

含参激多自由度轧机传动系统非线性动力学特性*

NONLINEAR DYNAMIC CHARACTERISTICS OF ROLLING MILL'S MULTI-DEGREE-OF-FREEDOM MAIN DRIVE SYSTEM UNDER PARAMETRIC EXCITATION

时培明^{**1} 夏克伟¹ 刘彬¹ 侯东晓²

(1. 燕山大学 电气工程学院, 秦皇岛 066004)

(2. 东北大学秦皇岛分校 自动化工程系, 秦皇岛 066004)

SHI PeiMing¹ XIA KeWei¹ LIU Bin¹ HOU DongXiao²

(1. College of Electrical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

(2. Department of Automatic Engineering, Northeast University at Qinhuangdao, Qinhuangdao 066004, China)

摘要 建立含参激多自由度轧机传动系统非线性扭振动力学模型,通过坐标变换将非线性方程组解耦成独立方程,应用 Melnikov 函数法给出谐波周期扰动力矩下系统出现混沌运动的条件。以某厂 1780 轧机传动系统为实际算例,将其简化成 4 自由度非线性扭振模型,通过理论分析和数值仿真对系统在电机扰动力矩、非线性刚度以及非线性阻尼影响下的分岔行为和混沌运动进行研究。运用分岔图、最大 Lyapunov 指数方法、相轨迹和 Poincaré 截面图对系统的全局动力学特性进行分析。结果表明,电机扰动力矩、非线性刚度以及非线性阻尼在一定范围变化时系统由周期倍化分岔、准周期运动直至混沌运动,同时出现间歇混沌现象。通过分析揭示了非线性扭振系统存在着复杂的分岔结构和混沌运动,为深入研究轧机传动系统非线性动力学行为的全局性态提供参考。

关键词 多自由度 轧机传动系统 扭振 分岔 混沌

中图分类号 O322 TH113

Abstract Considering the influence caused by the parametric excitation, the global dynamic characteristic of nonlinear torsional vibration system of the multi-dof rolling mill's main drive system is investigated. The equations are decoupled by transforming into principal coordinates. The criterion of existence of chaos phenomena under a periodic perturbation of torque disturbance is given by means of Melnikov's method. Numerical example based on the 1780 rolling mill of some Steel Co. rolling mill's main drive system which simplified as a four-degree-of-freedom is given. The bifurcation and chaotic motion in the system subjected to torque disturbance, nonlinear stiffness and nonlinear damping are studied by theoretical analysis and numerical simulation. The evolution of system dynamic responses are demonstrated in detail by bifurcation diagrams, maximal Lyapunov exponent, phase trajectories and Poincaré maps when the system undergoes a sequence of periodic doubling or quasi-periodic bifurcations to chaos. Periodic doubling bifurcation route to chaos, quasi-periodic route to chaos, intermittency route to chaos are found to occur due to the torque disturbance, nonlinear stiffness and nonlinear damping varying in some range. The conclusion shows that there are complicated bifurcation structures and chaos motions in the nonlinear torsional system. And the conclusion can provide reference for deeply researching the dynamic behavior of rolling mill's drive systems.

Key words Multiple degree; Main Drive System of Rolling Mill; Torsional vibration; Bifurcation; Chaos

Corresponding author: SHI PeiMing, E-mail: spm@ysu.edu.cn, Tel: /Fax: +86-335-7187169

The project supported by National Natural Science Foundation of China (No. 51005196), and the Natural Science Foundation of Hebei Province, China (No. E2012203194), and University innovation team of Hebei Province Leading Talent Cultivation Project, (No. LJRC013).

Manuscript received 20131212, in revised form 20140721

* 20131212 收到初稿, 20140721 收到修改稿。国家自然科学基金 (51005196)、河北省自然科学基金 (E2012203194)、河北省高等学校创新团队领军人才培育计划项目 (LJRC013) 资助。

**时培明, 男, 1979 年 9 月生, 黑龙江延寿人, 汉族。燕山大学副教授, 工学博士, 从事轧机振动分析与控制、旋转机械故障诊断等研究, 已发表论文 30 余篇。

前言

随着轧制速度和强度的不断提高,轧机传动系统频繁出现异常扭振失稳现象,严重影响轧制生产,成为制约轧制效率和产品质量进一步提升的主要瓶颈。传动系统中存在复杂的非线性因素^[1],导致系统发生非线性振动,影响轧机的稳定运行,降低生产效率^[2,3]。轧机传动系统中的扰动力矩、非线性刚度、非线性阻尼以及结构参激等非线性因素,导致系统产生非线性振动,在一定的参数区域内表现为复杂的动力学行为^[4,6],对轧机传动系统的工作性能和可靠性产生很大的影响。因此,研究轧机传动系统扭振失稳机理,掌握系统全局动力学特性成为实现系统最优设计、振动监测、异常工况预防控制的关键和亟待解决的问题。

Naitoh 等研究了阻尼作用下的轧机非线性扭振特性,指出由于轧辊打滑上、下轧辊力矩分配不均匀,阻尼对系统扭振振幅的影响显著并呈现衰减趋势^[7]。Wang Zhanghai 等应用 K-B 法求解了轧机主传动系统非线性扭转自激振动模型,得到了产生稳定自激振动的条件^[8]。文献[9-10]研究表明电机谐波分量的存在使传动系统产生非线性扭振响应,形成速度控制系统与轧辊回转运动系统的机电耦合。

本文建立了含参激多自由度轧机传动系统非线性扭振动力学模型,通过坐标变换将非线性方程组解耦成独立方程。应用 Melnikov 函数法给出谐波周期扰动力矩下系统出现混沌运动的条件。以某厂 1780 轧机传动系统为实际算例,将其简化成 4 自由度非线性扭振模型,通过理论分析和数值仿真对系统在电机扰动力矩、非线性刚度以及非线性阻尼影响下的分岔行为和混沌运动进行了研究。运用分岔图、最大 Lyapunov 指数方法、相轨迹和 Poincaré 截面图对系统的全局动力学特性进行了分析。结果表明,电机扰动力矩、非线性刚度以及非线性阻尼在一定范围变化时系统由周期倍化分岔、准周期运动直至混沌运动,同时出现间歇混沌现象。研究结果为深入研究轧机传动系统全局非线性动力学行为提供参考。

1 轧机传动系统多自由度参激扭振模型

1.1 模型建立

考虑板带轧机主传动系统在高速稳态轧制下对系统主传动系统进行动力学建模。将轧机传动系统简化为多自由度非线性扭振动力学模型,如图 1 所示。

图 1 中,为转角, $i = 1, 2, \dots, n$; c_i 为阻尼, k_i 为刚度, $i = 1, 2, \dots, n-1$; J_i 为等效转动惯量, $i = 1, 2, \dots, n$ 。 ω 为电机端的角频率,接轴倾角为 α , K_{NL} 为接轴的非线性刚度, C_{NL} 为接轴上的非线性阻尼, ψ_1 、 ψ_2 分

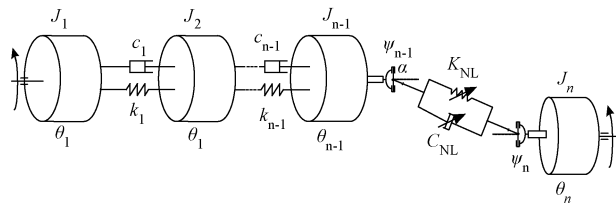


图 1 含参激多自由度轧机传动系统扭振模型

Fig. 1 The multi degree of freedom rolling mill drive system torsional vibration model with parametric excitation

别为接轴部分的输入端和输出端的转角。

根据已知接轴输入输出端角位移动力学关系^[11]可以得出

$$f(\Delta\theta, t) = \lambda_1^2(\omega t) \Delta\theta = [1 - \sin^2 \alpha \cos 2\omega t + \sin^4 \alpha (\frac{1}{8} - \frac{1}{2} \cos 2\omega t + \frac{3}{8} \cos 4\omega t) + O(\varepsilon^2)] \Delta\theta$$

式中, $\Delta\theta$ 为接轴两端相对转角。

这样由图 1 可以得到轧机多自由度传动系统非线性扭振动力学表达式

$$J\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = F \quad (1)$$

式中, J 为系统的转动惯量矩阵, C 为系统的结构阻尼矩阵, K 为系统的刚度矩阵, F 为系统的激振力矩阵。则 F 可写为

$$F = [F_1 \quad 0 \quad \dots \quad 0 \quad F_{n-1} \quad F_n]^T$$

式中, $F_1 = M \cos \Omega_1 t$, M 为电机扰动力矩

$$F_{n-1} = -k_{n-1} f_{n-1,n} - K_{NL} (\theta_{n-1} - \theta_n)^3 - C_{NL} (\dot{\theta}_{n-1} - \dot{\theta}_n)^3$$

$$F_n = -k_{n-1} f_{n,n-1} - K_{NL} (\theta_n - \theta_{n-1})^3 - C_{NL} (\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_{n-1})^3$$

1.2 坐标变换

易知,动力矩阵 $J^{-1}K$ 的广义特征向量 Φ 称为正则模态矢量。令 $\theta = \Phi_j \theta_p$, $F = \Phi_j^T F_p$, Φ_j 为系统第 j 个正则模态矢量, θ_p 、 F_p 为坐标变换后的量。代入式(1)后同时对式(1)左乘 Φ_j^T , 则式(1)变为

$$\Phi_j^T J \Phi_j \ddot{\theta}_p + \Phi_j^T C \Phi_j \dot{\theta}_p + \Phi_j^T K \Phi_j \theta_p = \Phi_j^T F_p \quad (2)$$

则式(2)可解耦成 i 个独立式子

$$J_{pi} \ddot{\theta}_{pi} + C_{pi} \dot{\theta}_{pi} + K_{pi} \theta_{pi} = F_{pi} \quad (3)$$

式中, J_{pi} , θ_{pi} , C_{pi} , K_{pi} 和 F_{pi} 表示第 i 个式子中的量,

$$F_{pi} = \sum_{j=1}^n F_j \Phi_{ji}; \Phi_{ji} \text{ 为 } \Phi_j \text{ 中第 } i \text{ 个量}, J_{pi} = \sum_{j=1}^n J_j \Phi_{ji}^2; K_{pi} = J_{pi} f_i^2, C_{pi} = 2\zeta_i f_i J_{pi}, f_i \text{ 为系统第 } i \text{ 阶固有频率}, \zeta_i \text{ 为模态阻尼比}。$$

令 $\theta_n = \varphi_{ni} \theta_{pi}$, 代入方程(3), 可得到解耦后的方程

$$J_{pi} \ddot{\theta}_{pi} + C_{pi} \dot{\theta}_{pi} + \{K_{pi} + K_{n-1} [1 - \sin^2 \alpha \cos 2\omega t + \sin^4 \alpha (\frac{1}{8} - \frac{1}{2} \cos 2\omega t + \frac{3}{8} \cos 4\omega t)]\}$$

$$(\phi_{n,i} - \phi_{n-1,i})^2 \theta_{pi} + K_{NL} (\phi_{n,i} - \phi_{n-1,i})^4 \theta_{pi}^3 + C_{NL} (\phi_{n,i} - \phi_{n-1,i})^4 \dot{\theta}_{pi}^3 = M \phi_{1,i} \cos \omega t \quad (4)$$

令 $x = \theta_{pi}$, 式(4)可以表示为

$$\ddot{x} + a_1 \dot{x} + \omega_0^2 x + a_2 [-\sin^2 \alpha \cos 2\omega t + \sin^4 \alpha (\frac{1}{8} - \frac{1}{2} \cos 2\omega t + \frac{3}{8} \cos 4\omega t)] x + a_3 x^3 + a_4 \dot{x}^3 = M_1 \cos \omega t \quad (5)$$

式中,

$$a_1 = \frac{C_{pi}}{J_{pi}}, a_2 = \frac{k_{n-1} (\phi_{n,i} - \phi_{n-1,i})^2}{J_{pi}}, a_3 = \frac{K_{NL} (\phi_{n,i} - \phi_{n-1,i})^4}{J_{pi}}, a_4 = \frac{C_{NL} (\phi_{n,i} - \phi_{n-1,i})^4}{J_{pi}}, \omega_0 = \sqrt{\frac{K_{pi} + K_{NL} (\phi_{n,i} - \phi_{n-1,i})^2}{J_{pi}}}, M_1 = \frac{M \phi_{1i}}{J_{pi}}$$

2 Melnikov 分析

令 $y = \dot{x}$, 且将方程(5)中的非线性项冠以小参数 ε , 可得下面的平面系统

$$\begin{cases} \dot{x} = y \\ \dot{y} = -\bar{\omega}x - a_3 x^3 - \varepsilon a_2 [-\sin^2 \alpha \cos 2\omega t + \sin^4 \alpha (-\frac{1}{2} \cos 2\omega t + \frac{3}{8} \cos 4\omega t)] x - \varepsilon a_1 y - \varepsilon a_4 y^3 + \varepsilon M_1 \cos \omega t \end{cases} \quad (6)$$

式中, $\bar{\omega} = \omega_0^2 + \frac{1}{8} a_2 \sin^4 \alpha$

当 $\varepsilon = 0$ 时, 未扰系统为

$$\begin{cases} \dot{x} = y \\ \dot{y} = -\bar{\omega}x - a_3 x^3 \end{cases} \quad (7)$$

未扰系统的 Hamilton 函数为

$$H(x, y) = \frac{1}{2} y^2 + \frac{\bar{\omega}}{2} x^2 + \frac{a_3}{4} x^4 = h \quad (8)$$

对于不同的 h 值, 在相平面上可以得到不同的曲线。 h 值由初始条件决定。取 $y = \dot{y} = 0$, 可以得到未扰系统的平衡点, 则有

(1) 当 $a_3 > 0$ 时, 系统只有一个不动点 $O(0, 0)$;

(2) 当 $a_3 < 0$ 时, 系统有三个不动点, 中心点 $O(0, 0)$, 两个鞍点 $(\sqrt{-\bar{\omega}/a_3}, 0), (-\sqrt{-\bar{\omega}/a_3}, 0)$, 且两个鞍点被一对异宿轨道相连

$$x^0(\tau) = \pm \sqrt{\frac{-\bar{\omega}}{a_3}} \tanh(\sqrt{\frac{\bar{\omega}}{2}} \tau) \\ y^0(\tau) = \pm \sqrt{\frac{-\bar{\omega}}{2a_3}} \operatorname{sech}^2(\sqrt{\frac{\bar{\omega}}{2}} \tau)$$

应用 Melnikov 函数法^[12-14] 研究系统(6)的混沌运动。

Poincaré 截面 Σ 可以取为

$$\Sigma = \{(x, y, \varphi) \in R^2 \times S^1 \mid \varphi = 0\} \quad (9)$$

其中, $(x, y, \varphi) = (x(t), y(t), \omega t)$ 为系统(6)的解, S^1 为以 2π 为周期, 相空间为 $R^2 \times S^1$, Poincaré 截面定义为

$$P: (x(0), y(0)) \rightarrow (x(T), y(T)) \quad (10)$$

其中, $T = 2\pi/\omega$ 。

当满足条件(2)时, 未扰系统存在两条异宿轨道。当存在谐波周期扰动时, 异宿轨道破裂将产生异宿分岔。根据 Smale-Birkhoff 理论, 系统可能发生混沌运动。

构造异宿轨道的 Melnikov 函数

$$M(\tau_0) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(\mathbf{q}^0(\tau)) \Lambda \mathbf{g}(\mathbf{q}^0(\tau), \tau + \tau_0) d\tau \quad (11)$$

式中, $\mathbf{q}^0(\tau) = (x^0(\tau), y^0(\tau))^T$, Λ 为投影算子。

$$f(\mathbf{q}^0(\tau)) = (y^0(\tau), -\bar{\omega}x^0(\tau) - a_3 [x^0(\tau)]^3)^T, \\ g(\mathbf{q}^0(\tau), \tau + \tau_0) = (0, -\{-\sin^2 \alpha \cos[2\omega(\tau + \tau_0)] + \sin^4 \alpha \{-\frac{1}{2} \cos[2\omega(\tau + \tau_0)] + \frac{3}{8} \cos[4\omega(\tau + \tau_0)]\}\} a_2 x^0(\tau) - a_1 y^0(\tau) - a_4 [y^0(\tau)]^3 + M_1 \cos[\omega(\tau + \tau_0)])^T$$

则式(11)可表示为

$$M(\tau_0) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(\mathbf{q}^0(\tau)) \Lambda g(\mathbf{q}^0(\tau), \tau + \tau_0) d\tau = \int_{-\infty}^{+\infty} \{-\sin^2 \alpha \cos[2\omega(\tau + \tau_0)] + \sin^4 \alpha \{-\frac{1}{2} \cos[2\omega(\tau + \tau_0)] + \frac{3}{8} \cos[4\omega(\tau + \tau_0)]\}\} a_2 x^0(\tau) - a_1 y^0(\tau) - a_4 [y^0(\tau)]^3 + M_1 \cos[\omega(\tau + \tau_0)] y^0(\tau) d\tau = -g_1 I_1 - g_2 I_2 - a_1 I_3 - a_4 I_4 + M_1 \cos(\omega \tau_0) I_5 \quad (12)$$

$$\text{式中, } I_1 = \int_{-\infty}^{+\infty} x^0(\tau) y^0(\tau) \sin(2\omega \tau) d\tau$$

$$g_1 = \frac{1}{2} a_2 \sin(2\omega \tau_0) (\sin^2 \alpha + \frac{1}{2} \sin^4 \alpha)$$

$$I_2 = \int_{-\infty}^{+\infty} x^0(\tau) y^0(\tau) \sin(4\omega \tau) d\tau$$

$$g_2 = \frac{3}{32} a_2 \sin^4 \alpha \sin(4\omega \tau_0)$$

$$I_3 = \int_{-\infty}^{+\infty} y^{02}(\tau) d\tau, I_4 = \int_{-\infty}^{+\infty} y^{04}(\tau) d\tau$$
$$I_5 = \int_{-\infty}^{+\infty} y^0(\tau) \sin(\omega\tau) d\tau$$

当 $y^0(\tau)$ 给定时, $I_3 = \int_{-\infty}^{+\infty} y^{02}(\tau) d\tau, I_4 = \int_{-\infty}^{+\infty} y^{04}(\tau) d\tau$ 为常数, I_1, I_2, I_5 为函数, 那么当满足下式时

$$a_1 I_3 + a_4 I_4 < |M_1 \cos(\omega\tau_0) I_5 - g_1 I_1 - g_2 I_2| \tag{13}$$

存在使得 $M(\tau'_0) = 0$ 和 $\frac{\partial M}{\partial \tau_0} \Big|_{\tau=\tau'_0} \neq 0$ 成立的 $\tau'_0 \in \left(0, \frac{2\pi}{\omega}\right)$ 。

令 $|M_1 \cos(\omega\tau_0) I_5 - g_1 I_1 - g_2 I_2| \equiv R(M_1, \omega)$ 可获得下面条件:

当满足下式时, 系统(6)将产生异宿分岔

$$a_1 I_3 + a_4 I_4 \equiv R(M_1, \omega) \tag{14}$$

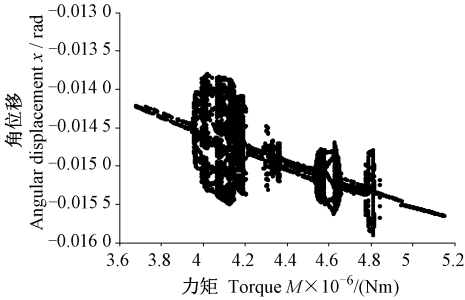
这表明如果 $\varepsilon > 0$ 为小参数, 系统(6)可能发生混沌运动。

3 算例分析

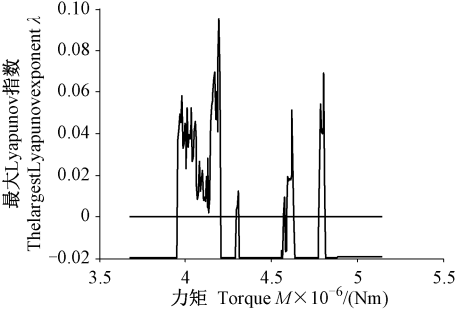
以某厂 1780 轧机主传动系统为例, 将其简化为四自由度模型, 从左至右依次为电机端、电机端接轴、轧辊端接轴以及轧辊等效转动惯量, 并取如下参数: $J_1 = 8\,080.081\text{ kg}\cdot\text{m}^2, J_2 = 324.714\,8\text{ kg}\cdot\text{m}^2, J_3 = 266.148\,8\text{ kg}\cdot\text{m}^2, J_4 = 4\,885.4\text{ kg}\cdot\text{m}^2, K_1 = 1.263\,2 \times 10^8\text{ Nm/rad}, K_2 = 1.088\,4 \times 10^8\text{ Nm/rad}, K_3 = 2.786 \times 10^8\text{ Nm/rad}, \zeta_i = 0.02, \alpha = 5^\circ$ 。

为了确定扰动系统(14)的混沌运动, 采用几种有效的数值方法辨识分岔现象和混沌运动, 包括: (i) 分岔图, (ii) 最大 Lyapunov 指数图, (iii) 相轨迹和 (iv) Poincaré 截面。

首先令 $K_{NL} = 1.393 \times 10^{11}\text{ Nm/rad}, C_{NL} = 2.410 \times 10^6\text{ N}\cdot\text{s/m}, \omega = 20\text{ rad/s}$, 使得 M 在一定范围内变化。系统(14)在 (M, x) 平面内的分岔图如图 2a 所示。图 2a 对应的最大 Lyapunov 指数如图 2b 所示。从图 2a 可以看出, 当参数 M 变化时非线性动力系统(14)存在周期和混沌运动。图 2b 中最大的 Lyapunov 进一步证明了系统混沌运动发生。当 M 从 $3.7 \times 10^6\text{ Nm}$ 逐渐增大时系统由周期 2 运动经倍化分岔变化到混沌运动, 再变化到周期 2 运动, 经过周期运动和混沌运动交替出现直到周期 1 运动。



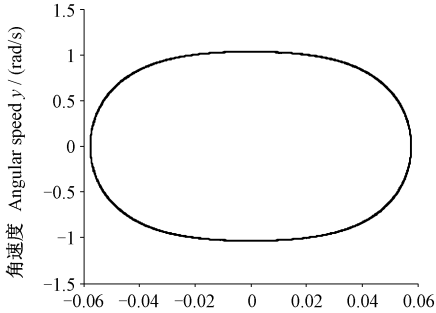
(a) 分岔图
(a) Bifurcation diagram



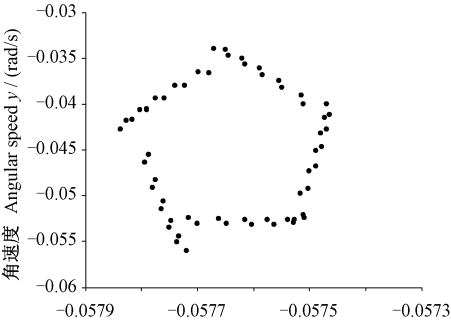
(b) 最大Lyapunov指数
(b) The largest Lyapunov exponent

图2 外力矩变化时分岔图及最大 Lyapunov 指数
Fig. 2 Bifurcation diagram and the largest Lyapunov exponent with external torque change

在图 2a 中 $M = 4.635 \times 10^6\text{ Nm}$ 时, 系统处于准周期状态的相轨迹如图 3a 所示。图 3b 显示图 3a 对应的 Poincaré 截面。当取 $M = 4.811 \times 10^6\text{ Nm}$ 时, 处于混



(a) $M=4.635 \times 10^6\text{ Nm}$ 时的相轨迹
(a) phase trajectory at $M=4.635 \times 10^6\text{ Nm}$



(b) $M=4.635 \times 10^6\text{ Nm}$ 时的 Poincaré 截面
(b) Poincaré section at $M=4.635 \times 10^6\text{ Nm}$

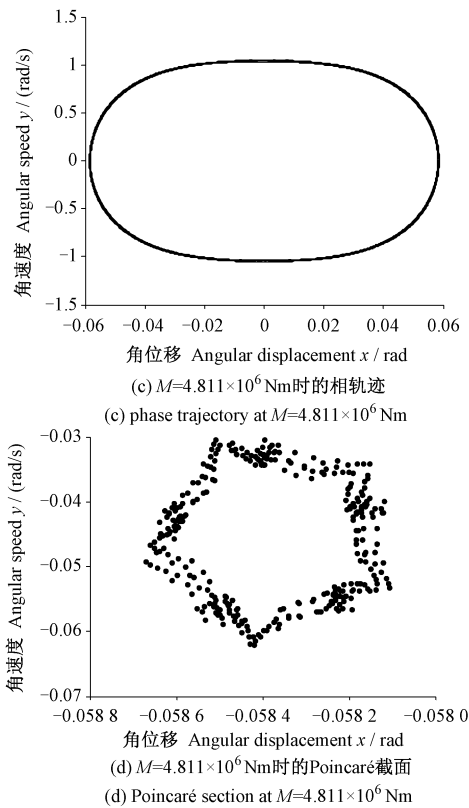


图 3 不同力矩对应的相轨迹和 Poincaré 截面
Fig. 3 Phase trajectory and Poincaré section with different torque

沌状态的相轨迹如图 3c 所示。图 3d 显示图 3c 对应的 Poincaré 截面。相应的最大 Lyapunov 指数为正,进一步验证了系统的混沌运动。从图 2 和图 3 可以看出系统进入混沌状态的途径,除了经过一系列的倍化周期过程之外,还有准周期进入混沌,阵发混沌现象。

令 $M = 5.037 \times 10^6 \text{ Nm}$, $C_{\text{NL}} = 2.410 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $\omega = 20 \text{ rad/s}$,使得 K_{NL} 在一定范围内变化,动力系统也表现为不同的周期运动和混沌运动。系统的分岔图和相应的最大 Lyapunov 图如图 4 所示。

从图 4a 和图 4b 的分岔图和最大 Lyapunov 指数可以看出系统从周期 5 运动开始混沌运动和周期运动交替发生,有周期 3 运动、周期 4 运动、周期 6 运动和准周期运动和阵发混沌运动,最后变为周期 1 运动。

在图 4a 中 $K_{\text{NL}} = 1.165 \times 10^{11} \text{ Nm/rad}$ 时,系统处于周期 5 状态的相轨迹如图 5a 所示。图 5b 显示图 6a 对应的 Poincaré 截面。当取 $K_{\text{NL}} = 1.249 \times 10^{11} \text{ Nm/rad}$ 时,处于混沌状态的相轨迹如图 5c 所示。图 5d 显示图 5c 对应的 Poincaré 截面。相应的最大 Lyapunov 指数为正,进一步验证了系统的混沌运动。从图 5 和图 6 可以看出系统进入混沌状态的途径,除了经过一系列的倍化周期过程之外,还有准周期进入混沌,阵发混沌现象。

令 $M = 5.037 \times 10^6 \text{ Nm}$, $K_{\text{NL}} = 1.300 \times 10^{11} \text{ Nm/rad}$,

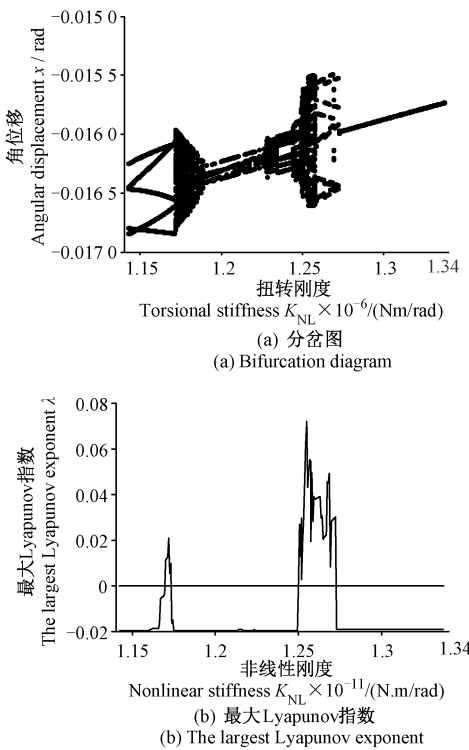
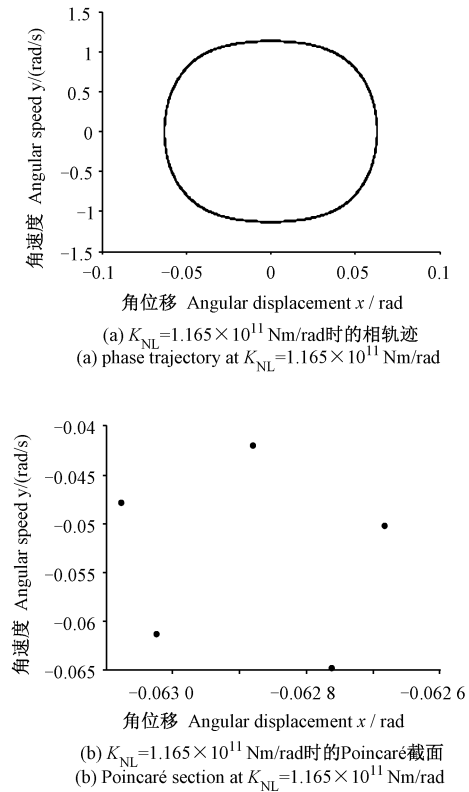


图 4 非线性刚度变化时分岔图
和最大 Lyapunov 指数

Fig. 4 Bifurcation diagram and the largest Lyapunov exponent with nonlinear stiffness change

$\omega = 20 \text{ rad/s}$,使得 C_{NL} 在一定范围内变化,动力系统也表现为不同的周期运动和混沌运动。系统的分岔图和相应的最大 Lyapunov 图如图 6 所示。



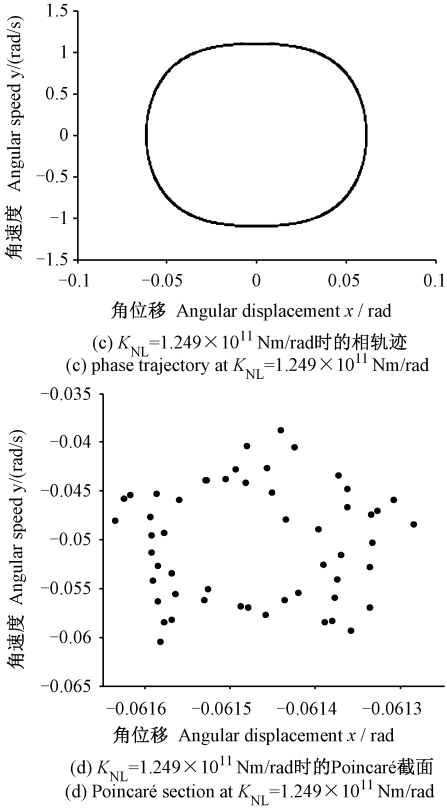


图5 不同非线性刚度对于的相轨迹和 Poincaré 截面

Fig. 5 Phase trajectory and Poincaré section with different nonlinear stiffness

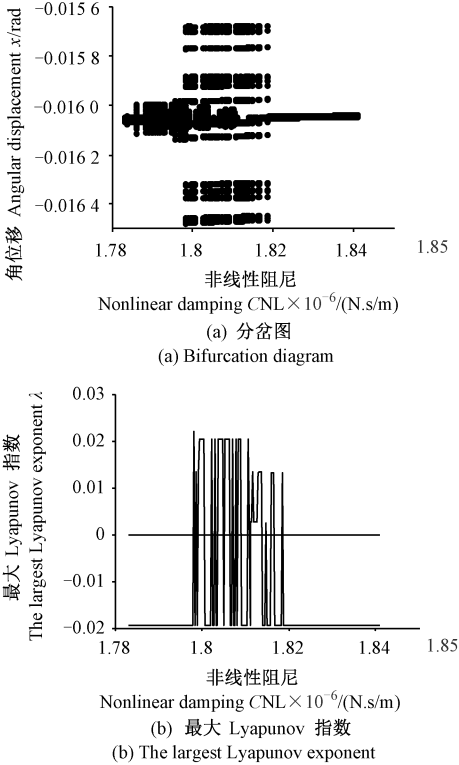


图6 非线性阻尼变化时的分岔图和最大 Lyapunov 指数

Fig. 6 Bifurcation diagram and the largest Lyapunov exponent with nonlinear damping change

图6清楚地展现出混沌运动和周期运动随 C_{NL} 变化的交替变化过程。为进一步展示系统的混沌特性,给出系统的混沌吸引子。图6a中 $C_{NL} = 1.804 \times 10^6$ N·s/m时,图7a和7b分别为系统的相轨迹和对应的Poincaré截面。图7a和7b说明此时系统为混沌运动,

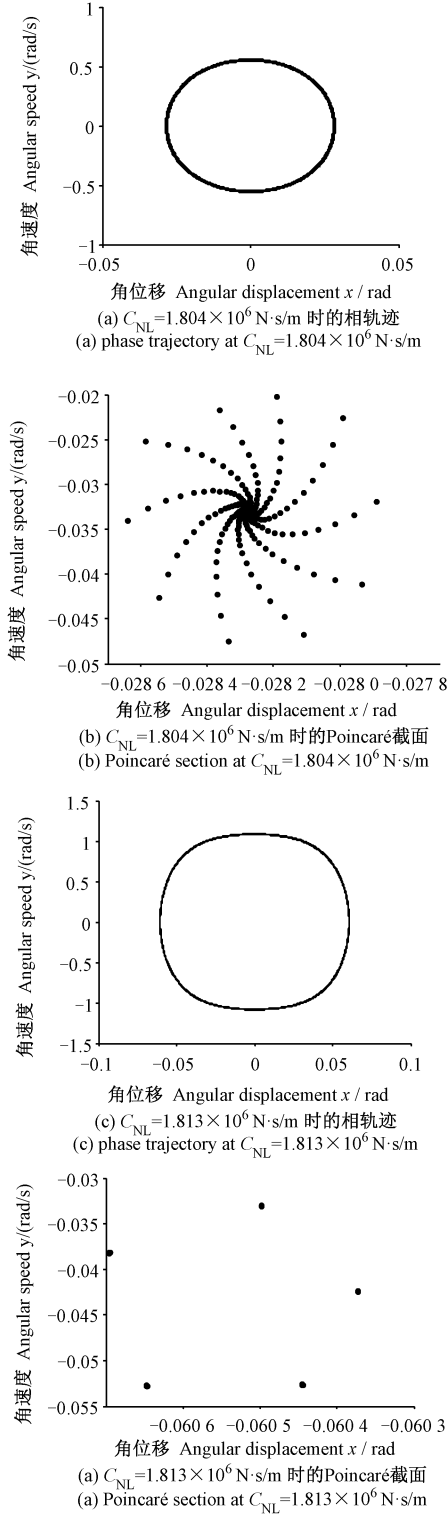


图7 不同非线性阻尼对于的相轨迹和 Poincaré 截面

Fig. 7 Phase trajectory and Poincaré section with different nonlinear damping

出现了混沌吸引子,且相应的最大 Lyapunov 指数为正。当 $C_{NL} = 1.813 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 时,图 7c 的相轨迹和 7d 的 Poincaré 截面则表明此时系统为周期 5 运动。

由以上实例仿真结果可以看出,电机扰动力矩、非线性刚度以及非线性阻尼影响着轧机扭振系统的动力学行为,实际生产中应避免使轧机传动系统产生混沌振动现象。可以控制电机扰动力矩以及通过润滑工艺来改变系统的阻尼,使轧机平稳的运行。

4 结论

本文以轧机传动系统非线性扭振为研究对象,考虑电机扰动力矩、非线性刚度以及非线性阻尼等影响因素,通过理论分析和数值仿真对系统的分岔行为和混沌运动等全局动力学特性进行了研究,主要结论如下:

1)建立了含参激多自由度轧机传动系统非线性扭振动力学模型,通过坐标变换将非线性方程组解耦成独立方程。

2)应用 Melnikov 函数法给出谐波周期扰动力矩下系统出现混沌运动的条件。

3)以某厂 1780 轧机传动系统为实际算例,将其简化成 4 自由度非线性扭振模型,通过理论分析和数值仿真对系统在电机扰动力矩、非线性刚度以及非线性阻尼影响下的分岔行为和混沌运动进行了研究。运用分岔图、最大 Lyapunov 指数方法、相轨迹和 Poincaré 截面图对系统的全局动力学特性进行了分析。

4)研究结果表明,电机扰动力矩、非线性刚度以及非线性阻尼在一定范围变化时系统由周期倍化分岔、准周期运动直至混沌运动,同时出现间歇混沌现象。研究结果为深入研究轧机传动系统非线性动力学行为的全局性态提供参考。

参考文献 (References)

[1] Niziol J, Swiatoniowski A. Numerical analysis of the vertical vibrations of rolling mills and their negative effect on the sheet quality[J]. Journal of Materials Processing Technology. 2005,162(15):546-550.

[2] 赵武,刘彬,蒋金水. 基于拓扑网络的轧机扭振分析计算[J]. 机械工程学报,2006,42(7):51-55.

ZHAO Wu, LIU Bin, JIANG JinShui. Torsional vibration calculation of rolling mill based on topology network [J]. Journal of Mechanical

Engineering, 2006, 42(7):51-55 (In Chinese).

[3] SHI Peiming, LIU Bin, HOU Dongxiao. Global dynamic characteristic of nonlinear torsional vibration system under harmonically excitation [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering. 2009, 22(1):132-139.

[4] 时培明,夏克伟,刘彬,等. 含间隙多自由度轧机传动系统非线性扭振动力特性[J]. 机械工程学报, 2012, 48(17):57-64.

SHI PeiMing, XIA KeWei, LIU Bin, et al. Dynamics behaviors of rolling mill's nonlinear torsional vibration of multi-degree-of-freedom main drive system with clearance [J]. Journal of Mechanical Engineering. 2009, 22(1):132-139 (In Chinese).

[5] 张瑞成,童朝南. 基于交流传动的轧机电耦合系统振动特性分析[J]. 机械强度, 2006, 28(3):336-340.

ZHANG RuiCheng, TONG ChaoNan. Analysis vibration characteristic of electromechanical coupling system of rolling mill based on AC drive [J]. Journal of Mechanical Strength, 2006, 28(3):336-340 (In Chinese).

[6] 张永祥,惠淑荣,孔贵芹. 非线性刚度碰摩转子系统的分岔与混沌演化[J]. 机械强度, 2009, 31(1):024-027

ZHANG YongXiang, HUI ShuRong, Kong GuiQin. Bifurcation and routes to chaos for a rub-impact rotor system with nonlinear rigidity [J]. Journal of Mechanical Strength, 2009, 31(1):024 - 027 (In Chinese).

[7] Naitoh, Haruo, Suzuki. Compensation of a GTO-NPC inverter for the damping of rolling mill torsional vibration [J]. IEEE Annual Power Electronics Specialists Conference, 1996, 1:925-930.

[8] WANG Zhanghai, WANG Dejun. Method of judging the self-excited vibration of rolling main drive system in rolling slippage [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 215(5):1135-1143.

[9] WU Y X, Duan J A. Frequency modulation of high-speed mill chatters [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2002, 129(1):148-151.

[10] MOHAMMAD, YOUNES A, SHAHTOUT M, et al. A parameters design approach to improve product quality and equipment performance in hot rolling [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2006, 171(1):83-92.

[11] MARTIN G H. Kinematics and Dynamics of Machines [M]., McGraw-Hill, New York. , 1969:112-120.

[12] AWREJCEWICZ J, PYRYEV Y. Chaos prediction in the duffing-type system with friction using Melnikov's function. Nonlinear Analysis, 2006, 7(1):12-24.

[13] GE ZH M, ZHANG A R. Chaos in a modified van der Pol system and in its fractional order systems. Chaos Solitons and Fractals, 2007, 32(5):1791-1822.

[14] SHEU L J, CHEN H K, CHEN J H, TAM L M. Chaotic dynamics of the fractionally damped Duffing equation. Chaos Solitons and Fractals, 2007, 32(4):1459-1468.