

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.11.042

考虑摩擦和间隙影响的机床进给伺服系统建模与分析*

刘丽兰 刘宏昭 吴子英 张明洪
(西安理工大学机械与精密仪器工程学院, 西安 710048)

【摘要】 进给伺服系统的性能对数控机床的跟踪及定位精度、加工质量等有着重要的作用。摩擦和间隙的非线性会导致系统的爬行、振荡等不稳定行为。针对闭环控制的直联式进给伺服系统,建立了考虑摩擦和间隙的综合力学模型和数学模型。研究了低速进给条件下摩擦和间隙非线性对工作台输出的影响,得出了工作台产生爬行现象的几种可能条件,并给出消除进给系统爬行现象的几种常见措施。所得结论为进给伺服系统的优化设计和性能预测提供了理论支持。

关键词: 机床 进给伺服系统 摩擦 间隙 爬行 模型

中图分类号: TH117; TP801 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)11-0212-07

Modeling and Analysis of Machine Tool Feed Servo Systems
with Friction and Backlash

Liu Lilan Liu Hongzhao Wu Ziyang Zhang Minghong
(School of Mechanical and Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract

The performance of the feed servo system has an important effect on CNC machine tools, including the tracking and position accuracy as well as the surface quality of the machined part. The nonlinear factors such as friction and backlash can induce unstable behaviors such as stick-slip and oscillation of the feed servo system. The mechanical and mathematical models containing friction and backlash were established for the motor direct-connected feed servo system with close loop controller. The effects of friction and backlash on the worktable under low feeding velocity were studied. A few of possible conditions for the stick-slip occurrence of the worktable were obtained. And some means for cancelling the stick-slip behavior of the feed servo system were presented at last. The research results provided a theoretical support for the optimum design and performance forecast of the feed servo system.

Key words Machine tool, Feed servo system, Friction, Backlash, Stick-slip, Model

引言

机床定位精度和跟踪精度很大程度上取决于进给伺服系统的输出能否准确地复制输入的要求。在机床进给伺服系统的设计和分析中,期望能够预测非线性因素对伺服性能的影响,如果这些不利影响在进行实际加工生产之前可以减小或消除,则可以

降低成本或减少附加试验。存在于进给系统中的非线性因素主要包括摩擦和间隙,其非线性特性会影响系统的性能,降低加工质量,引起定位误差、极限环振荡和爬行现象等^[1]。

解析方法在研究复杂的非线性系统时实施难度较大,往往需要线性化处理。而采用计算机数值仿真技术可以不需实际系统操作,在建立正确的系统

收稿日期: 2009-09-21 修回日期: 2009-11-02

* 国家科技重大专项计划资助项目(2009ZX04014-015)、陕西省科技计划资助项目(2010JQ7003)、陕西省教育厅资助项目(2010JK701)和陕西省重点学科建设专项资金资助项目

作者简介: 刘丽兰, 讲师, 博士, 主要从事机电系统建模与控制研究, E-mail: liulilans@163.com

模型的基础上,能够通过改变各种参数组合来检验和预测系统性能,是目前应用广泛,效果比较理想的一种分析方法。

对机床进给伺服系统准确建模是设计高性能机床、预测其行为的重要前提。在该领域很多学者做了大量的研究工作^[2~4]。本文建立闭环控制的机床进给伺服系统的模型,模型中包含摩擦和间隙非线性因素。在此模型的基础上,通过数值仿真分析低速进给条件下系统产生爬行的机理,并给出消除爬行的几种可行措施。

1 进给伺服系统描述

一般单轴直联式进给伺服系统的机械结构如图 1 所示。交流伺服电动机通过联轴器驱动滚珠丝杠带动工作台运动,把电动机的旋转运动转换成工作台的直线运动。

该系统为闭环控制系统。位置输入信号由计算机给出,工作台上装有光栅尺,可直接测量工作台的直线位移,并发送反馈信号。伺服电动机上装有脉冲编码器,可检测电动机转速并进行速度反馈。同时系统还配有电流反馈以保证系统的电流在动态时为最佳波形。

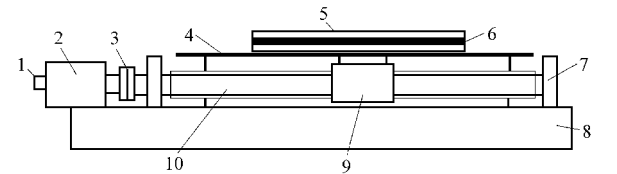


图 1 伺服进给系统机械结构简图

Fig. 1 Mechanical schematic of the feed servo system

1. 编码器 2. 电动机 3. 联轴器 4. 直线导轨 5. 工作台
6. 光栅尺 7. 轴承 8. 机械床台 9. 螺母 10. 滚珠丝杠

2 非线性影响因素

摩擦存在于具有相对运动的接触零部件间,摩擦的非线性行为主要来源于静动摩擦力之间的差异,以及当进行液体润滑时,在低速区域将出现 Stribeck 效应^[5]。典型的摩擦-速度关系曲线如图 2 所示。库仑摩擦力 f_c 是非零速下的摩擦,也可称为运动摩擦,库仑摩擦力与法向载荷成比例,与运动方向相反,而与速度的幅值无关。静摩擦力 f_s 是指使物体从静止开始产生相对运动所需的力。静摩擦力要大于库仑摩擦力。Stribeck 摩擦是稳态速度的函数,在相对滑动速度较低的范围,随着相对速度的增加摩擦力反而下降,如图 2 所示曲线的负斜率部分。

间隙多由于传动链中的尺寸误差、安装误差和长期磨损等原因导致。如在丝杠和螺母副运行一段

时间后,由于磨损可产生间隙。

由于丝杠和螺母副之间的间隙,系统轴向驱动力 F_d 将发生变化,假设轴向刚度 K_e 在间隙区间内为零,得到间隙非线性特性如图 3 所示。

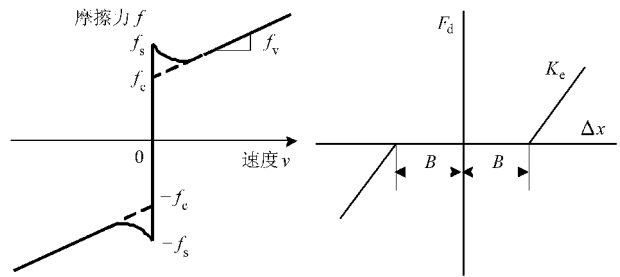


图 2 摩擦力与速度
关系曲线

图 3 间隙非线性
Fig. 3 Nonlinear backlash

Fig. 2 Relation curve of
friction force vs velocity

3 系统动力学建模

3.1 进给伺服系统数学模型

进给伺服系统数学建模时作如下几点假设：
①螺母的质量相对于工作台的质量可忽略不计。
②考虑到系统中各零件的刚度与执行部件螺母所处工作位置有关,在建模过程中,工作台位置变化不影响刚度的变化。
③联轴器为刚性联接。忽略联轴器之间的摩擦影响,近似认为导致滚珠丝杠角变形的扭矩是由伺服电机的输出扭矩而产生的。
④联轴器之间的间隙、滚珠丝杠与支承轴承之间的间隙以及轴承本身间隙等均以滚珠丝杠与螺母之间的间隙表示。
⑤作用在电动机、轴承和螺母之间的摩擦以一等效摩擦作用在电动机轴上,而作用在床身导轨上的摩擦归入工作台摩擦之中。

建立进给伺服系统两自由度简化力学模型如图 4 所示。系统控制框图如图 5 所示。

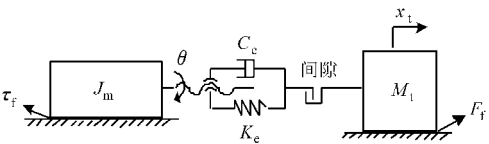


图 4 系统简化力学模型

Fig. 4 Mechanical model of the feed system

以下根据进给系统的力学模型建立其数学模型,各式中未注明的符号含义如表 1 所示。

首先,输入指令经过位置增益,速度增益和电流反馈输出转矩,因此可建立电流方程

$$Li + Ri = k_{ip} [k_{vp} (k_{pp} k_v e - \dot{\theta}_m) - i] - k_{emf} \dot{\theta}_m \quad (1)$$

其中

$$e = x_r - x_l$$

式中 e ——位移误差

其次,驱动转矩又经刚性联轴器联接转化为滚

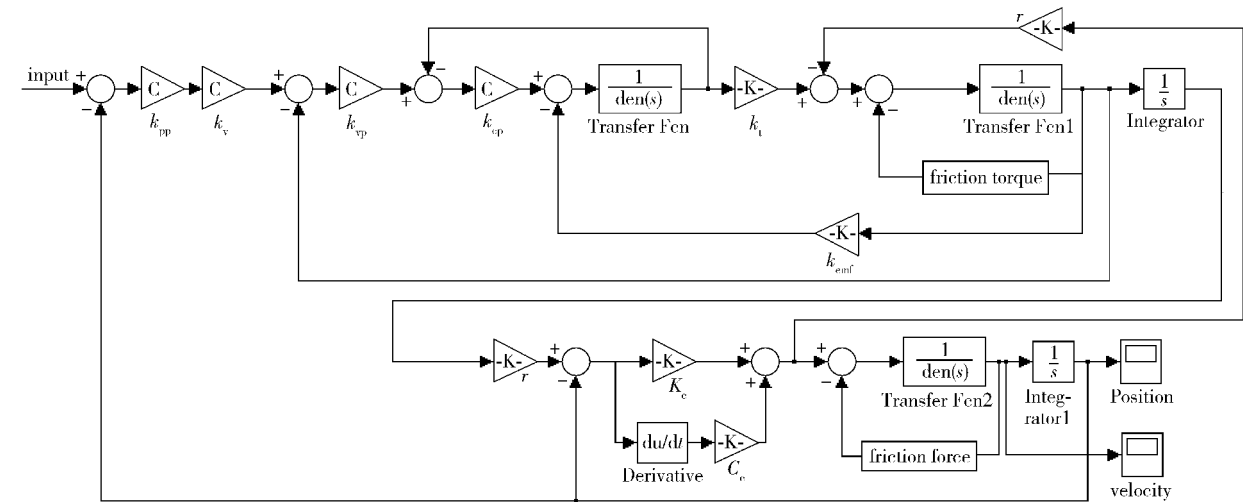


图5 进给伺服系统控制框图

Fig.5 Control schematic of the feed servo system

表1 进给伺服系统参数

参数	数值
位置环增益 k_{pp}	5
速度指令调整增益 $k_v/\text{rad}\cdot(\text{V}\cdot\text{s})^{-1}$	250
速度环增益 $k_{vp}/\text{A}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1}$	45
电流环增益 $k_{ip}/\text{V}\cdot\text{A}^{-1}$	2
电动机转矩常数 $k_t/\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{A}^{-1}$	0.82
等效轴向传动刚度 $K_e/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	1×10^6
电动机反电动势常数 $k_{emf}/\text{V}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1}$	0.15
电动机电枢电感 L/mH	5.5
电动机定子电阻 R/Ω	1.0
驱动旋转部件总转动惯量 $J_m/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	1.38×10^{-3}
驱动旋转部件粘性阻尼 $C_m/\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1}$	0.004
导程 l/m	0.01
工作台质量(含螺母) M_t/kg	40
线性导轨处粘性阻尼 $C_l/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	500
等效内(结构)阻尼系数 $C_e/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	2000
电动机处等效库仑摩擦力矩 $T_f/\text{N}\cdot\text{m}$	0.4
静摩擦力 f_s/N	25(50)
库仑摩擦力 f_c/N	变量
Stribeck 速度 $v_s/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	0.002
鬃毛平均刚度 $\sigma_0/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	1×10^5
鬃毛阻尼 $\sigma_1/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	316
粘性摩擦系数 $\sigma_2/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	0.4

珠丝杠的旋转运动,忽略电动机和丝杆之间的转角偏差,将电动机和丝杠的旋转运动等效为一个运动方程

$$J_m\ddot{\theta}_m+C_m\dot{\theta}_m+T_f=k_1i-T_d\tag{2}$$

其中 $T_d=rF_d$

式中 T_d ——作用在丝杠轴上的负载转矩
 r ——直线运动和旋转运动的转换比, $r=L/(2\pi)$

最后,滚珠丝杠的旋转运动通过螺母转换为工作台的直线移动

$$M_t\ddot{x}_t+C_t\dot{x}_t=F_d-F_f\tag{3}$$

式中 F_f ——摩擦力

驱动力 F_d 由等效刚度和阻尼表示

$$F_d=K_e(r\theta_m-x_t)+C_e(r\dot{\theta}_m-\dot{x}_t)\tag{4}$$

由于间隙的作用,驱动力 F_d 是变化的,令 $\Delta x=r\theta_m-x_t$,即

$$F_d=\begin{cases} K_e\Delta x+C_e\Delta\dot{x} & (|\Delta x|>B) \\ 0 & (|\Delta x|\leq B) \end{cases}\tag{5}$$

综合等效刚度 K_e 由扭转刚度和轴向刚度获得

$$\frac{1}{K_e}=r^2\frac{1}{K_\theta}+\frac{1}{K_l}\tag{6}$$

$$\text{其中}\quad \frac{1}{K_\theta}=\frac{1}{K_{b\theta}}+\frac{1}{K_{c\theta}}=\frac{32L_b}{\pi G_bD_b^4}+\frac{32L_c}{\pi G_cD_c^4}\tag{7}$$

$$\frac{1}{K_l}=\frac{1}{K_z}+\frac{1}{K_b}+\frac{1}{K_n}+\frac{1}{2K_c}\tag{8}$$

式中 K_θ ——扭转刚度 K_l ——轴向刚度
 $K_{b\theta}$ ——丝杠扭转刚度
 $K_{c\theta}$ ——联轴器扭转刚度
 K_b ——滚珠丝杠轴向刚度
 K_n ——螺母组件刚度
 K_z ——螺母支架和轴承支架轴向刚度
 $2K_c$ ——一对支撑轴承的轴向刚度

电动机和滚珠丝杠处的等效粘性阻尼系数为

$$C_e=\frac{C_b+C_n+C_c}{r}\tag{9}$$

式中 C_b ——滚珠丝杠处的粘性阻尼系数

C_n ——螺母处的粘性阻尼系数
 C_c ——支撑轴承处的粘性阻尼系数

3.2 摩擦模型

电动机处的等效摩擦力矩 T_f 为库仑摩擦力矩，即

$$T_f = T_c \operatorname{sgn} \theta_m \tag{10}$$

工作台滑动导轨处摩擦力采用 LuGre 摩擦模型，摩擦力由鬃毛的挠曲产生，可以描述为

$$f = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v \tag{11}$$

式中 z ——鬃毛的平均变形量
其中平均变形量 z 可以描述为

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{\sigma_0}{g(v)} z |v| \tag{12}$$

函数 $g(v)$ 描述了 Stribeck 效应

$$g(v) = f_c + (f_s - f_c) e^{-(v/v_s)^2} \tag{13}$$

式中 v ——相对运动速度

4 工作台爬行现象机理分析

由于机械系统中摩擦和间隙的影响是重叠的，二者的作用很难区分开。如果在结构设计中只考虑摩擦而忽略间隙，将造成不良的后果，反之亦然。本节将利用计算机仿真，分别讨论二者对工作台输出产生的影响。

4.1 摩擦因素

由于非线性摩擦力的两个特点：低速进给下的 Stribeck 摩擦以及静、动摩擦力存在差值，工作台可能发生爬行现象。本文利用数值仿真方法分析进给伺服系统在摩擦非线性的影响下，Stribeck 速度、动静摩擦力比值和爬行现象之间的关系。仿真中位置输入均为斜坡输入，输入速度为匀速。详细参数值如表 1 所示。

(1) Stribeck 速度
Stribeck 速度决定了摩擦存在负斜率的区间。首先分析进给速度与 Stribeck 速度的关系对工作台输出的影响。在 $f_s = 25 \text{ N}$ ， $f_c = 14.7 \text{ N}$ ，Stribeck 速度为 0.002 m/s 的条件下，令系统进给速度分别为 0.004 m/s 和 0.001 m/s 。仿真结果如图 6~7 所示。

从图 6~7 可以看出，进给速度大于 Stribeck 速度时，工作台的速度响应在开始发生过渡振荡，但随着时间的增加最终都趋于稳态值。而当进给速度小于 Stribeck 速度时，工作台的响应位移和速度均发生了明显的变化，速度响应出现了零点跳跃甚至负值的现象，工作台的位移则出现了爬行现象。这说明，由于低速下摩擦的负斜率特性，进给速度较低时

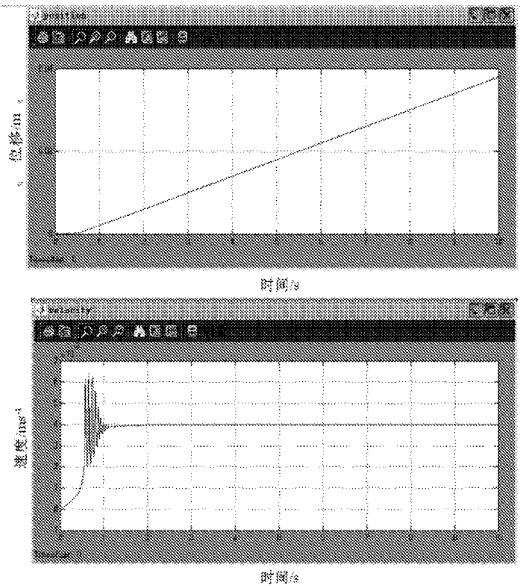


图 6 进给速度为 0.004 m/s 时工作台的响应信号
Fig. 6 Response of the worktable when the feeding velocity is 0.004 m/s

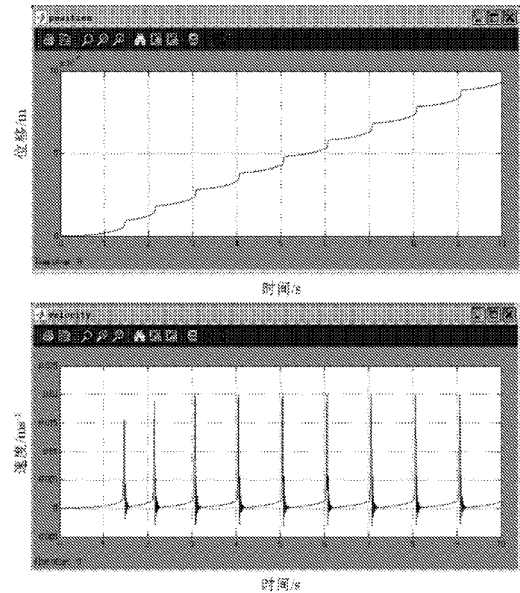


图 7 进给速度为 0.001 m/s 时工作台的响应信号
Fig. 7 Response of the worktable when the feeding velocity is 0.001 m/s

会导致工作台的运动不平稳，尤其进给速度小于 Stribeck 速度时，会发生爬行现象。

(2) 静动摩擦力比值
摩擦力的静动摩擦力之间存在差异，其差值的大小会对系统的动态行为产生重要的影响。上述分析已经表明系统进给速度低于 Stribeck 速度会导致爬行现象。但是不一定会产生爬行，在此基础上，现分析进给速度低于 Stribeck 速度时，静动摩擦力的比值对工作台输出的影响。令 $h = f_s/f_c$ ，图 8~9 给出了进给速度为 0.001 m/s ，静摩擦力 f_s 为 25 N ， h 分别为 1.4 和 1.7 时工作台响应的变化。同时，为

了进一步分析摩擦力数值大小的变化与爬行的关系,图 10~11 给出了静摩擦力为 50 N 时的结果进行比较。

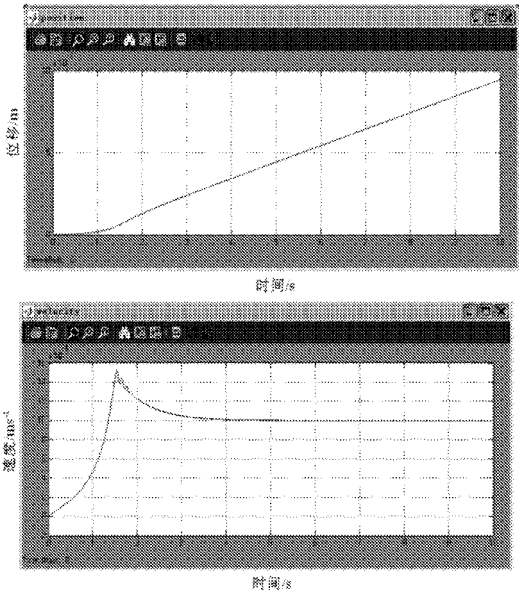


图 8 $f_s = 25\text{ N}, h = 1.4$ 时工作台的响应信号
Fig. 8 Response of the worktable when $f_s = 25\text{ N}$ and $h = 1.4$

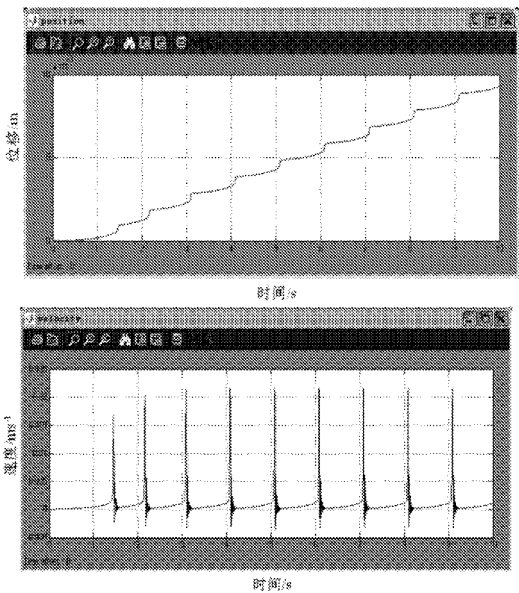


图 9 $f_s = 25\text{ N}, h = 1.7$ 时工作台的响应信号
Fig. 9 Response of the worktable when $f_s = 25\text{ N}$ and $h = 1.7$

从图 8~9 可以看出,静摩擦力为 25 N 时, $h = 1.4$,工作台的速度响应经过超调过渡后趋于稳态,此时虽然进给速度低于 Stribeck 速度,但并无爬行现象。而 $h = 1.7$ 时,静动摩擦力比值的变化对系统动力学行为产生了很大的影响,工作台位移在整个运行过程中速度呈周期性突变,位移发生了明显的爬行现象。而图 10~11 中静摩擦力为 50 N 时,两种 h 值下工作台的输出与 25 N 时是相似的。

以上分析表明,进给速度低于 Stribeck 速度并不是爬行发生的充分条件,爬行的发生还与静动摩

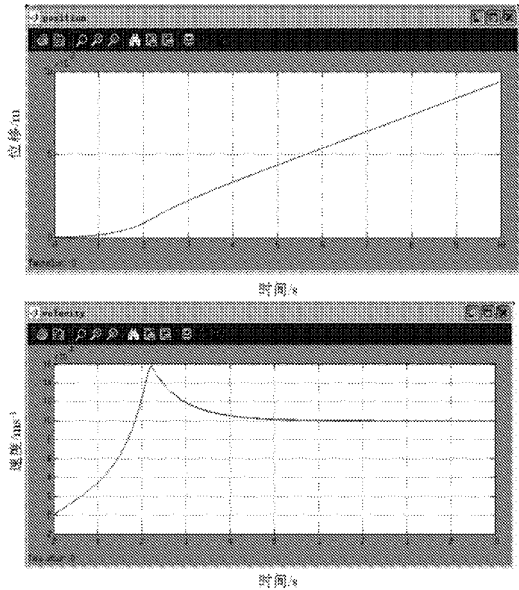


图 10 $f_s = 50\text{ N}, h = 1.4$ 时工作台的响应信号
Fig. 10 Response of the worktable when $f_s = 50\text{ N}$ and $h = 1.4$

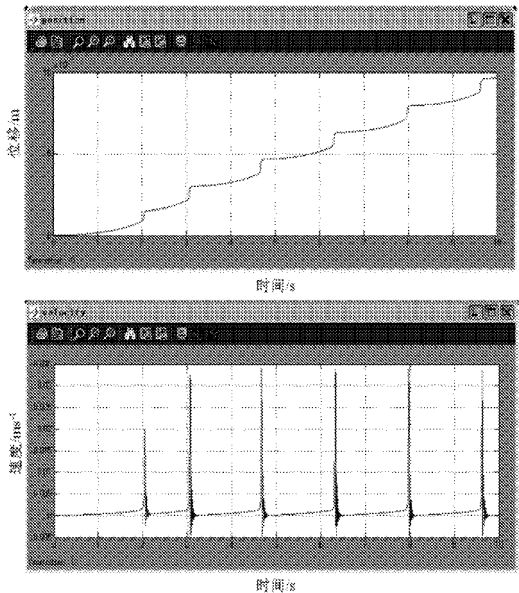


图 11 $f_s = 50\text{ N}, h = 1.7$ 时工作台的响应信号
Fig. 11 Response of the worktable when $f_s = 50\text{ N}$ and $h = 1.7$

擦力的差值有关,静动摩擦力差距越大,爬行行为越容易发生。而与静动摩擦力大小无关,但数值的改变会影响速度突变的周期和幅值。摩擦力增加时,速度突变周期变长,幅值增加。

对于本文表 1 描述的进给系统,通过不断改变 h 仿真,发现当 $h > 1.6$ 时,工作台就开始出现爬行。

4.2 间隙因素

以下讨论在不计摩擦影响时,讨论丝杠螺母副之间的间隙对工作台输出的影响。

图 12~13 给出了间隙量 $B = 2.5\text{ }\mu\text{m}$,输入速度分别为 0.001 m/s (小于 Stribeck 速度)和 0.01 m/s (大于 Stribeck 速度)的仿真结果,图 14 给出了间隙

量为 $B=5\text{ }\mu\text{m}$, 输入速度为 0.01 m/s 的仿真结果。

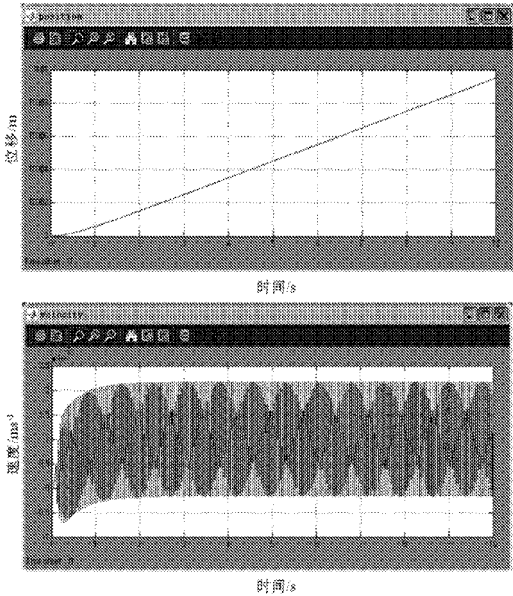


图 12 $B=2.5\text{ }\mu\text{m}$, 进给速度为 0.001 m/s 时工作台的响应信号

Fig. 12 Response of the worktable when $B=2.5\text{ }\mu\text{m}$ and the feeding velocity is 0.001 m/s

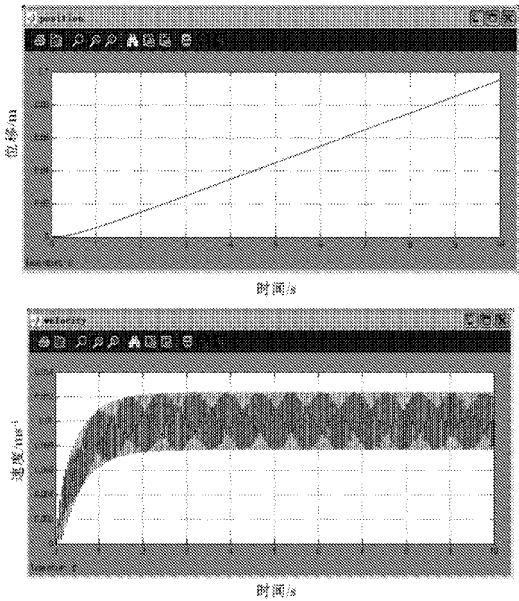


图 14 $B=5\text{ }\mu\text{m}$, 进给速度为 0.01 m/s 时工作台的响应信号

Fig. 14 Response of the worktable when $B=5\text{ }\mu\text{m}$ and the feeding velocity is 0.01 m/s

和摩擦共同作用下的影响。图 15 ~ 16 给出了进给速度为 0.001 m/s , 间隙为 $B=2.5\text{ }\mu\text{m}$ 的情况下, h 分别为 1.4 和 1.7 时的工作台的输出。

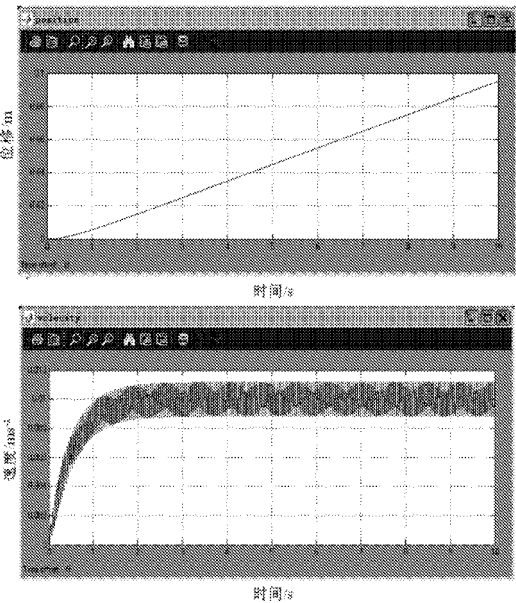


图 13 $B=2.5\text{ }\mu\text{m}$, 进给速度为 0.01 m/s 时工作台的响应信号

Fig. 13 Response of the worktable when $B=2.5\text{ }\mu\text{m}$ and the feeding velocity is 0.01 m/s

从图 12 ~ 14 可以看出, 无摩擦情况下, 由于间隙的作用, 不管进给速度是否小于 Stribeck 速度, 工作台的速度响应经过过渡阶段后, 均在目标值附近呈周期性振荡, 导致定位误差, 但均不会引起工作台的爬行。相同进给速度下, 间隙值增大, 工作台的响应速度的振荡幅值也随之增加。

4.3 摩擦和间隙的综合因素

间隙的单独作用不会产生明显爬行, 以下研究

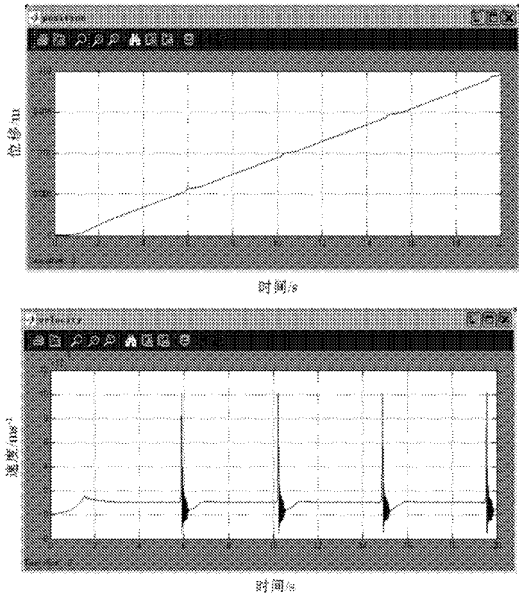
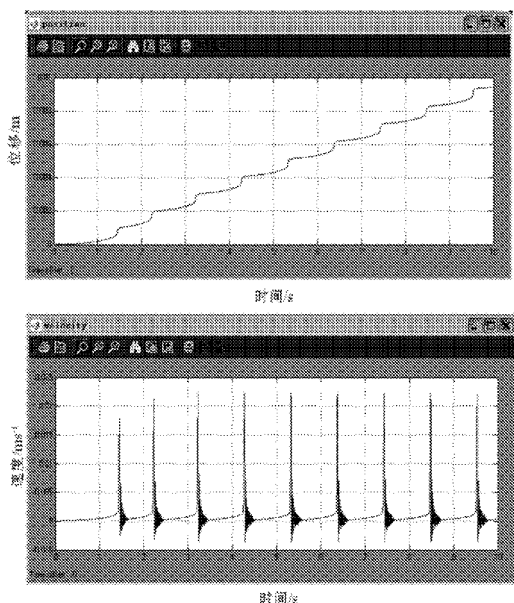


图 15 $h=1.4$ 时工作台的响应信号

Fig. 15 Response of the worktable when $h=1.4$

将图 15 与图 8 比较可以发现, 在只考虑摩擦因素时, $h=1.4$ 不会引起工作台的爬行, 而计入间隙的耦合作用时却明显发生了爬行现象。图 16 和图 9 在 $h=1.7$ 时得到的结果相近, 不过间隙存在时工作台的速度突变的幅值较无间隙情况下有所增加。这表明, 间隙虽不是导致爬行的直接原因, 却会令系统在较低的静动摩擦力比值下发生爬行。

图 16 $h = 1.7$ 时工作台的响应信号Fig. 16 Response of the worktable when $h = 1.7$

5 消除进给伺服系统爬行的常见措施

以上分析从理论上给出了导致进给系统出现爬行的几种因素。爬行会对进给伺服系统造成不利影响,但在低速微量进给时要完全消除爬行现象非常困难。常见的消除爬行的措施有:

摩擦方面:①改善润滑条件,减小静动摩擦力差异和提高 Stribeck 速度。如可采用气动导轨或静压导轨,不过势必增加成本。②采用抗摩擦材料,如聚氯乙烯或青铜混合材料等。③高频激振法(抖动法)^[6],但该方法可能引起零件磨损。④以及软件进行摩擦补偿法^[7]等。

间隙方面:①双螺母预载。②采用抗磨损材料。③注意清洁和维护,防止粉尘颗粒进入螺母副而加速磨损。④软件进行间隙补偿等^[8]。

此外,如果结构条件允许,还可以采用减小惯量和提高传动机构的刚度等措施来消除爬行。

6 结束语

针对闭环控制的机床进给伺服系统,建立了完善的控制系统模型,模型中充分考虑了摩擦和间隙的非线性因素的影响。通过数值仿真,着重分析了机床进给伺服系统产生爬行的机理,详细讨论了匀低速进给条件下摩擦和间隙对系统输出的影响规律。仿真结果表明,Stribeck 速度和静动摩擦力差异是导致爬行现象的直接原因,而间隙会降低爬行产生的条件,引起响应速度振荡,产生定位误差。理论分析与工程实际观测的现象基本一致,表明了建立的系统模型是比较合理、适用的。

参 考 文 献

- Armstrong B, Pierre Dupont, C Canudas de Wit. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction[J]. Automatica, 1994, 30(7): 1 083 ~ 1 138.
- 梅雪松,陶涛,堤正臣,等. 高速、高精度数控伺服工作台摩擦误差的研究[J]. 机械工程学报,2001, 37(6): 76 ~ 81.
Mei Xuesong, Tao Tao, Masaomi Tsutsumi, et al. Study on friction error of high-speed high-precision NC servo table [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(6): 76 ~ 81. (in Chinese)
- Ryuta Sato, Masaomi Tsutsumi. Mathematical model of feed systems consisting of AC servo motor and linear ball guide[J]. Journal of the Japan Society for Precision Engineering, 2005, 71(5): 633 ~ 638.
- Kripa K Varanasi, Samir A Nayfeh. The dynamics of lead-screw drives: low-order modeling and experiments[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2004, 126(2): 388 ~ 395.
- Bliman P A, Sorine M. Friction modeling by hysteresis operators. application to Dahl, sticktion, and Stribeck effects[C] // Proc. Conf. Models of Hysteresis, Trento, Italy, 1991.
- Thomen J J. Using the fast vibrations to quench friction-induced oscillations[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 228(5): 1 079 ~ 1 102.
- Sato R, Tsutsumi M. Friction compensator for feed drive systems consisting of ball screw and linear ball guide[C] // Proceedings of the 35th International Matador Conference, 2007.
- Tarn Y S, Kao J Y, Lin Y S. Identification and compensation for backlash on the contouring accuracy of CNC machining centres[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 1997, 13(2): 77 ~ 85.
- 刘丽兰,刘宏昭,原大宁,等. 考虑粘滑摩擦的时变振动系统模态参数辨识[J]. 农业机械学报,2010,41(1):177 ~ 181.
Liu Lilan, Liu Hongzhao, Yuan Daning, et al. Modal parameter identification of time varying vibration systems subjected to stick-slip friction[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(1):177 ~ 181. (in Chinese)