

含非线性吸振器的轧机振动系统动力学分析与控制

刘飞^{1,2} 冯梦雨^{1,2} 马超^{1,2} 罗瑞雪^{1,2,3}

(1. 西安科技大学 电气与控制工程学院, 西安 710054)

(2. 陕西省矿山机电装备智能监测重点实验室, 西安 710054)

(3. 西安市电气设备状态监测与供电安全重点实验室, 西安 710054)

摘要: 针对板带轧机动态轧制过程中的非线性垂直振动控制问题,引入含有碟形弹簧的非线性吸振器。首先,考虑轧机垂直方向上动态轧制力的非线性约束,建立非线性动力吸振器控制下的两自由度轧机辊系垂直振动数学模型,采用多尺度法求解系统的幅频特性曲线方程,讨论阻尼、激励幅值和非线性刚度对非线性动力吸振器振动抑制效果的影响规律;其次,通过分析频域曲线、时域曲线得出,吸振器可以增大谐振频率与主共振频率之间的差距,缩短轧机辊系从不稳定状态收敛于稳定周期的时间。结果表明,加入非线性吸振器能够有效增加系统的抗振能力,抑制系统的垂直振动。

关键词: 轧机; 垂直振动; 非线性吸振器; 多尺度法; 幅频特性

中图分类号: TH113.1 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2025.05.002

0 引言

在板带轧机的生产过程中,轧机辊系的非线性振动对系统的稳定性和安全性都造成了极大的威胁,不仅影响产品质量、降低产品精度、限制轧制速度的提高,而且严重时甚至会造成立机设备的损坏^[1]。轧机辊系轧制过程中含有多种非线性因素,给工作中的轧机辊系带来各种未知的、突发的动态状况,从而无法保障轧机辊系轧制生产中的平稳性。因此,一些专家学者^[2-3]^[4]¹⁹⁶⁶⁻⁹⁷⁰针对轧机轧制过程中非线性的扰动、多耦合的结构、动态变化的参数对整个系统的影响规律进行研究,为轧机振动的抑制指引方向。

近年来,国内外的科研人员针对轧机非线性动力行为的抑制取得了一定的成果。一是通过改善结构和工艺参数来抑振:如张柳柳等^[5]²⁵⁶⁹⁻²⁵⁸¹提出了一种基于耦合反步法的轧机垂扭耦合振动抑制控制策略;孙杰等^[6]开发了融合数据与机制的轧机振动特性分析及振动抑制控制策略。二是通过对振动现象进行预测来抑振:如LU等^[7]建立了基于神经网络和XGBoost的振动预测模型,以满足现场轧制过程的监测和快速诊断需求。三是通过附加控制器和抑振装置进行控制:如和东平等^[8]设计了线性和非线性复合作用的时滞反馈控制器,对波纹辊轧机振动系统的主共振和次共振

现象进行控制;QIAN等^[9]提出了自适应模糊主动控制策略来抑制轧机在输入盲区和输出约束下的振颤。

非线性减振技术在机械、航空航天、房屋桥梁抗震、能量采集以及结构声学控制等领域得到了广泛应用^[10]。在轧机非线性振动控制领域,和东平等^[11]设计了变质量调谐颗粒吸收器,用于波纹轧机的非线性垂直振动控制。刘彬等^[12]引入吸振器控制,建立带减振器的轧机辊系模型,增大吸振器的刚度系数能有效避免Hopf分岔和混沌动力学行为的产生。目前,非线性减振技术在轧机垂直振动减振降噪领域的应用还尚未有较为深入的研究。

针对上述情况,选取含非线性吸振器的轧机辊系为研究对象,建立非线性动态轧制力约束下的两自由度轧机辊系振动模型,分析非线性吸振器控制轧机振动的有效性,同时得出非线性吸振器的控制效果与外激励幅值、阻尼和刚度的关系。

1 含非线性吸振器的轧机模型设计

考虑轧机结构沿着轧制线上下对称^[5]²⁵⁶⁹⁻²⁵⁸¹,因此取四辊轧机的上半部分进行研究;非线性吸振器连接到轧机支架上,与轧机上辊系构成了一个两自由度振动系统,轧机吸振器的安装情况如图1所示。

只考虑轧机辊系和吸振器在垂直方向上的直线

收稿日期: 2023-10-19 修回日期: 2023-11-16

基金项目: 国家自然科学基金项目(51905416); 陕西省教育厅科学研究计划项目(20JK0758)

作者简介: 刘飞,男,1986年生,陕西宝鸡人,讲师,硕士研究生导师; 主要研究方向为复杂系统建模、稳定性分析与控制; E-mail:liufei@xust.edu.cn。

冯梦雨(通信作者),女,1999年生,河南周口人,硕士研究生; 主要研究方向为非线性动力学; E-mail:fmy13393947965@163.com。

引用格式: 刘飞,冯梦雨,马超,等. 含非线性吸振器的轧机振动系统动力学分析与控制[J]. 机械强度,2025,47(5):12-18.

LIU Fei, FENG Mengyu, MA Chao, et al. Dynamics analysis and control of rolling mill vibration system with nonlinear vibration absorber[J]. Journal of Mechanical Strength, 2025, 47(5):12-18.

运动,轧机辊系和轧机吸振器振动位移的大小表示系统振动的强烈程度。为了有效抑制轧机辊系的振动,需要减小轧机辊系和轧机吸振器的振动位移。

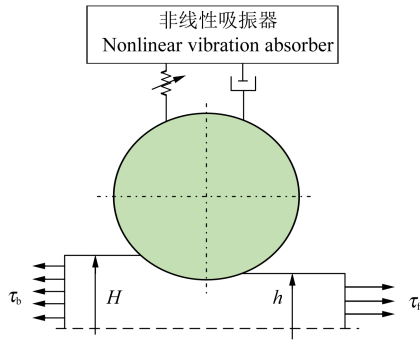


图 1 含非线性吸振器的轧机辊系简图

Fig. 1 Simplified diagram of the rolling mill system with a nonlinear vibration absorber

1.1 碟形弹簧的力学性能

碟形弹簧^[13]具有变刚度特性,改变碟片内截锥高度与碟片厚度的比值、不同厚度碟片组合可以得到不同的弹簧特性曲线。碟形弹簧单位体积的变形能较大,能够在较小的空间内承受极大的载荷;并且其具有良好的缓冲吸振能力,特别是采用叠合组合时,吸收冲击和消散能量的作用更明显。碟形弹簧的结构图如图 2 所示,输出力如式(1)所示^[14]。

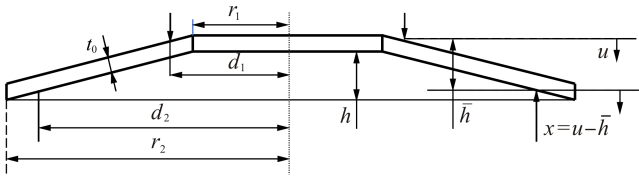


图 2 碟形弹簧等效结构图

Fig. 2 Equivalent structure diagram of the disc spring

$$F_d = \frac{2\pi E u}{(d_2 - d_1)^2 (1 - \nu^2)} \left\{ \frac{t_0^3}{12} \ln \frac{d_2}{d_1} + \left[\frac{1}{2} (d_2^2 - d_1^2) - (d_2 - d_1)^2 / (\ln \frac{d_2}{d_1}) \right] \left(\frac{h}{r_2 - r_1} - \frac{u}{d_2 - d_1} \right) \left[\frac{h}{r_2 - r_1} - \frac{u}{2(d_2 - d_1)} \right] t_0 \right\} \quad (1)$$

式中, E 、 ν 分别为碟形弹簧材料的弹性模量和泊松比; r_1 、 r_2 分别为碟形弹簧的内、外半径; d_1 、 d_2 分别为中轴线与上、下加载位置的距离; t_0 为碟形弹簧的厚度; h 为内锥高度; u 为由原始状态计算的变形量。

为了充分利用碟形弹簧的承载能力,考虑到弹簧在有附加质量的平面位置发生变形。没有质量权重的原始坐标用 $x = u - \bar{h}$ 转换为重力平衡坐标。考虑到坐标变换,式(1)可简化为

$$F_d = m_1 g + k_1 x + k_2 x^3 \quad (2)$$

式中, m_1 为碟形弹簧的质量; g 为重力加速度; k_1 为线

性刚度系数; k_2 为三次非线性刚度系数。碟形弹簧输出力-位移曲线如图 3 所示。

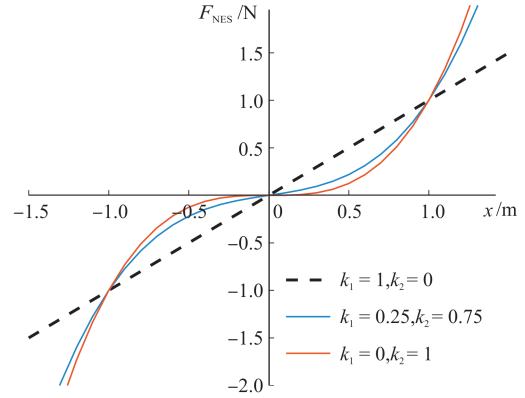


图 3 碟形弹簧力-位移曲线

Fig. 3 Force-displacement curves of the disc spring

1.2 含非线性吸振器的轧机辊系模型

考虑轧辊与轧件之间的非线性轧制力,在忽略润滑因素的影响下,依照轧制生产中带材的受力情况,将轧制变形过程简化为图 4 所示模型。

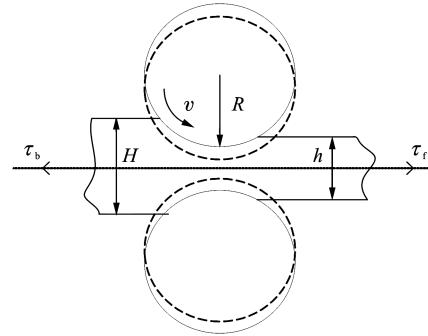


图 4 轧制过程示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the rolling process

本文采用 Bland-Ford-Hill 轧制力公式^{[4]966-970}来进行计算,为

$$P = \bar{K} B l_c Q_p K_T \quad (3)$$

式中, \bar{K} 为材料平均变抗力; B 为板带宽度; l_c 为变形区轧辊接触弧长; Q_p 为应力状态影响系数; K_T 为张力影响系数。

通过计算可以得到,动态轧制力为

$$P = P(0,0) + \Delta P \quad (4)$$

$$\Delta P(x_3) = b_1 x_1 + b_2 x_1^2 + b_3 x_1^3 + o(x_1^4) \quad (5)$$

式中, $P(0,0)$ 为稳态轧制力; ΔP 为轧制力动态变化量; b_1 、 b_2 、 b_3 为阶乘计算进行泰勒展开之后的系数。

通过集中质量法,由板带轧机机座系统构成图 5 所示模型。其中,非线性恢复力等于碟形弹簧的输出力减去附加质量对应的重力,其余项为线性项和三次函数:

$$F_{NES} = F_d - m_1 g = k_1 x + k_2 x^3 \quad (6)$$

式中, x 为两个质量块的相对位移。假设轧机辊系受到的周期外部激励为 $F \cos \omega t$, 则系统的运动方程为

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) + k_2(x_1 - x_2)^3 + \\ \quad c\dot{x}_1 + kx_1 = F \cos \omega t + \Delta P \\ m_1\ddot{x}_2 - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) - k_2(x_1 - x_2)^3 = 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中, m 为轧机上辊系等效质量; x_1 为轧机上辊系等效位移; x_2 为非线性吸振器的绝对位移; k 、 c 分别为轧机上辊系和轧件之间的等效刚度和等效阻尼; c_1 为吸振器和轧机上辊系之间的等效阻尼; $F \cos \omega t$ 为等效负载力, 其中 F 为外激励幅值, ω 为外激励的角频率; t 为时间。

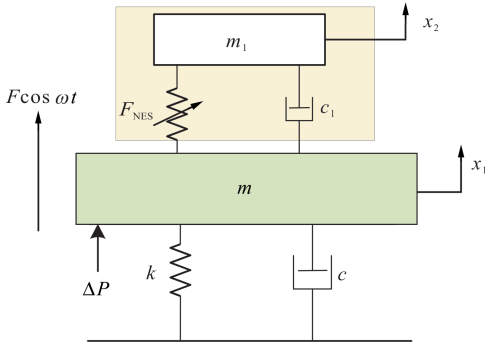


图5 含非线性吸振器的轧机辊系两自由度系统模型

Fig. 5 Model of a two-degree-of-freedom system for the rolling mill system with nonlinear vibration absorber

2 振动方程求解

采用多尺度法对轧机振动系统的主共振特性进行分析。

令 $\omega_{10}^2 = \frac{k + k_1 - b_1}{m}$, $\omega_{20} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$, $\rho = \frac{c}{m}$, $\xi = \frac{c_1}{m}$, $\gamma = \frac{c_1}{m_1}$, $\eta = \frac{k_2}{m_1}$, $\alpha = \frac{k_1}{m}$, $\beta = \frac{k_2}{m}$, $\delta = \frac{k_1}{m_1}$, $f_0 = \frac{F}{m}$, $\lambda = \frac{b_2}{m}$, $\psi = \frac{b_3}{m}$, 对方程进行简化, 可以得到系统的量纲一方程。假设轧机受到周期性的外扰力, 对等式两边各项冠以小参数 ε , 可得

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + \omega_{10}^2 x_1 = \varepsilon [\alpha x_2 - \xi(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + f_0 - \\ \quad \beta(x_1 - x_2)^3 + \lambda x_1^2 + \psi x_1^3 - \rho \dot{x}_1] \\ \ddot{x}_2 + \omega_{20}^2 x_2 = \varepsilon [\delta x_1 + \gamma(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \\ \quad \eta(x_1 - x_2)^3] \end{cases} \quad (8)$$

引入不同的时间尺度 $T_0 = t$ 和 $T_1 = \varepsilon t$, 设系统近似解形式为

$$\begin{cases} x_1 = x_{11}(T_0, T_1) + \varepsilon x_{12}(T_0, T_1) \\ x_2 = x_{21}(T_0, T_1) + \varepsilon x_{22}(T_0, T_1) \end{cases} \quad (9)$$

将近似解代入到式(8)并展开, 使方程两端的系数相等, 整理可得

$$\begin{cases} D_0^2 x_{11} + \omega_{10}^2 x_{11} = 0 \\ D_0^2 x_{21} + \omega_{20}^2 x_{21} = 0 \\ D_0^2 x_{12} + \omega_{10}^2 x_{12} = -2D_0 D_1 x_{11} + \alpha x_{21} + f_0 - \\ \quad \xi(D_0 x_{11} - D_0 x_{21}) - \beta(x_{11} - x_{21})^3 + \\ \quad \lambda x_{11}^2 - \rho D_0 x_{11} + \psi x_{11}^3 \\ D_0^2 x_{22} + \omega_{20}^2 x_{22} = -2D_0 D_1 x_{21} + \eta(x_{11} - x_{21})^3 + \\ \quad \delta x_{11} + \gamma(D_0 x_{11} - D_0 x_{21}) \end{cases} \quad (10)$$

设方程的解为

$$\begin{cases} x_{11} = A_1(T_1) e^{i\omega_{10} T_0} + \bar{A}_1(T_1) e^{-i\omega_{10} T_0} \\ x_{21} = A_2(T_1) e^{i\omega_{20} T_0} + \bar{A}_2(T_1) e^{-i\omega_{20} T_0} \end{cases} \quad (11)$$

将方程的解代入到式(10)中, 考虑到主共振情况, 设 $\omega = \omega_{10} + \varepsilon \sigma$, σ 为频率调制函数, 此时 ω_{20} 远离 ω_{10} , ω 与 ω_{10} 的差别为 ε 的同阶小量, 代入式(11), 并消除久期项可以得到:

$$\begin{aligned} -2i\omega_{10} D_1 A_1 + 3(\psi + \beta) A_1^2 \bar{A}_1 + \frac{1}{2} f_0 e^{i\sigma T_1} - \\ (\rho + \xi) i \omega_{10} A_1 = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

引入极坐标形式 $A_1 = \frac{1}{2} a(T_1) e^{i\varphi_1(T_1)}$, 代入式(12)并分离出实部和虚部, 消去 φ_1 、 φ_2 , 并令 $\theta = \sigma T_1 - \varphi_1$, 可得

$$\begin{cases} \omega_{10} a \varphi_1' + \frac{3}{8} (\psi + \beta) a^3 + \frac{1}{2} f_0 \cos \theta = 0 \\ -\omega_{10} \dot{a} - \frac{1}{2} (\rho + \xi) \omega_{10} a + \frac{1}{2} f_0 \sin \theta = 0 \end{cases} \quad (13)$$

则系统一次近似解为

$$x_1 = a \cos(\omega_{10} t + \varphi_1) + o(\varepsilon) \quad (14)$$

消去方程中的 θ 即可得到系统的主共振幅频方程:

$$\begin{aligned} \frac{9}{16} (\beta + \psi)^2 a^6 + 3(\beta + \psi) \omega_{10} \sigma a^4 + 4\omega_{10}^2 \sigma^2 a^2 + \\ (\rho + \xi)^2 \omega_{10}^2 a^2 - f_0^2 = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

3 非线性吸振器抑振特性分析

以某厂 1780 型轧机实际结构和工艺参数为例, 进行仿真研究, 具体参数如表 1 所示。

3.1 幅频特性分析

对非线性吸振器参数变化下的轧机辊系幅频特性响应曲线进行分析。

由图 6 可以看出, 外激励幅值跟系统稳态响应的幅值成正相关的关系, 与系统的稳定性变化相反。如果外激励幅值过大, 会导致更大的力传递到系统的质量上, 从而增加系统的位移响应。

对图 7 分析可以得到, 非线性吸振器的非线性刚度对振动幅值的影响不大。随着非线性刚度的增加,

幅频特性曲线的弯曲度变大, 跳跃现象更明显; 同时随着刚度的增大, 共振峰值向右偏移, 远离系统的共振频率。

表 1 1780 型轧机机械结构及轧制工艺参数

Tab. 1 Mechanical structure and rolling process parameters of 1780 rolling mill

参数 Parameter	值 Value
质量 Mass m/kg	1.4×10^5
刚度 Stiffness $k/(\text{N}/\text{m})$	2.51×10^{10}
阻尼 Damping $c/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$	2.49×10^6
外激励幅值 External excitation amplitude F/MN	0.691
板带宽度 Strip width B/m	1
前张力 Front tension τ_f/Pa	1.89×10^8
后张力 Back tension τ_b/Pa	1.89×10^8
出口厚度 Outlet thickness h/m	0.001 08
入口厚度 Inlet thickness H/m	0.001 37

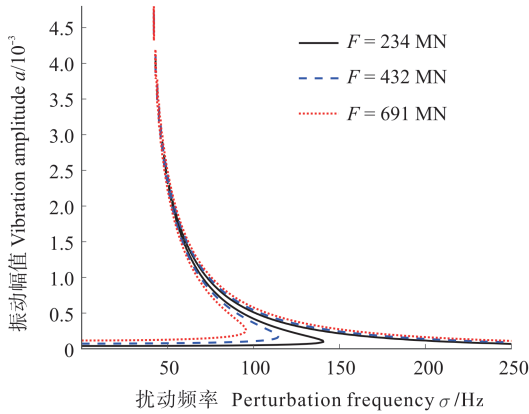


图 6 外激励幅值 F 影响下的幅频特性曲线

Fig. 6 Amplitude-frequency characteristic curve under the influence of external excitation amplitude F

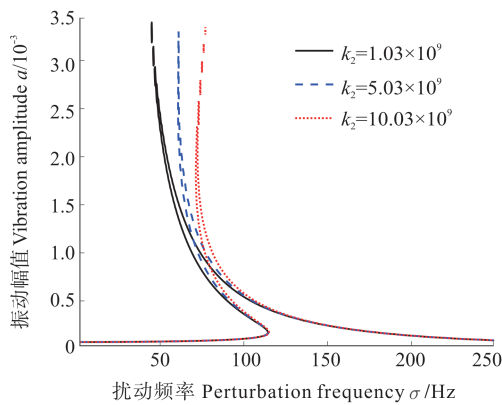


图 7 非线性刚度 k_2 影响下的幅频特性曲线

Fig. 7 Amplitude-frequency characteristic curve under the influence of nonlinear stiffness k_2

通过分析图 8 可知, 非线性吸振器的线性阻尼主要影响主共振的激烈程度。非线性吸振器的阻尼系数增大, 系统的主共振幅值减小, 达到主共振峰值对应的扰动频率减小。

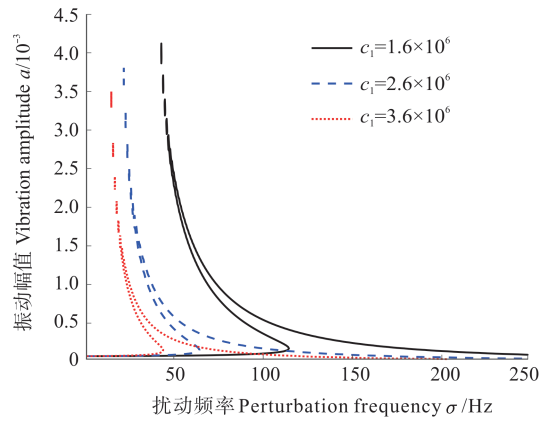


图 8 线性阻尼 c_1 影响下的幅频特性曲线

Fig. 8 Amplitude-frequency characteristic curve under the influence of linear damping c_1

3.2 主共振稳定性分析

为了研究轧机辊系在平衡点附近的工作状态, 根据奇异性理论^[15], 令 $z = a^2$, $p = \frac{3(\beta + \psi)\omega_{10}\sigma}{9(\beta + \psi)^2/16}$, $q = -\frac{f_0^2}{9(\beta + \psi)^2/16}$, $\mu = \frac{4\omega_{10}^2\sigma^2 a^2 + (\rho^2 + \xi^2)\omega_{10}^2 a^2}{9(\beta + \psi)^2/16}$, 将系统的主共振幅频特性曲线方程化为式 (16), 其形式为 GS 范式 $\varepsilon x^3 + \delta \lambda x$ 的普适开折。

$$z^3 + \delta \mu z + p z^2 + q = 0 \quad (16)$$

式中, μ 为分岔参数; p, q 为开折参数。由式 (16) 可以得到:

- 1) 分岔点集: $B' = \{q = 0\}$ 。
- 2) 滞后点集: $H' = \{q = \frac{1}{27} p^3\}$ 。
- 3) 双极限点集: $D = \emptyset$ 。
- 4) 转迁集: $\Sigma = B' \cup H' \cup D$ 。

系统的转迁集将整个开折平面分成了 4 个区域, 如图 9 所示。

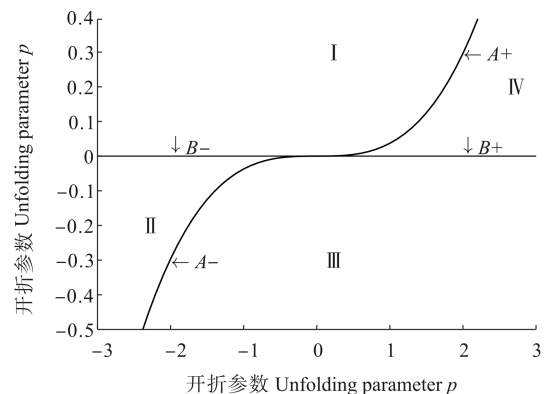


图 9 转迁集

Fig. 9 Transition set

转迁集中各个临界点和区域的分岔曲线拓扑结构如图 10 所示。

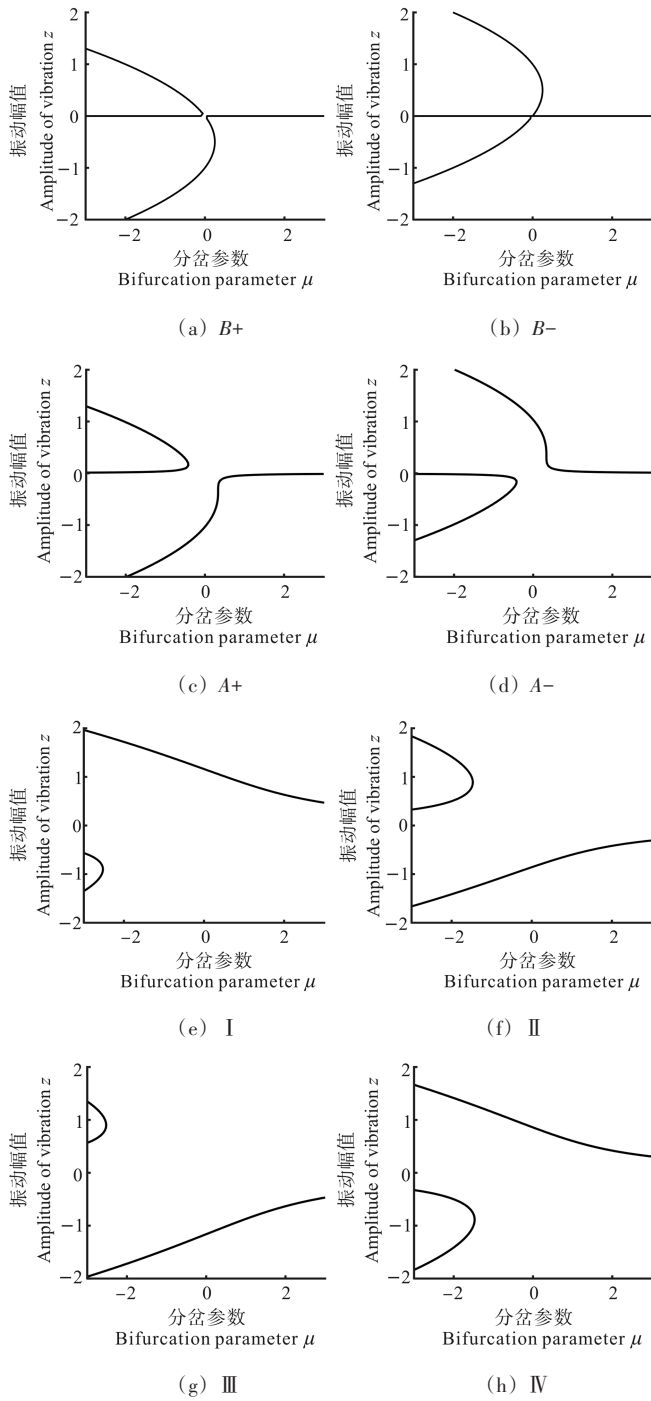


图 10 分岔曲线拓扑结构

Fig. 10 Topology structure of the bifurcation curve

随着分岔参数 μ 的变化,系统的振动幅值出现多值或者跳跃等不稳定现象。在设计改造过程中,可以控制开折参数使得轧机辊系在稳定区域工作。通过对比可以发现,当开折参数处于区域 I 和区域 II 时,不稳定区域最少,在设计参数时应使其满足:

$$f_0^2 < \frac{1}{9} (\beta + \psi) \omega_{10} \sigma \quad (17)$$

3.3 数值分析

为了模拟轧辊真实轧制时受到的外扰力,给上辊系施加频率为 100 Hz 的余弦周期外扰力。对含有非线性吸振器的时域特性曲线、频谱特性曲线、相图和庞加莱截面等进行仿真,分析其对轧机系统的控制特性。

图 11 所示为振动系统的时域曲线。与未含吸振器、含线性吸振器相比,含非线性吸振器的轧机辊系振动位移的稳定幅值越来越小,收敛时间越来越短,对比结果如表 2 所示。

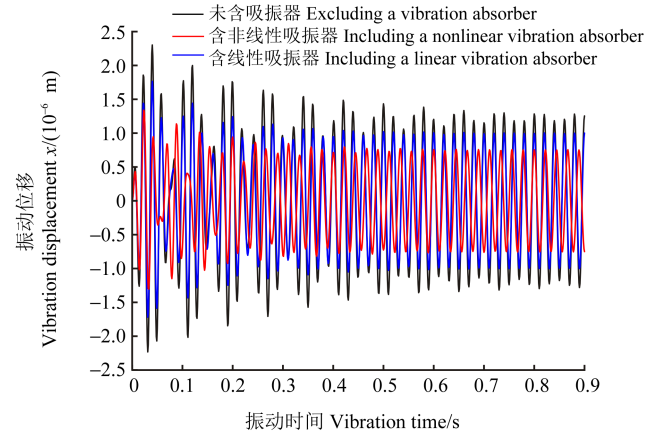


图 11 时域曲线

Fig. 11 Time domain curve

表 2 仿真结果对比

Tab. 2 Comparison of simulation results

参数 Parameter	未含吸振器 Excluding vibration absorber	线性吸振器 Linear vibration absorber	非线性吸振器 Nonlinear vibration absorber
收敛时间 Time/s	0.91	0.578	0.432
振动位移 Displacement/m	1.251×10^{-6}	0.97×10^{-6}	0.752×10^{-6}

对图 12 所示的系统频谱响应曲线结果进行对比。线性吸振器可降低振动频率,但是共振现象加剧;非线性吸振器不仅增大谐振频率与主频率之间的距离,还降低谐振频率和主共振频率的振动幅度。

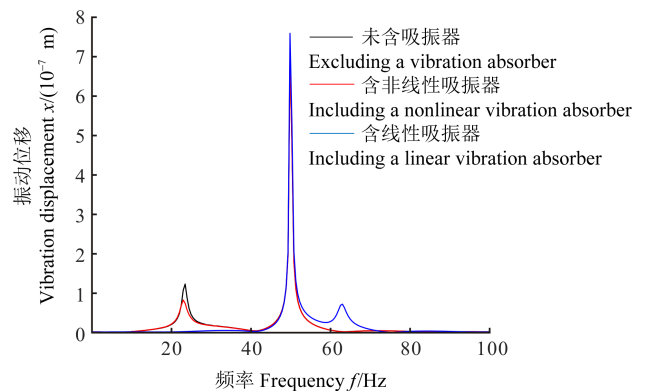


图 12 频谱图

Fig. 12 Spectrogram

由图 13、图 14 可知,未含非线性吸振器的系统相轨迹杂乱,庞加莱映射呈现为多个点,系统处于混沌运动状态,具有无序性且对参数高度敏感;含非线性吸振器的系统相轨迹汇聚成一个封闭曲线,庞加莱映射呈现为两个孤立的点,系统处于倍周期运动状态,此时系统表现出有序性和可预测性。

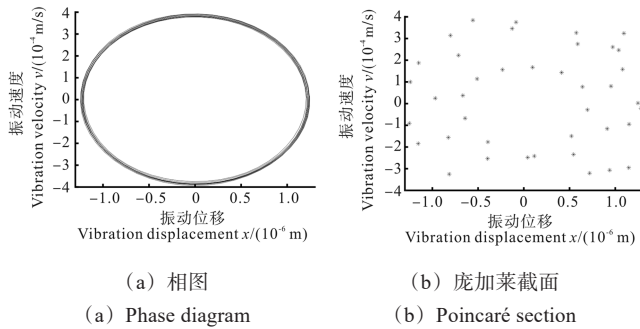


图 13 未含非线性吸振器的轧机辊系相图和庞加莱截面

Fig. 13 Phase diagram of the rolling mill system without a nonlinear vibration absorber and Poincaré cross-section

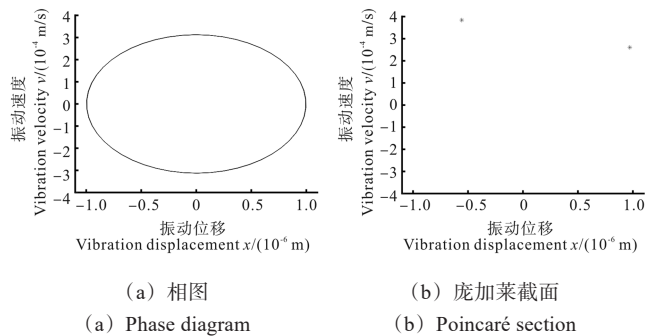


图 14 含非线性吸振器的轧机辊系相图和庞加莱截面

Fig. 14 Phase diagram of the rolling mill system with a nonlinear vibration absorber and Poincaré cross-section

4 结论

建立一种考虑轧制力动态波动且含非线性吸振器的两自由度轧机辊系振动模型,从数值和解析两方面分析非线性吸振器对轧机辊系动力学响应的影响规律,主要结论如下:

1) 外激励幅值与系统稳态响应的幅值成正比,与系统的稳定性变化相反。在一定范围内增大吸振器非线性弹簧力可以缩小系统不稳定区域;增大吸振器摩擦力可以降低系统的振动幅值。

2) 当开折参数落入稳定区间时,可避免系统出现失稳,由此得出吸振器设计参数范围。

3) 非线性吸振器不仅缩短轧机系统的动态过程调节时间、减少振幅幅值,而且增大了谐振频率与主频率之间的距离,验证了该控制器设计的准确性。

参考文献 (References)

- [1] 侯东晓,方成,陈善平,等. 板带轧机液压压下-垂直振动特性研究[J]. 东北大学学报(自然科学版),2022,43(7):972-980.
HOU Dongxiao, FANG Cheng, CHEN Shanping, et al. Research on hydraulic screw down-vertical vibration characteristics of strip rolling mill [J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2022, 43(7): 972-980. (In Chinese)
- [2] 钱承,孙荣生,张柳柳,等. 冷连轧机组耦合振动模型及影响因素分析[J]. 机械工程学报,2021,57(12): 208-216.
QIAN Cheng, SUN Rongsheng, ZHANG Liuliu, et al. Coupled vibration model and influencing factors analysis of tandem cold rolling mill [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(12): 208-216. (In Chinese)
- [3] GAO Z Y, LIU Y, ZHANG Q D, et al. Chatter model with structure-process-control coupled and stability analyses in the cold rolling system [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 140: 106692.
- [4] 高崇一,魏云平,秦红星,等. 轧机主传动机电耦合扭振系统机理分析及影响因素研究[J]. 机械强度,2020,42(4): 966-970.
GAO Chongyi, WEI Yunping, QIN Hongxing, et al. Research on mechanism and influential factors of torsional vibration of main drive electromechanical coupled system of rolling mill [J]. Journal of Mechanical Strength, 2020, 42(4): 966-970. (In Chinese)
- [5] 张柳柳,钱承,华长春,等. 基于耦合反步法的轧机垂扭耦合振动控制策略研究[J]. 自动化学报,2023,49(12):2569-2581.
ZHANG Liuliu, QIAN Cheng, HUA Changchun, et al. The control strategy of vertical torsional coupling vibration of rolling mill based on coupled backstepping method [J]. Acta Automatica Sinica, 2023, 49(12): 2569-2581. (In Chinese)
- [6] 孙杰,陈树宗,王云龙,等. 冷连轧关键质量指标与轧制稳定性智能优化控制技术[J]. 钢铁研究学报,2022,34(12): 1387-1397.
SUN Jie, CHEN Shuzong, WANG Yunlong, et al. Intelligent optimization control technology of key quality index and rolling stability in cold tandem rolling [J]. Journal of Iron and Steel Research, 2022, 34(12): 1387-1397. (In Chinese)
- [7] LU X, SUN J, SONG Z X, et al. Prediction and analysis of cold rolling mill vibration based on a data-driven method [J]. Applied Soft Computing, 2020, 96: 106706.
- [8] 和东平,王涛,任忠凯,等. 波纹轧机辊系主共振时滞反馈控制 [J]. 控制理论与应用,2020,37(7): 1552-1561.
HE Dongping, WANG Tao, REN Zhongkai, et al. Principal resonance time-delay feedback control of roller system in corrugated rolling mills [J]. Control Theory and Technology, 2020, 37(7): 1552-1561. (In Chinese)
- [9] QIAN C, ZHANG L L, HUA C C, et al. Adaptive fuzzy vertical vibration suppression control of the mechanical-hydraulic coupling rolling mill system with input dead-zone and output constraints [J]. IEEE Access, 2020, 8: 85793-85801.
- [10] 楼京俊,李爽,柴凯,等. 非线性能量阱振动抑制效果理论分析与试验研究[J]. 工程力学,2022,39(6): 202-211.
LOU Jingjun, LI Shuang, CHAI Kai, et al. Theoretical and test research on the vibration suppression effect of nonlinear energy sink [J]. Engineering Mechanics, 2022, 39(6): 202-211. (In Chinese)

- [11] 和东平,徐慧东,刘元铭,等. 基于颗粒阻尼吸振的波纹辊轧机非线性垂振控制[J]. 钢铁,2023,58(8):129-137.
HE Dongping, XU Huidong, LIU Yuanming, et al. Nonlinear vertical vibration control of corrugated rolling mill based on particle damping absorber[J]. Iron & Steel,2023,58(8):129-137. (In Chinese)
- [12] 刘彬,姜佳磊,潘贵翔,等. 基于吸振器控制的两自由度轧机辊系特性研究[J]. 计量学报,2019,40(5):868-874.
LIU Bin, JIANG Jialei, PAN Guixiang, et al. Research on roller characteristics of two degree of freedom rolling mill based on vibration absorber control[J]. Acta Metrologica Sinica, 2019, 40(5): 868-874. (In Chinese)
- [13] HE D P, XU H D, WANG M, et al. Application of dynamic vibration absorber for vertical vibration control of corrugated rolling mill [J]. Journal of Iron and Steel Research International, 2023, 30(4): 736-748.
- [14] CHEN P, WANG B, ZHOU D S, et al. Performance evaluation of a nonlinear energy sink with quasi-zero stiffness property for vertical vibration control[J]. Engineering Structures, 2023, 282: 115801.
- [15] JIANG J L, LIU S, LIU B, et al. Study on vibration characteristics of rolling mill based on vibration absorber[J]. Mathematical Models in Engineering, 2019, 5(2): 64-72.

Dynamics analysis and control of rolling mill vibration system with nonlinear vibration absorber

LIU Fei^{1,2} FENG Mengyu^{1,2} MA Chao^{1,2} LUO Ruixue^{1,2,3}

- (1. College of Electrical and Control Engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China)
(2. Shaanxi Key Laboratory of Intelligent Monitoring of Mine Electromechanical Equipment, Xi'an 710054, China)
(3. Xi'an Key Laboratory of Electrical Equipment Condition Monitoring and Power Supply Security, Xi'an 710054, China)

Abstract: Aiming at the problem of nonlinear vertical vibration control during the dynamic rolling of strip mills, a nonlinear vibration absorber with the disc spring was designed. Firstly, considering the constraints of dynamic rolling force of the rolling mill in the vertical direction, the mathematical model of the rolling mill under the control of the nonlinear vibration absorber was established, the amplitude-frequency characteristic curve equation of the system was solved by the multi-scale method, and the influence of damping, excitation amplitude and nonlinear stiffness on the vibration suppression effect of nonlinear dynamic vibration absorber was discussed. Secondly, by analyzing the spectrum curve and time domain curve, the vibration absorber device could increase the distance between the resonance frequency and the main resonance frequency, and shorten the time of the rolling mill system from the unstable state to the stable cycle was concluded. The results show that the addition of nonlinear vibration absorber can effectively increase the anti-vibration ability of the system and suppress the vertical vibration of the system.

Key words: Rolling mill; Vertical vibration; Nonlinear vibration absorber; Multi-scale method; Amplitude-frequency characteristic

Corresponding author: FENG Mengyu, E-mail: fny13393947965@163.com

Fund: National Natural Science Foundation of China (51905416); Scientific Research Program of Shaanxi Provincial Department of Education (20JK0758)

Received: 2023-10-19 Revised: 2023-11-16