



李飞敏

碰摩故障转子-滚动轴承耦合系统 非线性动力学研究

李飞敏, 陈 果

(南京航空航天大学 民航学院, 南京 210016)

摘 要:针对滚动轴承支承下的转子碰摩故障机理分析和故障诊断问题,考虑滚动轴承非线性赫兹接触和轴承径向间隙,建立了含碰摩故障的转子-滚动轴承系统动力学模型。应用数值积分方法得到系统的非线性响应,利用时间波形图、分岔图、频谱图以及 Poincaré 映射图,研究了系统响应随转速、轴承间隙、碰摩刚度、偏心量以及碰摩间隙的变化规律,为有效诊断滚动轴承支承下的转子碰摩故障提供了理论依据。

关 键 词:转子;滚动轴承;碰摩;分岔;故障诊断

中图分类号:O322; TH113.1

文献标识码:A

文章编号:1003-8728(2008)01-0058-07

Study on the Nonlinear Dynamics of the Coupling System of Rotors and Ball Bearings with Rubbing Fault

Li Feimin, Chen Guo

(College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

Abstract: Aiming at rubbing fault analysis and diagnosis of the coupling system of rotors and ball bearings, a dynamics model of the coupling system of rotors and ball bearings including rubbing fault is established, in which the Hertzian nonlinear contact and the radial clearance of ball bearings are considered. The numerical integral method is used to obtain the system's nonlinear responses. Using the time waveforms, the bifurcation plots, the frequency spectra and the Poincaré maps, we studied the effects of rotating speed, radial clearance, impact stiffness coefficient, imbalance, and rotor-stator clearance on system responses. The results show that the model and numerical method in this paper are correct and efficient.

Key words: rotor; ball bearing; rubbing; bifurcation; fault diagnosis

大型高速旋转机械通常采用滑动动压轴承作为支承系统,动压滑动轴承为维持动压及润滑而带有供油系统,结构复杂。而对整体重量和结构要求较高的高速轻型旋转机械,如航空发动机,通常不采用动压滑动轴承而采用滚动轴承支承系统。随着对旋转机械高转速、高效率的要求,转子和静子的间隙越来越小,导致了转子和静子间的摩擦事故经常发生,对旋转机械安全运行造成严重影响,往往会引发灾难性后果。因此,分析转子-滚动轴承耦合系统的碰摩故障机理,对非线性故障转子动力学的研究具有

重要的意义。

国内外已有许多学者对滚动轴承-转子系统进行了研究,文献[1]研究了具有局部碰摩的滚动轴承-转子-定子系统的非线性特性,但是滚动轴承为简化的硬性弹簧;文献[2~5]研究了在同时考虑了非线性接触和轴承径向间隙的条件下的滚动轴承-转子系统,但是没有考虑转静间的碰摩;文献[6]研究了带有轻载荷的滚动轴承的动力学特性,并且研究了三条通往混沌的路径:谐波途径、准周期途径和阵发性进入混沌的途径。

本文在考虑滚动轴承非线性赫兹接触和轴承径向间隙的条件下,建立了含碰摩故障的单圆盘水平转子-滚动轴承耦合系统的非线性动力学模型,用数值积分方法得到系统在不同参数域中的时间波形图、分岔图、频谱图以及 Poincaré 映射图,研究了系统响应

收稿日期:2007-04-06

基金项目:国家自然科学基金项目(50705042)和航空科学基金项目(2007ZB52022)资助

作者简介:李飞敏(1982-),硕士研究生,研究方向为转子动力学、智能诊断与专家系统,lfm_in82@163.com

随转子转速、滚动轴承间隙、碰摩刚度、偏心量以及碰摩间隙的变化规律,为研究存在于转子 滚动轴承耦合系统中的碰摩故障辨识提供了理论依据。

1 滚动轴承支承下碰摩转子系统非线性动力学模型

图 1 为滚动轴承支承下的含不平衡 碰摩耦合故障的转子动力学模型。在模型中:转子圆盘与轴承之间为无质量弹性轴,转子两端采用对称结构的滚动轴承支承; O_1 为轴承几何中心; O_2 为转子几何中心; O_3 为转子质心; k_r 为静子刚度; k 为弹性轴刚度; c_{rb} 为转子在轴承处阻尼系数; c_{rp} 为转子圆盘阻尼系数;为转子圆盘和静子的间隙; e 为质量偏心量; m_{dL} 和 m_{dR} 分别为转子在左右端轴承处的集中质量; m_p 为转子在圆盘处的等效集中质量; F_{xL}, F_{yL} 分别为左端轴承的 X 和 Y 方向的支承反力; F_{xR}, F_{yR} 分别为右端轴承的 X 和 Y 方向的支承反力; x_{rp}, y_{rp} 分别是圆盘的 X 和 Y 方向上的位移; x_{dL}, y_{dL} 分别是左端轴承 X 和 Y 方向上的位移; x_{dR}, y_{dR} 分别为右端轴承 X 和 Y 方向上的位移; P_x, P_y 分别为 X 和 Y 方向的碰摩力。

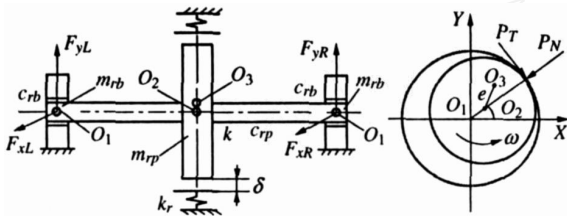


图 1 滚动轴承支承下的含碰摩故障的转子动力学模型

由牛顿第二定律,可以得到系统运动微分方程

$$\begin{cases} m_{rp} \ddot{x}_{rp} + c_{rp} \dot{x}_{rp} + k(x_{rp} - x_R) + k(x_{rp} - x_{dL}) = m_{rp} e^2 \cos(\omega t) + P_x \\ m_{rp} \ddot{y}_{rp} + c_{rp} \dot{y}_{rp} + k(y_{rp} - y_R) + k(y_{rp} - y_{dL}) = m_{rp} e^2 \sin(\omega t) - m_{rp} g + P_y \\ m_{dR} \ddot{x}_{dR} + c_{rb} \dot{x}_{dR} + k(x_{dR} - x_{rp}) = F_{xR} \\ m_{dR} \ddot{y}_{dR} + c_{rb} \dot{y}_{dR} + k(y_{dR} - y_{rp}) = F_{yR} - m_{dR} g \\ m_{dL} \ddot{x}_{dL} + c_{rb} \dot{x}_{dL} + k(x_{dL} - x_{rp}) = F_{xL} \\ m_{dL} \ddot{y}_{dL} + c_{rb} \dot{y}_{dL} + k(y_{dL} - y_{rp}) = F_{yL} - m_{dL} g \end{cases} \quad (1)$$

(1) 碰摩力

碰摩力分为径向碰撞力 P_N 和切向摩擦力 P_T 假设摩擦符合库仑摩擦定律,将碰摩力分解在 x 和 y 轴,可以得到在 x 和 y 方向的碰摩力为

$$\begin{cases} P_x = -k_r(1 - \mu/r)(x_{rp} - \mu \cdot y_{rp}) \\ P_y = -k_r(1 - \mu/r)(\mu \cdot x_{rp} + y_{rp}) \end{cases} \quad r \quad (2)$$

式中:为转静间隙; k_r 为静子径向碰摩刚度; μ 为摩

擦系数; r 为转子圆盘中心的径向位移, $r = \sqrt{x_{rp}^2 + y_{rp}^2}$ 。

(2) 滚动轴承模型及轴承支承力

本文采用文献 [4] 所建立的滚动轴承模型,如图 2 所示。滚动轴承由内圈、外圈、滚动体及保持架组成,设定轴承外圈固定在刚性基础上,内圈固定在旋转的轴上,轴承中滚珠在内外滚道之间等距排列,滚珠与滚道之间为纯滚动。滚动轴承将受到来自转子不平衡激励所产生的强迫振动,其振动频率为转子的旋转频率。同时,滚动轴承也将产生由于轴承总刚度连续周期变化而形成的 VC (varying compliance) 振动,该振动为参数激励,其振动的原因来自轴承总体刚度的周期变化。

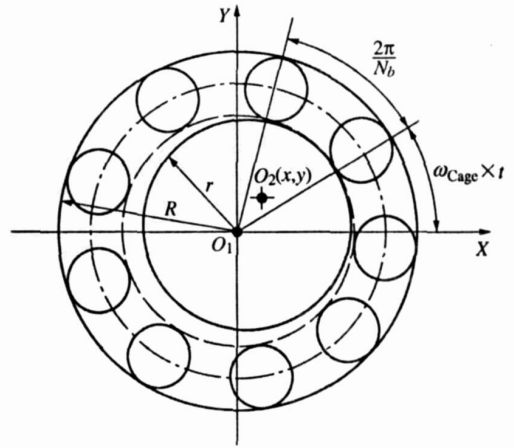


图 2 滚动轴承模型示意图

通过推导,可得滚动轴承所产生的轴承力为

$$\begin{cases} F_x = \sum_{j=1}^{N_b} f_{jx} = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos_j + y \sin_j - \kappa_0)^{\frac{3}{2}} \times H(x \cos_j + y \sin_j - \kappa_0) \cos_j \\ F_y = \sum_{j=1}^{N_b} f_{jy} = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos_j + y \sin_j - \kappa_0)^{\frac{3}{2}} \times H(x \cos_j + y \sin_j - \kappa_0) \sin_j \end{cases} \quad (3)$$

式中: x 和 y 分别为内圈中心在 X 和 Y 方向产生振动位移; κ_0 为轴承间隙; j 为第 j 个滚珠处的接触角度; C_b 为赫兹接触刚度,与相互接触的材料和形状有关; H 为亥维塞函数,即有当 $x \cos_j + y \sin_j - \kappa_0 > 0$ 时, $H(x \cos_j + y \sin_j - \kappa_0) = 1$, 否则 $H(x \cos_j + y \sin_j - \kappa_0) = 0$ 。

并且有: 当 $x = x_{dR}, y = y_{dR}$, 则, $F_{xR} = F_x, F_{yR} = F_y$; 当 $x = x_{dL}, y = y_{dL}$, 则, $F_{xL} = F_x, F_{yL} = F_y$ 。

(3) 计算参数

本文选取的转子系统的初始参数如下: $m_{dR} = m_{dL}$

$=4.0 \text{ kg}, m_{rp} = 32.1 \text{ kg}, c_{ib} = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}, c_{rp} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, \xi_b = 40 \text{ } \mu\text{m}, k_r = 0, \mu = 0.1, \delta = 0.02 \text{ mm}, e = 0.05 \text{ mm}, k = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ 。滚动轴承选取文献 [4] 的 JS6306 滚动轴承, 其参数见表 1 所示, 其中, BN 是和轴承有关的系数, 它取决于轴承尺寸。

表 1 JS6306 滚动轴承主要计算参数

外圈半径 R (mm)	内圈半径 r (mm)	滚珠个数 N_b	接触刚度 C_b ($\text{N/m}^3/2$)	BN
63.9	40.1	8	13.34×10^9	3.08

2 系统非线性动力学分析

由于系统具有很强的非线性, 非线性系统的周期解有很多方法, 但数值方法仍然是研究系统拟周期和混沌现象的最有效工具。本文对微分方程组的求解采用 RKF (Runge-Kutta-Fehlberg) 格式的变步长龙格-库塔法^[7]进行数值积分来获取转子响应。

2.1 模型验证

本文使用与文献 [6] 中相同的滚动轴承, 在相同的低转速下, 仿真计算了转子的响应。在文献 [6] 中, Mevel 建立了在滚动轴承支承和静载荷作用下的平衡转子动力学模型, 并运用六阶龙格库塔法进行数值仿真获取转子响应。本文考虑转子不平衡故障, 仿真计算了转子-滚动轴承耦合系统的转子响应。转子的旋转速度为低转速 300 r/min , 图 3 为采用本文模型计算得到的转盘处 X 和 Y 方向振动位移; 图 4 为文献 [6] 中 Mevel 的计算结果。通过对比, 可以发现本文计算结果与 Mevel 的计算结果达到了很好的一致性, 振动幅值上的区别为不同转子参数所致。

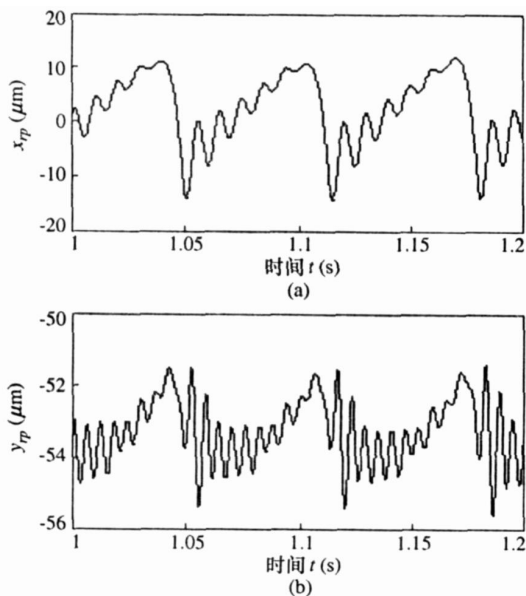


图 3 转子响应 (本文结果)

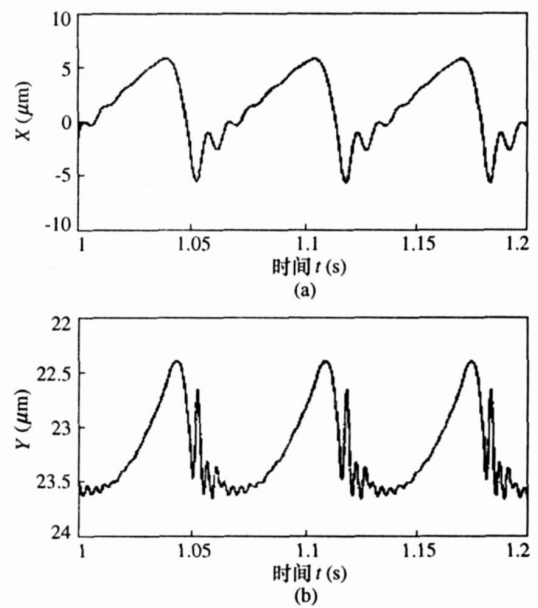


图 4 转子响应 (文献 [6] Mevel 计算结果)

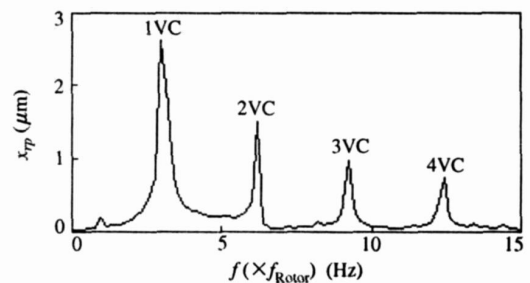


图 5 转盘在 X 方向的振动频谱 (转速为 300 r/min)

图 5 和图 6 分别为在转速为 300 r/min (旋转频率 $f_{\text{Rotor}} = 5 \text{ Hz}$) 时, 转盘处 X 和 Y 方向的振动频谱。由于滚动轴承支承下的不平衡转子具有两方面激励, 即来自不平衡的旋转频率激励和来自轴承内部刚度周期变化的内部参数激励。当转速很低时, 不平衡激励将比较微弱, 此时可以观察到由于轴承内部刚度周期变化所引发的 VC 振动, VC 振动的频率为旋转频率的 BN 倍, 在本文的计算参数中, $BN = 3.08$ (如表 1 所示)。

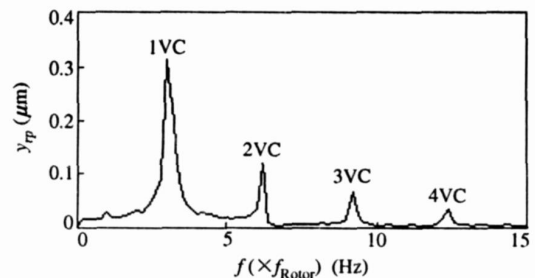


图 6 转盘在 Y 方向的振动频谱 (转速为 300 r/min)

从图 3和图 4可以看出, X 方向和 Y 方向的运动是周期的,并明显地表现出滚珠的通过频率,当一个滚珠离开载荷区的时候,转子下降,并接触一个新的滚珠,使颤振迅速出现和消失。从图 5和图 6信号频谱上可以看出,轴承的振动表现出 VC 频率(滚珠通过频率)及其谐波。Fukata^[4]的研究也表明,当转速在远离 X 和 Y 方向两个临界转速时,运动是周期的,表现出滚珠的转动频率和它的谐波。显然本文的计算结果与此吻合。

2.2 转子转速 的影响

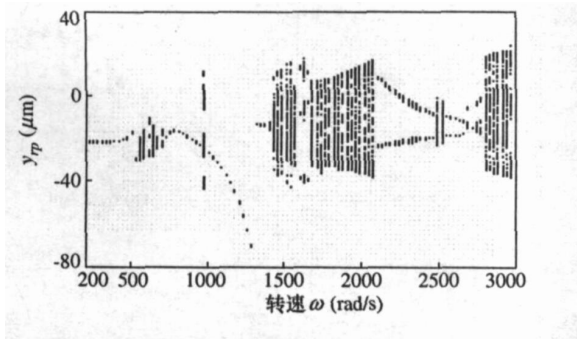


图 7 圆盘处 Y 方向位移随转速变化的分岔图

图 7是在参数 $r_0 = 5 \mu\text{m}$, $k_r = 6 \times 10^7 \text{ N/m}$, $\mu = 0.1$, $\delta = 0.02 \text{ mm}$, $e = 0.01 \text{ mm}$, $k = 0.85 \times 10^7 \text{ N/m}$ 情况下,通过数值仿真得到的圆盘处 Y 方向位移随转速变化 ($200 \text{ rad/s} \sim 3000 \text{ rad/s}$)分岔图。

从图中可看出,当 $\omega < 538 \text{ rad/s}$ 时,系统基本上是严格周期 1运动(如图 8(a))。随着转速的增加,在 $\omega = 540 \text{ rad/s}$ 附近时系统响应出现短暂的混沌运动(如图 8(b))。当旋转速度 ω 大于 740 rad/s 时系统响应跳出混沌区并进入周期运动,在大范围的周期窗口中伴有窄的拟周期窗口(如图 8(c)),其中拟周期运动区间为 $[981, 988] \text{ rad/s}$ 。当转速增加到 1380 rad/s 时又出现了大范围的混沌现象(如图 8(d)),其中伴有窄的周期 3窗口(如图 8(e))。随着转速的增加,系统经过倒分叉离开混沌进入周期 n 运动(如图 8(g)),在宽的周期窗口中伴有窄的混沌窗口(如图 8(f))。当转速 $\omega > 2776 \text{ rad/s}$ 时系统响应进入拟周期运动(如图 8(h)),并且当转速 $\omega > 2953 \text{ rad/s}$ 时,系统响应逐渐向周期 3运动发展。

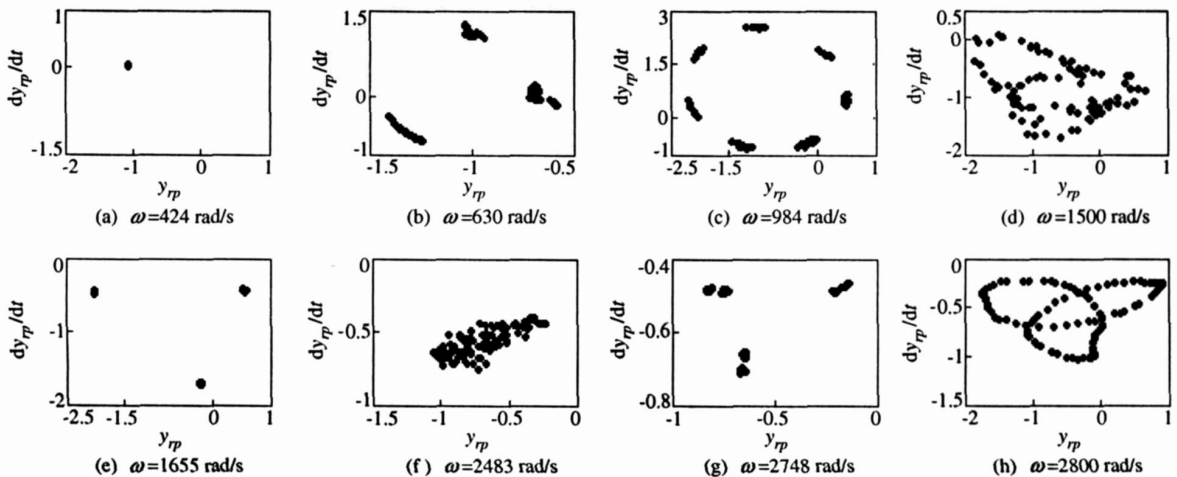


图 8 不同转速下的 Poincaré 映射图

2.3 滚动轴承间隙 r_0 的影响

图 9是圆盘处 Y 方向位移在 $k_r = 6 \times 10^7 \text{ N/m}$, $\mu = 0.1$, $\delta = 0.02 \text{ mm}$, $e = 0.01 \text{ mm}$, $k = 0.85 \times 10^7 \text{ N/m}$, $\omega = 3000 \text{ rad/s}$ 下随着滚动轴承间隙 r_0 ($0 \sim 40 \mu\text{m}$)变化的分岔图。

由图 9可以看出,随着轴承间隙的减少,转子系统以倍周期分岔进入混沌,当轴承间隙 r_0 继续减小,系统响应的 Poincaré 映射图出现 3 个孤立小岛,然后进入周期 3运动。

由图 10可以看出,从周期 3运动进入混沌区域的过程: 3 个孤立的点 —— 3 个孤立的小岛 —— 3 个

孤立小岛向周围延伸 —— 3 个孤立拟周期环 —— 3 个孤立拟周期环向中心发散,最后形成一片具有自相似结构的点。

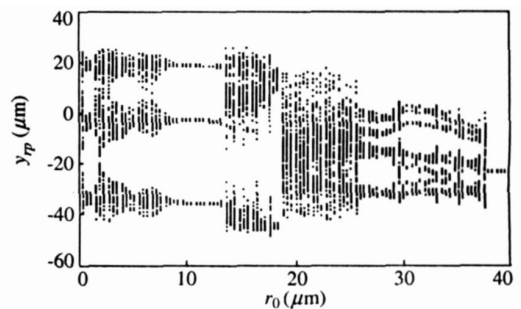


图 9 圆盘处 Y 方向位移随轴承间隙 r_0 的分岔图

从计算结果中还可以发现,当在轴承间隙和转静碰摩的非线性作用下得到周期响应时,随着间隙

的减小,碰摩的非线性特征就更加突现,从而致使系统产生了更多的混沌状态。

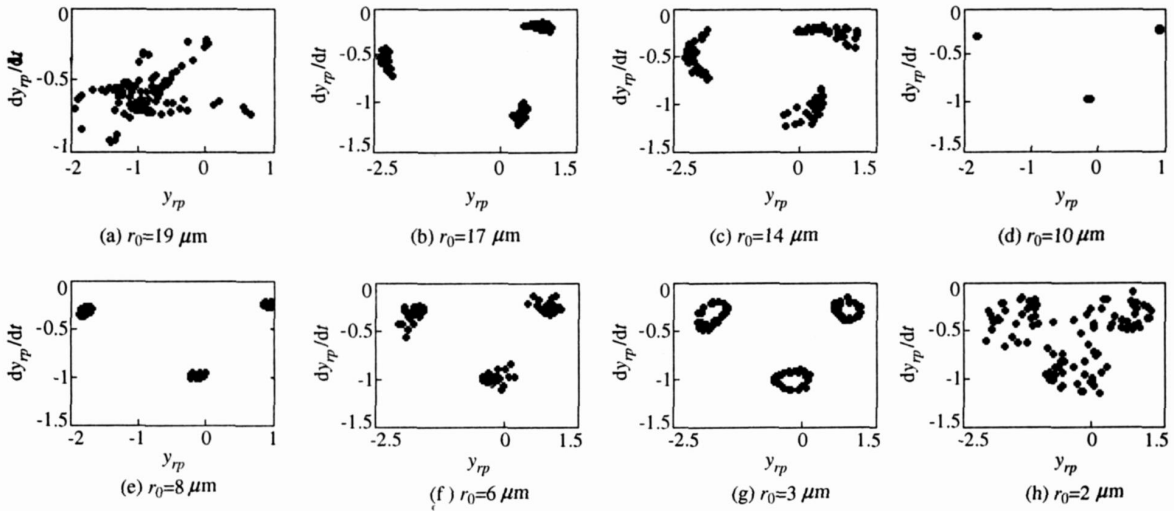


图 10 不同轴承间隙下的 Poincaré 映射图

2.4 碰摩刚度 \$k_r\$ 的影响

图 11是在 \$r_0 = 5 \mu\text{m}, \mu = 0.1, \omega = 0.02 \text{ rad/s}, e = 0.01 \text{ mm}, k = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}, \Omega = 2500 \text{ rad/s}\$ 情况下圆盘处 \$y\$ 方向位移随碰摩刚度 \$k_r\$ (\$0 \sim 15 \times 10^7 \text{ N/m}\$) 变化的分岔图。

\$\sim 15 \times 10^7 \text{ N/m}\$ 变化,系统通往混沌的途径主要表现为倍周期分岔的谐波途径。

从图 11 中可以得到,随着碰摩刚度 \$k_r\$ 的逐渐增加,系统响应经历了以下几个过程:拟周期运动(图 12 (a)) 周期 8 运动(图 12 (b)) 拟周期运动(图 12 (c)) 周期 5 运动(图 12 (d)) 周期 10 运动 混沌运动(图 12 (e)) 周期 2 运动(图 12 (f)) 周期 4 运动(图 12 (g)) 混沌运动(图 12 (h))。从图 12 中可以看出,在碰摩刚度 \$k_r\$ 从 0

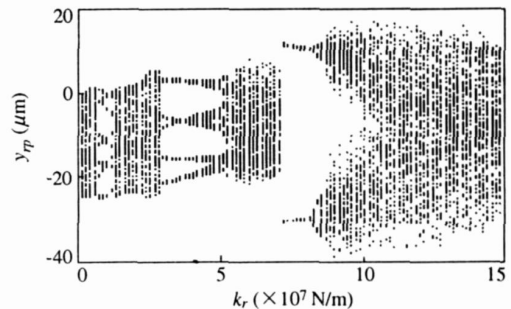


图 11 圆盘处 \$y\$ 方向位移随碰摩刚度变化的分岔图

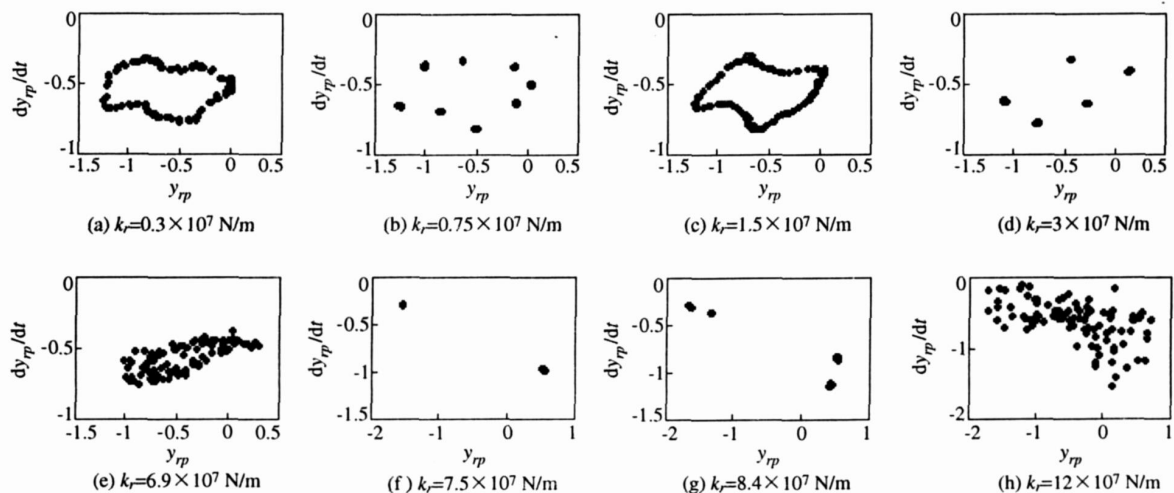


图 12 不同碰摩刚度下的 Poincaré 映射图

2.5 偏心量 e 的影响

图 13是在参数 $\eta_0 = 5 \mu\text{m}$, $k_r = 6 \times 10^7 \text{ N/m}$, $\mu = 0.1$, $\delta = 0.02 \text{ mm}$, $k = 0.85 \times 10^7 \text{ N/m}$, $\omega = 3000 \text{ rad/s}$ 参数下随着不平衡量 e 变化 ($0.001 \text{ mm} \sim 0.016 \text{ mm}$) 的分岔图。从图 13分岔图来看,系统响应在经历周期 1 运动 周期 2 运动 周期 1 运动 周期 3 运动后,进入拟周期运动,最后到混沌状态。图 14再现了系统进入混沌状态所经历的路径。其中,图 14(a) ~图 14(d)为进入混沌的倍周期分岔途径;图 14(e) ~图 14(f)及图 14(g) ~图 14(h)表现为进入混沌的拟周期途径。从图 13中的分岔图来看,随着不平衡量的增加,系统响应从周期运动到拟

周期运动,最后进入混沌状态,所以大不平衡量容易导致系统混沌现象的发生。

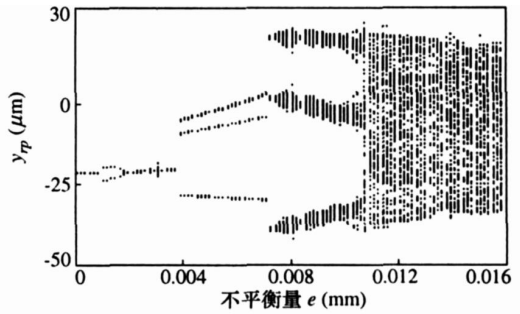


图 13 圆盘处 y 方向位移随偏心量变化的分岔图

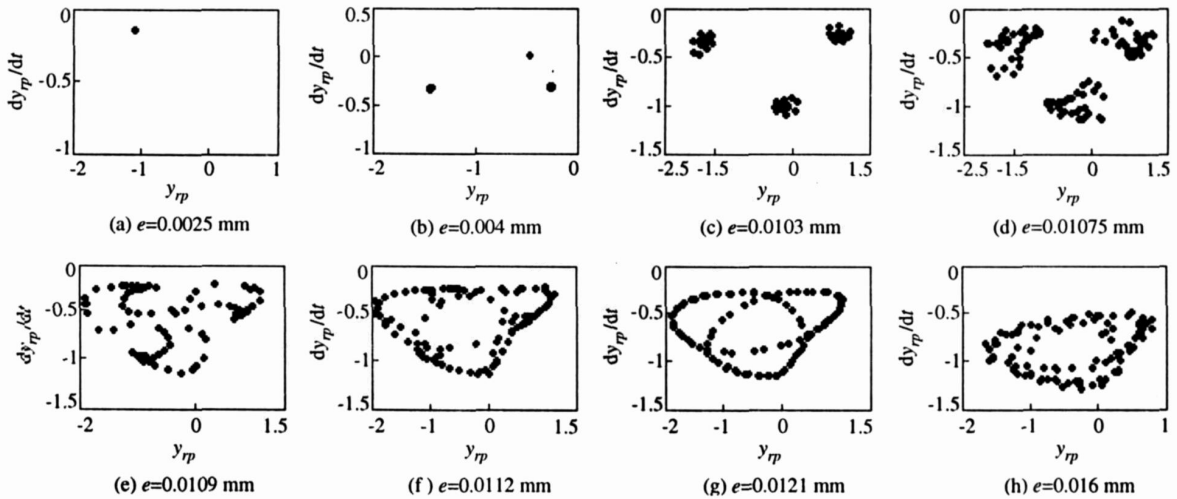


图 14 不同不平衡量下的 Poincaré 映射图

2.6 碰摩间隙 的影响

图 15是在 $\eta_0 = 5 \mu\text{m}$, $k_r = 6 \times 10^7 \text{ N/m}$, $\mu = 0.1$, $e = 0.01 \text{ mm}$, $k = 0.85 \times 10^7 \text{ N/m}$ 和 $\omega = 2500 \text{ rad/s}$ 情况下圆盘处 y 方向位移随碰摩间隙变化 ($0.012 \text{ mm} \sim 0.04 \text{ mm}$) 的分岔图。

从图 15中可以看出,随着碰摩间隙的增加,转子系统响应发生了复杂多变的动力学行为:首先系统响应从周期 2 运动通过倍周期分岔进入混沌区域 (如图 16(a) ~图 16(b)),然后通过倒分岔离开混沌区进入周期 2 运动 (如图 16(c)),然后再通过倍周期分岔进入混沌 (如图 16(d) ~图 16(i)),并通过倒分岔离开混沌区进入周期 3

运动 (如图 16(j) ~图 16(l)),最后进入周期 1 运动。

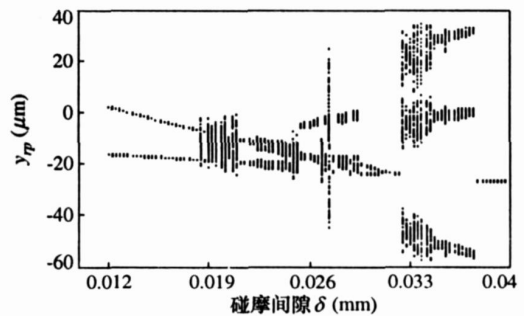


图 15 圆盘处 y 方向位移随碰摩间隙变化的分岔图

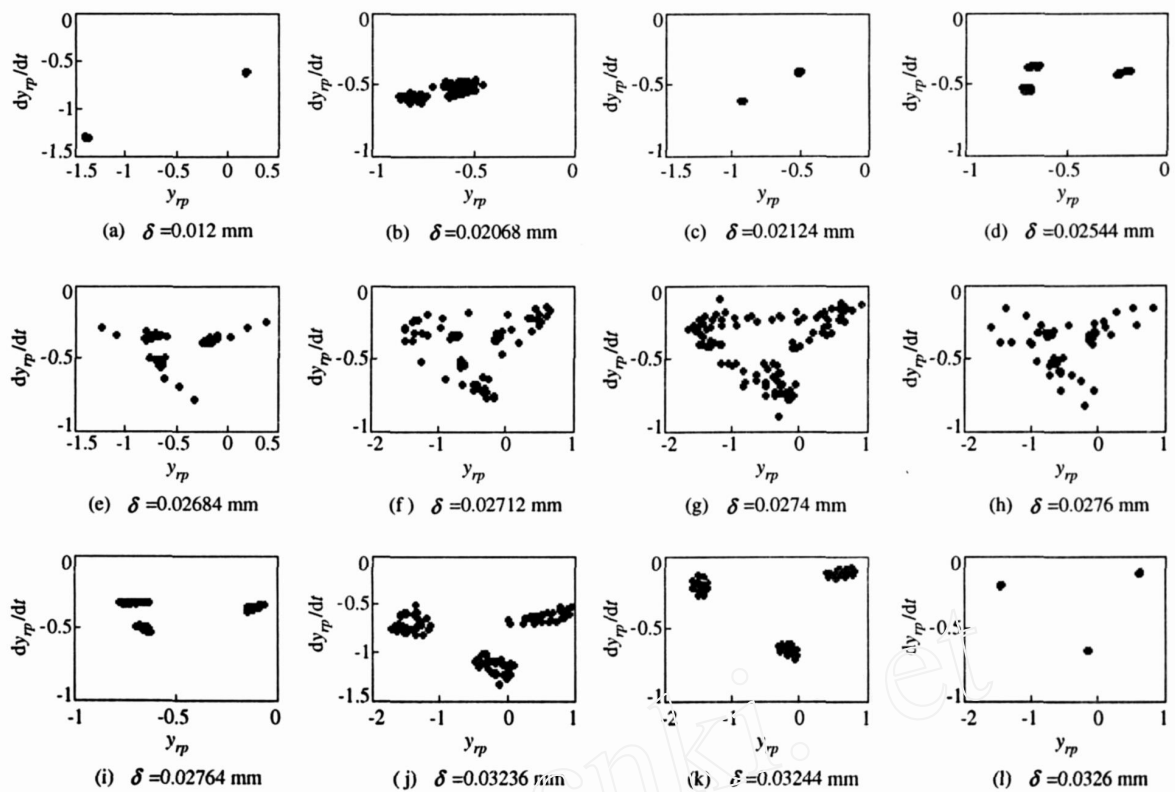


图 16 不同碰撞间隙下的 Poincaré 映射图

3 结论

(1) 建立了含碰摩故障的转子滚动轴承耦合系统动力学模型。在模型中充分考虑了碰摩故障的非线性,并对滚动轴承进行了详细建模,考虑了滚动轴承的间隙、滚珠与滚道的非线性赫兹接触力以及滚动轴承总体刚度随滚珠与滚道接触位置的周期变化等非线性特征。运用变步长龙格库塔法对系统微分方程进行数值积分,获取了系统响应,并与现有结果进行了比较,表明了本文模型和计算方法的正确有效性。

(2) 研究了转速、轴承间隙、碰摩刚度、不平衡量及碰摩间隙等系统动力学参数对系统运动状态的影响。获取了大量的系统混沌与分岔规律,发现通往混沌的倍周期分岔途径和拟周期途径。

[参考文献]

- [1] 袁惠群, 闻邦椿, 王德友, 刘叔伦. 滚动轴承转子定子系统的碰摩故障分析[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2003, 24(3): 244~247
- [2] 袁茹, 赵凌燕, 王三民. 滚动轴承转子系统的非线性动力学特性分析[J]. 机械科学与技术, 2004, 23(10): 1175~1177
- [3] Tiwari M, Gupta K. Dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearings[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 238(5): 757~779
- [4] Fukata S, Gad E H, Kondou T, et al. On the radial vibration of ball bearings (computer simulation)[J]. *Bulletin of the JSME*, 1985, 28: 899~904
- [5] Tiwari M, Gupta K. Effect of radial internal clearance of a ball bearing on the dynamics of a balanced horizontal rotor[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 238(5): 723~756
- [6] Mevel B, Guyader J L. Routes to chaos in ball bearings[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1993, 162(3): 471~487
- [7] 姜健飞, 胡良剑, 唐俭. 数值分析及其 MATLAB 实验[M]. 北京: 科学出版社, 2004