

含不平衡 碰摩 基础松动耦合故障的转子 滚动轴承系统非线性动力响应分析

陈 果

(南京航空航天大学 民航学院, 南京 210016)

摘 要: 建立了滚动轴承支承下的转子系统的不平衡 碰摩 基础松动耦合故障动力学模型。充分考虑了滚动轴承的间隙、非线性赫兹接触力以及由变柔性 VC (Varying compliance) 振动, 综合考虑了转子不平衡、转静碰摩以及基础松动故障的耦合振动。运用数值积分方法分析了转子旋转速度、滚动轴承间隙、碰摩刚度、转子偏心量及轴承座质量对系统动力响应的影响, 并运用分叉图、相平面图、频谱图以及 Poincaré 映射研究了系统分叉与混沌特征, 发现了含不平衡、碰摩及基础松动耦合故障的转子 滚动轴承系统的非线性动力响应规律。

关键词: 转子动力学; 滚动轴承; 不平衡; 碰摩; 基础松动

中图分类号: O322; TH113.1 **文献标识码:** A

目前, 在转子动力学的研究中, 充分考虑了轴承的影响因素, 逐渐形成了转子 - 轴承动力学研究方向, 其研究工作主要表现为两方面, 一方面, 针对滑动轴承, 进行了非线性油膜力下转子不平衡、裂纹、碰摩及基础松动等单一和耦合故障机理分析^[1]。另一方面, 针对滚动轴承, 进行了滚动轴承支承下的各种单一或耦合故障机理分析^[2-6]。其中, 关于在滑动轴承支承下的转子动力学研究较为深入, 而在关于滚动轴承支承下的转子动力学研究中, 对滚动轴承建模过于简单, 未能充分考虑所存在的间隙、非线性赫兹接触以及支承刚度的周期变化, 因此与实际情况存在一定的差别。在专门研究滚动轴承振动的文献中, 尽管对滚动轴承的建模很详细, 但其未能与转子振动进行很好的结合, 转子对轴承的影响基本上是通过静载荷的方式施加在轴承上, Fukata^[7], Mevel 和 Guyader^[8]的研究没有考虑转子不平衡对系统所产生的激振, 仅仅考虑了由刚度变化引起的参数激振 (VC 振动); Kim 和 Noah^[9, 10]考虑了不平衡力, 而未考虑 VC 振动, 同时他们仅仅考虑了轴承的间隙非线性。Tiwari 和 Gupta^[11]的研究虽然将不平衡、轴承间隙、VC 振动、以及非线性赫兹接触力进

行了综合考虑, 但所考虑的不平衡力在所有转速范围内为常力, 因此与实际情况也存在较大差距。

有鉴于此, 本文建立了滚动轴承支承下的转子不平衡、碰摩及基础松动耦合故障的非线性动力学模型。将转子和滚动轴承一体化建模, 同时, 综合考虑不平衡、碰摩及基础松动耦合故障、充分考虑滚动轴承的间隙、非线性赫兹接触以及支承刚度的周期变化等非线性因素。最后, 运用数值仿真研究转子转速、轴承间隙、碰摩刚度以及转子偏心量对系统响应的影响以及耦合故障规律, 用分叉图、频谱图、相平面图及 Poincaré 映射图来对系统响应进行分叉和混沌特征分析。

1 含不平衡 碰摩 基础松动耦合故障的转子 - 滚动轴承系统动力学模型

1.1 系统动力学方程

本文建立一个含不平衡、碰摩和基础松动故障的转子 滚动轴承动力学模型, 图 1 为该模型示意图, 在模型中, 转子两端由 2 个相同的滚动轴承支承。假定轴承支座左端发生松动, 同时, 由于松动的支座在水平方向的位移很小, 因此仅仅考虑松动的轴承支座在铅垂方向的位移。

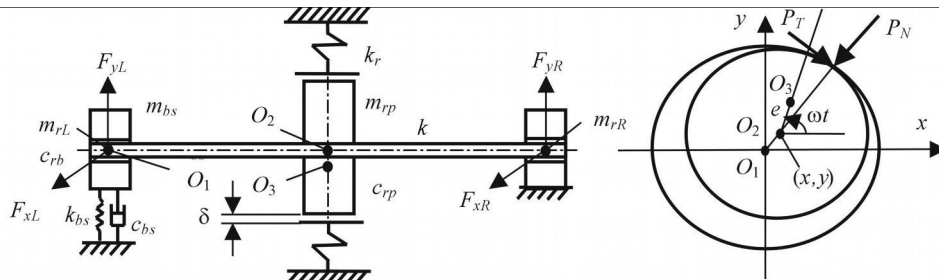


图 1 转子 轴承系统不平衡 基础松动 碰摩耦合故障动力学模型示意图

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

收稿日期: 2007 - 12 - 26 修改稿收到日期: 2008 - 01 - 16

作者 陈 果 男, 博士, 教授, 博士生导师, 1972 年生

O_1, O_2, O_3 分别为轴承几何中心、转子几何中心、转子质心; m_p : 转子在圆盘处的等效集中质量; m_L, m_R : 转子在左右两端轴承处的转子集中质量; m_{bs} : 轴承支座的等效质量; c_p, c_b : 转子在圆盘处、轴承处的阻尼系数; k : 弹性轴的刚度; k_r : 碰摩刚度; k_{bs}, c_{bs} : 支座松动刚

度、阻尼; δ : 转子圆盘和静子的间隙, e : 质量偏心量; F_{yL}, F_{xL} : 左端轴承的支承反力; F_{yR}, F_{xR} : 右端轴承的支承反力; P_x, P_y : 碰摩力在 x 和 y 方向的分量。由牛顿第二定理, 可得系统运动微分方程:

$$\begin{cases} m_p \ddot{x}_p + c_p \dot{x}_p + k(x_p - x_R) + k(x_p - x_L) = m_p e^2 \cos(\omega t) + P_x \\ m_p \ddot{y}_p + c_p \dot{y}_p + k(y_p - y_R) + k(y_p - y_L) = m_p e^2 \sin(\omega t) + P_y - m_p g \\ m_R \ddot{x}_R + c_b \dot{x}_R + k(x_R - x_p) = F_{xR} \\ m_R \ddot{y}_R + c_b \dot{y}_R + k(y_R - y_p) = F_{yR} - m_R g \\ m_L \ddot{x}_L + c_b \dot{x}_L + k(x_L - x_p) = F_{xL} \\ m_L \ddot{y}_L + c_b \dot{y}_L + k(y_L - y_p) = F_{yL} - m_L g \\ m_{bs} \ddot{y}_{bs} + c_{bs} \dot{y}_{bs} + k_{bs} y_{bs} = -F_{yL} - m_{bs} g \end{cases} \quad (1)$$

1.2 碰摩力模型

设 r 为转子圆盘径向位移, 表达式为: $r = \sqrt{x_p^2 + y_p^2}$, 当 $r < \delta$ 时, 不发生碰摩, 即: $P_x = P_y = 0$ 。当 $r \geq \delta$ 时, 发生碰摩, 假设摩擦符合库仑摩擦定律, 则

$$\begin{cases} P_N = k_r \cdot (e - \delta) \\ P_T = f \cdot P_N \end{cases} \quad (2)$$

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:

$$\begin{cases} P_x = k_r (1 - f/r) [- (x_p - x_c) + f \cdot (y_p - y_c)] \\ P_y = k_r (1 - f/r) [- (y_p - y_c) - f \cdot (x_p - x_c)] \end{cases} \quad (3)$$

1.3 滚动轴承模型

图 2 为滚动轴承模型示意图, 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 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。

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。参考文献 [12, 13], 可以得到滚动轴承作用力为:

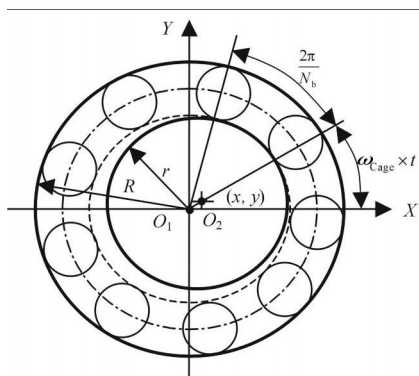


图 2 滚动轴承模型示意图

$$\begin{cases} F_x = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos_j + y \sin_j - \delta)^{3/2} \cdot H(x \cos_j + y \sin_j - \delta) \cos_j \\ F_y = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos_j + y \sin_j - \delta)^{3/2} \cdot H(x \cos_j + y \sin_j - \delta) \sin_j \end{cases} \quad (4)$$

其中, C_b 为赫兹接触刚度, 与相互接触的材料和形状有关。 $H(\cdot)$ 为亥维塞函数, 当函数变量大于 0 时, 函数值为 1, 否则为 0。 j 为第 j 个滚珠处的角度位置, $j = \text{Cage} \cdot \omega t + \frac{2}{N_b} (j - 1)$, $j = 1, 2, \dots, N_b$, N_b 为滚珠个数。

ω_{Cage} 为保持架的旋转速度, 设外滚道半径为 R , 内滚道半径为 r , 有 $\omega_{\text{Cage}} = \omega_{\text{Rotor}} \cdot r / (R + r)$ 。 VC 频率即为滚珠通过频率, 有 $\omega_{\text{VC}} = \omega_{\text{Cage}} \cdot N_b = \omega_{\text{Rotor}} \cdot B_N$, $B_N = N_b \cdot r / (R + r)$, 为 VC 频率与转速频率的比值。

由此可得图 1 中滚动轴承所产生的轴承力:

$$\text{当 } x = x_R, y = y_R, \text{ 则, } F_{xR} = F_x, F_{yR} = F_y;$$

$$\text{当 } x = x_L, y = y_L, \text{ 则, } F_{xL} = F_x, F_{yL} = F_y。$$

1.4 松动建模

为了对松动故障建模, 考虑轴承端和基础之间的等效刚度和等效阻尼 k_{bs} 和 c_{bs} , 应该为在轴承与基础间的位移条件下分段线性化, 设松动间隙为 δ_1 , 则 k_{bs} 和 c_{bs} 为

$$c_{bs} = \begin{cases} c_{bs1} & (y_{bs} > \delta_1) \\ 0 & (0 \leq y_{bs} \leq \delta_1), \\ c_{bs2} & (y_{bs} < 0) \end{cases} \quad k_{bs} = \begin{cases} k_{bs1} & (y_{bs} > \delta_1) \\ 0 & (0 \leq y_{bs} \leq \delta_1), \\ k_{bs2} & (y_{bs} < 0) \end{cases} \quad (5)$$

1.5 计算参数

选取系统初始参数如下: $m_R = m_L = 4.0 \text{ kg}$, $m_p = 32.1 \text{ kg}$, $c_b = 1.050 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_p = 2.100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $k_r =$

3.5×10^6 N/m, $k = 2.5 \times 10^7$ N/m, $k_{bs1} = 7.5 \times 10^7$ N/m, $k_{bs2} = 2.5 \times 10^9$ N/m, $c_{bs1} = 350$ N · s/m, $c_{bs2} = 500$ N · s/m, $\delta = 0.022$ mm, $r_1 = 0.55$ mm, $e = 0.01$ mm。滚动轴承选取文献 [7] 的 JIS6306 滚动轴承, 其参数见表 1 所示。

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 RKF (Runge - Kutta - Fehlberg) 格式的变步长龙格 - 库塔法 [14] 进行数值积分来获取转子响应。

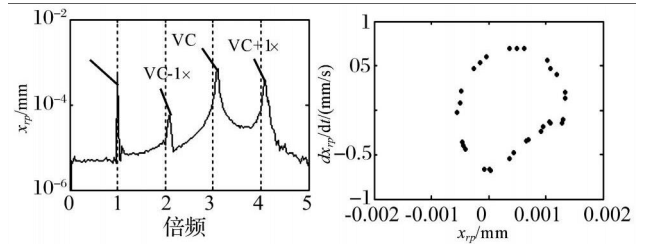
表 1 JIS6306 滚动轴承主要计算参数

外圈半径 R/mm	内圈半径 r/mm	滚珠个数 N_b	接触刚度 $C_b/(N/m^{3/2})$	轴承间隙 $\delta_0/\mu m$	B_N
63.9	40.1	8	13.34×10^9	0~20	3.08

2 滚动轴承支承下的耦合故障动力学行为分析

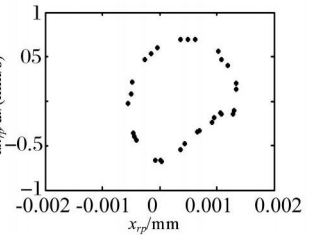
2.1 转速对系统运动的影响

本文设定转静碰摩间隙 $\delta = 0.01$ mm, 松动间隙 $\delta_1 = 0.1$ mm, 偏心距 $e = 0.01$ mm, 滚动轴承间隙 $c = 0.005$ mm。分别在转速为 200 rad/s 和 600 rad/s 下, 进行了数值仿真。图 3 和图 4 分别对应了在转速为 200 rad/s 时, 系统响应的幅值谱和 Poincaré 截面图, 从图 4 可以看出, 系统响应出现了旋转频率及其倍频和 VC 频率成分, 同时还出现了它们的组合频率 $VC \pm 1 \times VC \pm 2 \times$, 由于速度较低, 系统的不平衡力所引起的同频振动和 VC 振动成分相差不大。又因为旋转频率和 VC 频率的不可通约性, 所以导致系统的响应为拟周期, 其 Poincaré 截面为一封闭的曲线。图 5 和图 6 分别对应转速 600 rad/s 时, 系统响应的幅值谱和 Poincaré 截面图, 随着速度增加, 系统不平衡力逐渐增加占据了主导地位, 所以响应中的同频成分相对增加, 从图 5 可以看出, 系统响应虽然也出现了旋转频率和 VC 频率成分, 以及它们的组合频率 $VC \pm 1 \times$, 由于在量值上同频及其倍频的成分已远大于 VC 频率, 所以系统的响应呈现周期特征, 从图 6 可以看出其 Poincaré 截面收缩为一点。



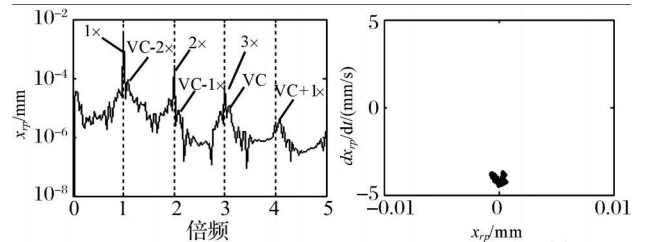
(转速为 200 rad/s)

图 3 频谱



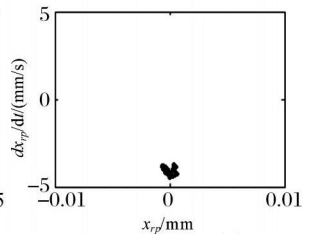
(转速为 200 rad/s)

图 4 Poincaré 截面图



(转速为 600 rad/s)

图 5 频谱



(转速为 600 rad/s)

图 6 Poincaré 截面图

2.2 碰摩刚度对转子 - 滚动轴承系统运动的影响

设定转静间隙 $\delta = 0.01$ mm, 松动间隙 $\delta_1 = 0.55$ mm, 轴承间隙 $c = 0.02$ mm, 旋转速度为 900 rad/s。对碰摩刚度 k_r 在区间 $0 \sim 3 \times 10^7$ N/m 进行分析。图 7 为转子运动状态随碰摩刚度变化的分叉图。

当 $k_r = 0$ 时, 在该组合参数下碰摩力为 0, 碰摩转子系统在轴承力的作用下处于混沌状态。图 8 (a) 和 (b) 分别为 $k_r = 0$ 时组合参数下转子系统响应的 Poincaré 截面图和频谱图。随着碰摩刚度的增加, 碰摩力增加并接近或超过轴承力, 系统响应的混沌状态逐渐减弱, 当 $k_r = 1.14 \times 10^7$ N/m 时, 出现跳跃现象, 突然变为周期 1 运动, 说明碰摩转子系统可能在该组合参数下有多个吸引子共存。通过上述分析可以看出, 碰摩刚度对碰摩转子系统响应有很大的影响, 当碰摩刚度较小时, 系统运动中轴承力占主要成分, 系统处于混沌状态; 当碰摩刚度增大时, 碰摩力逐渐成为主导因素, 系统由混沌运动逐渐向周期运动演变。

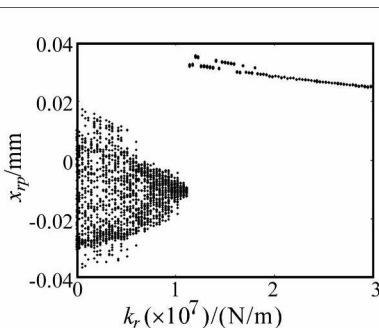


图 7 转子运动随碰摩刚度的分叉图

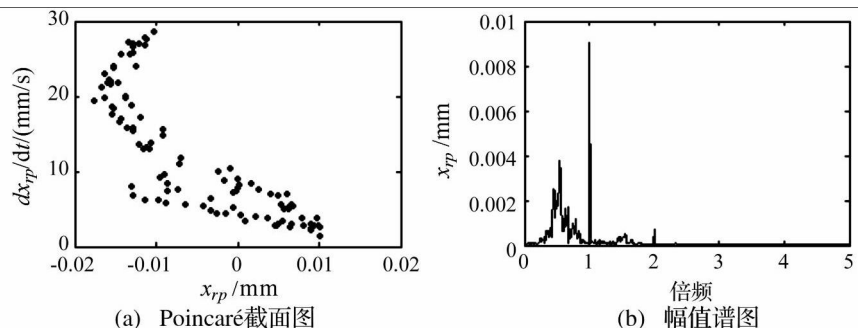


图 8 碰摩刚度为 0 时系统响应的 Poincaré 截面图及频谱图

2.3 轴承间隙对系统运动的影响

本文在碰摩刚度 $k_r = 2.5 \times 10^7$ N/m 和转静间隙 $= 0.01$ mm, 松动间隙 $\delta = 0.55$ mm 下仿真计算了在不同轴承间隙条件下系统的运动分叉图。并分析在不同间隙下运动通往混沌的途径。

图 9 为轴承间隙为 $0 \mu\text{m}$ 时的系统运动分叉图, 其中图 9(a) 为转子圆盘 X 方向响应的分叉图, 图 9(b) 为松动端轴承座 Y 方向响应的分叉图。从图中可以看出, 当转速小于 500 rad/s 时, 系统运动表现为拟周期运动。当转速大于 500 rad/s 小于 1200 rad/s 时, 系统 VC 振动相对减弱, 而由不平衡引起的系统同频振动相对增加, 系统表现为周期 1 运动。此时旋转速度仍然较低, 不平衡力还不足以激发起松动端的轴承座振动, 所以此时轴承座只是在平衡位置附近作微幅振动。当转速大于 1200 rad/s 并进入共振区时, 不平衡力迅速增加, 一旦大于轴承座重力, 便激发起松动端轴承座的剧烈振动。转速从 1200 rad/s 到 3000 rad/s 表现出了阵发性混沌现象, 不过中间出现了很宽的周期窗口, 如 $[1700 \text{ rad/s}, 2300 \text{ rad/s}]$ 为周期 1 运动, $[2000 \text{ rad/s}, 2600 \text{ rad/s}]$ 为周期 2 运动等。

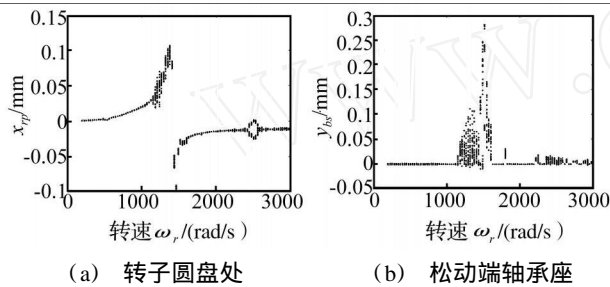


图 9 滚动轴承间隙为 0 mm 时的分叉图

图 10 为轴承间隙为 $10 \mu\text{m}$ 时的系统运动分叉图, 其中图 10(a) 为系统圆盘 X 方向响应的分叉图, 图 10(b) 为松动端轴承座 Y 方向响应的分叉图。从图中可以看出, 转速小于 1100 rad/s 时, 由于此时旋转速度仍然较低, 不平衡力还不足以激发起松动端的轴承座振动, 所以此时轴承座只是在平衡位置附近作微幅振动。当转速大于 1100 rad/s 时, 随着不平衡力逐渐增加, 同时, 也进入了转子系统的共振区域, 不平衡力大于了轴

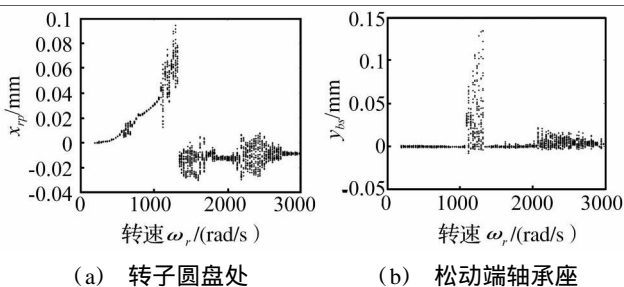


图 10 滚动轴承间隙为 0.01 mm 时的分叉图

承座重力, 激发起松动端轴承座的剧烈振动, 系统运动通过阵发性途径进入混沌, 转速从 1100 rad/s 到 3000 rad/s 表现出了阵发性混沌现象, 中间出现了周期窗口很窄很少。在共振过后的一段区域内, 系统振动减少, 随着转速进一步增加, 系统振动开始增加。

图 11(a)、(b) 分别为转速 1200 rad/s 时不同轴承间隙下系统响应的 Poincaré 截面图, 图 11(a) 的轴承间隙为 $0 \mu\text{m}$, 在 Poincaré 截面图出现了 1 个孤立的点, 表明系统为周期 1 运动。图 11(b) 的轴承间隙为 $10 \mu\text{m}$, 在 Poincaré 截面图出现了散乱的点, 表明系统为混沌运动。图 12(a)、(b) 为转速为 2400 rad/s 时系统响应的 Poincaré 截面图, 图 12(a) 的轴承间隙为 $0 \mu\text{m}$, 在 Poincaré 截面图出现了 2 个孤立的点, 表明了系统为周期 2 运动。图 12(b) 的轴承间隙为 $10 \mu\text{m}$, 在 Poincaré 截面图出现了散乱的点, 表明了系统为混沌运动。

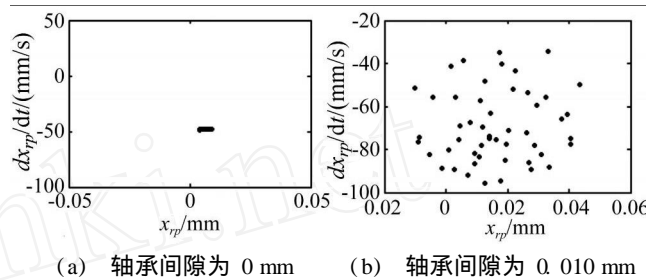


图 11 转速为 1200 rad/s 时响应的 Poincaré 图

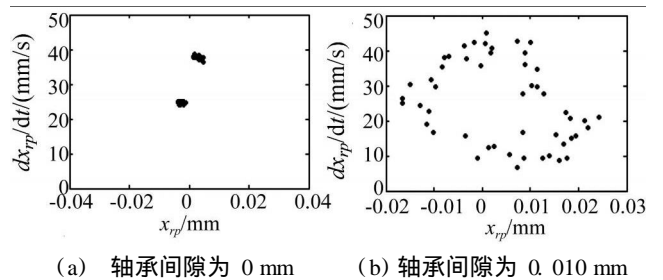


图 12 转速为 2400 rad/s 时响应的 Poincaré 图

对比不同轴承间隙下的系统动力响应比较和分析, 可以发现: 随着轴承间隙增加, 系统出现混沌的区域将扩大, 系统的运动稳定性较差。因此, 在实际设计和使用过程中, 需要控制轴承间隙。

2.4 转子偏心量和轴承座质量对系统运动的影响

本文在碰摩刚度 $k_r = 2.5 \times 10^7$ N/m、转静间隙 $= 0.01$ mm 及滚动轴承间隙 $c = 0.01$ mm 下仿真计算了不同偏心量下系统的响应, 图 13 为偏心量 0.02 mm 下转子系统响应的分叉图。对比图 10(b) 偏心量为 0.01 mm 的情况, 可以得出以下结论:

1) 在相同转速下, 较小的偏心量所产生的不平衡力也较小, 因此不足以克服松动端轴承座的重力, 不能激发其进行剧烈振动, 因此松动端轴承座只是在其平衡位置附近作微幅振动, 随着转速的不断增加, 不平衡

力也加大,从而将导致松动端轴承座产生较大的运动,并出现混沌现象。因此不平衡量越小,松动端轴承座的微幅振动区间也越大。在偏心量为 0.01 mm 时,微幅振动区间为 [200 rad/s, 1 096 rad/s];在偏心量为 0.02 mm 时,微幅振动区间为 [200 rad/s, 1 012 rad/s]。

2) 当转子不平衡力克服了松动端轴承座的重力,轴承座突然出现混沌现象,振动加剧,随着转速的逐渐增加,超越临界转速后,振动有所缓解,系统响应表现为阵发性混沌,并出现了许多周期窗口。在转子不同的偏心量下,系统响应的混沌区域不一样,较大的不平衡量产生了较宽的混沌区域。从图 13 中不难看出此规律。

轴承支座质量是含松动与碰摩的转子滚动轴承系统力学模型中的重要参数,研究轴承支座质量对转子系统响应的影响有重要意义。图 14 为在碰摩刚度 $k_p = 2.5 \times 10^7$ N/m、转静间隙 $\delta = 0.01$ mm、滚动轴承间隙 $c = 0.01$ mm 及偏心量 $e = 0.01$ mm 下,轴承座质量为 200 kg 时,转子系统的响应随激励频率变化的分叉图。对比图 10 (b) 轴承支座质量为 50 kg 的情况,可以看出,随着松动端轴承座质量的增加,克服其重力需要更大的不平衡力,因此,在偏心量等其他参数相同的情况下,轴承座的微幅振动区域就越宽,同时,在共振区附近的轴承座剧烈振动的区域随其质量的增加而逐渐变窄。

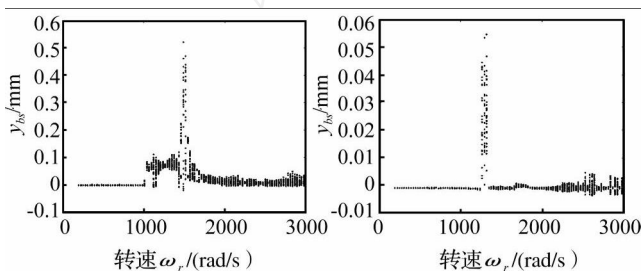


图 13 偏心量 0.02 mm 时 松动端轴承座分叉图

图 14 轴承支座质量 200 kg 时 松动端轴承座分叉图

3 结 论

1) 建立了系统的含不平衡 - 碰摩 - 松动耦合故障的转子 - 滚动轴承动力学模型,在滚动轴承建模中,综合考虑了轴承间隙、非线性接触力及由总体刚度周期变化产生的 VC 振动。在转子模型中综合考虑了不平衡、碰摩及基础松动耦合故障;用变步长龙格 - 库塔方法,仿真计算了系统的响应。

2) 分析了转速对转子 - 轴承系统的 VC 振动和旋转频率振动的影响。

3) 研究了碰摩刚度对系统运动的影响,发现较大的碰摩刚度能够有效缓解系统在轴承间隙和基础松动下的混沌运动,提高系统的运动稳定性。

4) 研究了轴承间隙对系统运动的影响,发现轴承间隙是影响系统运动稳定性的重要因素,过大的间隙将导致系统混沌运动的持续时间很长,严重影响系统的运动稳定性。

5) 研究了转子偏心量对系统运动的影响,发现随着偏心量的增加,松动端轴承座的微幅振动区域减小,而混沌运动的区间逐渐增加。

6) 研究了轴承支座的质量对系统运动的影响,发现随着其质量的增加,松动端轴承座的微幅振动区域变宽,而混沌运动的区间逐渐减小。

参 考 文 献

- [1] 闻邦椿,武新华,丁千,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
- [2] 刘献栋,何田,李其汉. 支承松动的转子系统动力学模型 [J]. 航空动力学报, 2005, 20(1): 54—59
- [3] 何田,刘献栋,陈恩利. 具有滚动轴承松动故障转子系统的分叉和混沌 [J]. 石家庄铁道学院学报, 2003, 16(3): 75—78
- [4] 陈恩利,何田,郑猛,等. 滚动轴承转子系统支承松动时的复杂运动研究 [J]. 动力学与控制学报, 2(4): 49—55
- [5] 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
- [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
- [7] Fukata S, Gad E H, Kondou T, et al. On the radial vibration of ball bearings (computer simulation), Bulletin of the JSME 28, 1985: 899—904
- [8] Mevel B, Guyader J L. Routes to chaos in ball bearings [J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 162(3): 471—487
- [9] Kim Y B, Noah S T. Bifurcation analysis for a modified jeffcott rotor with bearing clearances [J]. Nonlinear Dynamics, 1990, (1): 221—241
- [10] Kim Y B, Noah S T. Quasi periodic response and stability analysis for a nonlinear jeffcott rotor [J]. Journal of Sound and Vibration, 1996 190(2): 239—253
- [11] 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
- [12] 陈果. 带碰摩耦合故障的转子滚动轴承机匣耦合动力学模型 [J]. 振动工程学报, 2007, 20(4): 361—368
- [13] 陈果. 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 [J]. 航空动力学报, 2007, 22(10): 1771—1778
- [14] 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

SERVICEABILITY ANALYSIS OF BUILDING VIBRATION INDUCED BY UNDERGROUND TRAINS

DING Jiem in, YIN Zhigang

(School of Civil and Architectures of Tongji University, Shanghai 200092, China)

Abstract: In order to analyze vibration serviceability of a building nearby subway in Shanghai, A FEM model is established. The building's time-domain vibration acceleration response is obtained by the dynamic elastic finite element calculation of the model with the input acceleration which can be conveniently measured on the site ground. An annoyance-based checking procedure (ABCP) is proposed. A building near by subway is analyzed with ABCP and its results are compared with those from the traditional human vibration standard method. The numerical examples indicate that both results agree well and the ABCP method possesses the feature of quantification.

Key words: vibration serviceability analysis; subway; acceleration; annoyance-based checking procedure (ABCP)
(pp: 96 - 99)

NONLINEAR DYNAMIC RESPONSE ANALYSIS OF ROTOR-BALL BEARING SYSTEM INCLUDING UNBALANCE-RUBBING-LOOSENESS COUPLED FAULTS

CHEN Guo

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

Abstract: An unbalance-rubbing-looseness coupled fault dynamic model of rotor supported on ball bearing is established. In the model of ball bearing, three nonlinear factors are considered, such as, the clearance of bearing, nonlinear Hertzian contact force, and the varying compliance vibration. In the model of rotor, mass unbalance, rubbing, and looseness of bearing house faults are considered synthetically. The numerical integral method is used to obtain nonlinear dynamic responses, the effects of rotating speed, the bearing clearance, rubbing stiffness, rotor eccentricity, and the mass of bearing house on dynamic responses are analyzed, and bifurcation plot, phase plane plot, frequency spectra, and Poincaré map are used to carry out the analysis of bifurcation and chaos motion, and the important nonlinear law of unbalance-rubbing-looseness coupled faults of rotor supported on ball bearing is found out.

Key words: rotor dynamics; ball bearing; mass-unbalance; rubbing; looseness of bearing house (pp: 100 - 104)

STUDY ON DYNAMIC CHARACTERISTIC AND SEISMIC PERFORMANCE OF A LONG-SPAN TRIPLE-TOWER SUSPENSION BRIDGE

DENG Yu-lin¹, PENG Tian-bo¹, LI Jian-zhong¹, JI Lin², FENG Zhao-xiang², RUAN Jing²

(1. State Key Laboratory for Disaster Reduction in Civil Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China;

2. Jiangsu Province Yangtze Highway Bridge Construction Commanding Department, Nanjing 210004, China)

Abstract: Based on an engineering design case of a long-span triple-tower suspension bridge, the linear seismic response analysis is performed by using response spectrum and time history analysis method, respectively. The dynamic characteristic of seismic response of the bridge is discussed and the effect of vertical earthquake, longitudinal elastic cable between middle tower and girder and higher frequency models on the seismic response is studied. The results indicate that vertical earthquakes have significant influence on moment of girder and dynamic axis force of side-towers. The link between middle-tower and girder can reduce seismic response of side-towers, the displacement of girder and the relative displacement between main-span and side-span obviously. Higher frequency modes of vibration have significant influence on seismic response of towers.

Key words: triple-tower suspension bridge; dynamic characteristic; higher frequency modes of vibration; seismic response
(pp: 105 - 110)