

文章编号: 1000-8055(2007)10-1771-08

转子-滚动轴承-机匣耦合系统的 不平衡-碰摩耦合故障非线性动力学响应分析

陈 果

(南京航空航天大学 民航学院, 南京, 210016)

摘 要: 建立了含转子不平衡-碰摩耦合故障的转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型. 在模型中, 充分考虑了转子系统的不平衡和碰摩故障的耦合. 对滚动轴承模型, 充分考虑了轴承间隙、滚珠与滚道的非线性赫兹接触以及由滚动轴承支撑刚度变化而产生的 VC(Varying compliance) 振动. 运用数值积分方法获取了系统响应, 研究了系统的分叉与混沌运动, 分析了旋转速度、碰摩刚度、转子偏心量、轴承座-机匣刚度以及机匣-基础刚度对系统响应的影响, 得到了在转子不平衡和碰摩故障耦合下的转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力响应规律.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 转子; 滚动轴承; 机匣; 不平衡; 碰摩; 故障耦合

中图分类号: O322; TH113.1

文献标识码: A

Nonlinear dynamic response analysis of unbalance-rubbing coupling faults of rotor-ball bearing-stator coupling system

CHEN Guo

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

Abstract: A new rotor-ball bearing-stator coupling dynamic model was established for the unbalance-rubbing coupling faults. In the model, the rotor mass unbalance and rubbing faults were fully considered. The nonlinear factors of ball bearing, such as the clearance of bearing, nonlinear Hertzian contract between balls and races, and the varying compliance (VC) of bearing support were modeled. Moreover, the numerical integral method was employed to obtain system's responses, whereas the bifurcation and chaos motion were analyzed, followed by the effects of rotational speed, rubbing stiffness, rotor eccentricity, bearing house-stator stiffness, and stator-foundation stiffness on dynamic responses. Therefore, the non-linear dynamic response laws of rotor-ball bearing-stator system under unbalance and rubbing coupling faults were obtained.

Key words: aerospace propulsion system; rotor; ball bearing; stator; unbalance; rubbing; faults coupling

通常, 旋转机械的转子通过轴承支承在定子 机匣上, 而机匣支承在基础上, 它们之间的运动相

收稿日期: 2006-10-12; 修订日期: 2007-04-09

基金项目: 国家自然科学基金资助(50705042)

作者简介: 陈果(1972-), 男, 汉族, 四川武胜人, 副教授, 博士, 主要从事航空发动机状态监测与故障诊断、非线性转子动力学、智能诊断与专家系统等研究领域, 在国内外学术期刊上发表论文 65 篇(含录用), 其中 SCI 和 EI 检索 20 余篇. E-mail: cgyzx@263.net

互耦合、相互影响,从而在结构和动力学上构成了转子-轴承-机匣耦合系统.转静碰摩是高速旋转机械一种严重的故障,它通常是由不平衡、不对中、基础松动、油膜涡动及振荡引起的二次故障,具有明显的耦合故障特征.目前国内外对碰摩故障的研究逐渐转向了多种故障耦合的研究^[1-5],文献[2-4]研究了碰摩与松动的耦合故障规律,文献[5]研究了含碰摩与裂纹的转子系统的响应规律.目前关于转子碰摩故障的多故障耦合动力模型的研究中,主要是针对滑动轴承,然而,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.但是,目前在研究碰摩故障模型中,对滚动轴承的建模过于简单,未充分考虑滚动轴承的 VC 振动和轴承间隙等非线性因素^[6].因此,本文引入文献[7]的详细滚动轴承模型,建立转子-滚动轴承-机匣耦合模型,在模型中,充分考虑了滚动轴承的非线性接触力、总体刚度的周期变化以及轴承间隙,同时,在模型中包含了不平衡和碰摩耦合故障.利用数值积分方法,详细研究了系统的分叉和混沌运动规律,讨论了旋转速度、转子偏心量、轴承座与机匣间的刚度以及机匣与基础间的刚度对系统响应的影响.本文工作对于认识不平衡及碰摩故障的规律和有效实施转子碰摩故障诊断具有重要意义.

1 转子-滚动轴承-机匣耦合系统故障耦合动力学模型

图1为转子-滚动轴承-机匣系统故障耦合动力学模型,转子两端由2个相同的滚动轴承支承.考虑转子与机匣的碰摩故障,当转子旋转时,由于不平衡故障的激励,可能将激发起转子产生很大的横向弯曲振动,当振动超过转子与机匣的间隙,则转静碰摩故障将产生.因此,在模型中,两种故障相互耦合,共同存在于同一模型中.

现将图1的符号说明如下:

m_c —机匣(定子)质量; m_{tp} —转子在转盘处的等效质量; m_{rL}, m_{rR} —转子在左右两端轴承处的等

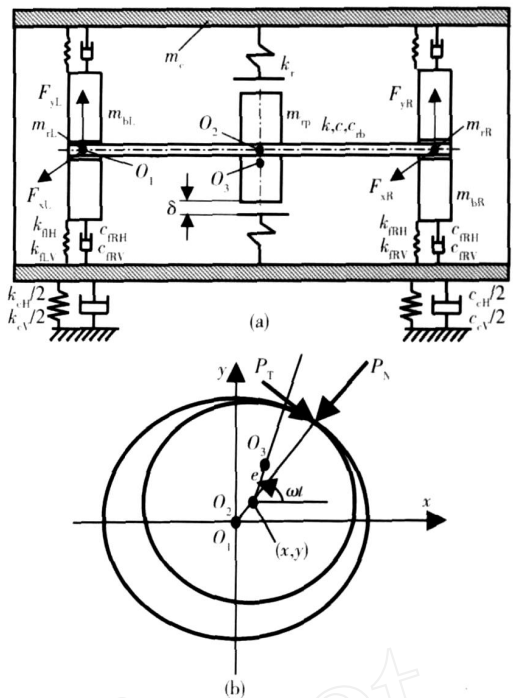


图1 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡-不间断电源摩耦合故障动力学模型

Fig.1 Rotor-ball bearing-stator coupling dynamic model including unbalance-rubbing coupling faults

效质量(通常 $m_{rL} = m_{rR}$); m_{bL}, m_{bR} —左右轴承支座质量; k_r 碰摩接触刚度; k, c, c_{rb} —转轴刚度、转子在圆盘处的阻尼、转子在轴承处的阻尼; k_{tLH}, k_{tLV} —机匣与左端轴承支座之间的横向和垂向支承刚度; c_{tLH}, c_{tLV} —机匣与左端轴承支座之间的横向和垂向支承阻尼; k_{tRH}, k_{tRV} —机匣与右端轴承支座之间的横向和垂向支承刚度; c_{tRH}, c_{tRV} —机匣与右端轴承支座之间的横向和垂向支承阻尼; k_{cH}, k_{cV} —机匣与基础之间的横向和垂向支承刚度; c_{cH}, c_{cV} —机匣与基础之间的横向和垂向支承阻尼; O_1, O_2, O_3 —轴承几何中心、转子几何中心、转子质心; e —质量偏心量; F_{xL}, F_{yL} —左端轴承的支承反力; F_{xR}, F_{yR} —右端轴承的支承反力; P_T, P_N —碰摩力在切向和法向的分量.

由牛顿第二定律,可以得到系统运动微分方程:

$$\begin{aligned}
 m_{tp} \ddot{x}_{tp} + k(x_r - x_{rR}) + k(x_r - x_{rL}) + c\dot{x}_r &= P_x + m_{tp} e^2 \cos t \\
 m_{tp} \ddot{y}_{tp} + k(y_r - y_{rR}) + k(y_r - y_{rL}) + c\dot{y}_r &= P_y + m_{tp} e^2 \sin t - m_{tp} g \\
 m_{bR} \ddot{x}_{bR} + k_{tRH}(x_{bR} - x_c) + c_{tRH}(\dot{x}_{bR} - \dot{x}_c) + F_{x_{bR}} &= 0 \\
 m_{bR} \ddot{y}_{bR} + k_{tRV}(y_{bR} - y_c) + c_{tRV}(\dot{y}_{bR} - \dot{y}_c) + F_{y_{bR}} &= -m_{bR} g \\
 m_{bL} \ddot{x}_{bL} + k_{tLH}(x_{bL} - x_c) + c_{tLH}(\dot{x}_{bL} - \dot{x}_c) + F_{x_{bL}} &= 0
 \end{aligned}$$

$$m_{bL} \ddot{y}_{bL} + k_{lLH} (y_{bL} - y_c) + c_{lLH} (\dot{y}_{bL} - \dot{y}_c) + F_{y_{bL}} = - m_{bL} g$$

$$m_{rR} \ddot{x}_{rR} + k(x_{rR} - x_r) + c_{rb} \dot{x}_{rR} - F_{x_{bR}} = 0$$

$$m_{rR} \ddot{y}_{rR} + k(y_{rR} - y_r) + c_{rb} \dot{y}_{rR} - F_{y_{bR}} = - m_{rR} g$$

$$m_{rL} \ddot{x}_{rL} + k(x_{rL} - x_r) + c_{rb} \dot{x}_{rL} - F_{x_{bL}} = 0$$

$$m_{rL} \ddot{y}_{rL} + k(y_{rL} - y_r) + c_{rb} \dot{y}_{rL} - F_{y_{bL}} = - m_{rL} g$$

$$m_c \ddot{x}_c + k_{cH} x_c + c_{cH} \dot{x}_c + k_{fRH} (x_c - x_{bR}) + k_{lLH} (x_c - x_{bL}) + c_{fRH} (\dot{x}_c - \dot{x}_{bR}) + c_{lLH} (\dot{x}_c - \dot{x}_{bL}) = - P_x$$

$$m_c \ddot{y}_c + k_{cH} y_c + c_{cH} \dot{y}_c + k_{fRH} (y_c - y_{bR}) + k_{lLH} (y_c - y_{bL}) + c_{fRH} (\dot{y}_c - \dot{y}_{bR}) + c_{lLH} (\dot{y}_c - \dot{y}_{bL}) = - P_y - m_c g$$

(1) 碰摩力模型(如图 1b)

设: r 为转子圆盘与机匣间的径向相对位移, 表达式为: $r = \sqrt{(x_{rp} - x_c)^2 + (y_{rp} - y_c)^2}$, 当 $r <$ 时, 不发生碰摩, 即: $P_x = P_y = 0$. 当 r 时, 发生碰摩, 假设摩擦符合库仑摩擦定律, 则

$$\begin{cases} P_N = k_r \cdot (r -) \\ P_T = f \cdot P_N \end{cases} \quad (1)$$

其中: k_r 为定子径向刚度、 f 为摩擦系数、将碰摩力分解在 x 和 y 轴, 可以得到

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

(2) 轴承力模型

图 2 为滚动轴承模型示意图, 本文所研究的滚动轴承设定轴承外圈固定在轴承座上, 内圈固定在旋转的轴上. 转子不平衡激励将使滚动轴承产生强迫振动, 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所谓的 VC (Varying compliance) 振动^[7], 该振动为参数激励, 其振动来自轴承总体刚度的周期变化.

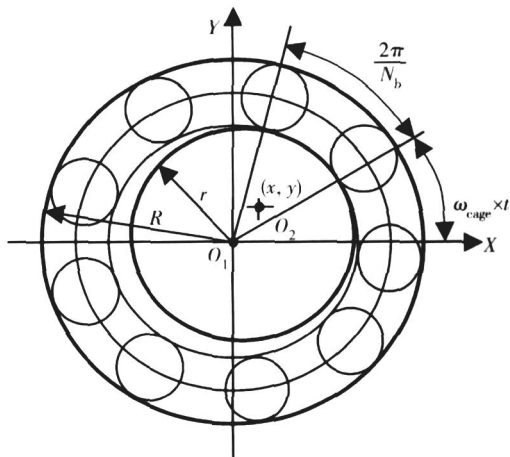


图 2 滚动轴承模型
Fig. 2 Ball bearing model

设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. 设一滚珠与外圈接触点的

线速度为 V_{out} , 与内圈接触点的线速度为 V_{in} , 轴承外圈的旋转角速度为 ω_{outer} , 轴承内圈的旋转角速度为 ω_{inner} , 外滚道半径为 R , 内滚道半径为 r , 则

$$V_{out} = \omega_{outer} \times R \quad V_{in} = \omega_{inner} \times r$$

则, 保持架(即滚珠中心)线速度为: $V_{Cage} = (V_{out} + V_{in}) / 2$, 由于外圈固定, 因此有 $V_{out} = 0$, 则 $V_{Cage} = V_{in} / 2 = (\omega_{inner} \times r) / 2$. 所以, 保持架的角速度为

$$\omega_{Cage} = \frac{V_{Cage}}{(R + r) / 2} = \frac{(\omega_{inner} \times r) / 2}{(R + r) / 2} = \frac{\omega_{inner} \times r}{(R + r)} \quad (3)$$

由于内圈固定在轴上, 故有 $\omega_{inner} = \omega_{rotor}$, 所以, 设轴承的滚珠个数为 N_b , 则 VC 频率即为滚珠通过频率, 有

$$\omega_{VC} = \omega_{Cage} \times N_b = \omega_{rotor} \times \left(\frac{r}{R + r} \times N_b \right) = \omega_{rotor} \times B N \quad (4)$$

设第 j 个滚珠处的接触角度为 θ_j , 有 $\theta_j = \omega_{Cage} \times t + \frac{2\pi}{N_b} (j - 1)$, $j = 1, 2, \dots, N_b$, 则, 设内圈中心在 X 和 Y 方向产生振动位移分别为 x 和 y , 同时假设轴承间隙为 n_0 , 则第 j 个滚珠与滚道的法向接触变形量为

$$j = x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0 \quad (5)$$

由非线性赫兹接触理论, 可以得到由于滚动接触, 第 j 个滚珠与滚道所产生的接触压力 f_j , 同时考虑到滚珠与滚道间只能产生法向正压力, 所以只有 $j > 0$ 时才有作用力, 利用亥维塞函数 H , 则有

$$f_j = C_b [j]^{3/2} = C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0)^{3/2} H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0) \quad (6)$$

其中, C_b 为赫兹接触刚度, 与相互接触的材料和形状有关. f_j 在 X 和 Y 方向的分量为

$$\begin{cases} f_{jx} = C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0)^{3/2} \cdot H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0) \cos \theta_j, \\ f_{jy} = C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0)^{3/2} \cdot H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0) \sin \theta_j \end{cases} \quad (7)$$

所以, 滚动轴成所产生的轴承力为

$$\begin{cases} F_x = \sum_{j=1}^{N_b} f_{jx} = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} \\ H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \cos \theta_j, \\ F_y = \sum_{j=1}^{N_b} f_{jy} = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} \\ H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \sin \theta_j \end{cases} \quad (8)$$

由此可得图 1 中滚动轴承所产生的轴承力:

当 $x = x_{rR} - x_{bR}, y = y_{rR} - y_{bR}$, 则, $F_{xbR} = F_x, F_{ybR} = F_y$

当 $x = x_{rL} - x_{bL}, y = y_{rL} - y_{bL}$, 则, $F_{xbL} = F_x, F_{ybL} = F_y$

(3) 计算参数

本文选取的转子系统的初始参数如下: $m_{rR} = m_{rL} = 4.0 \text{ kg}, m_{tp} = 32.1 \text{ kg}, c_{rb} = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}, c = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, k = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}, e = 0.01 \text{ mm}, m_c = 50 \text{ kg}, m_{bL} = m_{bR} = 20 \text{ kg}, k_{rLH} = k_{rLV} = k_{rRH} = k_{rRV} = 7.5 \times 10^7 \text{ N/m}, c_{rLH} = c_{rLV} = c_{rRH} = c_{rRV} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, k_{cH} = k_{cV} = 2.5 \times 10^9 \text{ N/m}, c_{cH} = c_{cV} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, k_r = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}, = 0.01 \text{ mm}, f = 0.1.$

滚动轴承选取文献[7]的 JIS6306 滚动轴承, 其参数见表 1 所示.

表 1 JIS6306 滚动轴承主要计算参数
Table 1 JIS6306 ball bearing main parameters

外圈半径 R/mm	内圈半径 r/mm	滚珠个数 N_b	接触刚度 $C_b/(\text{N/m}^{3/2})$	轴承间隙 r_0/mm	BN
63.9	40.1	8	13.34×10^9	5	3.08

为了充分了解转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡-碰摩耦合故障动力学行为,需要研究系统各参数变化时系统所表现出的动力学行为.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.由于系统具有很强的非线性,本文对微分方程组的求解采用 RK4 (Runge-Kutta-Fehlberg) 格式的变步长龙格-库塔法^[8]进行数值积分来获取转子响应.对所获取的响应再进行插值得到等时间间隔的时间序列,最后对插值得到的非线性时间序列进行分析.

2 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡-碰摩耦合故障动力学行为分析

2.1 转速对系统运动的影响

图 3 和图 5 分别为碰摩刚度为 0 (即不碰摩)的情况下,转子圆盘处 x 向位移的三维瀑布图和分叉图.图 4 和图 6 分别为碰摩刚度 $k_r = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$,质量偏心量为 $e = 0.01 \text{ mm}$,转静间隙 $= 0.01 \text{ mm}$ 下,转子圆盘处 x 向位移的三维瀑布图和分叉图.其中 Poincaré 映射是通过以每一个旋转周期对系统响应的速度和位移进行采样,并分别作为横坐标和纵坐标而得到的.从图 3 ~ 图 6 可以看出:

(1) 无碰摩时,转子的临界转速为 900 rad/s .碰摩时,转子的临界转速为 1152 rad/s .显然,由于碰摩的存在,相当于增加了转子的弯曲刚度,

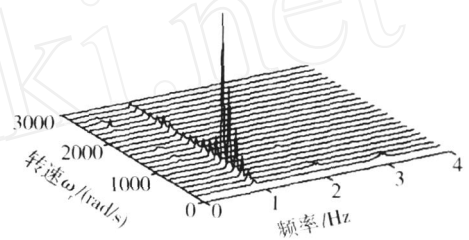


图 3 转子响应的三维瀑布图 (无碰摩)
Fig. 3 Cascade plot of rotor response (no rubbing)

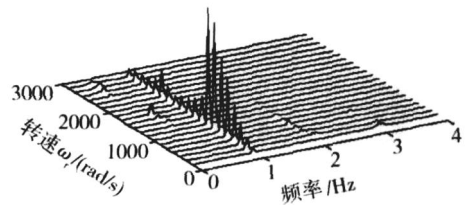


图 4 转子振幅-转速曲线图 (碰摩)
Fig. 4 Cascade plot of rotor response (rubbing)

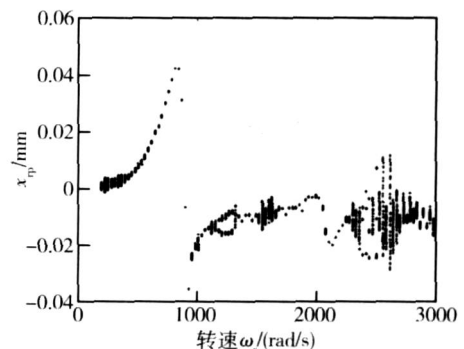


图 5 转子响应分叉图 (无碰摩)
Fig. 5 Bifurcation plot of rotor response (no rubbing)

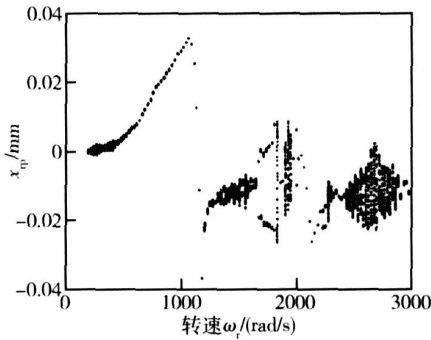


图 6 转子响应分叉图(碰摩)

Fig. 6 Bifurcation plot of rotor response (rubbing)

所以导致了转子临界转速的提高.

(2) 不碰摩,由于滚动轴承的非线性特征,系统运动也将产生周期、拟周期和混沌等复杂运动,从图 5 可以看出,转速在区间[1 150 rad/s,1 320 rad/s)内为周期 2 运动,在 1 320 rad/s 阵发性产生混沌运动,然后又阵发性离开混沌进入周期 1 运动;在区间[1 320 rad/s,1 520 rad/s)为周期 1 运动,然后又通过阵发性进入混沌;在区间[1 520 rad/s,1 650 rad/s)为混沌运动,然后又阵发性离开混沌进入周期 1 运动;在区间[1 650 rad/s,2 220 rad/s)为周期 1 运动,然后又通过阵发性进入混沌;在区间[2 220 rad/s,2 355 rad/s)为混沌运动,然后倒分叉形成周期 3 运动;在区间[2 355 rad/s,2 636 rad/s)情况比较复杂,首先在区间[2 355 rad/s,2 524 rad/s)内,先后为周期 3、混沌、周期 3 及混沌运动,其次,在区间[2 524 rad/s,2 636 rad/s)内,出现为混沌和拟周期交替出现的情况;在区间[2 636 rad/s,3 000 rad/s)为混沌运动.

(3) 碰摩时,系统的非线性特征更加严重,运动更加复杂,从图 6 可以看出,转速在区间[1 296 rad/s,1 670 rad/s)内主要为混沌运动,其间也出现了一些周期窗口;在区间[1 670 rad/s,1 833 rad/s)为周期 2 运动,然后在 1 833 rad/s 时,通过阵发性进入混沌;在区间[1 833 rad/s,1 856 rad/s)为混沌运动,在 1 856 rad/s 时,又通过阵发性离开混沌,进入周期 1 运动;在区间[1 856 rad/s,1 903 rad/s)为周期 1 运动,然后在 1 903 rad/s 又通过阵发性进入混沌;在区间[1 903 rad/s,1 950 rad/s)为混沌运动,然后在 1 950 rad/s 又阵发性离开混沌形成周期 1 运动;在区间[1 950 rad/s,2 206 rad/s)为周期 1 运动;最后在区间[2 206 rad/s,3 000 rad/s)内,先后经过了周期 2-混沌-周期 1-混沌-周期 1 运动.其间也有拟周期和混沌交替出现的情况.

(4) 在临界转速以下,低转速时,不平衡激励和碰摩力还比较微弱,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,系统响应主要表现为旋转频率和 VC 频率的组合,如图 7 (a)和(d),随着转速增加,不平衡力和碰摩力增加,VC 振动相对微弱,其频率成分在响应中基本不出现,如图 7(b),(c),(e),(f).将碰摩与不碰摩响应进行比较,对比图 7(b),(e),可以发现,在临界转速以下,碰摩将产生很大的高次谐波.这应该是碰摩故障识别的重要特征.但在临界转速附近,由于很大的不平衡力,该特征并不明显,如图 7(c),(f);

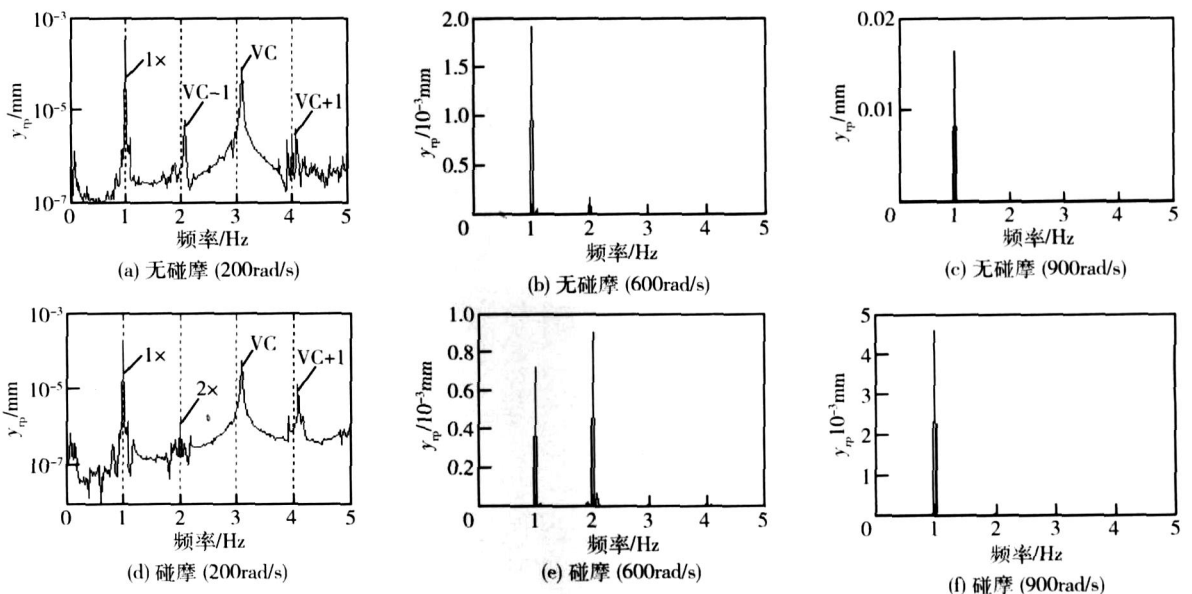


图 7 转子响应的频谱图

Fig. 7 Frequency spectrum plots of rotor response

(5) 在临界转速以上, 高转速时, 将碰摩与不碰摩响应进行比较, 如图 8 为碰摩和不碰摩时各混沌转速下的信号频谱. 可以发现, 在临界转速以

上, 碰摩将产生很大的分数次谐波. 这也是碰摩故障辨识的重要特征.

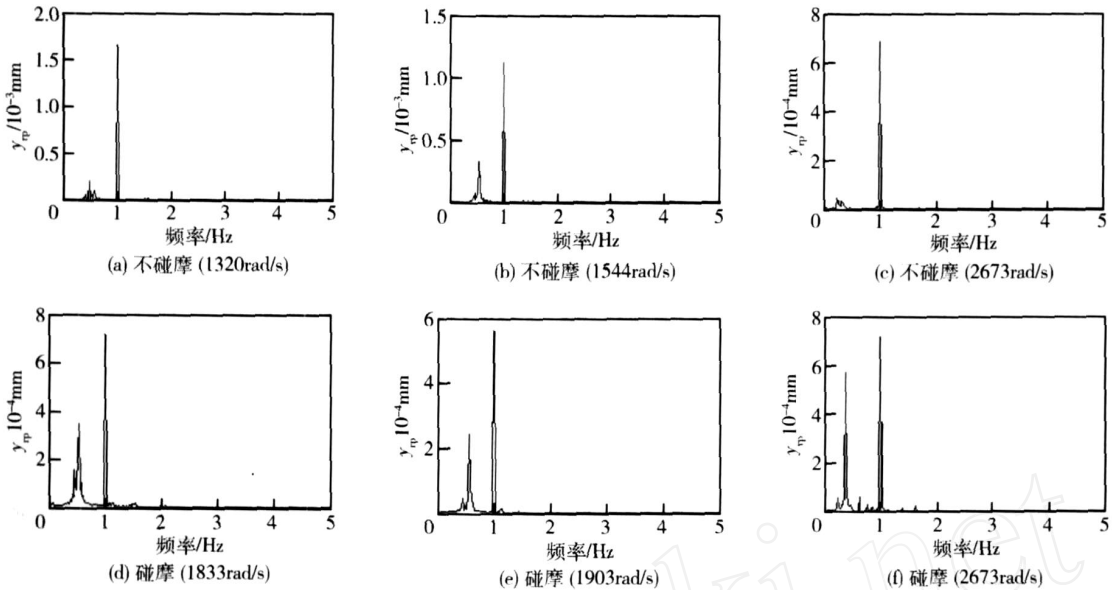


图 8 转子混沌响应的频谱图

Fig. 8 Frequency spectrum plots of rotor chaos response

2.2 碰摩刚度对系统运动的影响

图 9(a) 和 (b) 分别为碰摩刚度为 $5 \times 10^6 \text{ N/m}$ 和 $1.25 \times 10^8 \text{ N/m}$ 时, 转子响应的分叉图. 从图中可以看出, 较低的碰摩刚度 (即比转子横向弯曲刚度小一个数量级), 碰摩对系统响应的影响不大, 比较图 9(a) 和图 5 无碰摩下的转子响应分叉图, 可以发现它们许多的相似之处, 即在该状态下, 碰摩故障不易识别出来. 当碰摩刚度很大时 (即超过转子横向弯曲刚度一个数量级), 其最大的特点是较大的碰摩刚度, 使得转子与机匣之间产生了强烈的耦合振动, 从图 9(b) 可以明显看出响应所存在的两个共振峰, 分别代表了转子和机匣的主振动频率. 而图 9(a) 中仅仅能观察到转子的主振动频率, 说明了较低的碰摩刚度使转子与机匣的耦合较弱, 因此机匣主动频率不能出现在图 9(a) 中.

2.3 不平衡量对系统运动的影响

转子-滚动轴承-机匣耦合系统中不平衡力是引起系统故障的主要原因, 偏心大小直接决定着转子工作过程中的不平衡力. 本文在碰摩刚度 $k_r = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ 、转静间隙 $\delta = 0.01 \text{ mm}$ 及滚动轴承间隙 $c = 0.005 \text{ mm}$ 下仿真计算了不同偏心量下系统的响应, 图 10 为转子偏心量为 0.02

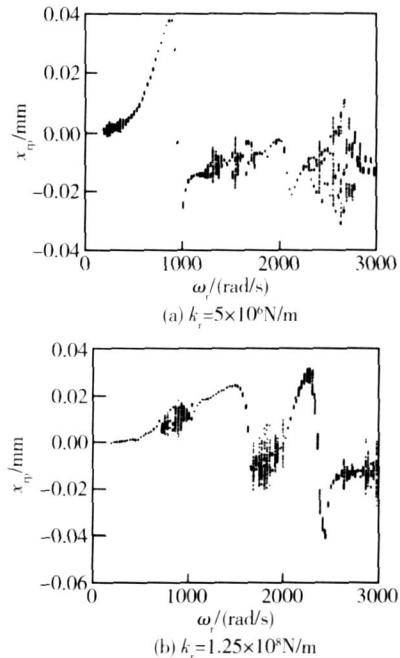


图 9 不同碰摩刚度下的转子响应分叉图

Fig. 9 Bifurcation plots of rotor response under various rubbing stiffness

时转子响应的分叉图. 对比图 6 (偏心量为 0.01 mm), 可以看出: 随着偏心量的增加, 转子不平衡力逐渐起主导作用, 碰摩力也随之增加, 转子与机匣的耦合作用加强, 滚动轴承的非线性作用相对

减弱,系统的稳定性得到进一步改善,混沌区间减小.

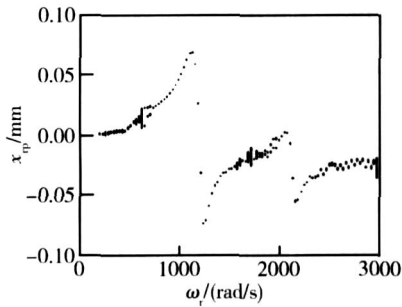
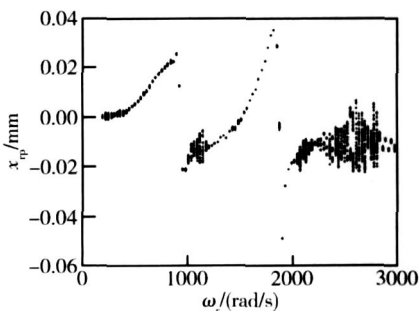


图 10 转子响应分叉图 ($e = 0.02 \text{ mm}$)

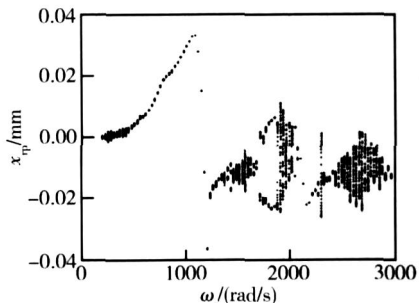
Fig. 10 Bifurcation plot of rotor respons

2.6 机匣与基础连接刚度对系统运动的影响

图 11 为不同机匣与基础连接刚度下的转子系统响应分叉图,其中图 11(a)、图 11(b)分别为机匣与基础的连接刚度等于 $2.5 \times 10^8 \text{ N/m}$ 和 $2.5 \times 10^{10} \text{ N/m}$ 时的转子响应分叉图.从图中可以看出,当机匣与基础的连接刚度较小时(一般与转子弯曲刚度比不超过 1 个数量级),机匣与转子通过碰摩作用而产生强烈的动力学耦合效应,图 11(a)中明显观察到两个共振峰,其中较小的为机匣的主振频率,较高的为转子的主振动频率.而当机匣与基础的连接刚度较大时(一般与转子弯曲刚度比超过 2 个数量级),转子与机匣通过碰摩的耦



(a) $2.5 \times 10^8 \text{ N/m}$



(b) $2.5 \times 10^{10} \text{ N/m}$

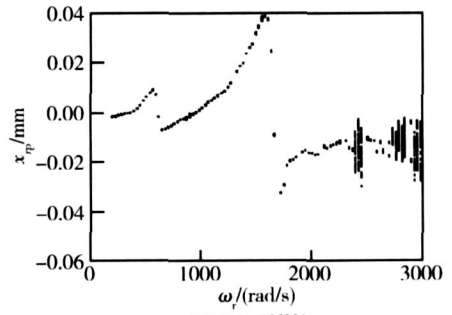
图 11 不同机匣-基础刚度下的转子响应分叉图

Fig. 11 Bifurcation plot of rotor response under various stator-foundation stiffness

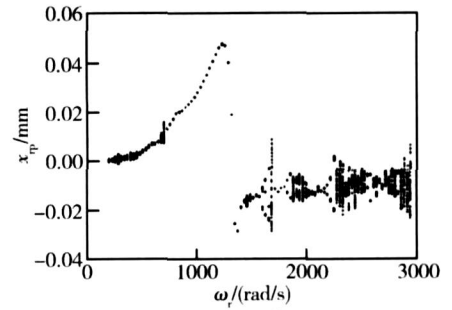
合作用降低,即在图 11(b)中观察不到机匣的主振峰.同时,比较图 11(b)和图 6,当机匣与基础的连接刚度与转子弯曲刚度相比,超过两个数量级后,机匣对转子的耦合作用可以忽略不计,否则,在研究转子碰摩时必须考虑机匣的作用.

2.7 轴承座与机匣的连接刚度对系统运动的影响

转子-滚动轴承-机匣耦合系统的弹性支承,即轴承座与机匣的连接刚度对转子系统的响应具有很大的影响.本文分别仿真计算了在轴承座与机匣的连接刚度为 $7.5 \times 10^6 \text{ N/m}$ 和 $7.5 \times 10^8 \text{ N/m}$ 时转子系统响应的分叉图,分别如图 12(a)和(b)所示.同时与图 6 相比,可以发现,较低的轴承座与机匣的连接刚度使转子响应产生了两个共振峰,即转子与轴承座产生了强烈的耦合,较低的主频率为轴承座的主频率,也为转子的刚体振动主频率,较高的频率为转子的一阶弯曲振动的主频率.而较高的轴承座与机匣的连接刚度(即支承刚度),使转子与轴承座的振动耦合作用降低,因此转子未出现刚体振动主频率,而仅仅出现了转子的一阶弯曲振动的主频率.同时由于支承刚度的降低,系统响应的混沌现象大大减少,仅仅出现在速度较高的区域,这也是为何在实际转子-轴承-机匣系统中很难观察到转子混沌现象的原因.



(a) $7.5 \times 10^6 \text{ N/m}$



(b) $7.5 \times 10^8 \text{ N/m}$

图 12 不同轴承座-机匣刚度下转子响应分叉图

Fig. 12 Bifurcation plot of rotor response under various bearing house-stator stiffness

3 结 论

(1) 建立了转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学模型,在滚动轴承模型中,充分考虑了由于滚动轴承的支撑刚度变化而产生的 VC 振动,赫兹非线性接触力以及轴承间隙;在转子轴承系统故障中充分考虑了转子不平衡和碰摩故障,并通过变步长龙格库塔法进行了数值仿真计算。

(2) 研究了转子-滚动轴承-机匣耦合系统在低转速下系统所出现的旋转频率和 VC 振动频率以及它们的组合频率所产生的拟周期运动;发现了在临界转速以前,碰摩故障将产生较大的高次谐波,其中 2 倍频率较大;在临界转速以后,碰摩故障将产生较大的分数次谐波。这对于识别碰摩故障具有重要意义。

(3) 较大的碰摩刚度,使得转子与机匣之间产生了强烈的耦合振动,在转子响应中可以明显看出所存在的两个共振峰,分别代表了转子和机匣的主振动频率。而较低的碰摩刚度使转子与机匣的耦合较弱,机匣主频率不能出现在转子响应中。

(4) 随着偏心量的增加,转子不平衡力逐渐起主导作用,碰摩力也随之增加,转子与机匣的耦合作用加强,系统响应的混沌现象明显减少。

(5) 机匣与基础之间连接刚度较低时,转子与机匣的耦合作用增加,在转子响应中出现了两个共振频率,分别代表机匣和转子的主振动,当较高时,转子与机匣的耦合作用减弱,机匣对转子系统响应的影响较小;可以忽略机匣的影响。

(6) 较低的轴承座与机匣的连接刚度使转子与轴承座产生了强烈的耦合,转子响应中出现了刚体振动频率和一阶横向弯曲振动频率。而当轴承座与机匣的连接刚度较高时,使转子与轴承座的振动耦合作用降低,转子响应中不出现刚体振

动主频率,而仅出现转子的一阶弯曲振动频率。同时由于支承刚度的降低,系统响应的混沌现象大大减少,仅仅出现在速度较高的区域。

参考文献:

- [1] 闻邦椿,武新华,丁干,等.故障旋转机械非线性动力学的理论与试验[M].北京:科学出版社,2004:103-112.
WEN Bangchun, WU Xinhua, DING Qian, et al. The non-linear dynamics theory and experiments of rotational mechanism with faults [M]. Beijing: Science Press, 2004: 103-112.
- [2] Muszynska A, Goldman P. Chaotic responses of unbalance rotor bearing stator systems with looseness or rubs[J]. Chaos, Solitons and Fractals, 1995, 5(9): 1683-1704.
- [3] WEN B C, LI Z P, YAO H L, et al. Dynamics of rotor-bearing system with coupling faults of pedestal looseness and rub-impact[C]. Proceeding of the 11th World Congress on Theory of Mechine and Mechanism, Tianjin: China, 2004: 156-165.
- [4] Musznska A, Goldman P. Chaotic response of unbalanced rotor bearing stator system with looseness or rubs[J]. Chaos, Solitons and Fractals, 1995, 5(9): 1683-1704.
- [5] LI Z P, YAO H L, LIU C L, et al. Dynamics of rotor-bearing system with coupling faults of crack and rub-impact [C]. Proceedings of ICVE ' 2002, Nanjing: China, 2002, 9: 143-148.
- [6] 袁惠群,闻邦椿,王德友,等.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.
YUAN Huiqun, WEN Bangchun, WANG Deyou, et al. Rubbing fault analysis of ball bearing-rotor-stator system [J]. Journal Northeastern University (natural Science), 2003, 24(3): 244-247.
- [7] 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.
- [8] 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: 149-151.