\frac{\pi d^2 E}{4l} \right) = 10^3 F / \left(\frac{\pi d^2 E}{4L} \times \frac{1}{x} \right) \quad (3)$$

显然

$$K_S = 10^{-3} \frac{\pi d^2 E}{4L} \times \frac{1}{x} = 10^{-3} \frac{AE}{L} \times \frac{1}{x} \quad (4)$$

式中 δ_s 为滚珠丝杠的轴向变形量 (μm); d 为滚珠丝杠小径 (mm); E 为滚珠丝杠材料的弹性模量 (对于钢材 $E = 2.06 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$); L 为移动行程 (mm); l 为载荷作用点至双推支承的距离 (mm); A 为滚珠丝杠截面积 (mm^2); x 为行程比, $x = l/L$ 。

由式 (4) 可见, 对于一端止推安装方式, 执行部件 (螺母) 移动到行程最远点时轴向刚度 K_S 最小, 此时 $l = L$, 式 (4) 变为

$$K_{S\min} = 10^{-3} AE/L \quad (5)$$

为了确定滚珠丝杠轴向刚度对定位精度的影响, 还应确定滚珠丝杠轴向刚度的最大值 $K_{S\max}$ 。当执行部件移动到固定端的行程起点处 ($l = L_0$) 时, 刚度最大, 即

$$K_{S\max} = 10^{-3} AE/L_0 \quad (6)$$

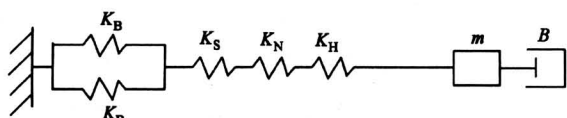


图1 一端止推安装方式力学模型

Fig.1 Mechanics model of installation style for thrust at one end

2) 两端止推安装方式。两端止推和两端止推加向心两种安装方式, 均可简化为图 2 所示的弹簧质量系统力学模型。

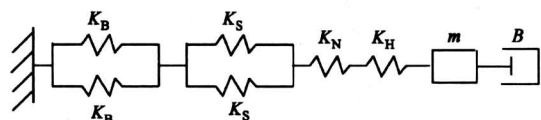


图2 两端止推安装方式力学模型

Fig.2 Mechanics model of installation style for thrusts at two end

根据文献 [6] 超静定公式, 可得轴向变形量

$$\delta_s = F/K_S = 10^3 F / \left[\frac{\pi d^2 E}{4} \left(\frac{1}{l} + \frac{1}{L-l} \right) \right] =$$

$$10^3 F / \left[\frac{AE}{L} \times \frac{1}{x(1-x)} \right] \quad (7)$$

同样有

$$K_S = 10^{-3} \frac{\pi d^2 E}{4} \left(\frac{1}{l} + \frac{1}{L-l} \right) = 10^{-3} \frac{AE}{L} \times \frac{1}{x(1-x)} \quad (8)$$

由式 (7) 可见, 对于两端止推安装方式, 执行部件 (螺母) 处于滚珠丝杠中间位置时轴向刚度 K_S 最小, 此时 $l = L/2$, 式 (7) 变为

$$K_{S\min} = 10^{-3} \pi d^2 E/L = 4 \times 10^{-3} AE/L \quad (9)$$

当 $l = L_0$ (螺母在行程两端处) 时, 刚度最大, 即

$$K_{S\max} = 10^{-3} \frac{\pi d^2 E}{4} \left(\frac{1}{L_0} + \frac{1}{L-L_0} \right) = 10^{-3} \frac{\pi d^2 E}{4} \times \frac{l}{L_0(L-L_0)} \quad (10)$$

2.1.2 螺母组件轴向刚度 K_N ^[3] 螺母组件的变形包括螺母的变形、螺母的固定螺栓产生的轴向变形和滚珠与滚道面弹性接触变形引起的轴向变形。由于螺母的刚性好, 故其变形甚微。当采用预紧螺母时, 固定螺栓的变形可略去不计。因此对螺母的变形只需考虑滚珠与滚道面的弹性接触变形, 即可近似地将滚珠丝杠副滚珠与滚道的接触刚度看作螺母组件轴向刚度 K_N 。

当预紧载荷 $F_0 = 0.1C_a$ 时, K_N 计算公式为

$$K_N = K_{N0} \quad (11)$$

当预紧载荷 $F_0 \neq 0.1C_a$ 时, K_N 计算公式为

$$K_N = K_{N0} \left(\frac{F_0}{0.1C_a} \right)^{1/3} \quad (12)$$

式中 K_{N0} 为螺母组件刚度 ($\text{N}/\mu\text{m}$); C_a 为额定动载荷 (kN); F_0 为预载 (kN)。

2.1.3 滚珠丝杠支承轴承刚度 K_B 滚珠丝杠支承轴承刚度 K_B 也按赫兹弹性接触理论计算。轴承类别不同, 刚度计算公式也不同。对于未预紧的轴承, K_B 值一般可从轴承样本或手册中查到。

2.1.4 螺母支架和轴承支架轴向刚度 K_H 螺母支架的轴向刚度可在计算螺母组件轴向刚度 K_N 时乘以系数 0.8 计入^[7], 无需单独考虑。

2.2 进给系统扭转刚度 K_T

进给系统的扭转变形主要指滚珠丝杠的扭转变形, 滚珠丝杠扭转刚度是指滚珠丝杠抵抗扭转变形的能力, 计算公式为

$$K_T = M/\theta = GI_p/x \quad (13)$$

式中 K_T 的单位是 $\text{N}\cdot\text{mm}/\text{rad}$; θ 为扭转角 (rad);

M 为扭矩 ($N \cdot mm$); G 为滚珠丝杠抗剪弹性模量 (钢材 $G = 8.24 \times 10^4 N/mm^2$); I_p 为截面惯性矩 (mm^4); x 为行程比, 一端止推安装方式时, $x = L$, 两端止推安装方式时, $x = L/2$ 。

3 进给系统刚度引起的失动量和定位误差的计算

3.1 传动刚度引起的失动量 $\Delta\delta_L$

传动刚度引起的失动量为

$$\Delta\delta_L = F/K_L \quad (14)$$

式中 K_L 由式 (1) 求得, 是对应安装方式下的最小轴向刚度 ($N/\mu m$)。

3.2 扭转刚度引起的失动量 $\Delta\delta_T$

扭转刚度引起的失动量为

$$\Delta\delta_T = 10^3 \frac{p}{2\pi} \times \frac{M}{K_T} \quad (15)$$

式中 $\Delta\delta_T$ 的单位是 μm ; p 为滚珠丝杠导程 (mm); M 为系统折算到滚珠丝杠上的等效力矩 ($N \cdot mm$), 且

$$M = \sum_{i=1}^m M_i \frac{n_i}{n_{II}} + \frac{1}{2\pi} \sum_{j=1}^n F_j \frac{v_j}{n_{II}} \quad (16)$$

式中 M_i , n_i 分别为第 i 个转动部件的转矩 ($N \cdot mm$) 和转速 (r/min); F_j , v_j 分别为第 j 个移动部件的受力 (N) 和速度 (mm/min); n_{II} 为滚珠丝杠的转速 (r/min)。

3.3 总失动量 $\sum\delta$

总失动量为

$$\sum\delta = \Delta\delta_L + \Delta\delta_T \quad (17)$$

一般情况下, 进给系统扭转刚度引起的失动量只及系统轴向刚度引起失动量的 5% 左右, 可

忽略不计。但当滚珠丝杠的小径与导程之比 $d/p < 3$ 时, 则需考虑系统扭转刚度对失动量的影响。

3.4 进给系统轴向刚度变化引起的定位误差 δ_K

进给系统轴向刚度变化引起的定位误差 δ_K 按下式计算^[7]:

$$\delta_K = F_{\mu} \left(\frac{1}{K_{Lmin}} - \frac{1}{K_{Lmax}} \right) \quad (18)$$

式中 F_{μ} 为车床空载时导轨上的静摩擦力。

4 实例计算与分析

针对江苏省“十五”重大科技攻关招标项目“高速高精度数控车床”, 在南京数控机床有限公司原有 CK1416 数控车床的基础上, 对进给系统进行了改进设计。图 3 为该数控车床进给系统示意图。

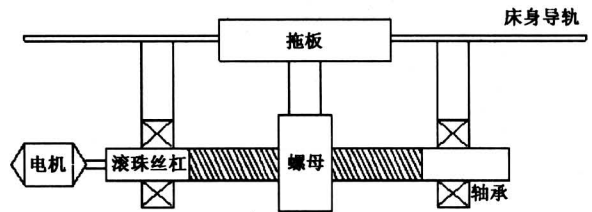


图 3 CK1416 数控车床进给系统示意图

Fig.3 The sketch of CK1416 NC lathe feed system

CK1416 高速高精度数控车床选用的伺服电机为 SIEMENS 1FK6080 - 6AF71 - 1 数字式交流伺服电机, 其脉冲当量为 0.01 mm。

首先把南京工艺装备制造厂生产的 FFB2506 - 3 型滚珠丝杠改为台湾生产的 25 × 6T₃FDI 型滚珠丝杠, 其次把支承方式由原来的一端止推、一端简支改为两端止推。表 1 为改进前后滚珠丝杠的有关参数, 表 2 为改进前后相关参数结果对比。

表 1 滚珠丝杠参数表

Table 1 The parameters table of ball screw

参数	型号	d_0	p	d	C_a	L	F	$K_{N0}^{[7]}$	F_0	L_0
改进前	FFB2506 - 3	25	6	20.9	11.3	440.5	6400	318	2.3	110.5
改进后	25 × 6T ₃ FDI	25	6	20.9	13.32	586	6400	560	2.3	110.5

表中 d_0 为滚珠丝杠公称直径 (mm); 其余符号含义见 2, 3 章各节

表 2 改进前后相关参数结果对比

Table 2 The result comparison of correlated parameters fore and after improvement

参数	K_{Smin}	K_{Smax}	F_0	K_N	K_B	K_{Lmin}	K_{Lmax}	$\Delta\delta_L$	K_T	$\Delta\delta_T$	$\sum\delta$	δ_K
改进前	160.355	639.244	1.13	322.404	928.419	96.016	174.121	66.66	3 502 241	1.668	68.328	4.67
改进后	482.161	787.797	1.332	526.719	928.419	198.034	235.571	32.318	5 265 315	1.11	33.428	0.805

表中符号含义见 2, 3 章各节

从以上计算结果可以看出,改进前进给系统刚度引起的总失动量 $\sum \delta (68.328 \mu\text{m})$ 接近 7 个脉冲当量,改进后进给系统刚度引起的总失动量 $\sum \delta (33.428 \mu\text{m})$ 只有 3 个脉冲当量多一点,几乎减少了一半。其中不论是改进前还是改进后,滚珠丝杠的轴向刚度引起的失动量 $\Delta\delta_L$ 几乎占总失动量的 97%~98%,扭转刚度所产生的失动量 $\Delta\delta_T$ 只占 $\sum \delta$ 的 3%,可忽略不计。但若将滚珠丝杠导程改为 12 mm,其扭转刚度所产生的失动量 $\Delta\delta_T$ 可达 $6.67\mu\text{m}$,接近一个脉冲当量,不能忽略。随着滚珠丝杠小径与导程比值的减小,扭转刚度所产生的失动量将增大。

在同样条件下,若将一端止推的支承方式改为两端止推的支承方式,由式(5),式(9)可知滚珠丝杠的轴向刚度 K_{Smin} 将提高 3 倍,而失动量将大大减少。

另外,通过计算可以看出改进前进给系统轴向刚度变化引起的定位误差 $\delta_K (4.67 \mu\text{m})$ 是改进后 ($0.805 \mu\text{m}$) 的 5.8 倍,并且改进后的定位误差远远小于车床设计时给定的额定误差值(定位误差 $20 \mu\text{m}/300 \text{mm}$,重复定位精度 $10 \mu\text{m}$)。

5 结语

数控机床的高速高精度化,要求机床在载荷作用下具有较小的失动量和较高的定位精度,而它们

都与进给系统的刚度有很大的关系。研究表明,进给系统中滚珠丝杠的轴向刚度是影响失动量和定位精度的主要因素;滚珠丝杠小径与导程的比值 d/p 不同,对失动量的影响也不同,随着 d/p 的减小,扭转刚度所产生的失动量将增大;滚珠丝杠安装方式不同,其刚度也不同,两端止推安装方式优于一端止推、一端向心的支撑方式,从而为进给系统的结构设计提供了理论依据。

参考文献

- [1] Dorndorf U, Kiridena VSB. Optimal budgeting of quasi-static machine tool errors [J]. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 1994, 11 (6): 42~53.
- [2] Pietro P D I, Yao Y L. An investigation into characterizing and optimizing laser cutting quality [J]. A Review, Mach Tools Manufact, 1994, 34 (5): 225~243
- [3] 毕承恩. 现代数控机床 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1992
- [4] 邹小琦. 数控机床进给系统的定位精度 [J]. 南昌大学学报(工科版), 1997, 19 (4): 84~88
- [5] 徐创文, 朱琪. 数控机床进给系统刚度所引起的失动量分析计算 [J]. 淮海工学院学报, 2002, 11 (1): 16~19
- [6] 刘鸿文主编. 材料力学 [M]. 北京: 人民教育出版社, 1979
- [7] 精密滚珠丝杆副(产品说明书) [M]. 南京工艺装备制造厂, 2002

Influence of Rigidity of Feed System With Ball Screw in NC Lathe on Positioning Precision

Wu Nanxing^{1,2}, Hu Rufu¹, Sun Qinghong¹

(1. Department of Mechanical Engineering, Southeast University, Nanjing 210096, China;

2. Department of Mechanical Engineering, Jingdezhen Ceramic Institute,
Jingdezhen, Jiangxi 333001, China)

[Abstract] Rigidity of feed system with ball screw in NC lathe has a major influence on loss of momentum and positioning precision. Based on the spring mechanics model and the quality of the feed system, the analytic formulation for the effect of the transition and torsion rigidity of the feed system on the loss of momentum have been given. The analytic formulation for position error have been given, too. Theoretic basis for designing the structure, reducing loss of momentum and increasing positioning precision of feed system has been provided. Moreover, analysis and calculation have been made in combination with an actual example, and significant effect has been obtained.

[Key words] NC lathe; rigidity; loss of momentum; positioning precision