

文章编号: 1000-8055(2007)06-0996-06

双跨转子系统裂纹-松动耦合故障的非线性响应

罗跃纲^{1,2}, 闻邦椿²

- (1. 大连民族学院 机电与控制工程研究所, 大连 116600;
2. 东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110004)

摘 要: 建立了带有裂纹-支承松动耦合故障的具有三轴承支承的双跨弹性转子系统的动力学模型, 并对系统裂纹、松动及其耦合故障对系统非线性动力学响应的影响进行了数值仿真研究. 当只有裂纹故障时, 在亚临界转速和超临界转速区均有拟周期运动; 当只有松动故障时, 在亚临界转速区为拟周期运动, 而在超临界转速区为混沌运动. 当出现裂纹-松动耦合故障时, 松动故障的影响占主要地位, 同时有较大范围的周期 3 运动区间出现. 随着裂纹深度的增加, 其影响作用逐渐增大. 研究结果为转子-轴承系统故障诊断、动态设计和安全运行提供了理论参考.

关 键 词: 转子-轴承系统; 裂纹; 松动; 非线性响应; 拟周期; 混沌

中图分类号: O322

文献标识码: A

Nonlinear responses of two-span rotor-bearing system with coupling faults of crack and pedestal looseness

LUO Yue-gang^{1,2}, WEN Bang-chun²

- (1. Research Institute of Mechanism Electron and Control Engineering, Dalian Nationalities University, Dalian 116600, China;
2. School of Mechanical Engineering and Automation, Northeastern University, Shenyang 110004, China)

Abstract: A dynamic model was set up for the two-span rotor-bearing system with coupling faults of crack and pedestal looseness supported on three plain journal bearings. The nonlinear dynamics behaviors that induced by crack, pedestal looseness and coupling faults are numerically studied. In the case of crack faults, quasi-periodic motion appears within the range of sub- and super-critical speed range. When the pedestal looseness fault occurs, the quasi-periodic motion appears in the sub-critical speed range, but chaotic motion takes place within the super-critical speed range. The pedestal looseness fault is the main influence on the coupling fault system, and there is period-3 motion appearing in the system. The influence of crack fault increases along with the depth of crack. The results may provide theoretical references for fault diagnosis, dynamic design, and safe operation of rotor-bearing system.

收稿日期: 2006-06-01; **修订日期:** 2006-10-30

基金项目: 国家自然科学基金重点资助(50535010); 国家自然科学基金资助(50275024)

作者简介: 罗跃纲(1964-), 男, 辽宁锦州人, 东北大学机械工程与自动化学院博士后, 大连民族学院机电与控制工程研究所教授, 主要从事非线性振动、转子动力学及智能故障诊断等的研究.

Key words : rotor-bearing system ;crack ;pedestal looseness ;non-linear response ;
quasi-periodic ; chaos

转子系统是旋转机械的重要部件,它的工作状态正常与否直接影响到整个机械系统的工作状态,如在转子系统的故障还未达到危险程度之前将其检测出来,将会大大减少由此带来的事故损失.转轴裂纹和支承松动是转子系统中常见的两种非线性故障因素,一直是人们研究的重点.裂纹的出现,会引起轴刚度的变化,从而使得整个系统变成带有时变的、非解析非线性项的非线性系统,导致其响应呈现出很强的非线性特点^[1-5].旋转机械经过长期的振动会引起支承松动的故障,支承松动会引起转子支承刚度的分段非线性特性^[6-10].

目前,对具有单一或耦合故障的单跨转子系统已经有了比较系统、详细的研究.但是,对于具有裂纹-松动耦合故障的多跨转子系统的研究却很少见.本文建立了带有裂纹-支承松动耦合故障的多跨转子-轴承系统非线性动力学模型,对带有裂纹和松动故障转子系统的耦合振动特性进行了分析,研究结果为多故障转子系统的振动监测与故障诊断提供了重要的参考价值.

1 系统力学模型和运动微分方程

图 1 所示为 3 个滑动轴承支承的双跨裂纹-松动弹性转子-轴承系统和裂纹截面模型,中间以联轴节相连,将系统质量等效集中于各圆盘中心及各轴承支座处.忽略扭转振动和陀螺力矩,只考虑系统横向振动.转子两端采用对称结构的滑动轴承支承, O_1, O_3, O_5 为轴瓦几何中心, O_2 和 O_4 为转子几何中心, O_{2e} 和 O_{4e} 为转子质心, m_1, m_3, m_5 为转子在轴承处集中质量, m_2 和 m_4 为在圆盘处的等效集中质量, m_6 为支承松动质量.圆盘与轴承之间为无质量弹性轴, k_1 和 k_2 为弹性轴刚

度,在轴的中间有一深度为 a 的弓形横向裂纹.

1.1 轴承油膜力

在短轴承油膜力假设条件下的无量纲化雷诺方程为

$$\left[\frac{R}{L}\right]^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = x \sin \theta - y \cos \theta - 2(x \cos \theta + y \sin \theta) \quad (1)$$

由上式可得无量纲油膜压力为

$$p = \frac{1}{2} \left[\frac{L}{D} \right]^2.$$

$$\frac{(x - 2y) \sin \theta - (y + 2x) \cos \theta}{(1 - x \cos \theta - y \sin \theta)^3} (4z^2 - 1)$$

无量纲非线性油膜力最终可以表示为

$$\begin{cases} f_x \\ f_y \end{cases} = - \frac{[(x - 2y)^2 + (y + 2x)^2]^{1/2}}{1 - x^2 - y^2} \cdot \begin{cases} 3xV(x, y, \alpha) - \sin \alpha G(x, y, \alpha) - 2\cos \alpha (x, y, \alpha) \\ 3yV(x, y, \alpha) - \cos \alpha G(x, y, \alpha) - 2\sin \alpha (x, y, \alpha) \end{cases} \quad (2)$$

式中

$$V(x, y, \alpha) = \frac{2 + (y \cos \alpha - x \sin \alpha) G(x, y, \alpha)}{1 - x^2 - y^2}$$

$$S(x, y, \alpha) = \frac{x \cos \alpha + y \sin \alpha}{1 - (x \cos \alpha + y \sin \alpha)^2}$$

$$G(x, y, \alpha) =$$

$$\frac{2}{(1 - x^2 - y^2)^{1/2}} \left[\frac{\pi}{2} + \arctan \frac{y \cos \alpha - x \sin \alpha}{(1 - x^2 - y^2)^{1/2}} \right]$$

$$\alpha = \arctan \frac{y + 2x}{x - 2y}, \quad \frac{\pi}{2} \operatorname{sign} \left[\frac{y + 2x}{x - 2y} \right] -$$

$$\frac{\pi}{2} \operatorname{sign}(y + 2x)$$

其中 R 为轴承半径, L 为轴承长度.

1.2 运动微分方程

设自左至右端转子系统的轴心径向位移分别

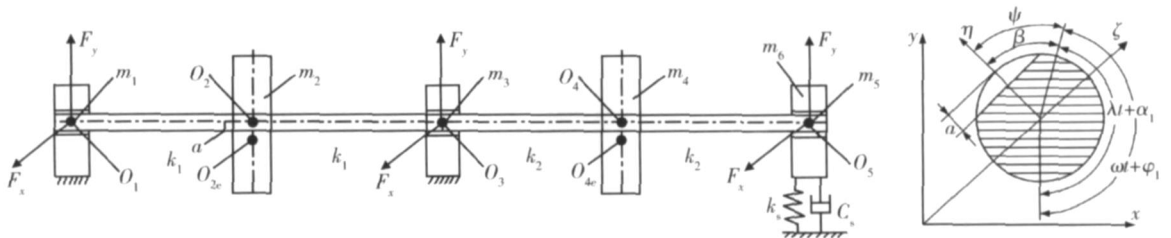


图 1 双跨裂纹-松动转子-轴承系统和裂纹截面模型

Fig. 1 Model of two-span rotor-bearing system with couple faults of crack and pedestal looseness and section of crack

为 $(x_1, y_1), (x_3, y_3), (x_5, y_5)$; 转盘处的径向位移分别为 $(x_2, y_2), (x_4, y_4)$, 松动支座在竖直方向的位移为 y_6 ; 则系统的无量纲运动微分方程为

$$\left\{ \begin{aligned} & \ddot{x}_1 + \xi_1 \dot{x}_1 + \eta_1 \left[1 - \frac{\delta}{2} F(\Psi) \right] (x_1 - x_2) + \frac{\eta_{11}}{2} F(\Psi) \cdot \\ & [(x_1 - x_2) \cos 2\tau + (y_1 - y_2) \sin 2\tau] = \frac{1}{M_1} f_x(x_1, y_1) \\ & \ddot{y}_1 + \xi_1 \dot{y}_1 + \eta_1 \left[1 - \frac{\delta}{2} F(\Psi) \right] (y_1 - y_2) + \frac{\eta_{11}}{2} F(\Psi) \cdot \\ & [(x_1 - x_2) \sin 2\tau - (y_1 - y_2) \cos 2\tau] = \frac{1}{M_1} f_y(x_1, y_1) - G \\ & \ddot{x}_2 + \xi_2 \dot{x}_2 + \eta_1 \left[1 - \frac{\delta}{2} F(\Psi) \right] (2x_2 - x_1 - x_3) + \frac{\eta_{11}}{2} F(\Psi) \cdot \\ & [(2x_2 - x_1 - x_3) \cos 2\tau + (2y_2 - y_1 - y_3) \sin 2\tau] = u_1 \cos \tau \\ & \ddot{y}_2 + \xi_2 \dot{y}_2 + \eta_1 \left[1 - \frac{\delta}{2} F(\Psi) \right] (2y_2 - y_1 - y_3) + \frac{\eta_{11}}{2} F(\Psi) \cdot \\ & [(2x_2 - x_1 - x_3) \sin 2\tau - (2y_2 - y_1 - y_3) \cos 2\tau] = u_1 \sin \tau - G \\ & \ddot{x}_3 + \xi_3 \dot{x}_3 + \eta_{11} \left[1 - \frac{\delta}{2} F(\Psi) \right] (x_3 - x_2) + \frac{\eta_{11}}{2} F(\Psi) \cdot \\ & [(x_3 - x_2) \cos 2\tau + (y_3 - y_2) \sin 2\tau] + \eta_{12} (x_3 - x_4) = \frac{1}{M_3} f_x(x_3, y_3) \\ & \ddot{y}_3 + \xi_3 \dot{y}_3 + \eta_{11} \left[1 - \frac{\delta}{2} F(\Psi) \right] (y_3 - y_2) + \frac{\eta_{11}}{2} F(\Psi) \cdot \\ & [(x_3 - x_2) \sin 2\tau - (y_3 - y_2) \cos 2\tau] + \eta_{12} (y_3 - y_4) = \frac{1}{M_3} f_y(x_3, y_3) - G \\ & \ddot{x}_4 + \xi_4 \dot{x}_4 + \eta_{12} (2x_4 - x_3 - x_5) = u_2 \cos \tau \\ & \ddot{y}_4 + \xi_4 \dot{y}_4 + \eta_{12} (2y_4 - y_3 - y_5) = u_2 \sin \tau - G \\ & \ddot{x}_5 + \xi_5 \dot{x}_5 + \eta_{12} (x_5 - x_4) = \frac{1}{M_5} f_x(x_5, y_5 - y_6) \\ & \ddot{y}_5 + \xi_5 \dot{y}_5 + \eta_{12} (y_5 - y_4) = \frac{1}{M_5} f_y(x_5, y_5 - y_6) - G \\ & \ddot{y}_6 + \xi_6 \dot{y}_6 + \eta_6 y_6 = \frac{1}{M_5} f_y(x_5, y_5 - y_6) - G \end{aligned} \right. \quad (3)$$

式中 ε 和 δ 为仅与裂纹深度 a 有关的相对刚度参数^[5]; $F(\Psi)$ 为裂纹开闭函数, $F(\Psi) = \frac{1 + \cos \Psi}{2}$,

$\Psi = t - \phi + \beta \arctan \frac{y}{x}$, β 为裂纹方向与偏心之间的夹角, ϕ 为初相位; $\xi_i = \frac{c_i}{m_i \omega}$, c_1, c_3 和 c_5 为转

子在轴承处阻尼系数, c_2 和 c_4 为转子圆盘阻尼系;

$\xi_6 = \frac{c_6}{m_6 \omega}$, $\eta_{11} = \frac{k_1}{m_1 \omega^2}$, $\eta_{12} = \frac{k_2}{m_1 \omega^2}$, $\eta_6 = \frac{k_6}{m_6 \omega^2}$,

$M_i = \frac{\omega^2}{\delta_i}$, $G = \frac{g}{\omega^2}$, $x_i = \frac{X_i}{c}$, $y_i = \frac{Y_i}{c}$ 为相对于轴承

间隙 c 的无量纲位移. $f_x = \frac{F_x}{\delta}$, $f_y = \frac{F_y}{\delta}$ 为无量纲非线性油膜力分量, 具体表达式如式(2)所示, δ

为 Sommerfeld 修正数, $\delta = \frac{\mu \omega R L}{m_1 g} \left(\frac{R}{c} \right)^2 \left(\frac{L}{2R} \right)$, μ

为润滑油粘度, ω 为激励频率. τ 为无量纲时间,

$\tau = \omega t$, u_1 和 u_2 为转子无量纲偏心量, $u_i = \frac{e_i}{c} \cdot k_s$

和 c_s 分别为轴承座与基础之间的等效刚度和阻尼, 支承间隙系统在位移条件下 k_s 和 c_s 为分段线性, 其表达式为

$$k_s = \begin{cases} k_{s1} & (y_6 > \delta) \\ 0 & (0 \leq y_6 \leq \delta) \\ k_{s2} & (y_6 < 0) \end{cases}, \quad c_s = \begin{cases} c_{s1} & (y_6 > \delta) \\ 0 & (0 \leq y_6 \leq \delta) \\ c_{s2} & (y_6 < 0) \end{cases} \quad (4)$$

2 数值计算结果分析

由于本文所研究的转子系统具有强非线性特性, 不能够应用解析方法对其进行分析, 故采用数

值方法对此系统动态特性进行分析研究,系统参数为: $m_1 = m_5 = 4.0 \text{ kg}$, $m_2 = m_4 = 32.1 \text{ kg}$, $m_3 = 8.0 \text{ kg}$, $R = 25 \text{ mm}$, $L = 12 \text{ mm}$, $c = 0.11 \text{ mm}$, $\mu = 0.01 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, $c_1 = 1\,050 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_2 = 2\,100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_3 = 1\,150 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $k_1 = k_2 = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$, $k_{s1} = k_{s2} = 7.5 \times 10^7 \text{ N/m}$, $c_{s1} = 850 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_{s2} = 800 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $\delta_1 = 0.22 \text{ mm}$, $e_1 = 0.03 \text{ mm}$, $e_2 = 0.03 \text{ mm}$, $\beta = \pi/2$, $\phi_0 = 0$. 无故障转子系统的一阶临界转速为 $\omega_c = 882.5 \text{ rad/s}$.

2.1 裂纹-松动耦合故障对系统非线性响应的影响

图 2 为无量纲裂纹深度 $a = 0.7$ 无支承松动时转子-轴承系统响应 x_2 和 y_2 (转盘) 随转子转速

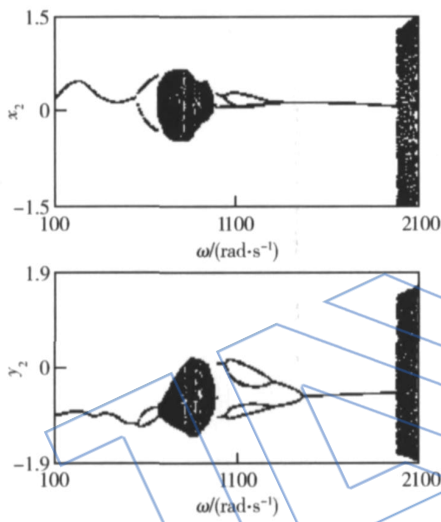


图 2 裂纹深度 $a = 0.7$ 时转子响应随转速 ω 变化的分岔图

Fig. 2 Bifurcation diagram of rotor response with crack fault at $a = 0.7$

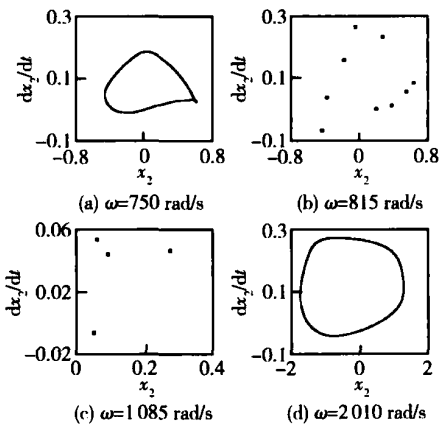


图 3 不同转速 ω 下裂纹故障转子响应的 Poincaré 截面图

Fig. 3 Poincaré maps of the rotor responses with crack fault at different ω

变化的分岔图. 只有裂纹故障时,在 $\omega = 560 \text{ rad/s}$ 时系统的周期运动失稳,由周期 1 运动发生倍周期分岔为周期 2 运动;随着转速的增高,当 $\omega = 675 \text{ rad/s}$ 时系统响应演变为拟周期运动,直至 $\omega = 980 \text{ rad/s}$ 时拟周期运动锁相为周期 1 运动. 以后系统响应主要为:周期 2 ($\omega = [995-1\,040] \text{ rad/s}$) $\rightarrow$ 周期 4 ($\omega = [1\,040-1\,285] \text{ rad/s}$) $\rightarrow$ 周期 2 ($\omega = [1\,285-1\,465] \text{ rad/s}$) $\rightarrow$ 周期 1 ($\omega = [1\,465-1\,985] \text{ rad/s}$) $\rightarrow$ 拟周期运动 ($\omega > 1\,985 \text{ rad/s}$),其中在 $\omega = [800-825] \text{ rad/s}$ 的区间有周期 9 窗口,如图 3 所示.

图 4(a) 为松动质量 $m_6 = 10.0 \text{ kg}$ 无裂纹故障时转子-轴承系统响应 x_2 (转盘) 随转子转速变化

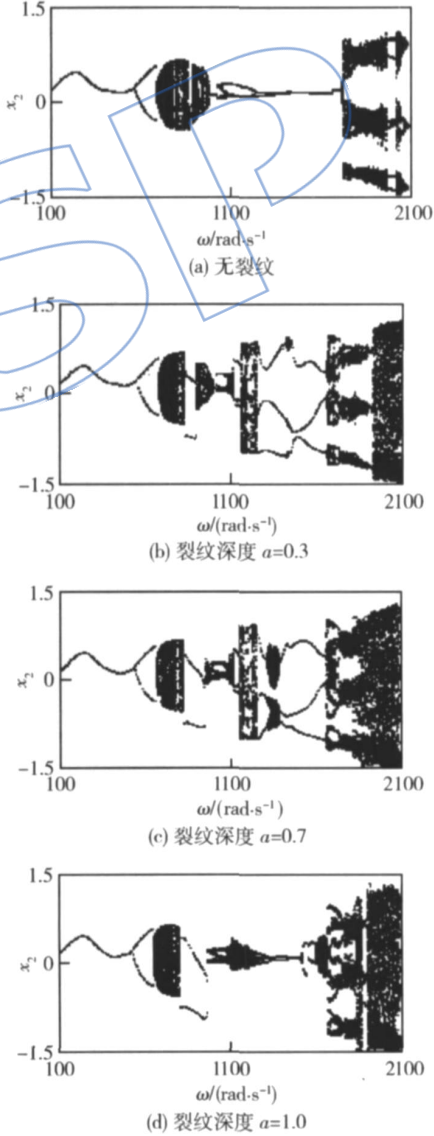


图 4 松动质量 $m_6 = 10.0 \text{ kg}$ 、不同裂纹深度时系统响应随转速 ω 变化的分岔图

Fig. 4 Bifurcation diagrams of rotor response with crack at different crack when $m_6 = 10.0 \text{ kg}$

的分岔图. 当只有支承松动故障时, 在 $\omega = 575$ rad/s 时系统的周期运动失稳, 由周期 1 运动发生倍周期分岔为周期 2 运动; 随着转速的增高, 当 $\omega = 690$ rad/s 时系统响应演变为拟周期运动, 直至 $\omega = 995$ rad/s 时拟周期运动锁相为周期 1 运动. 以后系统响应主要为: 周期 2 ($\omega = [1\ 020\text{--}1\ 035]$ rad/s) $\rightarrow$ 周期 4 ($\omega = [1\ 035\text{--}1\ 245]$ rad/s) $\rightarrow$ 周期 2 ($\omega = [1\ 245\text{--}1\ 450]$ rad/s) $\rightarrow$ 周期 1 ($\omega = [1\ 450\text{--}1\ 715]$ rad/s) $\rightarrow$ 混沌运动 ($\omega > 1\ 715$ rad/s), 其中在 $\omega = [780\text{--}800]$ rad/s 的区间有周期 7 窗口. 可见当只有裂纹故障时, 在亚临界转速和超临界转速区均有拟周期运动, 这主要应是油膜力的强非线性作用; 当只有松动故障时, 在亚临界转速区为拟周期运动, 而在超临界转速区, 由于支承松动的强分段线性特性, 则出现了混沌运动, 如图 5 所示. 为与单一故障响应的非线性特性进行比较研究, 首先分析图 4(c), 其为松动质量 $m_6 = 10.0$ kg、无量纲裂纹深度 $a = 0.7$ 时转子-轴承系统 x_2

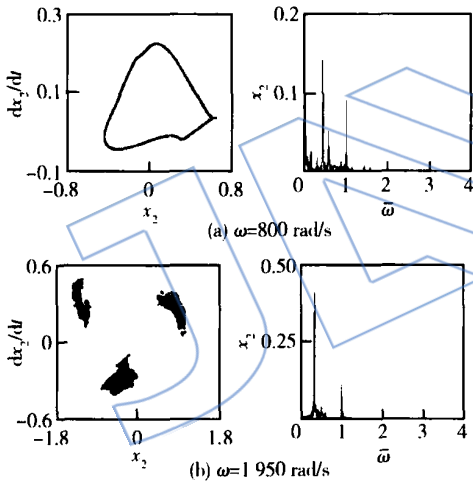


图 5 不同转速 ω 下松动故障转子响应的 Poincaré 截面图和幅值谱图

Fig. 5 Poincaré maps and amplitude spectra of the rotor with looseness fault at different ω

(转盘) 随转子转速变化的分岔图. 当出现松动-裂纹耦合故障时, 由于耦合作用系统响应失稳转速降低: 在 $\omega = 545$ rad/s 时系统的周期运动失稳, 由周期 1 运动发生倍周期分岔为周期 2 运动. 随着转速的不断提高, 系统响应在 $\omega = 670$ rad/s 时演变为拟周期运动, 在 $\omega = 830$ rad/s 时拟周期运动锁相为周期 2 运动. 以后系统响应为: 周期 2 ($\omega = [830\text{--}959]$ rad/s) $\rightarrow$ 混沌 ($\omega = [959\text{--}1\ 120]$ rad/s) $\rightarrow$ 周期 3 ($\omega = [1\ 120\text{--}1\ 145]$ rad/s) $\rightarrow$ 混沌运动 ($\omega = [1\ 145\text{--}1\ 265]$ rad/s) $\rightarrow$ 周期 3 ($\omega = [1\ 265\text{--}1\ 314]$ rad/s) $\rightarrow$ 拟周期

运动 ($\omega = [1\ 314\text{--}1\ 395]$ rad/s) $\rightarrow$ 周期 3 ($\omega = [1\ 395\text{--}1\ 664]$ rad/s) $\rightarrow$ 混沌运动 ($\omega > 1\ 664$ rad/s). 与裂纹或松动单一故障比较可见, 由于两种故障的耦合作用, 系统响应失稳转速降低, 使得系统更容易失稳, 在超临界转速区间有复杂的混沌运动, 说明在超临界转速区, 松动故障的影响占主要地位, 同时在 $\omega = [1\ 315\text{--}1\ 395]$ rad/s 区间有拟周期运动出现, 而较大范围的周期 3 运动区间的出现则应是双方耦合作用的结果, 也使得系统响应变得更为复杂, 如图 6 所示.

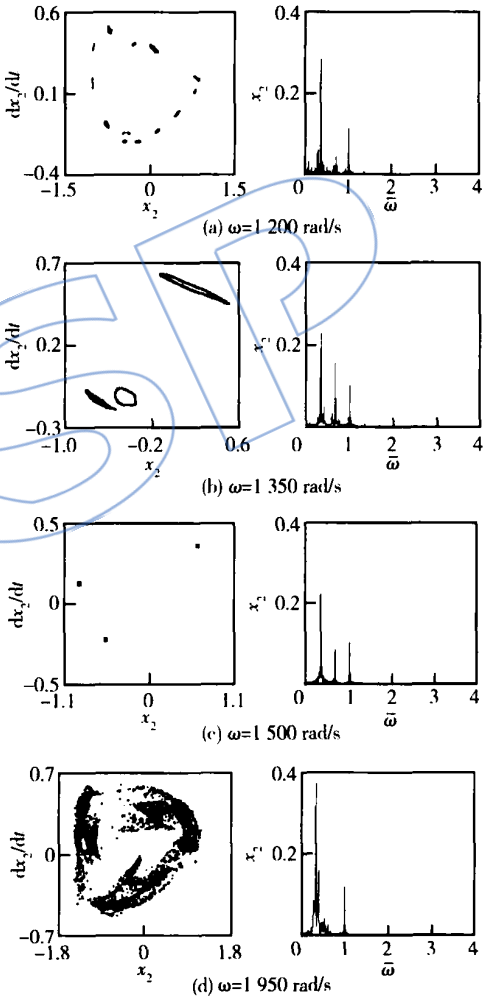


图 6 不同转速 ω 下裂纹-松动耦合故障转子响应的 Poincaré 截面图和幅值谱图

Fig. 6 Poincaré maps and amplitude spectra of the rotor responses with coupling faults of crack and pedestal looseness at different ω

2.2 裂纹深度对系统非线性响应的影响

图 4(a)~(d) 是松动端轴承支座质量为 $m_6 = 10$ kg、无量纲裂纹深度分别为 $a = 0.0, 0.3, 0.7$ 和 1.0 时松动-裂纹耦合故障转子-轴承系统响应

x_2 (转盘) 随转子转速 ω 变化的分岔图. 由于裂纹的出现, 在亚临界转速区域的拟周期运动区间减小, 周期 2 运动区间增大; 在超临界转速区, 系统响应中出现了较大范围的周期 3 运动区间; 随着裂纹深度的增加, 其影响作用逐渐增大, 在超 2 倍临界转速区, 混沌运动逐渐由 3 个混沌岛和聚为 1 个混沌岛, 如图 6(d) 所示.

3 结 论

通过上述分析可以得出如下结论:

(1) 当只有裂纹故障时, 在亚临界转速和超临界转速区均有拟周期运动, 这主要是油膜力的强非线性作用; 当只有松动故障时, 在亚临界转速区为拟周期运动, 而在超临界转速区, 由于支承松动的强分段线性特性, 则出现了混沌运动.

(2) 当出现裂纹-松动耦合故障时, 由于两种故障的耦合作用, 系统响应失稳转速降低, 使得系统更容易失稳, 在超临界转速区间有复杂的混沌运动, 说明在超临界转速区, 松动故障的影响占主要地位, 同时超临界转速区有拟周期运动出现, 而较大范围的周期 3 运动区间的出现则是双方耦合作用的结果, 也使得系统响应变得更为复杂.

(3) 由于裂纹的出现, 在亚临界转速区域的拟周期运动区间减小, 周期 2 运动区间增大; 在超临界转速区, 系统响应中出现了较大范围的周期 3 运动区间; 随着裂纹深度的增加, 其影响作用逐渐增大, 在 2 倍临界转速区附近, 混沌运动逐渐由 3 个混沌岛和聚为 1 个混沌岛.

参考文献:

[1] Lee C W. Modeling of a simple rotor with a switching

crack and its experimental verification [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1992, 114(2): 217-225.

[2] Zheng J B, Meng G. Dynamic behavior of a cracked flexible rotor supported on journal bearing [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 1997, 10(1): 28-35.

[3] Sekhar A S, Balaji P P. Dynamic analysis of a rotor system considering a slant crack in the shaft [J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 208(3): 457-474.

[4] Darpe A K, Chawla A, Gupta K. Analysis of the response of a cracked Jeffcott rotor to axial excitation [J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 249(3): 429-445.

[5] 罗跃纲, 李小彭, 闻邦椿. 双跨裂纹转子-轴承系统非线性动态响应与混沌 [J]. 东北大学学报, 2005, 26(3): 289-292.

LUO Yuegang, LI Xiaopeng, WEN Bangchun. Nonlinear response and chaos of two-span rotor-bearing system with crack fault [J]. Journal of Northeastern University, 2005, 26(3): 289-292.

[6] Kim Y B, Noah S T. Stability and bifurcation analysis of oscillators with piece wise-linear characteristics: a general approach [J]. ASME Journal of Applied Mechanics, 1991, 58(6): 545-554.

[7] Lee A C, Kang Y, Liu S L. Steady analysis of a rotor mounted on non-linear bearings by the transfer matrix method [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1993, 35(6): 479-490.

[8] Muszynska A, Goldman P. Chaotic responses of unbalanced rotor bearing stator systems with looseness or rubs [J]. Chaos, Solitons & Fractals, 1995, 5(9): 1683-1704.

[9] Ji Z, Zu J W. Method of multiple scales for vibration analysis of rotor shaft systems with non-linear bearing pedestal model [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 218(2): 293-305.

[10] Chu F, Tang Y. Stability and non-linear responses of a rotor bearing system with pedestal looseness [J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 241(5): 879-893.