DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2019.05.022

双驱进给系统动态特性建模研究

戴新泽,胡小秋,周义成
(南京理工大学 机械工程学院,江苏 南京 210094)

摘　要:为研究双驱进给系统的固有频率,将连续的系统简化成多自由度系统,并建立进给系统的广义坐标系。考虑了导轨滑块、轴承内外圈、丝杠和螺母接触面参数等对固有频率的影响,运用能量法建立了进给系统动能、势能表达式。借助拉格朗日方程推导得到系统质量矩阵和刚度矩阵,利用 MATLAB 软件对矩阵进行求解计算。搭建模态测试试验台,锤击实验结果与建模求解结果误差<10%,验证了建模方法的有效性。研究结果为机床进给系统的动态特性研究提供新的思路。

关键词:机床;双驱动进给系统;动力学建模;固有频率;刚度特性
中图分类号:TP391.9　　**文献标志码**:A　　**文章编号**:1671-5276(2019)05-0085-03

Research on Modeling of Dynamic Characteristics of Double Screw Drive System

DAI Xinze, HU Xiaoqiu, ZHOU Yicheng
(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: To make a study of the natural frequency of the double screw drive system, this paper simplifies the system into a multi degree of freedom system, and establishes the generalized coordinate system of the feed system. The influence of the contact surface parameters of the guide rail and the slider, the inner and outer ring of the bearing, the lead screw and the nut on the natural frequency is considered. The kinetic energy and potential energy expression of the feed system are established by using energy method. The mass matrix and stiffness matrix are deduced by Lagrange equation, and the matrix is solved by MATLAB. A modal test platform is built, and the error between the experimental results and the modeling results is <10%. The research results, show the validity of the modeling method. The new ideas are provided for the study of the dynamic characteristics of the machine tool feed system.

Keywords: machine tool; double screw drive feed system; dynamic modeling; natural frequency; stiffness characteristics

0　引言

机床的进给系统是整个机床非常重要的组成部分,其动态特性对加工质量有很大的影响[1-3]。为了提高机床的加工性能,首先要研究结构和刚度对进给系统动态特性的影响,从而为优化设计提供依据。

目前国内外学者主要通过数学建模和有限元仿真两种方法对固有频率进行研究。在数学建模领域,文献[4-6]考虑滚动结合面的影响,建立进给系统动力学模型,列出系统的动能、势能、耗能函数和外载荷所作的虚功,利用拉格朗日方程推导系统的运动学方程。文献[7]将滚珠丝杠看作弹性杆件,得到系统参数与轴向振型频率的关系曲线。在有限元建模领域,文献[8-9]用 ANSYS 分析了滚动结合面刚度、工件质量和工作台位置对前几阶固有频率的影响。文献[10]通过多次有限元计算得到固有频率与进给系统参数的三维曲面图。上述数学建模方法均把进给系统当做连续系统进行研究,导致无法求解出具体的振型函数,所以无法求解出固有频率。有限元方法通用性不强,无法解耦出结构参数和固有频率的关系。针对上述问题,本文将进给系统简化成多自由度系统,利用MATLAB求解出进给系统的固有频率。

1　双驱动进给系统动力学建模

1.1　建立坐标系

图 1 为进给系统模型图,工作台质量主要由导轨支撑。在进给方向上,工作台底部通过螺母与丝杠连接,伺服电机将转矩传递给丝杠,带动工作台左右移动。

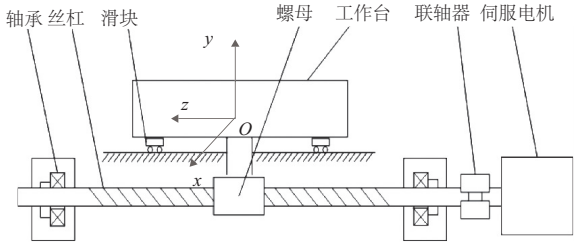

图 1　进给系统模型图

基金项目:国家科技重大专项(2015ZX04014021)
作者简介:戴新泽(1993—),男,河南信阳人,硕士研究生,研究方向为机床动力学。

以处于静止状态时的工作台质心位置为坐标原点,建立 $O-xyz$ 主坐标系,x 轴的正方向垂直于导轨,y 轴的正方向垂直于工作台上表面向上,z 轴方向为工作台进给方向。

设 x_w、y_w、z_w 分别为工作台在 x、y、z 方向上的横向振动位移;α、β、γ 分别为工作台绕 x、y、z 方向的扭转角度;z_1 为丝杠左端的轴向位移,θ_1 为丝杠绕 z 方向的转动角度;θ_2 为螺母绕 z 方向的转动角度;z_2 为丝杠右端的轴向位移,θ_3 为丝杠绕 z 方向的转动角度;x、y 分别为丝杠的径向平行与 x 轴和 y 轴的位移。

1.2　建立动能表达式

对双驱进给系统模型作以下假设:

1) 4 个滑块的法向刚度和侧向刚度分别一致。

2) 左右两侧丝杠及轴承刚度完全一致。

进给系统的动能包括:工作台的动能 T_w 和丝杠的动能 T_{bs}。

工作台的动能表达式为:

$$T_w=\frac{1}{2}m_w[(\dot{x}_w)^2+(\dot{y}_w)^2+(\dot{z}_w)^2]+\frac{1}{2}[J_x(\dot{\alpha})^2+J_y(\dot{\beta})^2+J_z(\dot{\gamma})^2] \tag{1}$$

由于丝杠的长度较长且直径较小,故将丝杠看作在弹性范围内服从胡克定律的等截面杆(图 2)。

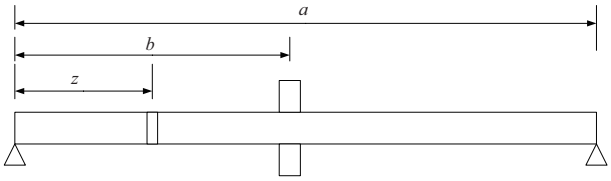

图 2　丝杠螺母结构简图

对于螺母左端丝杠,设距丝杠左端为 z 的位置有长度为 dz 的极小一段,则其位移为:

$$D(z)=z_1+\frac{z}{b}(z_w-z_1) \tag{2}$$

对上述公式进行积分得到螺母左端丝杠的轴向动能的表达式:

$$T_l=\int_0^b\frac{1}{2}\frac{m_{bs}}{a}[\dot{D}(z)]^2\mathrm{d}z=\frac{bm_{bs}}{6a}[(\dot{z}_1)^2+(\dot{z}_w)^2+\dot{z}_1\dot{z}_w] \tag{3}$$

同理,对螺母右端丝杠进行积分运算,右端丝杠动能表达式:

$$T_r=\int_0^{a-b}\frac{1}{2}\frac{m_{bs}}{a}[\dot{D}(z)]^2\mathrm{d}z=\frac{(a-b)m_{bs}}{6a}[(\dot{z}_w)^2+(\dot{z}_3)^2+\dot{z}_w\dot{z}_3] \tag{4}$$

横向动能为:$m_{bs}[(\dot{x})^2+(\dot{y})^2]$;扭转动能为:$J_{bsl}(\dot{\theta}_1-\dot{\theta}_2)^2+J_{bsr}(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_3)^2$。

1.3　建立势能表达式

进给系统的势能包括:导轨和滑块接触面的势能、轴承内外圈接触面的势能、丝杠和螺母接触面的势能、丝杠的轴向势能和扭转势能。

导轨和滑块接触面的势能表达式为:

$$U_s=\frac{1}{2}\left(K_{sx}\sum_{i=1}^{4}x_{si}^2+K_{sy}\sum_{i=1}^{4}y_{si}^2\right) \tag{5}$$

轴承内外圈结合面势能表达式为:

$$U_b=K_{bz}(z_1^2+z_3^2)+2K_{bx}x^2+2K_{by}y^2 \tag{6}$$

丝杠螺母结合面势能表达式为:

$$U_n=K_{nz}z_2^2+K_{nx}x^2+K_{ny}y^2 \tag{7}$$

丝杠的势能包括丝杠的轴向势能和扭转势能,其中轴向势能 U_z 表达式为:

$$U_z=K_{\mathrm{bszl}}(z_w-z_1)^2+K_{\mathrm{bszr}}(z_3-z_w)^2 \tag{8}$$

丝杠扭转势能 U_θ 表达式为:

$$U_\theta=K_{\theta\mathrm{l}}(\theta_2-\theta_1)^2+K_{\theta\mathrm{r}}(\theta_3-\theta_2)^2 \tag{9}$$

将动能表达式和势能表达式代入式(10)所示拉格朗日方程:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial T}{\partial\dot{q}_j}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_j}+\frac{\partial U}{\partial q_j}+\frac{\partial D}{\partial\dot{q}_j}=Q'_j \tag{10}$$

经过计算整理,可获得双驱进给系统的动力学方程:

$$\boldsymbol{M}\{\ddot{q}_j\}+\boldsymbol{C}\{\dot{q}_j\}+\boldsymbol{K}\{q_j\}=\{\boldsymbol{F}\} \tag{11}$$

其中:$\{q_j\}=\{x_w,y_w,z_w,\alpha,\beta,\gamma,z_1,z_2,\theta_1,\theta_2,\theta_3,x,y\}T$,$\boldsymbol{M}$,$\boldsymbol{C}$,$\boldsymbol{K}$ 分别代表双驱进给系统进给的质量矩阵、阻尼矩阵以及刚度矩阵,$\boldsymbol{F}$ 为激振力矩阵。M、K 的表达式分别见式(12)、式(13)。

$$\boldsymbol{M}=\begin{bmatrix} m_w & & & & & & & & & & & & \\ & m_w & & & & & & & & & & & \\ & & m_w+\frac{2m_{bs}}{3} & & & & \frac{bm_{bs}}{3a} & & \frac{(a-b)m_{bs}}{3a} & & & & \\ & & & J_x & & & & & & & & & \\ & & & & J_y & & & & & & & & \\ & & & & & J_z & & & & & & & \\ & & \frac{bm_{bs}}{3a} & & & & \frac{2bm_{bs}}{3a} & & & & & & \\ & & \frac{(a-b)m_{bs}}{3a} & & & & & \frac{2(a-b)m_{bs}}{3a} & & & & & \\ & & & & & & & & 2J_{bsl} & -2J_{bsl} & & & \\ & & & & & & & & -2J_{bsl} & 2(J_{bsl}+J_{bsr}) & -2J_{bsr} & & \\ & & & & & & & & & -2J_{bsr} & 2J_{bsr} & & \\ & & & & & & & & & & & 2m_{bs} & \\ & & & & & & & & & & & & 2m_{bs} \end{bmatrix} \tag{12}$$

1.4　模型求解

由于有阻尼的固有频率和无阻尼的固有频率存在 $w_d=w_n\sqrt{1-\xi^2}$ 的关系,且一般情况下进给系统阻尼比 $\xi<10\%$,所以求解进给系统固有频率时不考虑阻尼矩阵 $\boldsymbol{C}$,同时也不考虑激振力矩阵 F。所以需要求解方程 $\boldsymbol{M}\{\ddot{q}_j\}+(\boldsymbol{K})\{q_j\}=0$。

上式有形式为 $\{x\}=\{X\}\sin(w_nt+\varphi)$ 的解,将解代入进给系统方程,得到方程式 $(\boldsymbol{K}-w_n^2\boldsymbol{M})\{X\}=\{0\}$。

以 MCH63 数控机床进给系统为例,整理得到矩阵中所需参数,如表 1。通过 MATLAB 编程求解得到系统固有频率参数,整理之后得到进给系统前 6 阶固有频率计算值,如表 2 所示。

$$
\boldsymbol{K}=\begin{bmatrix}
4K_{sx} & & & & & 2K_{sx}(l_{s4}-l_{s1}) & 4K_{sx}h_s & & & & & & & & & & & \\
 & 4K_{sy} & & 2K_{sy}(l_{s1}-l_{s4}) & & & & & & & & & & & & & & \\
 & & 2(K_{nz}+K_{bszl}+K_{bszr}) & & & & & -2K_{bszl} & -2K_{bszr} & & & & & & & & & \\
 & 2K_{sy}(l_{s1}-l_{s4}) & & 2K_{sy}(l_{s1}^2+l_{s4}^2) & & & & & & & & & & & & & & \\
2K_{sx}(l_{s4}-l_{s1}) & & & & & 2K_{sx}(l_{s1}^2+l_{s4}^2) & 2K_{sx}(l_{s4}-l_{s1})h_s & & & & & & & & & & & \\
4K_{sx}h_s & & & & & 2K_{sx}(l_{s4}-l_{s1})h_s & 4(K_{sy}d_s^2+K_{sx}h_s^2) & & & & & & & & & & & \\
 & & -2K_{bszl} & & & & & 2(K_{bz}+K_{bszl}) & & & & & & & & & & \\
 & & -2K_{bszr} & & & & & & 2(K_{bz}+K_{bszr}) & & & & & & & & & \\
 & & & & & & & & & 2K_{\theta l} & -2K_{\theta l} & & & & & & & \\
 & & & & & & & & & -2K_{\theta l} & 2(K_{\theta l}+K_{\theta r}) & -2K_{\theta r} & & & & & & \\
 & & & & & & & & & & -2K_{\theta r} & 2K_{\theta r} & & & & & & \\
 & & & & & & & & & & & & 4K_{bx}+2K_{nx} & & & & & \\
 & & & & & & & & & & & & & 4K_{by}+2K_{ny} & & & & \\
 & & & & & & & & & & & & & & & & &
\end{bmatrix} \tag{13}
$$

表 1　进给系统参数及取值

参数	取值
工作台质量(m_w)/kg	727.64
丝杠质量(m_{bs})/kg	13.26
工作台绕 x 轴的转动惯量(J_x)/(kg·m^2)	45.73
工作台绕 y 轴的转动惯量(J_y)/(kg·m^2)	85.23
工作台绕 z 轴的转动惯量(J_z)/(kg·m^2)	58.87
丝杠绕轴心的转动惯量(J_{bs})/(kg·m^2)	2.54×10^{-3}
螺母左侧丝杠转动惯量(J_{bsl})/(kg·m^2)	1.27×10^{-3}
螺母右侧丝杠转动惯量(J_{bsr})/(kg·m^2)	1.27×10^{-3}
工作台材料密度(ρ_w)/(kg/m^3)	7 300
丝杠材料的密度(ρ_{bs})/(kg/m^3)	7 850
丝杠轴的有效长度(a)/m	1.2
螺母距丝杠左端距离(b)/m	—
第 i 个滑块与工作台质心在 x 方向上的距离(d_{si})/m	—
第 i 个滑块与工作台质心在 y 方向上的距离(h_{si})/m	—
第 i 个滑块与工作台质心在 z 方向上的距离(l_{si})/m	0.27
滑块与导轨侧向接触刚度(k_{sx})/(N·m^{-1})	7.7×10^{7}
滑块与导轨法向接触刚度(k_{sy})/(N·m^{-1})	3.45×10^{8}
轴承径向刚度(k_{bx}、k_{by})/(N·m^{-1})	2.4×10^{8}
轴承轴向刚度(k_{bz})/(N·m^{-1})	3.2×10^{8}
丝杠螺母副径向接触刚度(k_{nx}、k_{ny})/(N·m^{-1})	8×10^{8}
丝杠螺母副轴向接触刚度(k_{nz})/(N·m^{-1})	1×10^{9}
丝杠轴向刚度(k_{bsz})/(N·m^{-1})	1.6×10^{8}
螺母左侧丝杠轴向刚度(k_{bszl})/(N·m^{-1})	3.2×10^{8}
螺母右侧丝杠轴向刚度(k_{bszr})/(N·m^{-1})	3.2×10^{8}
丝杠扭转刚度(K_θ)/(N·m·rad^{-1})	8.67×10^{3}
螺母左侧丝杠扭转刚度($K_{\theta l}$)/(N·m·rad^{-1})	1.73×10^{4}
螺母右侧丝杠扭转刚度($K_{\theta r}$)/(N·m·rad^{-1})	1.73×10^{4}

2　试验验证

为验证模型结果的正确性,搭建图 3 所示试验台对滚珠丝杠进给系统进行模态试验测试,试验中使用的设备主要包括 PCB-086D05 力锤、AZ808 信号调理仪、AZ316S 数据采集器以及安正 CRAS 软件中的机械及结构模态分析 MaCras 模块。

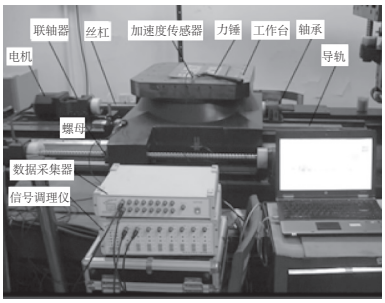

图 3　模态试验测试图

利用单点激振多点拾振的方法,分别在 x、y、z 方向进行激励。在 MaCras 软件中建立测试模型如图 4 所示,在模型上设置了 44 个测试点。力锤的敲击点为 38 号节点,得到 x、y、z 3 个方向频响函数集总平均曲线如图 5。

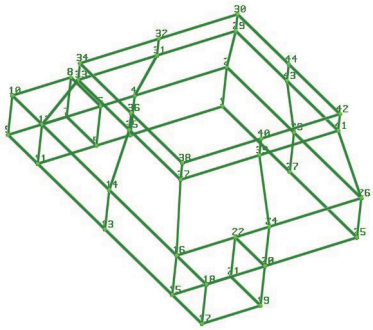

图 4　测试模型图

由于建模过程中没有考虑固定结合面对模态参数的影响以及实验误差的影响,理论计算值和试验值存在一些

(下转第 109 页)