

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.07.040

基于初参数法的丝杠径向支撑刚度辨识方法*

胡峰¹ 吴波² 史铁林²

(1. 武汉纺织大学机械工程及自动化学院, 武汉 430073; 2. 华中科技大学机械科学与工程学院, 武汉 430074)

【摘要】 针对丝杠径向支撑刚度辨识问题,基于初参数解析方法建立丝杠的初参数矩阵方程,使用边界条件和内力平衡条件,求出矩阵方程中的初参数值。利用初参数值,建立丝杠两端支撑处、螺母处和导轨滑块处的刚度辨识模型。测量丝杠振幅、简谐力幅值和频率、左轴承组中间位置点与螺母中间位置点的间距、螺母中间位置点与简谐力作用点的间距、简谐力作用点与右轴承组中间位置点的间距等参数,识别丝杠支撑点径向刚度。实验研究表明:基于初参数解析方法建立的丝杠支撑点径向刚度辨识模型简单,具有可行性。

关键词: 丝杠 径向刚度 辨识 初参数法
中图分类号: TG502.14 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)07-0217-06

Radial Rigidity Identification of Support Point for Ball Screw
Based on the Principle of Initial Parameter

Hu Feng¹ Wu Bo² Shi Tielin²

(1. School of Mechanical Science and Engineering, Wuhan Textile University, Wuhan 430073, China
2. School of Mechanical Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract

The principle of initial parameter method to establish the initial parameter matrix equation for force and displacement of ball screw was explored. The structural characters, including boundary condition, force balance and displacement compatibility in support point were used to achieve initial parameter values. As a result, force and displacement of every point on ball screw could be obtained. Meanwhile, an identification method of the radial rigidity of support point was put forward. The identification models of radial rigidity were built by analyzing the amplitude changes of ball screw under some load affection employing the knowledge of mechanical vibration and material mechanics. The results are in good agreement with the results obtained by the available experiments.

Key words Ball screw, Radial rigidity, Identification, Principle of initial parameter method

引言

进给系统是机床的重要组成部分,识别丝杠支撑点径向(垂直水平面方向)刚度,对进给系统振动控制研究具有重要意义。
国内外对刚度辨识进行了研究^[1~3],主要存在以下问题:采用有限元建模,通过估计值与实验值的拟合来辨识刚度,计算工作量大;辨识精度受网格化

大小、单元类型选择等因素影响;研究对象都是简单结合面刚度的辨识方法研究,而复杂结构,特别像丝杠支撑系统,有多个不同类型的结合面,用有限元建模时,每个结合面都必须进行简化和建模,造成建模过程和辨识模型异常复杂。因此,运用模型估计值和实验值进行拟合来辨识刚度的研究面临巨大困难。

本文运用初参数解析方法^[4~5],建立丝杠的初

收稿日期: 2011-07-22 修回日期: 2011-09-08
* 国家自然科学基金资助项目(51175208)
作者简介: 胡峰,讲师,博士,主要从事模式识别与故障诊断研究, E-mail: wuhanhufeng@163.com

参数矩阵方程,使用丝杠两端支撑处的边界条件和螺母支撑处的内力平衡条件,求出矩阵方程中的初参数值。利用初参数值,建立丝杠两端支撑处、螺母处和导轨滑块处的刚度辨识模型。避免有限元方法的复杂建模过程。

1 基于初参数法的刚度辨识模型

如图1所示,分别将左滚动轴承组、右滚动轴承组、螺母和导轨滑块简化成弹簧;丝杠简化为材料力学中的简单梁;床身和轴承座简化为刚体;丝杠在垂直于地面方向的简谐力 $F = F_0 \sin(\omega t)$ 激励下产生振动,如图2所示。

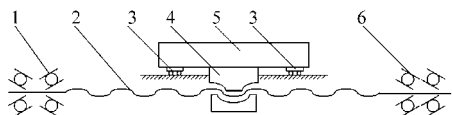


图1 进给系统的结构示意图

Fig. 1 Assemblage diagrammatic sketch of feed drive system

1. 左轴承组 2. 丝杠 3. 导轨滑块 4. 螺母 5. 工作台 6. 右轴承组

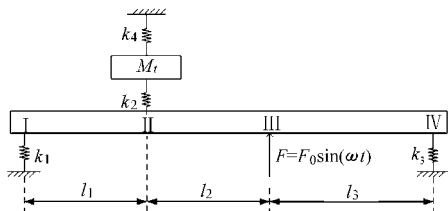


图2 丝杠驱动进给系统的力学模型

Fig. 2 Mechanical model of feed drive system

图2中 k_1 为丝杠左滚动轴承组的径向刚度; k_2 为螺母处的径向刚度; k_3 为丝杠右滚动轴承组的径向刚度; k_4 为4个导轨滑块的总径向刚度; M_t 为工作台的质量(包括螺母和螺母套的质量);令左端配对轴承组的中间位置点为第1节点I,螺母中间位置点为第2节点II,施加简谐力处为第3节点III,右端配对轴承组的中间位置点为第4节点IV。 l_1 为节点I与节点II间的距离; l_2 为节点II与节点III间的距离; l_3 为节点III与节点IV间的距离; x 为丝杠上任一点到节点I的距离。

1.1 节点I至节点II左侧处振动分析

节点I到节点II左侧处丝杠的振动方程^[6]为

$$EI \frac{\partial^4 u(x, t)}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

式中 EI ——抗弯刚度

$u(x, t)$ ——丝杠在 x 处的径向振动位移

m ——线密度 t ——时间

设丝杠满足同步运动,即丝杠上各点以相同的规律和相位进行振动,同时达到极大值,同时过零点,整个丝杠的形状在振动中保持不变,但位移大小

随时间变化^[6],则

$$u(x, t) = U(x) \eta(t) \quad (2)$$

式中 $U(x)$ ——丝杠在 x 点处的振幅

$\eta(t)$ —— x 点处质点运动的时间函数

将式(2)代入式(1)可得^[6]

$$EI \frac{d^4 U(x)}{dx^4} - m\omega^2 U(x) = 0 \quad (3)$$

$$\frac{d^2 \eta(t)}{dt^2} + \omega^2 \eta(t) = 0 \quad (4)$$

式(4)的解为谐波,由初始条件可确定^[6]

$$\eta(t) = \sin(\omega t) \quad (5)$$

式(3)的解可写成^[6]

$$U(x) = C_1 \sin(\lambda x) + C_2 \cos(\lambda x) + C_3 \operatorname{sh}(\lambda x) + C_4 \operatorname{ch}(\lambda x) \quad (6)$$

其中

$$\lambda = \sqrt{\frac{m\omega^2}{EI}} \quad (7)$$

C_1, C_2, C_3 和 C_4 为任意常系数。

将 $U(x)$ 写成初参数方程^[4]

$$U(x) = U_1 f_1(x) + \theta_1 f_2(x) + \frac{M_1}{EI} f_3(x) + \frac{Q_1}{EI} f_4(x) \quad (8)$$

式中 $f_1(x)$ $f_2(x)$ $f_3(x)$ 和 $f_4(x)$ 为 x 的待求函数。 U_1, θ_1, M_1 和 Q_1 分别为节点I处的振幅、转角、力矩和剪力。

$$\theta_1 = \left. \frac{\partial U(x)}{\partial x} \right|_{x=0} \quad (9)$$

$$M_1 = EI \left. \frac{\partial^2 U(x)}{\partial x^2} \right|_{x=0} \quad (10)$$

$$Q_1 = EI \left. \frac{\partial^3 U(x)}{\partial x^3} \right|_{x=0} \quad (11)$$

U_1, θ_1, M_1 和 Q_1 称为初参数。

为了使初参数方程成立, $f_1(x)$ $f_2(x)$ $f_3(x)$ 和 $f_4(x)$ 必须满足

$$\begin{cases} f_1(0) = 1, f_1'(0) = f_1''(0) = f_1'''(0) = 0 \\ f_2(0) = 0, f_2'(0) = 1, f_2''(0) = f_2'''(0) = 0 \\ f_3(0) = 0, f_3'(0) = f_3''(0) = f_3'''(0) = 0 \\ f_4(0) = 0, f_4'(0) = f_4''(0) = f_4'''(0) = 1 \end{cases} \quad (12)$$

联立式(6)、式(8)和式(12)可得

$$\begin{cases} f_1(x) = 0.5 \operatorname{ch}(\lambda x) + 0.5 \cos(\lambda x) \\ f_2(x) = \frac{1}{2\lambda} \operatorname{sh}(\lambda x) + \frac{1}{2\lambda} \sin(\lambda x) \\ f_3(x) = \frac{1}{2\lambda^2} \operatorname{ch}(\lambda x) - \frac{1}{2\lambda^2} \cos(\lambda x) \\ f_4(x) = \frac{1}{2\lambda^3} \operatorname{sh}(\lambda x) - \frac{1}{2\lambda^3} \sin(\lambda x) \end{cases} \quad (13)$$

故节点II左侧处梁的径向振动幅值 U_2^L 、转角 θ_2^L 、弯矩 M_2^L 、剪力 Q_2^L 与节点I处梁的径向振动幅值

U_1 、转角 θ_1 、弯矩 M_1 、剪力 Q_1 的关系为

$$\begin{pmatrix} U_2^L \\ \theta_2^L \\ \frac{M_2^L}{EI} \\ \frac{Q_2^L}{EI} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(l_1) & f_2(l_1) & f_3(l_1) & f_4(l_1) \\ f_1'(l_1) & f_2'(l_1) & f_3'(l_1) & f_4'(l_1) \\ f_1''(l_1) & f_2''(l_1) & f_3''(l_1) & f_4''(l_1) \\ f_1'''(l_1) & f_2'''(l_1) & f_3'''(l_1) & f_4'''(l_1) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} U_1 \\ \theta_1 \\ \frac{M_1}{EI} \\ \frac{Q_1}{EI} \end{pmatrix} \tag{14}$$

式(14)简记为

$$\mathbf{P}_2^L = \mathbf{A}_1 \mathbf{P}_1 \tag{15}$$

1.2 节点 II 处受力分析

在节点 II 处取一个微单元,节点 II 处的振动位移 $u(l_1, t)$ 与微元左、右侧丝杠的位移相等。微元左、右侧的剪力与弹簧弹力的矢量和为零,受力分析如图 3 所示。

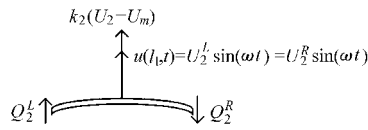


图 3 节点 II 左右两端梁受力分析图
Fig. 3 Analysis of the force for II node

故节点 II 左侧的径向振动幅值 U_2^L 、转角 θ_2^L 、弯矩 M_2^L 、剪力 Q_2^L 与右侧的径向振动幅值 U_2^R 、转角 θ_2^R 、弯矩 M_2^R 、剪力 Q_2^R 的关系为

$$\begin{pmatrix} U_2^R \\ \theta_2^R \\ \frac{M_2^R}{EI} \\ \frac{Q_2^R}{EI} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ k_2 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} U_2^L \\ \theta_2^L \\ \frac{M_2^L}{EI} \\ \frac{Q_2^L}{EI} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_2 U_m \end{pmatrix} \tag{16}$$

式中 U_m ——工作台的径向振幅

工作台受力分析如图 4 所示。工作台的惯性力、弹簧 2 弹力和弹簧 4 弹力的矢量和为零。

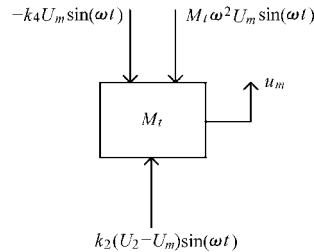


图 4 工作台受力分析图
Fig. 4 Analysis of the force for table

由受力分析得

$$-\omega^2 M_t u_m(t) = k_2(u(l_1, t) - u_m(t)) - k_4 u_m(t) \tag{17}$$

式中 $u_m(t)$ ——工作台的径向振动位移

又由于工作台为受迫振动,故

$$u_m(t) = U_m \sin(\omega t) \tag{18}$$

且丝杠也为受迫振动

$$u(l_1, t) = U_2 \sin(\omega t) \tag{19}$$

因此将式(18)和式(19)代入式(17)得

$$\omega^2 M_t U_m = k_2(U_m - U_2) + k_4 U_m \tag{20}$$

故

$$U_m = \frac{k_2 U_2}{k_2 + k_4 - \omega^2 M_t} \tag{21}$$

故式(16)改写为

$$\begin{pmatrix} U_2^R \\ \theta_2^R \\ \frac{M_2^R}{EI} \\ \frac{Q_2^R}{EI} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{k_2}{EI} - \frac{k_2^2}{EI(k_2 + k_4 - \omega^2 M_t)} & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} U_2^L \\ \theta_2^L \\ \frac{M_2^L}{EI} \\ \frac{Q_2^L}{EI} \end{pmatrix} \tag{22}$$

式(22)简记为

$$\mathbf{P}_2^R = \mathbf{B}_1 \mathbf{P}_2^L \tag{23}$$

1.3 节点 II 右侧至节点 III 左侧处受力分析

节点 II 右侧径向振动幅值 U_2^R 、转角 θ_2^R 、弯矩 M_2^R 、剪力 Q_2^R 与节点 III 左侧处径向振动幅值 U_3^L 、转角 θ_3^L 、弯矩 M_3^L 、剪力 Q_3^L 的推导过程与节点 I 到节点 II 左侧处的推导过程相同。因此,可表示为

$$\begin{pmatrix} U_3^L \\ \theta_3^L \\ \frac{M_3^L}{EI} \\ \frac{Q_3^L}{EI} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(l_1) & f_2(l_2) & f_3(l_2) & f_4(l_2) \\ f_1'(l_2) & f_2'(l_2) & f_3'(l_2) & f_4'(l_2) \\ f_1''(l_2) & f_2''(l_2) & f_3''(l_2) & f_4''(l_2) \\ f_1'''(l_2) & f_2'''(l_2) & f_3'''(l_2) & f_4'''(l_2) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} U_2^R \\ \theta_2^R \\ \frac{M_2^R}{EI} \\ \frac{Q_2^R}{EI} \end{pmatrix} \tag{24}$$

式(24)简记为

$$\mathbf{P}_3^L = \mathbf{A}_2 \mathbf{P}_2^R \tag{25}$$

1.4 节点 III 处振动分析

由受力分析可知,节点 III 左侧处的径向振动幅值 U_3^L 、转角 θ_3^L 、弯矩 M_3^L 、剪力 Q_3^L 与右侧处径向振动幅值 U_3^R 、转角 θ_3^R 、弯矩 M_3^R 、剪力 Q_3^R 的关系为

$$\begin{pmatrix} U_3^R \\ \theta_3^R \\ \frac{M_3^R}{EI} \\ \frac{Q_3^R}{EI} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_3^L \\ \theta_3^L \\ \frac{M_3^L}{EI} \\ \frac{Q_3^L}{EI} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_0 \end{pmatrix} \tag{26}$$

故

$$\begin{pmatrix} U_3^R \\ \theta_3^R \\ \frac{M_3^R}{EI} \\ \frac{Q_3^R}{EI} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_3^L \\ \theta_3^L \\ \frac{M_3^L}{EI} \\ \frac{Q_3^L}{EI} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{F_0}{EI} \end{pmatrix} \tag{27}$$

式(27)简记为

$$\mathbf{P}_3^R = \mathbf{P}_3^L + \mathbf{P}_F \quad (28)$$

1.5 节点Ⅲ右侧至节点Ⅳ处振动分析

节点Ⅲ右侧处振动幅值 U_3^R 、转角 θ_3^R 、弯矩 M_3^R 、剪力 Q_3^R 与节点Ⅳ处梁的径向振动幅值 U_4 、转角 θ_4 、弯矩 M_4 、剪力 Q_4 的关系为

$$\begin{pmatrix} U_4 \\ \theta_4 \\ \frac{M_4}{EI} \\ \frac{Q_4}{EI} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(l_3) & f_2(l_3) & f_3(l_3) & f_4(l_3) \\ f'_1(l_3) & f'_2(l_3) & f'_3(l_3) & f'_4(l_3) \\ f''_1(l_3) & f''_2(l_3) & f''_3(l_3) & f''_4(l_3) \\ f'''_1(l_3) & f'''_2(l_3) & f'''_3(l_3) & f'''_4(l_3) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} U_3^R \\ \theta_3^R \\ \frac{M_3^R}{EI} \\ \frac{Q_3^R}{EI} \end{pmatrix} \quad (29)$$

式(29)简记为

$$\mathbf{P}_4 = \mathbf{A}_3 \mathbf{P}_3^R \quad (30)$$

由式(15)、式(23)、式(25)、式(28)和式(30)可得

$$\mathbf{P}_4 = \mathbf{A}_3 \mathbf{A}_2 \mathbf{B}_1 \mathbf{A}_1 \mathbf{P}_1 + \mathbf{A}_3 \mathbf{P}_F \quad (31)$$

令

$$\mathbf{T} = \mathbf{A}_3 \mathbf{A}_2 \mathbf{B}_1 \mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} & T_{13} & T_{14} \\ T_{21} & T_{22} & T_{23} & T_{24} \\ T_{31} & T_{32} & T_{33} & T_{34} \\ T_{41} & T_{42} & T_{43} & T_{44} \end{bmatrix} \quad (32)$$

故式(31)为

$$\begin{pmatrix} U_4 - f_4(l_3) \frac{F_0}{EI} \\ \theta_4 - f'_4(l_3) \frac{F_0}{EI} \\ \frac{M_4}{EI} - f''_4(l_3) \frac{F_0}{EI} \\ \frac{Q_4}{EI} - f'''_4(l_3) \frac{F_0}{EI} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} & T_{13} & T_{14} \\ T_{21} & T_{22} & T_{23} & T_{24} \\ T_{31} & T_{32} & T_{33} & T_{34} \\ T_{41} & T_{42} & T_{43} & T_{44} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} U_1 \\ \theta_1 \\ \frac{M_1}{EI} \\ \frac{Q_1}{EI} \end{pmatrix} \quad (33)$$

1.6 边界条件

节点Ⅰ处边界条件为

$$M_1 = 0 \quad (34)$$

$$Q_1 = k_1 U_1 \quad (35)$$

节点Ⅳ处边界条件为

$$M_4 = 0 \quad (36)$$

$$Q_4 = k_3 U_4 \quad (37)$$

1.7 径向刚度辨识模型

将式(34)~(37)代入式(33)得

$$EI U_4 - f_4(l_3) F_0 = EIT_{11} U_1 + EIT_{12} \theta_1 + T_{14} k_1 U_1 \quad (38)$$

$$-f'_4(l_3) F_0 = EIT_{31} U_1 + EIT_{32} \theta_1 + T_{34} k_1 U_1 \quad (39)$$

$$k_3 U_4 - f'''_4(l_3) F_0 = EIT_{41} U_1 + EIT_{42} \theta_1 + T_{44} k_1 U_1 \quad (40)$$

通过式(38)~(40)可得初参数 U_1 和 θ_1 的函

数表达式,简记为

$$U_1 = \frac{\alpha}{\beta} \quad (41)$$

$$\theta_1 = -\frac{f''_4(l_3) F_0 + (EIT_{31} + T_{34} k_1) U_1}{EIT_{32}} \quad (42)$$

其中

$$\alpha = [T_{32}(EIF''_4(l_3) - k_3 f_4(l_3)) + (k_3 T_{12} - EIT_{42}) f'_4(l_3)] F_0 \quad (43)$$

$$\beta = T_{32}[Elk_3 T_{11} + T_{14} k_1 k_3 - (EI)^2 T_{41} - EIT_{44} k_1] - (k_3 T_{12} - EIT_{42})(EIT_{31} + T_{34} k_1) \quad (44)$$

初参数 U_1 和 θ_1 表达式中含有 $k_1, k_2, k_3, k_4, F_0, l_1, l_2, l_3, \omega$ 等参数。

将 U_1 代入式(35)得 Q_1 的表达式,又由式(34)得 $U''_1 = 0$,故

$$U(x) = \begin{cases} W_1 & (0 \leq x \leq l_1) \\ W_2 & (l_1 \leq x \leq l_1 + l_2) \\ W_3 & (l_1 + l_2 \leq x \leq l_1 + l_2 + l_3) \end{cases} \quad (45)$$

其中 $W_1 = U_1 f_1(x) + \theta_1 f_2(x) + \frac{Q_1}{EI} f_4(x)$

$$W_2 = U_2^R f_1(x - l_1) + \theta_2^R f_2(x - l_1) + \frac{M_2^R}{EI} f_3(x - l_1) + \frac{Q_2^R}{EI} f_4(x - l_1)$$

$$W_3 = U_3^R f_1(x - l_1 - l_2) + \theta_3^R f_2(x - l_1 - l_2) + \frac{M_3^R}{EI} f_3(x - l_1 - l_2) + \frac{Q_3^R}{EI} f_4(x - l_1 - l_2)$$

其中 $U_2^R, \theta_2^R, M_2^R, Q_2^R$ 及 $U_3^R, \theta_3^R, M_3^R, Q_3^R$ 由式(14)~(27)求得。 $U(x)$ 可由位移传感器测量获取。

通过移动丝杠和改变激振器功率放大器的增益,将 F_0, l_1, l_2 改变4次,分别测量 $\hat{U}_x(x)$ 处丝杠相对于床身的径向振动幅值)。可以得到4组 $(l_1^i, l_2^i, l_3, x, \omega, F_0^i, \hat{U}_x^i)$ ($i=1, 2, 3, 4$) 的数据。将它们分别代入式(35)~(45),可得到4个关于 k_1, k_2, k_3, k_4 的方程,通过求解方程即可得到滚动轴承、螺母和导轨的径向平均刚度。

但是,上述方程组涉及参量较多,求解困难。并且,为了减小测量误差对辨识结果的影响, $(l_1^i, l_2^i, l_3, x, \omega, F_0^i, \hat{U}_x^i)$ 等参数实际测量的次数往往多于4次。因此,采用优化方法求解方程组较为方便。在方程组的求解过程中,以

$$\min_y(\phi) \quad (46)$$

$$\phi = (k_1, k_2, k_3, k_4) \quad (47)$$

为目标优化函数,其中

$$y(\phi) = \sum_{i=1}^n (\hat{U}_x^i - U_x^i)^2 \quad (n \geq 4) \quad (48)$$

2 实验

通过设计图纸,获取丝杠的直径和工作台质量 M_t 。并根据丝杠的直径计算转动惯量 I 。根据丝杠的材料,查机械设计手册获取弹性模量 E 和线密度 m 。

丝杠驱动进给系统支撑点径向刚度的测试原理如图 5 所示。将 LK - G30 型激光位移传感器(测量精度 0.05 μm)安装在进给系统床身上测量丝杠 x 点处的径向位移;用激振器对丝杠进行激振。

用皮尺分别测量 l_1 、 l_2 、 l_3 和激光位移传感器到左轴承的距离 x 。使用信号发生器、功率放大器和激振器产生频率为 f (角频率 $\omega = 2\pi f$)、幅值为 F_0 的正弦力对丝杠进行激振。此时,激光位移传感器测量丝杠在 x 处的振幅为 $\hat{U}_x$ 。关闭功率放大器,转动

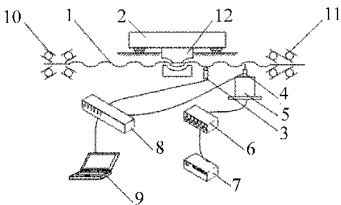


图 5 测试方案示意图

Fig. 5 Arrangement drawing of testing equipment

1. 丝杠 2. 工作台 3. 激光位移传感器 4. 阻抗头 5. 激振器
6. 功率放大器 7. 信号发生器 8. 采集卡 9. 便携式计算机
10. 左轴承组 11. 右轴承组 12. 螺母

丝杠移动螺母和工作台。将上述步骤重复 9 次,得到 9 组 l_1^i 、 l_2^i 、 l_3^i 、 x^i 、 $\sqrt{f^i}$ 、 F_0^i 和 $\hat{U}_x^i$ ($i = 1, 2, \cdots, 9$), 如表 1 所示。

其中工作台质量为 93.5 kg,丝杠直径为 32 mm。

表 1 HUST - FS - 001 型准高速进给系统实验台测量参数
Tab.1 Test result of HUST - FS - 001 experimental device

序号	节点间距/mm			激光位移传感器的位置与测量结果		简谐力		
	l_1	l_2	l_3	x/mm	x 处振幅/ μm	频率/Hz	幅值/N	
辨识数据	1	487	217	272	932	4.39	100	11.636 9
	2	421	283	272	932	6.31	100	17.305 7
	3	399	305	272	932	6.75	100	17.263 3
	4	249	455	272	932	9.77	100	15.069 6
	5	202	502	272	932	13.83	100	16.964 7
	6	176	528	272	932	14.26	100	16.735 0
	7	149	555	272	932	16.02	100	18.291 2
验证数据	8	326	378	272	932	7.46	100	14.891 7
	9	224	480	272	932	12.94	100	17.825 5

辨识结果为 $2.13 \times 10^6 \text{ N/m}$ 、 $2.2 \times 10^5 \text{ N/m}$ 、 $2.0 \times 10^4 \text{ N/m}$ 、 $1.73 \times 10^4 \text{ N/m}$ 。

从结果中可以发现 k_2 和 k_3 的刚度偏小,可能是螺母处、右端轴承组、导轨滑块处存在径向游隙和未考虑阻尼等因素造成。

将刚度辨识结果代入理论模型,分别计算在不同 l_1 、 l_2 、 F_0 情况下的振动幅值,并与实验结果比较。比较结果如表 2 所示。

表 2 理论计算结果与实验结果比较
Tab.2 Comparison of the experimental results and the theoretical calculation

序号	x 处振幅/ μm	
	实验结果	理论结果
8	7.46	6.289 4
9	12.94	14.882 9

从表 2 可以发现,运用辨识结果和理论模型计算得到的振动幅值与实验结果较接近。因此,提出

的辨识方法具有可行性。

3 结束语

运用初参数解析方法,建立丝杠的初参数矩阵方程,使用丝杠两端支撑处的边界条件和螺母支撑处的内力平衡条件,求出矩阵方程中的初参数值。利用初参数值建立丝杠两端支撑处、螺母处和导轨滑块处的刚度辨识模型。测量丝杠振幅、简谐力幅值和频率、左轴承组中间位置点与螺母中间位置点的间距、螺母中间位置点与简谐力作用点的间距、简谐力作用点与右轴承组中间位置点的间距等参数,识别丝杠支撑点径向刚度。

相对有限元建模而言,所建辨识模型避免了对多个不同类型结合面进行建模,使模型简单、物理意义明确、计算量小,模型所需输入参数测量较为方便。并且,能够辨识装配后的丝杠支撑点径向刚度。实验研究表明:基于初参数解析方法建立的丝杠支撑点径向刚度辨识模型具有可行性。

参考文献

- 1 Hamid Ahmadian, Hassan Jalali. Identification of bolted lap joints parameters in assembled structures[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2007, 21(2): 1 041 ~ 1 050.
- 2 Mehdi Namazi, Yusuf Altintas, Taro Abe, et al. Modeling and identification of tool holder-spindle interface dynamics [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2007, 47(9): 1 333 ~ 1 341.
- 3 Damjan Celic, Miha Boltezar. Identification of the dynamic properties of joints using frequency response functions [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 371(1 ~ 2): 158 ~ 174.
- 4 Huang Yuying. A new matrix method for solving buckling and free vibration problems of circular arches with variable rigidity [J]. Mechanics of Structures and Machines, 1987, 15(4): 463 ~ 479.
- 5 孙富学,蔡晓鸿,朱云辉. 基于初参数法的多心圆拱隧道衬砌结构内力与变位求解[J]. 岩土力学, 2009, 30(4): 1 127 ~ 1 130.
Sun Fuxue, Cai Xiaohong, Zhu Yunhui. Analytical solution of internal force and displacement in multi-center circular arc tunnel lining based on initial parameter method [J]. Rock and Soil Mechanics, 2009, 30(4): 1 127 ~ 1 130. (in Chinese)
- 6 师汉民. 机械振动系统——分析·测试·建模·对策:下册[M]. 武汉:华中科技大学出版社, 2004: 91 ~ 97.
- 7 王世军,赵金娟,雷蕾,等. 机械结合部刚度的罚函数表示方法[J]. 中国机械工程, 2008, 19(13): 1 536 ~ 1 538.
Wang Shijun, Zhao Jinjuan, Lei Lei, et al. Finite element penalty function method for mechanical joint stiffness analysis[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(13): 1 536 ~ 1 538. (in Chinese)
- 8 王立华,罗建平,刘泓滨,等. 铣床关键结合面动态特性研究[J]. 振动与冲击, 2008, 27(8): 125 ~ 129.
Wang Lihua, Luo Jianping, Liu Hongbin, et al. Research on dynamic characteristics of key machine joint surfaces of the numerically controlled milling machine[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(8): 125 ~ 129. (in Chinese)
- 9 姚鹏. 机床零件结合面动态特性参数的识别与研究[D]. 沈阳:东北大学, 2005.
Yao Peng. Identification and study on dynamic characteristic parameters of machine tool parts' joint [D]. Shenyang: Northeastern University, 2005. (in Chinese)
- 10 Li W L. A new method for structural modal updating and joint stiffness identification[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2002, 16(1): 155 ~ 167.

(上接第 227 页)

- 6 Litvin F L, Daniele Vecchiato, Eugene Gurovich, et al. Computerized developments in design, generation, simulation of meshing, and stress analysis of gear drives [J]. Meccanica, 2005, 40: 291 ~ 324.
- 7 Litvin F L, Daniele Vecchiato, Kenji Yukishima, et al. Reduction of noise of loaded and unloaded misaligned gear drives [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2006, 195(41 ~ 43): 5 523 ~ 5 536.
- 8 郑昌启. 弧齿锥齿轮及双曲面齿轮[M]. 北京:机械工业出版社, 1988.
- 9 曾韬. 螺旋锥齿轮设计与加工[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社, 1989.
- 10 田行斌,方宗德. 基于局部综合的弧齿锥齿轮磨齿加工参数设计[J]. 机械科学与技术, 1999, 18(6): 956 ~ 960.
Tian Xingbin, Fang Zongde. Determination of machine tool settings for grinding spiral bevel gears [J]. Mechanical Science and Technology, 1999, 18(6): 956 ~ 960. (in Chinese)
- 11 方宗德,刘涛,邓效忠. 基于传动误差设计的弧齿锥齿轮啮合分析[J]. 航空学报, 2002, 23(3): 226 ~ 230.
Fang Zongde, Liu Tao, Deng Xiaozhong. Tooth contact analysis of spiral bevel gears based on the design of transmission error [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2002, 23(3): 226 ~ 230. (in Chinese)
- 12 魏冰阳,方宗德,周彦伟,等. 基于变性法的高阶传动误差设计与分析[J]. 西北工业大学学报, 2003, 21(6): 757 ~ 760.
Wei Bingyang, Fang Zongde, Zhou Yanwei, et al. On improving design of spiral bevel gear with higher-order transmission error curve [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2003, 21(6): 757 ~ 760. (in Chinese)
- 13 曹雪梅,方宗德,张金良,等. 弧齿锥齿轮的齿面主动设计[J]. 机械工程学报, 2007, 43(8): 155 ~ 158, 164.
Cao Xuemei, Fang Zongde, Zhang Jinliang, et al. Function-oriented active tooth surface design of spiral bevel gears [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(8): 155 ~ 158, 164. (in Chinese)
- 14 方宗德,郭琳琳,苏进展,等. 基于齿面印痕控制的弧齿锥齿轮公差设计[J]. 农业机械学报, 2011, 42(7): 223 ~ 228, 234.
Fang Zongde, Guo Linlin, Su Jinzhan, et al. Optimal design of tolerance for spiral bevel gears by controlling contact path [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 223 ~ 228, 234. (in Chinese)