

# 数控机床进给系统的摩擦力特性

陈 晔, 赵春雨, 张义民, 闻邦椿

(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

**摘 要:** 基于 FANUC 数控系统 FOCAS 函数集提出了实现进给系统伺服电机的力矩电流和工作台位置实时采集的方法. 利用三次样条函数, 给出了力矩电流和工作台位置离散数据连续化的处理方法, 进而提出了进给系统摩擦力辨识算法. 利用试验结果, 分析了进给系统摩擦力的均值特性和频谱特性, 结果表明: 由于丝杠螺母副与两端轴承不同轴, 其摩擦力局部均值呈现悬链形式, 其总体均值在低速进给时较大, 随进给速度增加迅速下降; 当进给速度达到一定值后, 随进给速度增大, 摩擦力略有增加. 在进给系统工作过程中, 滚动体在丝杠滚道内的周期运动、丝杠波纹度、滚动体进出丝杠螺母副及导轨滑块内循环轨道将激励起摩擦力对应的基频和倍频波动.

**关 键 词:** 摩擦力; 数控机床; 进给系统; 频谱; 位置相关特性; 速度相关特性

中图分类号: TH 113

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2017)07-0993-05

## On the Friction Characteristics of CNC Machine Tool's Feed Drive System

CHEN Ye, ZHAO Chun-yu, ZHANG Yi-min, WEN Bang-chun

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.

Corresponding author: ZHAO Chun-yu, professor, E-mail: chyzhao@mail.neu.edu.com)

**Abstract:** Based on the FOCAS function set for the FANUC numerical control system, a real-time acquisition method of worktable position and servo motor torque current for a feed drive system is proposed. The continuous functions of the worktable position and the servo motor torque current for time are determined by virtue of inserting their discrete data with the cubic spline function, respectively. Then, an algorithm is proposed to identify the friction of the feed system. The characteristics of average value and spectrum for the friction are analyzed by using the experimental data. The results demonstrate that the local average frictions take on a catenary form because the lead screw-nut pair and the bearings at both ends are not concentric. The average friction over the experimental feed length is larger when the feed speed is low, and it decreases rapidly with the increase of the feed speed. However, when the feed speed reaches a certain value, the friction force increases slightly with the increase of the feed speed. In the operating process of the feed drive system, the periodic motion of rolling elements inside the screw groove, screw waviness, balls going in and out of the screw-nut pair and circular rails in the guides can motivate the corresponding fundamental and harmonic frequencies of the friction.

**Key words:** friction; CNC machine tool; feed drive system; spectrum; position-dependent characteristics; velocity-dependent characteristics

摩擦现象存在于任何机械系统中, 并影响着系统的运动, 作为制造装备核心的数控机床亦是

如此, 摩擦会导致机床产生诸如低速爬行、稳态误差、轨迹误差等一系列问题, 从而影响加工精度以

收稿日期: 2016-01-28

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51375081); “高档数控机床与基础制造”科技重大专项(2013ZX0401-011); 辽宁省高等学校创新团队项目(LT2014006).

作者简介: 陈 晔(1984-), 男, 山东招远人, 东北大学博士研究生; 赵春雨(1963-), 男, 辽宁黑山人, 东北大学教授, 博士生导师; 张义民(1958-), 男, 吉林长春人, 东北大学教授, 博士生导师, 教育部“长江学者奖励计划”特聘教授; 闻邦椿(1930-), 男, 浙江温岭人, 东北大学教授, 博士生导师, 中国科学院院士.

及装备的可靠性与寿命. 为了减小摩擦带来的一系列问题,国内外学者对摩擦问题进行了大量的研究工作,文献[1-6]通过试验得到进给系统摩擦力(矩)数据,基于不同的摩擦模型进行参数识别,并对摩擦力的特性进行分析;而文献[7-9]基于不同的摩擦力模型建立伺服进给系统的动力学模型并进行仿真研究.

由于摩擦现象的复杂性,直接测试摩擦力(矩)较为繁琐,且传统的机床进给系统的摩擦力(矩)测试试验,多在专用试验台<sup>[2-4]</sup>或经过后期改造过的机床上<sup>[1,6]</sup>进行,虽能够获得摩擦力的数据信息,但由于是非量化机床产品,不再具有其原有的功能性和可靠性,故该数据信息并不能真实反映出机床的实际状态,特别是切削过程中的工作状态.

针对现有技术存在的问题,本文提供一种基于 FOCAS 库函数的数据实时采集和管理的信息采集系统. 通过提取机床工作时驱动进给轴的伺服电机的扭矩电流信号,以及相应的位移、速度、加速度信号,建立进给系统的动力学方程,进而通过试验数据得到进给系统的摩擦力信号. 由于本试验研究的对象为量产的 FANUC 数控机床,试验前后并未对机床进行任何软、硬件方面的改动,故本试验得到的摩擦力信号能够真实地反映出机床在工作过程中的实际状态.

本文利用三次样条函数,给出了力矩电流和工作台位置离散数据连续化的处理方法,从而得到了进给系统摩擦力,并对摩擦力的波动特性进行了辨识分析,得到了进给系统摩擦力均值特性和频谱特性产生的原因和规律.

1 基于 FOCAS 的实时数据采集

FANUC 数控系统提供 FOCAS 库函数集可以实现数控机床工作过程的数据实时采集. 本文以 FANUC 控制系统的数控机床为研究对象,以 Visual C++ 开发应用程序,通过以太网将计算机与数控系统连接,获得机床工作过程的实时数据,其系统结构如图 1 所示. 本文研究目标为分析车床主进给系统 z 轴工作过程的摩擦特性,其采集数据为进给轴位置及伺服电机驱动力矩电流. 数控系统提供的数据仅有驱动电流和伺服轴的位置,没有对应时间值. 本文利用 Windows 系统的精确计时函数 QueryPerformanceFrequency() 和 QueryPerformance Counter() 获得采集的每条数据对应的时间值. 利用该方法获得的时间值与机

床工作数据之间相差了系统响应与通讯时间,但相差的时间间隔是相同的. 图 2 为试验系统的采集过程.

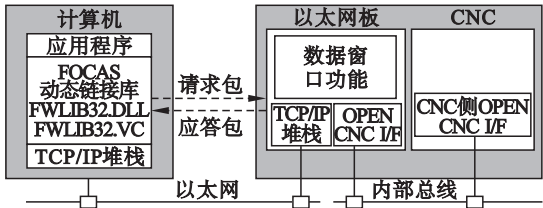


图 1 数据采集系统的构架  
Fig. 1 Structure of data acquisition system



图 2 z 轴的空载试验  
Fig. 2 No-load experiment of z-axis

2 进给系统的摩擦力提取算法

若忽略丝杠及螺母接触副的受力变形,则工作台的运动方程可以表示为

$$F_e - F_f = m_i \ddot{z}_i \tag{1}$$

式中: $F_e$  为丝杠驱动力; $F_f$  为摩擦力; $m_i$  为工作台质量; $\ddot{z}_i$  为工作台加速度.

当伺服电机工作于定转矩调速方式时,其输出电磁转矩  $T_e$  与力矩电流  $i$  成正比,即  $T_e = k_t i$ , 则力矩电流与工作台驱动力之间关系为

$$2\pi k_t i = F_e / p \tag{2}$$

式中: $k_t$  为伺服电机力矩系数; $p$  为丝杠导程.

将式(2)代入式(1)得

$$F_f = 2\pi k_t i / p - m_i \ddot{z}_i \tag{3}$$

将位置采样数据时间进行两次数值微分,即可得到工作台的加速度,依据式(2)和采样所得的力矩电流可以求得摩擦力随位置变化关系. 但是车床工作过程所得采样数据时间间隔在 70 ~ 75 ms 之间,且位置与力矩数据不同步. 所以本文设车床工作过程中工作台位置和力矩电流为连续化的,利用三次样条函数将原始采样数据进行插

值处理,得位置与电流的连续变化函数,然后进行小于 1 ms 的周期同步采样.再对工作台位置采样信号进行二次数值微分,获得其加速度,进而利用式(3)求得工作台的摩擦力.试验过程中,先启动数据采样程序,再启动丝杠进给数控程序,进给结束后停止采样程序.若工作台进给位置从  $Z_0$  开始到  $Z_1$  结束,则记录数据文件为

$$\begin{matrix} z_1 & t_{z1} & i_1 & t_{i1} \\ z_2 & t_{z2} & i_2 & t_{i2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ z_j & t_{zj} & i_j & t_{ij} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{matrix}$$

其数据具体处理步骤如下.

1) 从记录文件中导出有效数据.读取数据文件,判别工作台位置变化.若从第  $k$  条数据开始位置发生变化,即  $z_{k-1} = Z_0, z_k \neq Z_0$ ,则取  $t_{i(k-1)}$  时刻为时间 0 点,位置与电流初始时间设置为 0,其后位置与力矩电流时间按下式处理:

$$\left. \begin{aligned} T_{zl} &= t_{z(l+k)} - t_{i(k-2)}, \\ T_{il} &= t_{i(l+k-1)} - t_{i(k-2)}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中,  $l=1,2,\cdots,N$ ,  $N$  为数据对个数,当工作台到达  $Z_1$  时结束.

2) 位置与电流数据的三次样条函数插值.对步骤 1) 所得进给轴数据位置、时间力矩电流数据分别进行三次样条插值,得位置及力矩电流随数据连续变化的函数.

3) 位置与力矩电流密化采样.以小于 1 ms 的采样周期对步骤 2) 获得的位置、力矩电流随时间连续变化函数进行再次采样,获得新的位置与力矩电流的时间序列采样值.

4) 工作台加速度计算.对步骤 3) 得到的工作台位置时间序列采样值进行二次数值微分,获得不同时刻的工作台加速度.

5) 求取进给系统摩擦力.将步骤 2) 和步骤 4) 获得的力矩电流和加速度时间序列值代入式(3),求得进给系统摩擦力.

### 3 试验结果分析

试验对象为机床进给系统  $z$  轴,工作台质量  $m_t$  为 425 kg,该轴滚珠丝杠型号为 3210,公称直径为 32 mm,导程  $p$  为 10 mm,滚动体公称直径为 6 mm,进给轴配用的直线导轨型号为 MSA35LS,进给轴伺服电机的转矩系数  $k_t$  为 1.45 N·m/A.试验前,利用定量注油器按说明书要求对导轨和丝杠螺母副进行润滑.然后,以不同的进给速度进

行单向空载试验,其进给方向为  $z$  轴从 340 mm 到 32 mm,即切削进给方向.图 3a 为进给速度 36 mm/min 时计算所得摩擦力随时间的变化规律.由图 3a 可见,摩擦力随时间变化具有一定的周期性.试验结果表明,进给系统摩擦力及丝杠预紧力的变化是以丝杠导程为基本周期的<sup>[1-2]</sup>.对于本文上述获得的位置连续信号以导程为基本单位进行重采样,采样距离选为  $p/1\ 024$ ,得到各采样点对应的的时间,进而求得各采样点对应的力矩电流和工作台加速度,计算得各采样点对应摩擦力.图 3b 为不同进给速度时前 5 个导程摩擦力计算结果,显示出明显的以导程为周期的变化规律,此试验结果证明了本文试验方法的有效性.

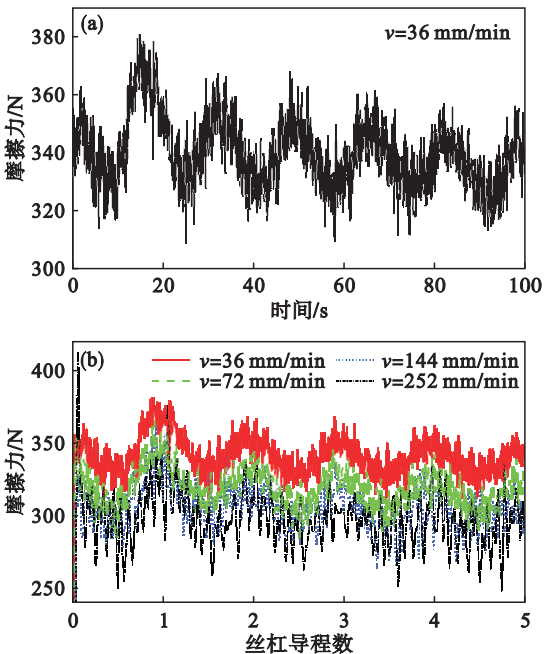


图 3 时域下的摩擦力曲线  
Fig. 3 Friction curves in time domain  
(a)—摩擦力随时间的曲线;  
(b)—不同进给速度摩擦力随导程数曲线.

图 4 为不同工况下摩擦力局部平滑所得均值随导程变化趋势的比较.由图 4 可见,摩擦力局部均值基本显示出两端大中间小的悬链式曲线,其原因应是螺母副与两端轴承中心不同轴造成的,即由于丝杠刚度作用,在两端使工作台与导轨及丝杠螺母副间正压力加大,导致摩擦力增加.图 4a 为同一进给速度(36 mm/min)所得摩擦力局部均值多次试验结果比较.图 4a 中共 8 次试验,使用循环车削指令工作,随车削时间增加,进给系统结合部温度增加,润滑油黏度降低,进而引起摩擦力变化.图 4b 为不同进给速度下摩擦力变化试验结果,其速度  $v_1 \sim v_{15}$  从 36 ~ 540 mm/min 依次增加.图 5 为不同进给速度下多次试验数据的均

值与标准差统计分析结果. 由图 5 可见, 摩擦力均值低速进给较大, 随进给速度增加而降低, 但当速度达到一定值后, 随速度继续增加略有增加, 但其标准差随进给速度增加略有增大. 摩擦力均值随进给速度的变化符合 Strikbeck 曲线<sup>[10]</sup>.

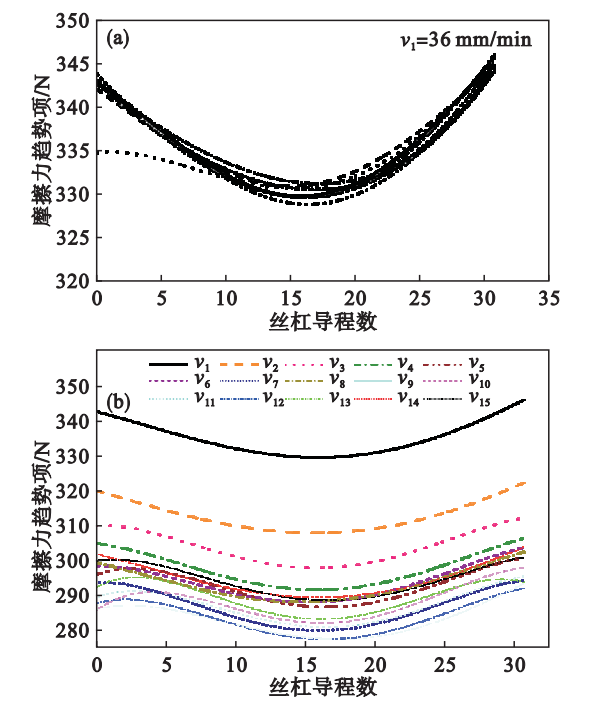


图 4 摩擦力趋势项随导程数的曲线  
Fig. 4 Curves of friction trend with lead  
(a) —同一速度; (b) —不同速度.

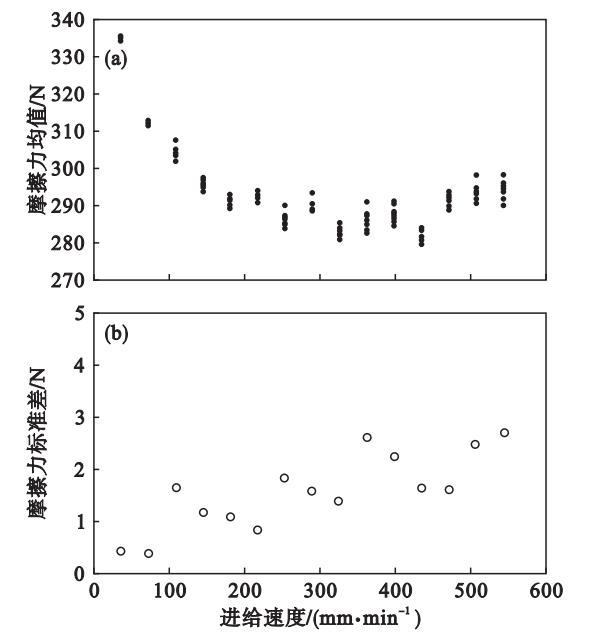


图 5 全程摩擦力均值及标准差随进给速度的变化  
Fig. 5 Variations of the average value and the standard error of friction force over the experimental length with feed speeds  
(a) —摩擦力均值; (b) —摩擦力标准差.

图 6 为两种进给速度所得摩擦力滤掉局部平滑均值后的 FFT 分析结果. 由图 6 可见, 摩擦力幅值谱具有多个典型峰值. 在此将幅值谱分为四组, 第一组仅包括一个量, 0.56; 第二组包括 1, 2, 3 和 4 四个分量; 第三组包括丝杠 8, 16 和 24 三个分量; 第四组包括 9.5 和 19 两个分量. 第一组分量是由于加工工具造成的丝杠和螺母螺旋表面波纹度激起的丝杠螺母副间的径向振动, 导致摩擦力的波动. 文献[2]的丝杠螺母副预紧力测试中发现了这个频率成分, 预紧力变化必然引起摩擦力波动. 依据文献[11]和本系统参数, 可计算得  $m$  阶波纹度激起的强迫振动频率为  $0.563 m$ , 图 6 中 0.56 对应  $m = 1$ . 丝杠螺母副导程误差变化激励丝杠预紧力及摩擦力以旋转频率为 1, 2, 3 和 4 倍频分量<sup>[1-2]</sup>, 对应于图中的 1, 2, 3 和 4 频谱. 在进给系统工作过程中, 滚动体从循环管道进出丝杠螺母副与直线导轨副的承载区, 引起滚动体与承载轨道之间接触力冲击<sup>[2,12]</sup>, 导致摩擦力的周期性波动. 由于滚动体进出承载区的不同步, 会激励起摩擦力的对应基频和高倍频的频谱成分. 依据文献[11]可得到滚动体进出丝杠螺母副和导轨承载区的归一化频率分别为 8 和 9.5. 图 6 中 8, 16, 24 和 9.5, 19 频谱分别对应于丝杠螺母副和直线导轨滚动体循环进出承载区激励起的摩擦力波动频谱.

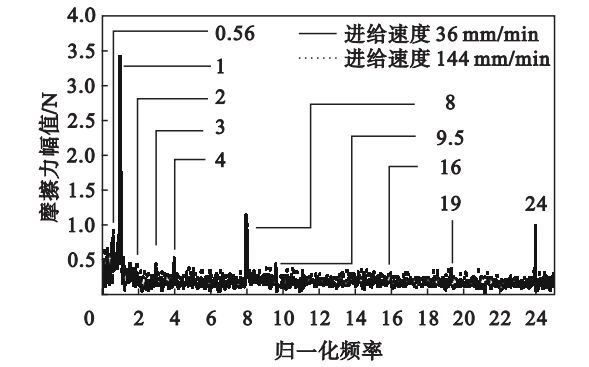


图 6 两种进给速度摩擦力的频谱图  
Fig. 6 Frequency spectrum of friction with two feed speeds

图 7 给出了不同进给速度下上述各基频谱值测得结果比较. 由图可见, 丝杠周期基频谱值随着进给速度的递增呈现出先略微减小后又增大的趋势, 而其余三种基频幅值均随着进给速度的增大而增大.



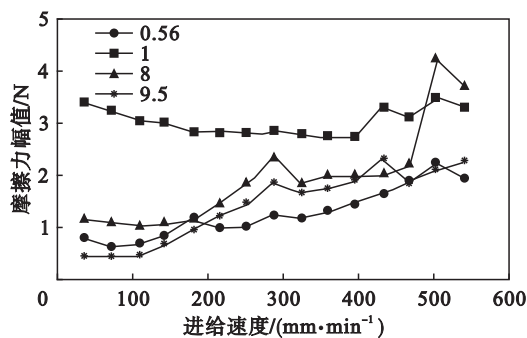


图 7 基频条件下摩擦力幅值随进给速度的变化曲线  
Fig. 7 Variations of friction with feed speeds under the fundamental spectrum

## 4 结 论

1) 基于 FOCAS 函数集提出了检测进给系统伺服电机力矩电流和工作台位置随时间变化规律的方法。

2) 利用三次样条插值算法,提出了进给系统摩擦力的辨识方法。

3) 本系统所测进给系统摩擦力局部均值沿丝杠呈悬链式分布,其原因应是螺母副与两端轴承中心不同轴造成的,即由于丝杠刚度作用,在两端使工作台与导轨及丝杠螺母副间正压力加大,导致摩擦力增加。

4) 摩擦力均值低速进给较大,随进给速度增加而降低,但当速度达到一定值后,随速度继续增加略有增加,其标准差随进给速度增加略有增大。

5) 滚动体在丝杠内的周期性运动、丝杠加工波纹、滚动体进出丝杠螺母副及导轨副均引起摩擦力波动,产生对应的基频和倍频成分。丝杠周期基频幅值随着进给速度的增大呈现出先略减小后又增大的趋势;而其余三种基频幅值均随着进给速度的增大而增大。

## 参考文献:

[1] Yeh S S, Su H C. Development of friction identification methods for feed drives of CNC machine tools [J]. *International Journal of Manufacturing Technology*, 2011, 52:263-278

[2] Frey S, Walther M, Ver A L. Periodic variation of preloading in ball screws [J]. *Production Engineering—Research and Development*, 2010, 4(2):261-267.

[3] 张涛,路长厚,李泉. 基于扭矩测量的交流伺服工作台摩擦建模与仿真研究[J]. *润滑与密封*, 2006(4):32-38.  
(Zhang Tao, Lu Chang-hou, Li Quan. Study on friction modeling and simulation for AC servo worktable based on torsion measuring [J]. *Lubrication Engineering*, 2006(4):32-38.)

[4] Chen J S, Kuo Y H, Hsu W H. The influence of friction on contouring accuracy of a cartesian guided tripod machine tool [J]. *International Journal of Manufacturing Technology*, 2006, 30(5/6):263-278.

[5] Mei Z Q, Xue Y C, Yang R Q. Nonlinear friction compensation in mechatronic servo systems [J]. *International Journal of Manufacturing Technology*, 2006, 30(7/8):693-699.

[6] Lin T Y, Pan Y C. Precision-limit positioning of direct drive systems with the existence of friction [J]. *Control Engineering Practice*, 2003, 11(3):233-244.

[7] 吴子英,刘宏昭,刘丽兰. 考虑摩擦影响的重型车床横向进给伺服系统建模与分析[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(7):86-93.  
(Wu Zi-ying, Liu Hong-zhao, Liu Li-lan. Modeling and analysis of cross feed servo system of heavy duty lathe subjected to friction[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(7):86-93.)

[8] 刘丽兰,刘宏昭,吴子英,等. 考虑摩擦和间隙影响的机床进给伺服系统建模与分析[J]. *农业机械学报*, 2010, 41(11):212-218.  
(Liu Li-lan, Liu Hong-zhao, Wu Zi-ying, et al. Modeling and analysis of machine tool feed servo systems with friction and backlash [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2010, 41(11):212-218.)

[9] Chen C L, Jang M J, Lin K C. Modeling and high-precision control of a ball-screw-driven stage [J]. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2004, 28(4):483-495.

[10] Shoaib L, Farid A B, Ompusunggu A P, et al. Modeling and analysis of wet friction clutch engagement dynamics [J]. *Mechanical System and Signal Processing*, 2015, 60/61:420-436.

[11] Tokunaga Y, Igarashi T. Studies on the sound and vibration of a ball screw [J]. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers: Part C*, 1992, 58:1874-1879.

[12] Hung J P, Wu S S, Chiu J Y. Impact failure analysis of re-circulating mechanism in ball screw [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2004, 11(4):561-573.