

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2026.03.003

不同支撑方式下的滚珠丝杠进给系统 横向振动特性分析

丁金磊, 陈恩伟, 丁凯, 陆益民

(合肥工业大学 机械工程学院, 安徽 合肥 230009)

摘要:为研究滚珠丝杠进给系统的横向振动特性,文章采用假设模态法和拉格朗日能量法建立系统的横向振动动力学模型,利用丝杠边界条件推导丝杠横向振动的频率方程,并求解出假设模态函数;将所提出的数学模型与有限元方法进行对比分析,验证模型的正确性和精度范围,分析系统在两端弹性、固定-简支、两端固定 3 种支撑方式下的系统固有频率和模态振型的振动特性。结果表明:弹性支撑下,若将边界条件简化为固定支撑,会使频率计算结果偏大,且阶数越高,两者差距越大;丝杠横向模态振型的节点位置与节点数量会随着工作台位置变化而发生改变。文章分析结果对于理解并改善滚珠丝杠进给系统的横向振动有着一定的实际应用价值。

关键词:滚珠丝杠;横向振动;支撑方式;弹性支撑;假设模态函数

中图分类号:TH113.1

文献标志码:A

文章编号:1003-5060(2026)03-0302-07

Characterization of lateral vibration of ball screw feed system with different support modes

DING Jinlei, CHEN Enwei, DING Kai, LU Yimin

(School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: In order to study the lateral vibration characteristics of the ball screw feed system, the lateral vibration dynamical model of the system was established by using the assumed modal method and the Lagrangian energy method. The frequency equation of the lateral vibration of the screw was deduced by using the boundary conditions of the screw and the assumed modal function was solved. The proposed mathematical model was compared with the finite element method to verify the correctness and accuracy range of the model, and the characteristics of the natural frequency and vibration mode of the system with the three kinds of support modes, including elastic support at both ends, fixed-simple support, and fixed support at both ends, were analyzed. The results show that under elastic support, if the boundary conditions are simplified to the fixed support, it will result in an overestimation of the frequency, and the higher the order, the larger the difference between the two; under the three types of support, the node position and the number of nodes of the lateral vibration mode of the screw will vary with the table position. The results provide practical application value for understanding and improving the lateral vibration of the ball screw feed system.

Key words: ball screw; lateral vibration; support mode; elastic support; assumed modal function

收稿日期:2024-02-28;修回日期:2024-03-26

基金项目:安徽省自然科学基金资助项目(2208085ME130)

作者简介:丁金磊(1997—),男,安徽马鞍山人,合肥工业大学硕士生;

陈恩伟(1979—),男,广西合浦人,博士,合肥工业大学教授,博士生导师,通信作者,E-mail:cew723@163.com.

0 引言

滚珠丝杠进给系统可以将旋转运动转化为螺母带动工作台的平移运动,具有成本相对较低、刚性较高、摩擦力小、对外力和惯性变化的敏感性较低等优点,其振动与稳定性成为越来越被关注的问题^[1-4]。滚珠丝杠进给系统包含细长丝杠,容易产生横向振动,横向振动会使滚珠丝杠上的动载荷引入到滚珠丝杠上,加速滚珠丝杠精度的恶化^[5]。因此,研究滚珠丝杠的横向振动特性对保证其可靠性具有重要意义。

建立滚珠丝杠的横向振动动力学模型,对于研究其动态行为至关重要,基于模型的研究方法有助于深入理解滚珠丝杠各个部件的相互作用机理及系统振动的模态特性,对滚珠丝杠传动系统的设计、减振也具有一定的参考价值。近年来,滚珠丝杠进给系统的动力学建模得到了广泛研究。文献^[6]使用集中质量法建立了滚珠丝杠进给系统的多自由度模型,通过实验验证了该模型求得的固有频率有较高的准确性;文献^[7]建立了滚珠丝杠的混合有限元模型,在模型中考虑了横向振动对滚珠丝杠位置精度的影响;文献^[8]建立了滚珠丝杠的单自由度模型,通过该模型研究了轴向刚度、激励力大小、工作台位置及质量等因素对一阶共振频率的影响,但都存在模型简化程度大的问题;文献^[9]在前人研究的基础上通过一种改进的集中质量法研究了滚珠丝杠进给系统的振动特性,研究了反向间隙、底座质量等因素对系统振动特性的影响,但集中参数的方法无法准确表征丝杠的柔性体特征;文献^[10]研究了两端固定支撑的滚珠丝杠系统,将丝杠分为3段,建立了滚珠丝杠进给系统的集中参数模型,分析了丝杠预拉伸对系统固有频率的影响;文献^[11-12]研究了两端简支的滚珠丝杠进给系统,考虑了丝杠本体与刚性组成部件之间的刚柔耦合,建立了滚珠丝杠进给传动主轴系统的混合动力学模型;而实际工程中许多情况都是建立在弹性支撑的基础上。

由上述分析可知,相关学者对滚珠丝杠传动系统的动力学建模及分析开展了大量的研究,但是针对滚珠丝杠传动系统横向振动的研究较少,且未考虑不同的丝杠支撑方式对系统振动特性的影响。针对上述问题,本文建立一种可分析不同丝杠支撑方式下的滚珠丝杠进给系统的横向振动动力学模型,并对模型进行验证,最后对比分析不同丝杠支撑方式对系统横向振动固有频率和模态

振型的影响。

1 动力学建模

滚珠丝杠进给系统的物理模型如图1所示。典型的滚珠丝杠进给系统包括电机、联轴器、丝杠、螺母、工作台、导轨、床身等主要部件,其中,电机通过与之相连的联轴器带动丝杠做旋转运动,由于螺母内部滚珠的循环,驱动螺母与工作台做直线运动,螺母固定在工作台底部,工作台通过2个导轨滑块与导轨相连,确保其平稳的直线运动。此外,丝杠的两端安装有支撑轴承,直线导轨固定在床身上。

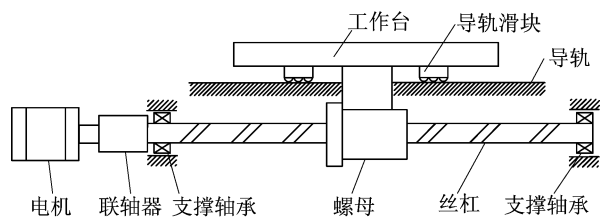


图1 典型滚珠丝杠进给系统示意图

系统的底座、工作台、螺母座和左右轴承座可以简化为刚性部件,丝杠螺母副、滚动导轨和两端轴承可以简化为一系列等效弹簧。丝杠为细长轴,考虑横向振动时,将丝杠轴看成具有竖向弹簧支撑以及平面内转动弹簧支撑的欧拉伯努利连续梁,即连续梁左、右两端分别有竖向的线弹簧和平面内的转动弹簧作为边界约束条件。滚珠丝杠进给系统的横向振动动力学模型如图2所示。

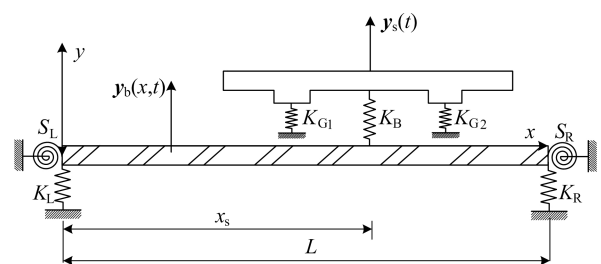


图2 滚珠丝杠进给系统横向振动动力学模型

图2中:进给系统的横向指的是 y 方向; $y_b(x,t)$ 表示滚珠丝杠的横向位移; $y_s(t)$ 表示工作台的横向位移; K_L 、 K_R 、 S_L 、 S_R 、 K_B 、 K_{G1} 、 K_{G2} 分别表示电机端轴承等效支撑刚度、非电机端轴承等效支撑刚度、电机端轴承等效转动刚度、非电机端轴承等效转动刚度、丝杠螺母副径向等效刚度和两导轨滑块等效支撑刚度; L 为丝杠轴长度; $x=0$ 处为丝杠轴电机侧端位置, $x=L$ 处为丝杠轴非电机侧端位置, $x=x_s$ 处为工作台位置。

系统的动能 T 包括丝杠轴动能和工作台动能,表达式如下:

$$T = \frac{1}{2} m_s \dot{y}_s^2(t) + \frac{1}{2} \int_0^L \rho I \frac{\partial \dot{y}_b^2(x,t)}{\partial x} dx + \frac{1}{2} \int_0^L \rho A \dot{y}_b^2(x,t) dx \quad (1)$$

其中:符号 \cdot 表示函数对时间 t 求导; m_s 为工作台质量; ρ 、 A 、 I 分别为滚珠丝杠的密度、截面面积、惯性矩。

系统的势能 U 包括变形的滚珠丝杠和弹簧引起的势能,表达式如下:

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L EI \frac{\partial^2 y_b^2(0,t)}{\partial x^2} dx + \frac{1}{2} K_L y_b^2(0,t) + \frac{1}{2} K_R y_b^2(L,t) + \frac{1}{2} S_L \frac{\partial y_b^2(0,t)}{\partial x} + \frac{1}{2} S_R \frac{\partial y_b^2(L,t)}{\partial x} + \frac{1}{2} K_G y_s^2(t) + \frac{1}{2} K_B [y_s(t) - y_b(x_s,t)]^2 \quad (2)$$

其中: E 为丝杠材料弹性模量; K_G 为两导轨滑块等效支撑刚度并联后的支撑刚度。

为了将丝杠的连续变形离散化,采用假设模态法,利用有限级数展开来描述滚珠丝杠的位移,丝杠的位移函数可以通过仅关于 x 的函数与仅关于 t 的函数来表示,根据分离变量法,其级数形式可表达如下:

$$y_b(x,t) = \sum_{j=1}^n \phi_j(x) q_j(t) = \boldsymbol{\psi}(x)^T \boldsymbol{q}(t) \quad (3)$$

其中: $\phi_j(x)$ 为基函数; $q_j(t)$ 为基函数系数,即广义坐标,用来描述任意时刻确定系统位移的量; n 为有限级数长度; $\boldsymbol{\psi}(x)$ 为基函数向量; $\boldsymbol{q}(t)$ 为广义坐标向量。基函数是一组线性无关的连续函数,必须满足滚珠丝杠的几何边界条件。选择合适的基函数可以保证当滚珠丝杠位移趋于无穷时级数展开的收敛性,增加级数的长度可以提高离散化的精度^[13]。将式(3)代入式(1)、式(2)中,则动能可表达如下:

$$T = \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{q}}_v^T (\boldsymbol{M}_1 + \boldsymbol{M}_2) \dot{\boldsymbol{q}}_v + \frac{1}{2} m_s \dot{y}_s^2(t) \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \boldsymbol{M}_1 &= \rho A \int_0^L \boldsymbol{\psi}_v(x)^T \boldsymbol{\psi}_v(x) dx, \\ \boldsymbol{M}_2 &= \rho I \int_0^L \boldsymbol{\psi}_v'(x)^T \boldsymbol{\psi}_v'(x) dx \end{aligned} \quad (5)$$

其中,符号'表示函数对变量 x 求导。

势能表达式可以转化为:

$$U = \frac{1}{2} \boldsymbol{q}_v^T (\boldsymbol{K}_1 + \boldsymbol{K}_2 + \boldsymbol{K}_3 + \boldsymbol{K}_4 + \boldsymbol{K}_5 + \boldsymbol{K}_6) \boldsymbol{q}_v +$$

$$\frac{1}{2} K_G \dot{y}_s^2(t) + \frac{1}{2} K_B \dot{y}_s^2(t) - \boldsymbol{e} \boldsymbol{q}_v y_s(t) \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \boldsymbol{K}_1 &= K_L \boldsymbol{\psi}_v(0)^T \boldsymbol{\psi}_v(0), \boldsymbol{K}_2 = K_R \boldsymbol{\psi}_v(L)^T \boldsymbol{\psi}_v(L), \\ \boldsymbol{K}_3 &= K_B \boldsymbol{\psi}_v(x_s)^T \boldsymbol{\psi}_v(x_s), \boldsymbol{K}_4 = S_L \boldsymbol{\psi}_v'(0)^T \boldsymbol{\psi}_v'(0), \\ \boldsymbol{K}_5 &= S_R \boldsymbol{\psi}_v'(L)^T \boldsymbol{\psi}_v'(L), \\ \boldsymbol{K}_6 &= EI \int_0^L \boldsymbol{\psi}_v''(x)^T \boldsymbol{\psi}_v''(x) dx, \\ \boldsymbol{e} &= K_B \boldsymbol{\psi}_v(x_s)^T \end{aligned} \quad (7)$$

拉格朗日方程为:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j(t)} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j(t)} + \frac{\partial U}{\partial q_j(t)} = F_j \quad (8)$$

其中, F_j 为相对于广义坐标 $q_j(t)$ 的广义力。将式(4)和式(6)代入拉格朗日方程,推导可得滚珠丝杠进给系统的质量矩阵和刚度矩阵。

无阻尼系统的特征方程为:

$$(\boldsymbol{K} - \omega_j^2 \boldsymbol{M}) \boldsymbol{\phi}_j = \mathbf{0} \quad (9)$$

其中: \boldsymbol{K} 为系统刚度矩阵; \boldsymbol{M} 为系统质量矩阵。通过求解方程(9)得到系统固有频率 ω_j 和模态特征向量 $\boldsymbol{\phi}_j$ 。由无阻尼系统的自由振动分析理论可知,系统模态向量也是系统的固有振型,每一阶固有频率对应的固有振型即为广义坐标 $q_j(t)$ 的相对最大振幅。丝杠作为连续体,将固有振型中对应的广义坐标代入式(3)进行归一化处理,即可得到系统的归一化振型。

2 基函数选取

在使用假设模态法建模中,采用与系统实际振型相近的基函数是提高系统模态收敛速度与精度的重要手段。丝杠两端的边界条件决定着基函数的选取,对于两端弹性支撑约束的滚珠丝杠进给系统等价模型,其左右两端的边界条件分别为:

$$\begin{cases} EI \frac{\partial^2 y_b(0,t)}{\partial x^2} = S_L \frac{\partial y_b(0,t)}{\partial x}, \\ EI \frac{\partial^3 y_b(0,t)}{\partial x^3} = -K_L y_b(0,t), \\ EI \frac{\partial^2 y_b(L,t)}{\partial x^2} = S_R \frac{\partial y_b(L,t)}{\partial x}, \\ EI \frac{\partial^3 y_b(L,t)}{\partial x^3} = K_R y_b(L,t) \end{cases} \quad (10)$$

需确定两端弹性支撑条件下的连续梁模态函数,根据欧拉伯努利梁理论^[14],设其模态函数为:

$$\begin{aligned} \phi(x) &= C_1 x \cos \beta + C_2 x \sin \beta + \\ &C_3 x \cosh \beta + C_4 x \sinh \beta \end{aligned} \quad (11)$$

其中: $\beta^4 = \frac{\rho A \omega^2}{EI}$, ω 为结构固有频率; C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 可根据上述等价模型梁的边界条件来确定。将式(11)代入式(10)后整理得齐次方程如下:

$$\begin{bmatrix} \mu_L & 1 & -\mu_L & 1 \\ 1 & -\eta_L & 1 & \eta_L \\ L\sin\beta + \mu_R L\cos\beta & \mu_R L\sin\beta - L\cos\beta & -\mu_R L\cosh\beta - L\sinh\beta & -\mu_R L\sinh\beta - L\cosh\beta \\ \eta_R L\sin\beta - L\cos\beta & -L\sin\beta - \eta_R L\cos\beta & \eta_R L\sinh\beta - L\cosh\beta & \eta_R L\cosh\beta - L\sinh\beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

其中: $\mu_L = EI\beta/S_L$; $\mu_R = EI\beta/S_R$; $\eta_L = EI\beta^3/K_L$; $\eta_R = EI\beta^3/K_R$ 。

式(12)存在非零解的条件为矩阵行列式等于 0,即得到梁的固有频率方程,求解固有频率方程

$$\psi_i(x) = \frac{A_1 x \cos \beta_i + A_2 x \sin \beta_i + A_3 x \cosh \beta_i + A_4 x \sinh \beta_i}{B_1 L \cos \beta_i + B_2 L \sin \beta_i + B_3 L \cosh \beta_i + B_4 L \sinh \beta_i}, \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (13)$$

$$\begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ A_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\mu_R - \mu_L \mu_R \eta_L & \mu_L \eta_L + 1 & 2\eta_L - \mu_R + \mu_L \mu_R \eta_L & \mu_L \eta_L + 2\mu_R \eta_L - 1 \\ \mu_L \eta_L + 1 & \mu_R + \mu_L \mu_R \eta_L & 1 - \mu_L \eta_L + 2\mu_L \mu_R & 2\mu_L + \mu_R - \mu_L \mu_R \eta_L \\ 2\eta_L + \mu_R - \mu_L \mu_R \eta_L & \mu_L \eta_L + 2\mu_R \eta_L - 1 & \mu_R + \mu_L \mu_R \eta_L & \mu_L \eta_L + 1 \\ \mu_L \eta_L + 2\mu_L \mu_R - 1 & \mu_L \mu_R \eta_L - 2\mu_L - \mu_R & -\mu_L \eta_L - 1 & -\mu_R - \mu_L \mu_R \eta_L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L\sin\beta_i \\ L\cos\beta_i \\ L\sinh\beta_i \\ L\cosh\beta_i \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mu_R + \mu_L \mu_R \eta_L \\ \mu_L \eta_L + 1 \\ 2\mu_L + \mu_R - \mu_L \mu_R \eta_L \\ 2\mu_L \mu_R - \mu_L \eta_L + 1 \end{bmatrix} \quad (15)$$

弹性支撑边界条件下梁的振型函数较为复杂,因此本文通过 MATLAB 编写程序来计算求解过程。

3 案例仿真

3.1 验证对比

为验证本文所提方法的正确性和实用性,选取一个算例,采用所编制的程序进行计算,并与有限元方法的计算结果对比分析。

仿真参数设为:滚珠丝杠总长 $L=1\ 000\ \text{mm}$,丝杠截面近似圆截面,截面直径 $d=30\ \text{mm}$,密度 $\rho=7\ 850\ \text{kg/m}^3$;弹性模量 $E=2.07 \times 10^{11}\ \text{Pa}$;两端轴承等效支撑弹簧刚度 $K_L=K_R=7 \times 10^7\ \text{N/m}$,两端轴承等效转动弹簧刚度 $S_L=S_R=7 \times 10^7\ \text{N/rad}$,丝杠螺母副径向等效刚度 $K_B=2 \times 10^8\ \text{N/m}$,导轨等效支撑刚度 $K_{G1}=K_{G2}=2 \times 10^8\ \text{N/m}$;工作台质量 $m_s=50\ \text{kg}$,工作台位置 $x_s=0.5\ \text{m}$ 。

基函数向量的级数长度 n 对收敛精度起重要作用,因此首先需要确定其级数长度大小。级数长度越大则收敛精度越高,但计算的复杂性也会越大。为验证假设模态法的收敛性,利用该方法计算不同级数长度 n 下的系统前 3 阶固有频率,结果见表 1 所列。

从表 1 可以看出,当级数长度大于 8 时,计算得到的系统固有频率结果基本一致,说明计算结

的各个根,进而求得梁的各阶固有频率。

将求得的根代入式(11)后进行归一化处理,得到模态函数的各项系数,再将其代入假设振型函数中,得到的最终结果如下:

果具有较好的收敛性。

综合考虑精度及计算的复杂度,本文取级数长度为 8 的计算结果进行分析。

表 1 固有频率随级数长度的变化 单位:Hz

| n | 7 | 8 | ... | 13 |
|-----|-------|-------|-----|-------|
| 一阶 | 366.4 | 366.4 | ... | 366.2 |
| 二阶 | 432.3 | 431.8 | ... | 431.6 |
| 三阶 | 533.7 | 531.3 | ... | 530.1 |

使用有限元分析软件 ANSYS 对弹性梁进行建模及模态分析,其中弹性梁采用基于更精确的铁木辛柯梁理论^[14]的 BEAM188 梁单元模拟,工作台设置为刚体,支撑梁与工作台的弹簧采用 COMBIN14 弹簧单元模拟。

两端弹性支撑条件下滚珠丝杠进给系统的理论求解与有限元分析软件 ANSYS 求解的固有频率结果见表 2 所列。

表 2 系统横向振动固有频率对比

| 模态 | 固有频率/Hz | | 相对偏差/% |
|----|---------|-------|--------|
| | 本文模型 | 有限元方法 | |
| 一阶 | 366.4 | 365.6 | 0.22 |
| 二阶 | 431.8 | 429.7 | 0.49 |
| 三阶 | 531.3 | 518.3 | 2.48 |

从表 2 可以看出:本文理论计算得到的一阶固有频率为 366.4 Hz,与有限元方法求解的结果接近,相对偏差仅为 0.22%,这说明本文方法的

频率方程式及动力学模型的正确性;而随着模态阶数的增加,两者计算的固有频率差异有所增加。说明 2 种模型在低阶频率上有较好的一致性,但在高阶频率上仍存在一定的差异,这种差异源于梁的剪切变形和截面转动惯量的影响^[15]。

3.2 不同支撑方式下的振动分析

工作台从丝杠电机端移动到非电机端时,两端弹性支撑、两端固定、一端固定一端简支 3 种丝杠支撑方式下前 3 阶固有频率的变化曲线如图 3 所示。当两端竖向弹簧刚度趋近于无穷大且平面内转动刚度趋近于 0 时,两端的支撑条件即转化为简支;当两端竖向弹簧刚度趋近于无穷大,平面内转动刚度也趋近于无穷大时,两端的支撑条件即转化为固支^[16]。

滚珠丝杠进给系统在运行过程中,工作台作为整个进给系统的执行部件,将在滚珠丝杠副的

作用下在丝杠上进行往复运动,这会导致系统振动特性改变。从图 3 可以看出:前 3 阶固有频率的变化特征很明显,3 种支撑方式即 3 种边界条件下不同工作台位置的频率变化趋势基本一致,但略有不同;两端固定和两端弹性支撑边界条件下丝杠的振动频率关于丝杠中点对称,而固定-简支边界条件下则不再对称,且频率曲线的最大值向简支端偏移;弹性支撑条件下的固有频率略小于两端固定,且随着阶数的增加,两者的差距逐渐增大,说明将边界条件简化为刚性支撑计算时,会使结构的高阶计算频率略大于实际结果,实际支撑条件若存在弹性而在动力学分析时不考虑的话,则会产生一定的误差。同时,图 3 也说明,通过调整轴承的游隙或者预紧力,即改变轴承的支撑刚度,可以达到改变丝杠横向振动固有频率的目的。

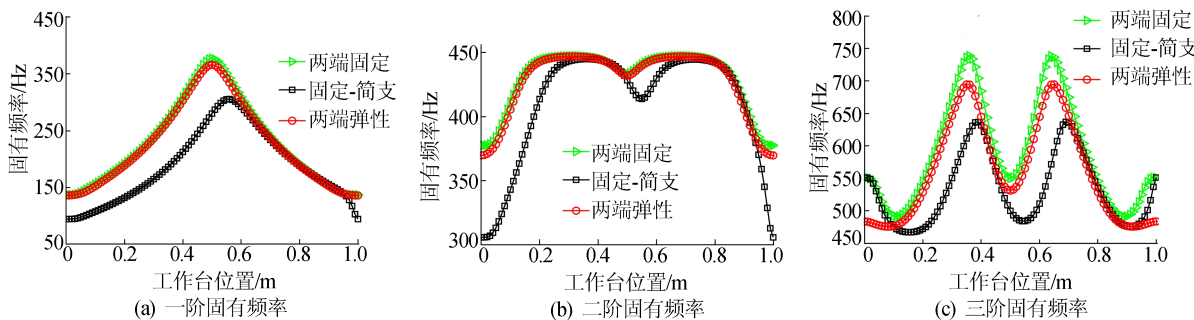


图 3 工作台在不同位置下 3 种支撑条件下的前 3 阶固有频率

在 3 种支撑方式下,当工作台位于丝杠的中间位置时,系统的前 2 阶模态振型如图 4 所示。

从图 4 可以看出:系统的一阶振动主要源于丝杠本身的振动,此时工作台位于振型的节点位置,其相对振幅接近 0;而二阶振动则包括丝杠以

及工作台的振动。

此外,与两端固定支撑的振型不同,由于边界条件为弹性,两端弹性支撑条件下模态振型曲线边界处的幅值不再为 0,实际上,随着阶数的增加,模态振型曲线边界处的幅值会越来越大。

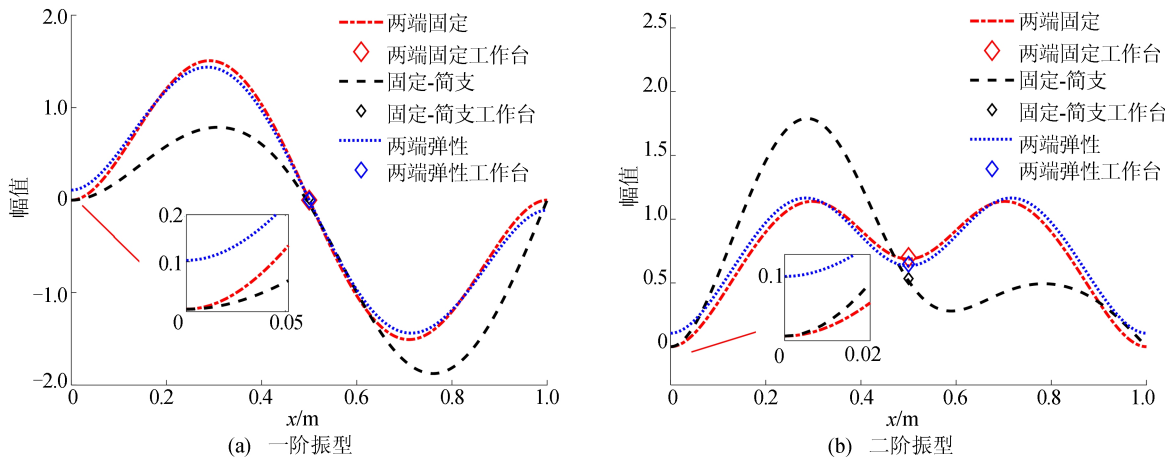


图 4 3 种支撑方式下的系统前 2 阶振型

3 种丝杠支撑方式下 4 个不同工作台位置的前 2 阶振型曲线如图 5~图 7 所示,其中工作台位置是从 0.33L 处移动至 0.75L 处。

从图 5~图 7 可以看出,3 种丝杠支撑方式下系统模态前 2 阶振型的节点位置和节点数量均发生了改变。

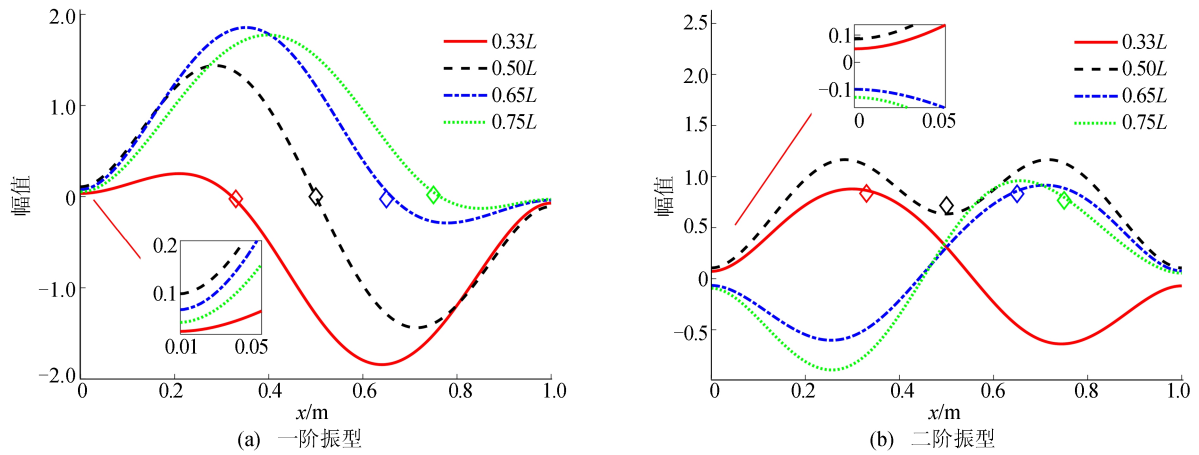


图 5 两端弹性支撑条件下不同工作台位置的系前 2 阶振型

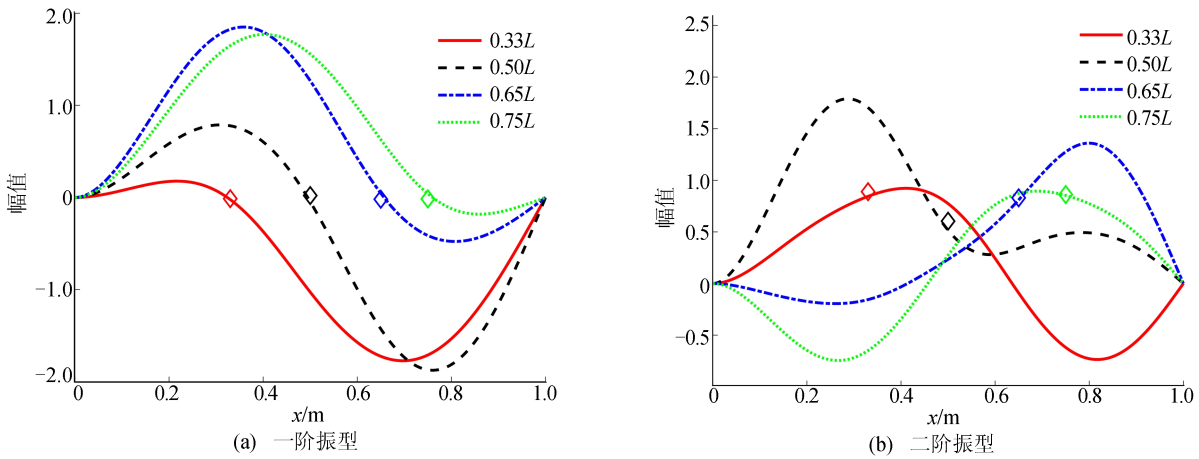


图 6 固定-简支支撑条件下不同工作台位置的系前 2 阶振型

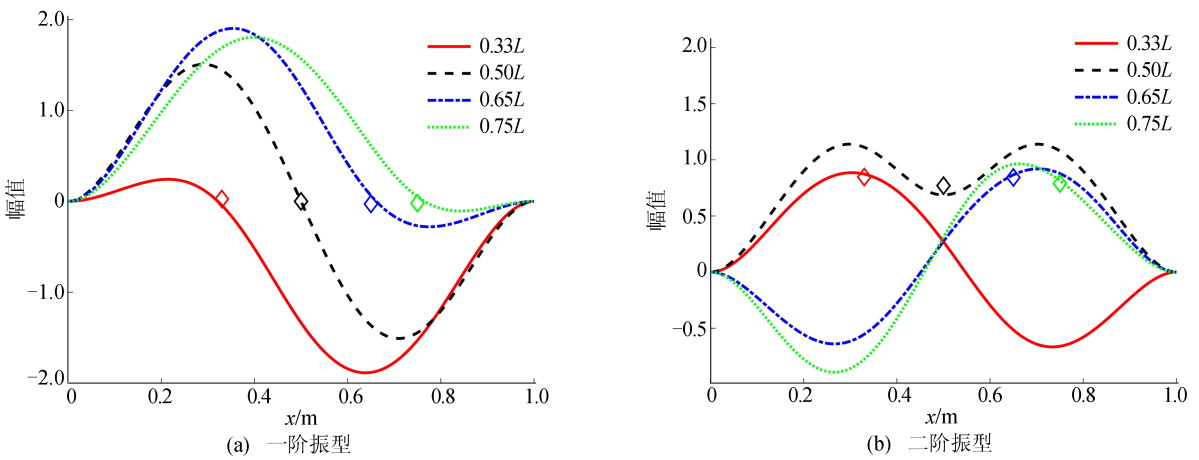


图 7 两端固定支撑条件下不同工作台位置的系前 2 阶振型

在一阶振型中,主要体现在节点位置的变化,丝杠本体横向振动的节点随着工作台的位置由丝

杠电机端向另一端移动。

在二阶振型中,主要体现在节点数量的变化,

随着工作台由 0.33L 处移动到 0.75L 处,该阶模态振型的节点数从 1 变为 0,又由 0 变为 1,这种现象的产生可能由于丝杠本体弯曲刚度和直线导轨支撑刚度耦合作用的结果^[17]。

4 结 论

本文基于欧拉伯努利梁理论,利用假设模态法和拉格朗日能量法建立了针对不同支撑方式的滚珠丝杠进给系统横向动力学模型,分析了两端弹性支撑、两端固定、固定-简支 3 种支撑方式下系统的模态振型、固有频率的变化特性,并得到如下结论:

1) 两端弹性支撑条件下,若将边界条件简化为固定支撑计算,则会使频率计算结果偏大,且随着阶数的增加,两者的差距逐渐增大。

2) 两端弹性支撑时的连续梁高阶模态与两端简支和两端固支的高阶模态有所不同,由于边界条件为弹性,弹性支撑条件下模态曲线边界处的幅值不再为 0。

3) 丝杠横向模态振型的节点位置与节点数量会随着工作台位置变化而发生改变。在一阶振型中,丝杠横向振型节点随着工作台的位置由丝杠电机端向另一端移动;在二阶振型中,丝杠横向振型节点数量从 1 变为 0,又由 0 变为 1。

本文研究结果对于改善进给系统的横向振动问题具有一定的积极意义。

[参 考 文 献]

- [1] 李杰,谢福贵,刘辛军,等. 机电-刚柔耦合特性作用下线性进给系统动力学分析[J]. 机械工程学报, 2017, 53(17): 60-69.
- [2] ALTINTAS Y, VERL A, BRECHER C, et al. Machine tool feed drives[J]. CIRP Annals, 2011, 60(2): 779-796.
- [3] KIM D, AHN J, CAMPBELL O, et al. Investigations of a robotic test bed with viscoelastic liquid cooled actuators[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2018, 23(6): 2704-2714.
- [4] 黄涛,杜双江,张钊,等. 滚珠丝杠传动系统线性变参数动力学模型实验建模方法[J]. 机械工程学报, 2022, 58(7): 98-106.
- [5] GAO X, ZHANG X, YANG J, et al. Dynamic modeling and analysis on lateral vibration of ball screw feed system[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2023, 124: 4211-4229.
- [6] CHOI Y H, CHA S M, HONG J H, et al. A study on the vibration analysis of a ball screw feed drive system[J]. Advances in Materials Manufacturing Science and Technology, 2004, 471/472: 149-154.
- [7] OKWUDIRE C, ALTINTAS Y. Hybrid modeling of ball screw drives with coupled axial, torsional, and lateral dynamics[J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131(7): 071002.
- [8] GU J, ZHANG Y. Dynamic analysis of a ball screw feed system with time-varying and piecewise-nonlinear stiffness [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, 233: 6503-6518.
- [9] 罗亮,张为民,周敏剑,等. 滚珠丝杠进给系统动态特性集中质量建模与仿真[J]. 农业机械学报, 2015, 46(12): 370-377.
- [10] ZHANG W, ZHANG X, ZHANG J, et al. Analysis of lead screw pre-stretching influences on the natural frequency of ball screw feed system[J]. Precision Engineering, 2019, 57: 30-44.
- [11] ZHANG L, WANG T Y, WANG G F, et al. Hybrid dynamic modeling and analysis of a ball-screw-drive spindle system[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(10): 4611-4618.
- [12] WU Q, GU F S, BALL A, et al. Hybrid model for the analysis of the modal properties of a ball screw vibration system[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2021, 35(2): 461-470.
- [13] 钱荣荣,骆敏舟,赵江海,等. 基于 Ritz 级数的滚珠丝杠驱动系统建模与振动研究[J]. 系统仿真学报, 2017, 29(10): 2268-2275.
- [14] SINGIRESU S R. 机械振动[M]. 李欣业,张明路,译. 5 版. 北京:清华大学出版社, 2016: 542-554.
- [15] 刘延柱,陈文良,陈立群. 振动力学[M]. 北京:高等教育出版社, 1998: 135-136.
- [16] 张会端. 机床进给系统的动力学分析[D]. 长春:吉林大学, 2009.
- [17] 张雷. 基于时变动态特性的滚珠丝杠进给系统增益调度控制研究[D]. 天津:天津大学, 2018.

(责任编辑 胡亚敏)