

装备与成套技术

液压缸非线性特性影响下的含动态间隙轧机辊系振动特性及控制

刘 飞, 续书慧, 王晓婷, 王昕卓, 冯梦雨

(西安科技大学 电气与控制工程学院, 陕西 西安 710054)

摘要: 为抑制四辊板带轧机垂直方向的振动, 首先, 考虑动态间隙影响下的分段非线性弹性力, 建立分段非线性弹性力与动态轧制力共同作用下的轧机辊系动力学模型, 使用平均法求解出该系统的幅频特性方程。然后, 以轧机实际参数仿真液压油弹性模量变化时辊系的时域特性和频率特性, 得到了对辊系振动行为的影响规律。比较辊系在不同液压系统参数变化下幅频特性响应的变化规律, 通过分岔特性分析液压缸参数变化对系统振动行为的影响, 得到了系统周期稳定运行时的参数区间。最后, 设计状态反馈控制器实现对动态间隙轧机辊系的振动控制, 并通过幅频特性和分岔特性可知, 控制器能够有效减弱动态间隙对轧机辊系稳定性的影响, 并抑制辊系的混沌行为, 为抑制轧机辊系振动提供了理论参考。

关键词: 多分段弹性力; 动态间隙; 幅频特性; 分岔特性; 反馈变量控制; 振动

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2023.08.025

中图分类号: TH113; O332

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2023) 08-0176-09

Vibration characteristics and control on rolling mill roll system with dynamic clearance under influence of hydraulic cylinder nonlinear characteristics

Liu Fei, Xu Shuhui, Wang Xiaoting, Wang Xinzhuo, Feng Mengyu

(College of Electrical and Control Engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China)

Abstract: In order to suppress the vibration in vertical direction of four-roll strip mill, firstly, considering the segmental nonlinear elastic force under the influence of dynamic clearance, the dynamic model of rolling mill roll system under the joint action of segmental nonlinear elastic force and dynamic rolling force was established, and the amplitude-frequency characteristic equation of the system was solved by using the average method. Then, the time-domain characteristics and frequency characteristics of the roll system when the elastic modulus of hydraulic oil changes were simulated with the actual parameters of rolling mill, and the influence laws on the vibration behavior of the roll system was obtained. Furthermore, the change laws of the amplitude-frequency response of the roll system under different hydraulic system parameter changes were compared, the influence of the hydraulic cylinder parameter change on the vibration behavior of the system was analyzed through the bifurcation characteristics, and the parameter interval was obtained when the system cycle was running stable. Finally, a state feedback controller was designed to realize the vibration control of the dynamic clearance rolling mill roll system. The analysis of amplitude-frequency characteristics and bifurcation characteristics shows that the controller can effectively weaken the influence of the dynamic clearance on the stability of rolling mill roll system, and suppress the chaotic behavior of the roll system, which provides a theoretical reference for suppressing the vibration of rolling mill roll system.

Key words: multi-segment elastic force; dynamic clearance; amplitude-frequency characteristic; bifurcation characteristic; feedback variable control; vibration

近年来世界对钢材产品质量的要求越来越高,

而轧辊振动问题很大程度上限制了钢材产业的发展, 轧机辊系振动不仅会影响产品质量, 而且会降低生产效率, 加快设备损耗, 成为连轧机生产的瓶颈^[1]。所以, 抑制轧机辊系的振动问题变得日益重要。

国内外学者针对轧机辊系振动问题, 从不同角度进行了大量研究工作。研究人员根据板带轧机辊系的结构, 并考虑影响轧辊振动的不同因素, 从而建立了不同的垂直振动模型, 并通过分岔特性和幅

收稿日期: 2022-11-08; 修订日期: 2023-02-09

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

作者简介: 刘 飞 (1986-), 男, 博士, 讲师

E-mail: liufei@xust.edu.cn

通信作者: 续书慧 (1996-), 男, 硕士研究生

E-mail: xushuhui1996@126.com

频特性分析等方法研究轧机辊系垂直振动的机理^[2-5]。板带轧机中的液压系统呈现非线性, 这对本就复杂的轧机辊系的稳定性造成了很大影响。有的学者考虑轧机辊系结构中的液压缸刚度呈现的非线性特性, 建立了轧机辊系垂直振动模型, 以此来分析轧辊振动机理^[6]。刘浩然等^[7]考虑液压缸的分布, 建立了辊系受到分段弹性力影响下的辊系振动模型, 然而在描述分段弹性力时还不够全面, 且未能完全考虑液压缸参数对系统运动状态的影响。王运涛等^[8]考虑动态摩擦力和分段刚度影响下的轧辊水平振动模型, 为轧机系统参数优化提供了理论参考。还有部分学者考虑轧制力对辊系振动的影响, 通过建立不同的动态轧制力模型, 加入外部扰动力并考虑了水平或者扭转的情况, 分别建立了不同轧制力影响下的轧辊振动模型, 重点分析了轧制工艺参数对轧辊振动的影响^[9-12]。为抑制轧辊的振动, 可以通过分岔特性调整轧制参数来控制辊系振动。设计控制器抑制轧机振动, 比如基于耦合反步法的控制策略, 解决控制器相互嵌套问题, 从而减少辊系振动^[13]。设计状态观测器^[14]、建立智能润滑控制系统^[15]和使用滑模变结构控制器对轧辊进行控制^[16]。然而动态间隙影响下轧机辊系的振动行为控制研究还不够完善, 需要进一步研究。

本文考虑动态间隙影响下分段非线性弹性力和动态轧制力, 建立了轧机辊系动力学模型。以实际参数为例, 分析液压缸初始弹性变形量、无杆腔有效面积和液压油弹性模量对轧辊振动行为的影响规律。设计状态反馈控制器, 减少动态间隙对系统稳定性的影响, 并抑制轧机辊系的混沌运动行为, 提高系统结构参数的选择范围。

1 动态间隙影响下的分段非线性弹性力

在板带轧制过程中, 液压缸分段非线性弹性力对轧机辊系稳定性起着重要作用^[6,17]。针对复杂的板带轧机辊系, 研究学者虽然建立了辊系所受的分段非线性弹性力模型, 但是在描述分段弹性力时还不够全面, 因为先前建立的分段弹性力是随辊系振动位移连续变化的, 然而实际轧辊在振动时所受的弹性力可能是突变的。以 1780 四辊板带轧机为例, 系统的液压缸分布情况如图 1 所示, 在板带轧机机座中, 压下缸作用于支撑辊而产生轧制力, 平衡缸负责支撑辊的平衡作用, 通过弯辊缸来调节轧件所受力以保证带材质量。在板带轧制过程中, 液压

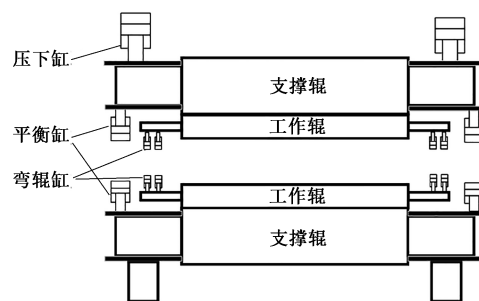


图1 轧机辊系结构图

Fig. 1 Structure diagram of rolling mill roll system

压下缸和弯辊缸承受了主要的弹性力, 将上辊系等效为 1 个质量块, 得到轧机上辊系振动模型如图 2 所示。

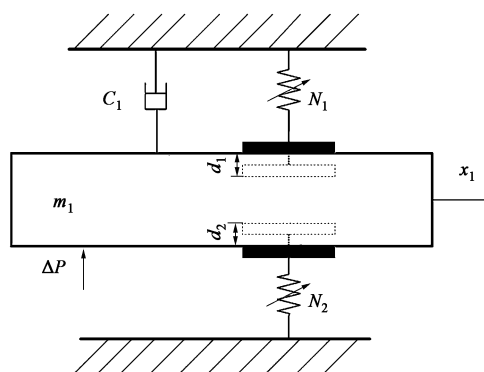


图2 轧机上辊系振动模型

Fig. 2 Vibration model of rolling mill upper roll system

假设辊系受到弹性力和振动位移的正方向为竖直向上, d_1 、 d_2 分别为液压压下缸和弯辊缸在稳态轧制时由于预压力所产生的初始弹性变形量, m_1 为上辊系的等效质量, x_1 为上辊系的振动位移, ΔP 为上辊系受到的轧制力的变化量, C_1 为上辊系与机架上横梁间的等效阻尼, N_1 、 N_2 分别为压下缸和弯辊缸的等效非线性刚度。

液压缸的等效刚度可以用液压油的刚度近似来表示。这样可随着液压缸活塞的运动, 改变液压油的有效弹簧长度, 引起液压缸刚度改变。由于液压缸的初始弹性变形量和辊系振动位移会改变液压缸无杆腔的有效长度, 所以, 液压缸的等效非线性刚度可以使用式 (1) 和式 (2) 表示^[18]:

$$N_1 = KA_1 \frac{1}{L_1 - d_1 - x_1} \quad (1)$$

$$N_2 = KA_2 \frac{1}{L_2 - d_2 + x_1} \quad (2)$$

式中: K 为液压油的弹性模量, Pa; L_1 和 L_2 分别为压下缸和弯辊缸无杆腔的初始有效长度, m; A_1 和 A_2 分别为压下缸和弯辊缸无杆腔活塞的有效面积, m^2 。

根据辊系和液压缸的分布结构可知,压下缸始终会给轧辊向下的弹性力,而弯辊缸始终会给轧辊向上的弹性力,当轧辊上下振动时,液压缸的刚度发生变化,这样根据轧辊振动位移的不同,就会受到不同的弹性力,具体有以下 4 种情况。

(1) 当轧辊向上振动的距离超过 d_2 时,上辊系仅受到压下缸作用的负弹性力。

(2) 当轧辊向下振动的距离超过 d_1 时,上辊系仅受到弯辊缸作用的正弹性力。

(3) 当轧辊的运动幅度未超过液压缸的初始弹性变形量时,辊系会同时受到两个液压缸的作用力。当轧辊向上振动时,因为压下缸对轧辊的作用力始终为负方向,所以,这时压下缸的刚度呈现负刚度效应,压下缸的刚度为负,同理,此时弯辊缸的刚度为正。

(4) 当轧辊向下振动时,因为压下缸对轧辊的作用力始终为正方向,所以,这时压下缸的刚度呈正刚度效应,压下缸的刚度为正,同理,此时弯辊缸的刚度为负。

可知辊系的间隙会随着振动位移的变化而变化。所以,轧机上辊系所受分段弹性力 $F_n(x_1)$ 可以表示为式 (3),其中,向上为正,向下为负。

$$F_n(x_1) = \begin{cases} -N_1 x_1 & (x_1 > d_2) \\ (-N_1 + N_2)x_1 & (0 \leq x_1 \leq d_2) \\ (N_1 - N_2)x_1 & (-d_1 \leq x_1 < 0) \\ -N_2 x_1 & (x_1 < -d_1) \end{cases} \quad (3)$$

辊系受到的多分段液压弹性力如图 3 所示。在动态间隙的影响下,当轧辊的振动位移小于初始弹性变形量时,轧辊所受弹性力是连续变化的。当轧辊振动位移分别为 $-d_1$ 和 d_2 时,由于在这两点处作用于轧辊的液压缸的数量会发生变化,轧辊受到的动态弹性力发生突变,而且当振动位移为 $-d_1$ 时,轧辊所受弹性力方向发生改变。这会对轧机系统的稳定性造成一定影响,从而影响带材质量,所以,在轧机结构设计过程中,应该尽可能地避免辊系受到分段非线性弹性力的情况。

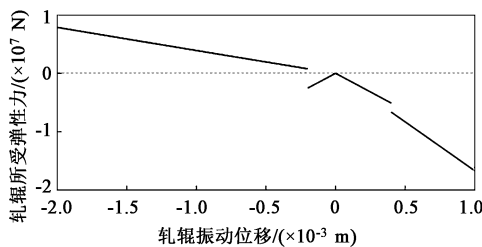


图 3 轧辊所受液压缸弹性力

Fig. 3 Elastic force of hydraulic cylinder on roll

2 动态间隙轧机辊系动力学模型建立与求解

由于轧机的液压系统呈现分段非线性特性,会对本就复杂的板带轧机系统造成很大的影响^[6],并且,由于各种原因引起的轧制力的动态变化,也是造成辊系振动的重要因素^[19]。为了更全面地分析轧机辊系的振动机理,采用集中质量法建立动态间隙影响下的分段非线性弹性力以及动态轧制力共同作用下的轧机辊系动力学模型。系统等效为如图 4 所示的轧机辊系垂直振动模型。 m_2 为下辊系的等效质量, k_1 、 k_2 分别为上、下辊系受到的多分段非线性刚度, C_2 为下辊系与机架上下横梁间的等效阻尼, x_2 为下辊系的振动位移, F_1 为外部扰动力。

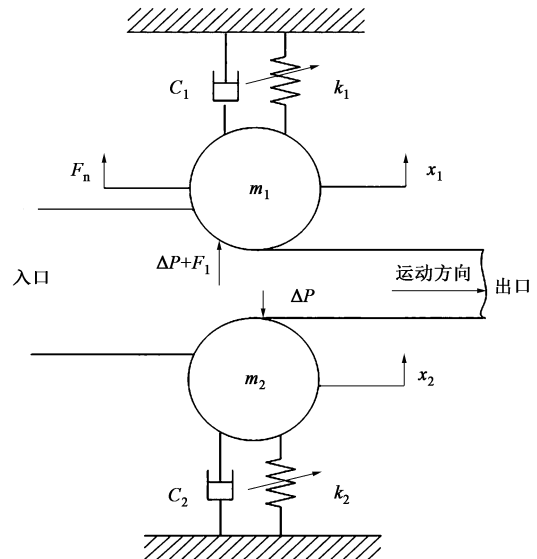


图 4 轧机辊系振动模型

Fig. 4 Vibration model of rolling mill roll system

由图 4 可知,辊系相对于板带上下对称,为了便于分析,本文仅考虑上辊系的振动情况^[19],进而轧辊振动动力学方程可以表示为:

$$m_1 \ddot{x}_1 - \alpha F_n(x_1) + C_1 \dot{x}_1 + \Delta P(2x_1) = F_1 \quad (4)$$

式中: α 为分段弹性力影响系数; $F_1 = F \sin(\omega t)$; F 为外扰力的幅值; ω 为外扰力的角频率; t 为时间; $\Delta P(2x_1) = 2b_1 x_1 + 4b_2 x_1^2 + 8b_3 x_1^3$; b_1 、 b_2 、 b_3 分别为利用经典的 Bland-Ford-Hill 轧制力模型进行泰勒展开后前 3 次项的系数。

此轧辊振动动力学方程是研究辊系振动机理和设计控制器的基础。将动力学方程 (式 (4)) 进行无量纲化处理,可得:

$$\dot{x}_1 + \beta \dot{x}_1 + F_N(x_1) + \Delta P_1(x_1) = F_{11} \quad (5)$$

$$\text{式中: } \Delta P_1(x_1) = \frac{\Delta P(2x_1)}{m_1}; \beta = \frac{C_1}{m_1}; F_N(x_1) = \frac{\alpha F_n(x_1)}{m_1}; F_{11} = \frac{F \sin(wt)}{m_1}。$$

采用平均法求解系统响应, 设系统的解 x_1 为:

$$x_1 = a_1 \cos \varphi_1 \quad (6)$$

式中: a_1 为振动位移; $\varphi_1 = wt - \theta_1$; θ_1 为初相位。

将式 (6) 代入式 (5), 可得:

$$-\dot{a}_1 \sin \varphi_1 + a_1 \dot{\theta}_1 \cos \varphi_1 = \frac{f(x_1, \dot{x}_1)}{w} \quad (7)$$

式中: $f(x_1, \dot{x}_1) = a_1 w^2 \cos \varphi_1 - F_N(x_1) - \beta \dot{x}_1 - \Delta P_1(x_1) + F_{11}$ 。

所以, 根据平均法可以计算出:

$$\dot{a}_1 = \frac{-1}{2\pi w} \int_0^{2\pi} [f(x_1, \dot{x}_1) \sin \varphi_1] d\varphi_1 \quad (8)$$

$$\dot{\theta}_1 = \frac{1}{2\pi w a_1} \int_0^{2\pi} [f(x_1, \dot{x}_1) \cos \varphi_1] d\varphi_1 \quad (9)$$

求积分并整理后结果为:

$$\dot{a}_1 = \frac{-1}{2\pi w} \left(\frac{C_1 a_1 w}{m_1} \pi + \frac{F \pi \cos \theta_1}{m_1} + R_1 \right) \quad (10)$$

$$\dot{\theta}_1 = \frac{1}{2\pi w a_1} \left(a_1 w^2 \pi + B + \frac{2F \pi \sin \theta_1}{m_1} + R_2 \right) \quad (11)$$

$$\text{式中: } R_1 = 0; B = \frac{2a_1 b_1 \pi}{m_1} + \frac{6b_3 a_1^3 \pi}{m_1}; R_2 = \int_0^{2\pi} [-F_N(x_1) \cos \varphi_1] d\varphi_1。$$

结合式 (10) 和式 (11), 当 $\dot{a}_1 = 0$ 和 $\dot{\theta}_1 = 0$ 时, 可消去 θ_1 , 最后的幅频特性方程为:

$$\left(\frac{C_1 a_1 w \pi}{m_1} \right)^2 + \frac{(a_1 w^2 \pi + B + R_2)^2}{4} - \left(\frac{F \pi}{m_1} \right)^2 = 0 \quad (12)$$

式 (12) 即为板带轧机上辊系在正弦外扰力作用下的振动幅值和外扰力角频率的关系式。这是研究动态间隙以及液压缸参数对辊系振动行为的影响规律的基础。

3 动态间隙影响下的轧机辊系仿真研究

根据轧机振动模型建立了轧机振动动力学方程, 并完成了对系统幅频响应的求解, 以某四辊板带轧机实际结构参数和工艺参数 (表 1) 为例, 通过仿真来进一步研究轧机辊系振动机理。

表 1 板带冷轧机实际参数

Table 1 Actual parameters of strip cold rolling mill

参数	数值	参数	数值
m_1/kg	1.4×10^5	出口厚度/m	0.00162
$C_1/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1×10^6	弹性模量/GPa	200
K/Pa	1.6×10^9	入口厚度/m	0.00265
d_1/m	2×10^{-4}	泊松比	0.25
d_2/m	4×10^{-4}	变形速度指数	0.29
L_1/m	0.12	板带宽度/m	0.9
L_2/m	0.165	工作辊半径/m	0.195
A_1/m^2	0.62	后张应力/GPa	0.126
A_2/m^2	0.025	前张应力/GPa	0.16
初始变力/N	9×10^6	轧制速度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	15

3.1 液压油弹性模量影响下的振动特性分析

为分析轧机液压系统对辊系振动的影响规律, 改变液压油弹性模量 K 对辊系振动位移曲线和时频图进行分析, 由图 5 可以发现, 当液压油弹性模量从 $0.5 \times 10^9 \text{ Pa}$ 增加至 $3.0 \times 10^9 \text{ Pa}$ 时, 辊系振动位移曲线会趋向混沌, 并且频率成分更加复杂多样, 这将导致在实际轧制过程中, 系统更容易发生混沌运动和共振行为。

3.2 板带轧机辊系振动幅频特性

图 6 为上辊系振动幅频特性曲线, 由于轧辊在分段点处受到的弹性力有突变, 幅频特性曲线在分段点处会出现不光滑的折变。这会导致随着外扰力频率的增加, 辊系振动幅值沿幅频曲线由 A' 点处跳跃至 B' 点, 再沿 $B'C'$ 变化由 C' 点跳跃至 D' 点。在实际轧制过程中, 当 1 个外扰力频率对应多个振动幅值时, 系统振动幅值可能会频繁发生变化, 不利于轧机辊系稳定运行。

图 7 为不同 C_1 时辊系的幅频特性曲线, 可知随着 C_1 的减少, 辊系的振动幅值增加。这导致轧机辊系受到分段非线性弹性力约束的情形发生改变。当辊系的振动幅值大于液压缸初始弹性变形量时, 由于动态间隙对轧机辊系的影响, 随外扰力频率变化, 轧机辊系幅值会出现频繁跳跃的行为, 不利于系统的稳定性。所以, 降低辊系振动幅值, 可以减弱动态间隙对轧机辊系的不稳定影响。

图 8 为不同 d_2 时的幅频特性曲线, 由图 8 可知, 随着弯辊缸的初始弹性变形量 d_2 的减少, 系统在压下缸的初始弹性变形量 d_1 处的不稳定区域增大, 其在整个外扰力频域范围的不稳定区域也增大,

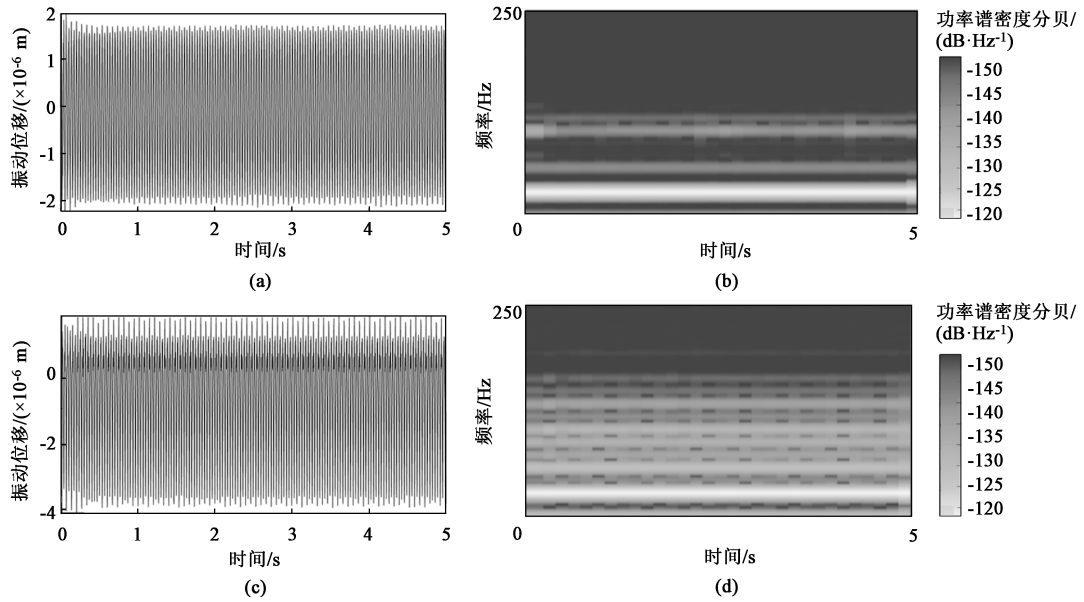


图 5 不同液压油弹性模量下振动位移曲线和时频图

(a) $K=0.5 \times 10^9$ Pa, 振动位移曲线 (b) $K=0.5 \times 10^9$ Pa, 时频图 (c) $K=3.0 \times 10^9$ Pa, 振动位移曲线 (d) $K=3.0 \times 10^9$ Pa, 时频图

Fig. 5 Vibration displacement curves and time-frequency diagrams under different elastic modulus of hydraulic oil

(a) $K=0.5 \times 10^9$ Pa, vibration displacement curve (b) $K=0.5 \times 10^9$ Pa, time-frequency diagram
(c) $K=3.0 \times 10^9$ Pa, vibration displacement curve (d) $K=3.0 \times 10^9$ Pa, time-frequency diagram

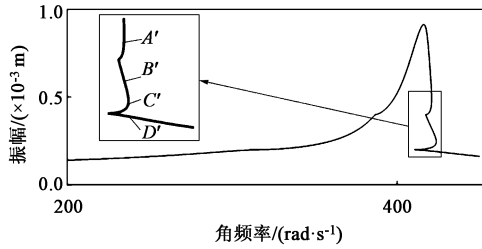
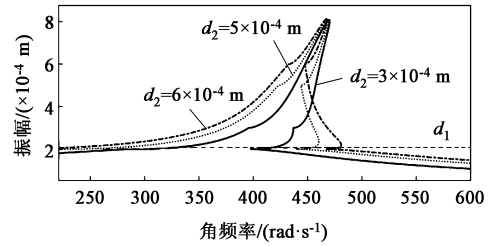
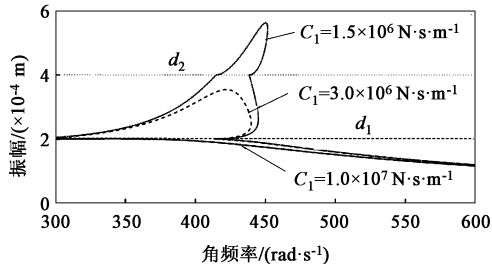
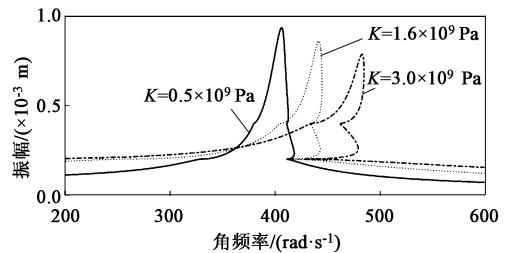


图 6 幅频特性曲线

Fig. 6 Amplitude-frequency characteristic curve

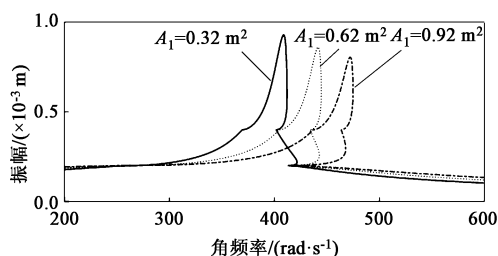
图 8 不同 d_2 取值时的幅频特性曲线Fig. 8 Amplitude-frequency characteristic curves with different d_2 values图 7 不同 C_1 取值时的幅频特性曲线Fig. 7 Amplitude-frequency characteristic curve with different C_1 values图 9 取不同 K 值时的幅频特性曲线Fig. 9 Amplitude-frequency characteristic curves with different K values

所以,过小的弯辊缸的初始弹性变形量,对动态间隙轧机辊系的稳定是不利的。

图 9 为不同液压油弹性模量时的系统幅频特性曲线,通过观察可以发现,随着液压油弹性模量的减少,系统不稳定区域减少。当 $K=0.5 \times 10^9$ Pa 时,

系统不稳定区域基本消失,跳跃现象不明显。所以,选择合适弹性模量的液压油能更好地控制动态间隙轧机辊系的稳定性。

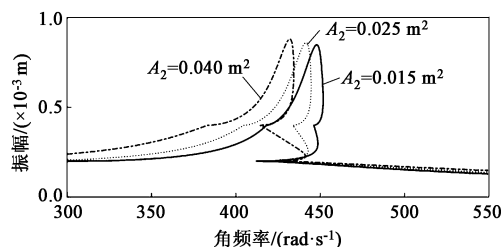
图 10 为不同压下缸无杆腔活塞有效面积 A_1 时的幅频特性曲线,可以看到,随着压下缸无杆腔活

图10 不同 A_1 值时幅频特性曲线Fig. 10 Amplitude-frequency characteristic curves with different A_1 values

塞有效面积的增大, 系统不稳定区域随之增大, 跳跃现象变得明显, 但系统振动幅值有减小趋势。所以, 选择合适的压下缸无杆腔活塞有效面积可以控制轧辊的振动行为。

图11为不同弯辊缸无杆腔活塞有效面积 A_2 时的幅频特性曲线, 可以看到, 随着弯辊缸无杆腔活塞有效面积的增大, 系统不稳定区域减少, 振动幅值增大。通过仿真可以得到, 压下缸无杆腔活塞有效面积和弯辊缸无杆腔活塞有效面积对系统振幅和 unstable 区间的影响呈现负相关。因此, 可以通过选择适当的压下缸无杆腔活塞有效面积和弯辊缸无杆腔活塞有效面积来达到控制轧辊振动行为的目的。

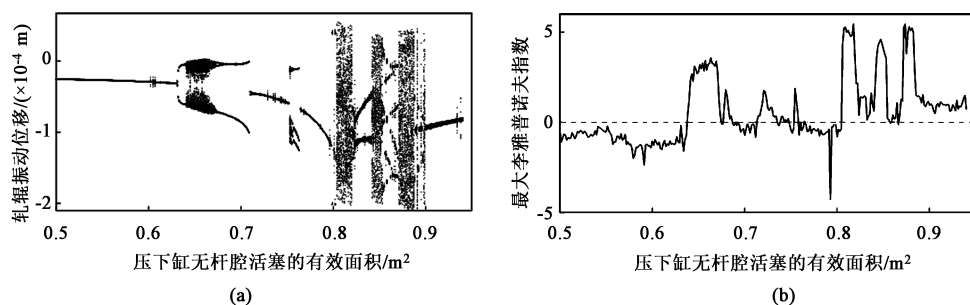
通过上述分析可知, 分段非线性弹性力对系统的稳定性存在不利影响, 应尽量避免动态间隙系统的产生。同样液压缸的结构对系统的稳定性也有重要作用, 所以, 选择合适的液压缸对提高系统稳定性具有重要意义。

图11 不同 A_2 取值时的幅频特性曲线Fig. 11 Amplitude-frequency characteristic curves with different A_2 values

3.3 板带轧机辊系振动分岔特性

辊系的结构参数会影响系统的稳定性, 进而影响产品质量, 通过分岔特性分析, 可以直观地得到液压缸结构参数对系统运动状态的影响规律。

图12为随着压下缸无杆腔活塞有效面积变化时的系统分岔特性, 系统表现出了不同的运动状态, 结合不同无杆腔活塞有效面积的相图和庞加莱截面(图13)可知, 当压下缸无杆腔活塞有效面积为 $0.50 \sim 0.63$ 和 $0.76 \sim 0.80 \text{ m}^2$ 时, 系统会出现周期运动, 当压下缸无杆腔活塞有效面积为 $0.67 \sim 0.70 \text{ m}^2$ 时, 系统为倍周期运动状态, 当系统处于周期、倍周期运动时, 对应最大李雅普诺夫指数小于或等于0, 此时系统是稳定的, 其他参数区间下系统处于混沌运动状态, 对应最大李雅普诺夫指数大于0, 此时系统是不稳定的。其中, 混沌行为的相图, 由于振动幅值大于压下缸初始弹性变形量, 其相轨迹在分段点处由于受到的非线性弹性力发生突变, 所以, 相轨迹出现剧烈弯折现象, 轧机辊系振动会更加剧烈。

图12 随 A_1 变化的辊系振动分岔特性

(a) 分岔图 (b) 最大李雅普诺夫指数图

Fig. 12 Vibration bifurcation characteristics of roll system varying with A_1

(a) Bifurcation diagram (b) Maximum Lyapunov exponential graph

由图12所示的系统分岔特性可见, 压下缸无杆腔活塞有效面积过大, 对系统的稳定性不利。而实际轧制过程中压下缸需要承受很大的作用力, 无杆腔活塞有效面积过小的压下缸在高强度轧制过程中, 寿命衰减会比较快, 所以, 要适当地选择压下缸无

杆腔活塞有效面积的大小, 既保证设备的使用寿命, 又保证设备的周期稳定运行。

图14为随着弯辊缸无杆腔活塞有效面积变化时的系统分岔特性, 系统表现出不同的运动状态, 所以, 可以通过调节弯辊缸无杆腔活塞的有效面积来

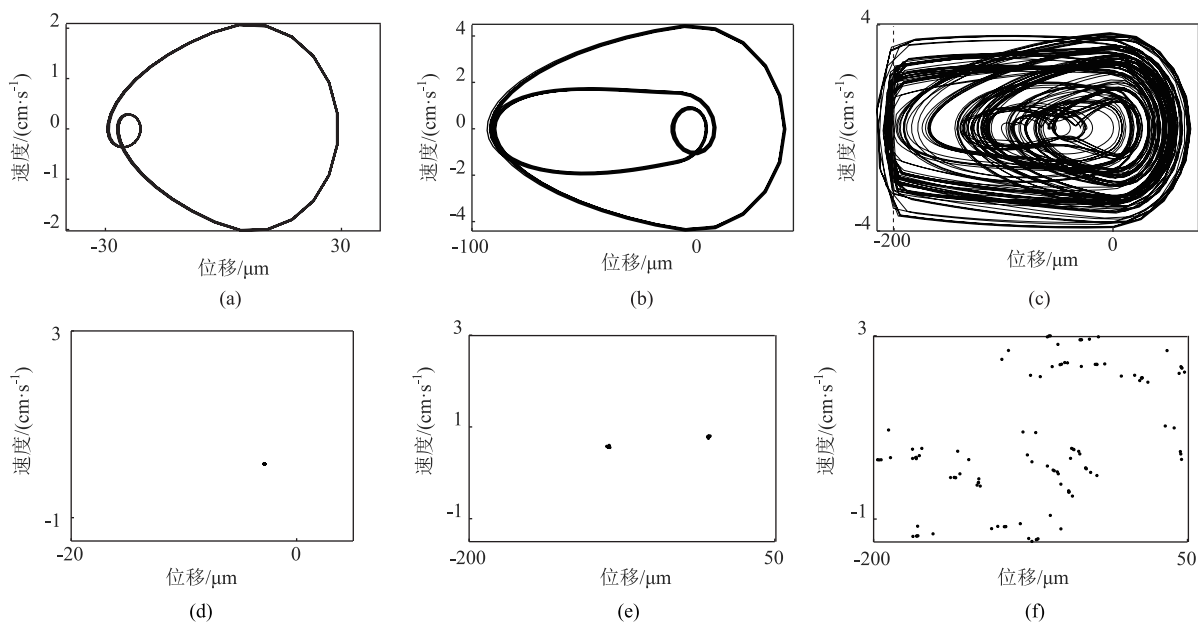
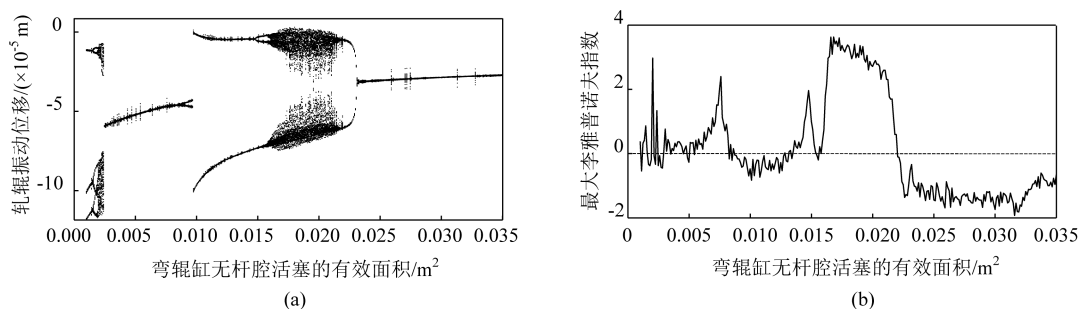


图 13 不同压下缸无杆腔活塞有效面积的相图和庞加莱截面

(a) $A_1 = 0.59 \text{ m}^2$, 庞加莱截面 (b) $A_1 = 0.70 \text{ m}^2$, 庞加莱截面 (c) $A_1 = 0.81 \text{ m}^2$, 庞加莱截面
(d) $A_1 = 0.59 \text{ m}^2$, 相图 (e) $A_1 = 0.70 \text{ m}^2$, 相图 (f) $A_1 = 0.81 \text{ m}^2$, 相图

Fig. 13 Phase diagrams and Poincaré cross-sections of different effective areas for rodless cavity piston of screwdown cylinder

(a) $A_1 = 0.59 \text{ m}^2$, Poincaré cross-section (b) $A_1 = 0.70 \text{ m}^2$, Poincaré cross-section (c) $A_1 = 0.81 \text{ m}^2$, Poincaré cross-section
(d) $A_1 = 0.59 \text{ m}^2$, phase diagram (e) $A_1 = 0.70 \text{ m}^2$, phase diagram (f) $A_1 = 0.81 \text{ m}^2$, phase diagram

图 14 随 A_2 变化的轧辊振动分岔特性

(a) 分岔图 (b) 最大李雅普诺夫指数图

Fig. 14 Vibration bifurcation characteristics of roll system varying with A_2

(a) Bifurcation diagram (b) Maximum Lyapunov exponential graph

控制轧机辊系的动力学行为。当弯辊缸无杆腔活塞的有效面积为 $0.024 \sim 0.035 \text{ m}^2$ 时, 系统是作周期运动的。当活塞有效面积过小时, 辊系振动幅值的范围越大。所以, 轧机结构设计者可以从设计成本、系统稳定性等方面综合考虑, 来选择弯辊缸无杆腔活塞有效面积, 为轧机结构设计提供理论参考。

4 动态间隙影响下的轧机系统振动行为控制

在充分分析轧机辊系振动特性的基础上, 针对

动态间隙影响下的轧机辊系的振动行为进行控制。状态反馈控制法在非线性系统中是一种简单、高效的控制方法, 所以, 本文利用状态反馈控制法进行控制。控制流程图如图 15 所示。

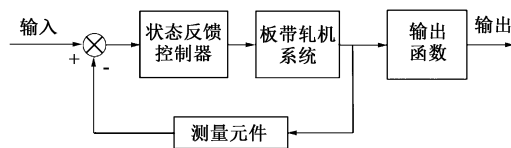


图 15 状态反馈控制流程图

Fig. 15 Flow chart of state feedback control

为此, 引入状态反馈控制器, 其表达式 $U = -qx_1 - g\dot{x}_1$, 其中, q 和 g 分别为状态反馈控制器的位移增益系数和速度增益系数。根据式 (5) 可得到动态间隙影响下的轧机辊系控制方程如式 (13) 所示:

$$\dot{x}_1 + \beta\dot{x}_1 + F_N(x_1) + \Delta P_1(x_1) = F_{11} + U \quad (13)$$

通过改变增益系数的大小, 可以使得幅频曲线的不稳定区间最小, 进而确定控制器增益系数。由图 16 可知, 选择不同大小的 q , 会影响系统的刚度特性, 当 $q=20$ 、 $g=0$ 时, 系统的不稳定区域大大减少。当 $q=50$ 、 $g=0$ 时, 可见系统由正刚度特性变为负刚度特性, 改变了不稳定频率区间。当 $q=20$ 、 $g=20$ 时, 可以有效降低辊系振动幅值, 使系统避开分段点 d_2 , 减少系统跳跃行为, 可以有效降低动态间隙对轧机辊系的影响。最终选择增益系数 $q=20$ 、 $g=20$ 。

观察引入状态反馈控制器后, 辊系位移的分岔特性如图 17 所示。对比未引入状态反馈控制器的图

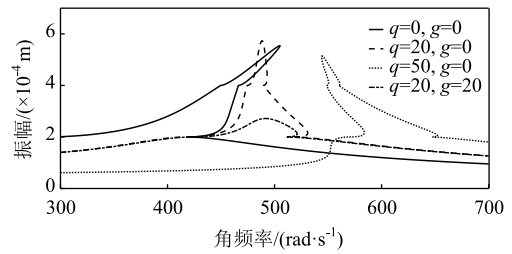


图 16 不同控制参数 q 取值时的幅频特性曲线

Fig. 16 Amplitude-frequency characteristic curves with different values of control parameter q

12 和图 14, 当引入状态反馈控制器后, 轧辊周期运动区间有效增加, 辊系振动幅值的区域变窄, 使得随着液压缸无杆腔活塞有效面积的变化, 轧机辊系所受弹性力不会发生切换, 避免轧辊相轨迹发生剧烈变化, 所以, 状态反馈控制器可以有效抑制动态间隙对轧机辊系振动的影响, 使得液压缸无杆腔活塞有效面积具有更多的选择。

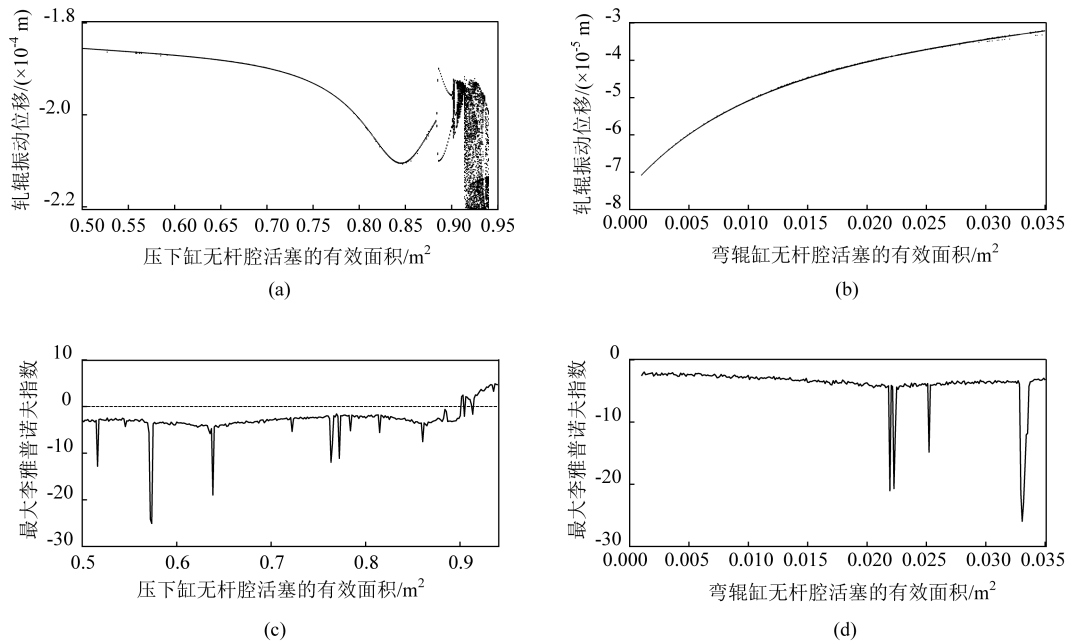


图 17 随液压缸参数改变的分岔特性

(a) 压下缸, 分岔图 (b) 弯辊缸, 分岔图 (c) 压下缸, 最大李雅普诺夫指数 (d) 弯辊缸, 最大李雅普诺夫指数

Fig. 17 Bifurcation characteristics varying with hydraulic cylinder parameters

(a) Screwdown cylinder, bifurcation diagram (b) Bending cylinder, bifurcation diagram

(c) Screwdown cylinder, maximum Lyapunov exponent (d) Bending cylinder, maximum Lyapunov exponent

5 结论

(1) 考虑动态间隙的影响建立了分段非线性弹性力模型, 发现轧辊所受到的弹性力在分段点处有跳跃现象, 并考虑动态轧制力模型建立了轧机辊系

动力学模型, 并使用平均法进行解析求解。

(2) 增大上辊系与机架上横梁间的等效阻尼可以有效减弱动态间隙引起的辊系振动幅值频繁跳跃的行为, 提高系统稳定性。随着液压缸初始弹性变形量的减少和液压油弹性模量的增大, 系统的失稳频率区间增大, 辊系运动状态更加混沌, 频率成分

更复杂。过大的压下缸无杆腔活塞有效面积以及过小的弯辊缸无杆腔活塞有效面积, 辊系的振动行为会变得更加混沌而且不稳定频率区域增大, 以上规律为设计板带轧机提供了理论参考。

(3) 本文引入的状态反馈控制器可以有效降低辊系振动幅值, 从而减小动态间隙影响下辊系幅值的频繁跳跃行为。并且, 增大选择液压缸无杆腔活塞有效面积范围, 可避免发生混沌运动和非线性弹性力发生切换, 降低动态间隙对辊系稳定性的影响。

参考文献:

- [1] 郜志英, 臧勇, 曾令强. 轧机颤振建模及理论研究进展 [J]. 机械工程学报, 2015, 51 (16): 87-105, 112.
- Gao Z Y, Zang Y, Zeng L Q. Review of modelling and theoretical studies on chatter in the rolling mills [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51 (16): 87-105, 112.
- [2] 孙韵韵, 肖会芳, 徐金梧. 考虑轧制界面粗糙形貌的轧机辊系非线性振动特性研究 [J]. 振动与冲击, 2017, 36 (8): 113-120.
- Sun Y Y, Xiao H F, Xu J W. Nonlinear vibration characteristics of a rolling mill system considering the roughness of rolling interface [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36 (8): 113-120.
- [3] Gao Z Y, Liu Y, Zhang Q D. A study on vertical vibration characteristics of strip mill under mixed lubrication [J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 40 (10): 106692. 1-106692. 23.
- [4] 侯东晓, 徐良, 时培明. 混合润滑状态下板带轧机垂直振动特性研究 [J]. 振动与冲击, 2021, 40 (24): 243-248, 304.
- Hou D X, Xu L, Shi P M. A study on vertical vibration characteristics of strip mill under mixed lubrication [J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40 (24): 243-248, 304.
- [5] 郜志英, 白露露, 李强. 薄板冷连轧自激振动的临界轧制速度研究 [J]. 机械工程学报, 2017, 53 (12): 118-132.
- Gao Z Y, Bai L L, Li Q. Research on critical rolling speed of self-excited vibration in the tandem rolling process of thin strip [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53 (12): 118-132.
- [6] Liu Z L, Li P, Jiang J H, et al. Research on vibration characteristics of mill rolls based on nonlinear stiffness of the hydraulic cylinder [J]. Journal of Manufacturing Processes, 2021, 64: 1322-1328.
- [7] 刘浩然, 刘飞, 侯东晓, 等. 多非线性弹性约束下轧机辊系振动特性 [J]. 机械工程学报, 2012, 48 (9): 89-94.
- Liu H R, Liu F, Hou D X, et al. Vibration characteristics of mill rolls under multi-segment nonlinear elastic constraints [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48 (9): 89-94.
- [8] 王运涛, 王磊, 田杰宇. 基于动态摩擦和分段刚度的热轧机水平振动行为分析 [J]. 锻压技术, 2022, 47 (4): 200-206, 226.
- Wang Y T, Wang L, Tian J Y. Analysis on horizontal vibration behavior of hot rolling mill based on dynamic friction and piecewise stiffness [J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47 (4): 200-206, 226.
- [9] 曾令强, 臧勇, 郜志英, 等. 轧机整体耦合建模问题研究 [J]. 机械工程学报, 2015, 51 (14): 46-53.
- Zeng L Q, Zang Y, Gao Z Y, et al. Study on overall coupled modeling of the rolling mill [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51 (14): 46-53.
- [10] Sun J L, Peng Y, Liu H M, et al. Vertical vibration of moving strip in rolling process based on beam theory [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22 (5): 680-687.
- [11] Wu J M, Yan X Q. Coupling vibration model for hot rolling mills and its application [J]. Journal of Vibroengineering, 2019, 21 (7): 1795-1809.
- [12] 侯东晓, 郭大武, 陈小辉. 基于动态轧制力的四辊轧机垂直-扭转耦合非线性振动特性研究 [J]. 振动与冲击, 2020, 39 (20): 106-112.
- Hou D X, Guo D W, Chen X H. A study on vertical-torsional coupled nonlinear vibration characteristics of 4-h rolling mill based on dynamic rolling force [J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39 (20): 106-112.
- [13] 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/OL]. 自动化学报: 1-15 [2021-04-23]. <https://doi.org/10.16383/j.aas.c200936>.
- Zhang L L, Qian C, Hua C C, et al. The control strategy of vertical torsional coupling vibration of rolling mill based on coupled backstepping method [J/OL]. Acta Automatica Sinica: 1-15 [2021-04-23]. <https://doi.org/10.16383/j.aas.c200936>.
- [14] 王鑫鑫, 闫晓强. 基于扩张状态观测器的轧机振动抑振器研究 [J]. 振动与冲击, 2019, 38 (5): 1-6.
- Wang X X, Yan X Q. Vibration suppressor of rolling mills based on extended state observer [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38 (5): 1-6.
- [15] Fujita N, Kimura Y, Kobayashi K, et al. Dynamic control of lubrication characteristics in highspeed tandem cold rolling [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2016, 229: 407-416.
- [16] 方一鸣, 王志杰, 解云鹏, 等. 轧机液压伺服位置系统多模型切换滑模变结构控制 [J]. 电机与控制学报, 2010, 14 (5): 91-96.
- Fang Y M, Wang Z J, Xie Y P, et al. Sliding mode variable structure control of multi-model switching for rolling mill hydraulic servo position system [J]. Electric Machines and Control, 2010, 14 (5): 91-96.
- [17] 张义方, 闫晓强, 凌启辉. 电流谐波与轧制力谐波协同诱发主传动多态耦合振动研究 [J]. 振动与冲击, 2014, 33 (21): 8-12.
- Zhang Y F, Yan X Q, Ling Q H. Polymorphic coupling vibration of a mill main drive system induced by synergy effect of motor current harmonics and rolling force ones [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33 (21): 8-12.
- [18] 王林鸿, 吴波, 杜润生, 等. 液压缸运动的非线性动态特征 [J]. 机械工程学报, 2007, 43 (12): 12-19.
- Wang L H, Wu B, Du R S, et al. Nonlinear dynamic characteristics of moving hydraulic cylinder [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43 (12): 12-19.
- [19] 刘彬, 赵红旭, 朱月, 等. 基于动态轧制力的冷轧机两自由度垂直振动特性 [J]. 中国机械工程, 2014, 25 (17): 2344-2350.
- Liu B, Zhao H X, Zhu Y, et al. Two degree of freedom vertical vibration characteristics of cold rolling mill based on dynamic rolling force [J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25 (17): 2344-2350.