

文章编号: 1000-8055(2009)07-1512-06

多盘悬臂转子系统支座松动故障研究

马 辉, 孙 伟, 任朝晖, 闻邦椿
(东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110004)

摘 要: 针对工程中出现的支座松动故障, 建立了多盘悬臂转子的松动有限元模型, 对单支座和双支座松动故障进行动力学特性研究. 结果表明: 在两种情况下, 随着松动刚度的降低, 其运动形式基本一致, 均经历了周期 1、周期 2、周期 6 和周期 4 运动; 但轴心轨迹差别很大, 对于单支座松动, 轴心运动开始为一个上下差别很大的“8”字形, 接着变为两个嵌套的“8”字形, 最后变为“螺旋”状, 而双支座松动开始轴心轨迹近似为三角形, 接着变为两个“8”字形, 最后也变为“螺旋”状. 得出的结论为转子-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: 悬臂转子系统; 支座; 松动故障; 故障诊断

中图分类号: O322

文献标识码: A

Research on pedestal looseness fault of multi-disc over-hung rotor system

MA Hui, SUN Wei, REN Zhao-hui, WEN Bang-chun

(School of Mechanical Engineering and Automation,
Northeastern University, Shenyang 110004, China)

Abstract: In view of pedestal looseness fault often occurred in the engineering, a finite element model with looseness fault was established and dynamic characteristics of one-support looseness and two support looseness were studied. The results show that the system motion experiences period one, period-two, period-six and period-four with the decrease of looseness stiffness in two looseness cases. However, the rotor trajectory is different, since one support looseness, rotor trajectory is an 8 shape curve with large difference in up and down layers, then becomes two nested 8 shape curves, finally becomes a spiral shape curve. For two support looseness, rotor trajectory is approximately triangle, then two adjoining 8 shape curves, and finally becomes a spiral curve. The results will provide theoretical references for fault diagnosis, dynamic design, and safe operation of rotor-bearing system.

Key words: over-hung rotor system; pedestal; looseness fault; fault diagnosis

对于实际运行的轴承-转子系统, 当轴承座螺栓紧固不牢时, 由于结合面上存在间隙, 系统将发生不连续的位移; 当松动故障严重时, 还可能引起转静件碰摩等其它故障的发生, 甚至导致灾难性事故. 因此, 正确识别松动故障, 对机组的安全运行、延长机组工作时间、提高效益等, 具有重

要的工程意义.

在发生松动故障转子系统的动力学特性及故障特征方面, 国内外许多学者进行了大量的分析研究工作, 并取得了瞩目的成果^[1-10]. 但是先前的工作主要针对 Jeffcott 转子系统, 采用集中质量模型进行数值仿真, 而对松动转子系统利用非线

收稿日期: 2008 06 30; 修订日期: 2008 12 17

基金项目: 国家自然科学基金(50805019; 50775025)

作者简介: 马辉(1978-), 男, 河北安平人, 讲师, 博士后, 主要从事转子动力学、故障诊断研究. E-mail: huima@me.neu.edu.cn

性有限元方法进行仿真的文献却很少见。实际上, 由于转子系统长期处于振动状态, 可能导致多个支座都发生不同程度的松动, 因此有必要对转子-轴承系统中两端支座与基础同时出现松动故障的系统运动特性进行研究。

本文对一实际转子系统, 对其进行必要的简化, 建立了一个多盘悬臂转子系统的有限元模型, 采用一种新的松动模型, 研究了单支座和双支座两种不同的松动形式对转子系统的非线性动力学特性的影响。

1 松动故障系统的数学模型

1.1 松动故障转子系统的力学模型

转子-轴承-基础系统的力学模型, 如图 1 所示。转轴采用阶梯轴, 左端为一联轴器, 中间为叶轮, 转子两端由两个相同的可倾瓦轴承支承, 跨距为 l ; 联轴器重心到左轴承距离为 a ; 叶轮到左轴承距离为 l_1 。假设偏心只发生在叶轮上, $o_i (i=1, 2, 3, 4)$ 为几何中心; o_{m2} 为叶轮质心; m_1, m_2 分别为联轴器和叶轮质量; m_{bl}, m_{br} 为等效松动质量; $k_{bl}, c_{bl}, k_{br}, c_{br}$ 分别为左右轴承盖处基础的等效刚度和阻尼, δ_1, δ_2 为松动间隙。

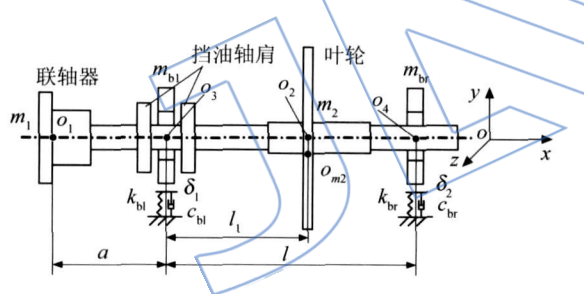


图 1 转子-轴承-基础系统力学模型
Fig. 1 Mechanical model of the rotor bearing foundation system

1.2 松动端等效刚度模型

如果上轴承盖一个或几个螺栓出现松动, 当有较大的振动发生时, 上轴承盖将克服其它螺栓的拉力暂时部分或全部与下轴承盖分离, 与下轴承盖分离的程度由松动程度决定。未松动螺栓受拉力作用处于弹性变形状态, 当上轴承盖位移超过螺栓间隙时, 松动螺栓将与未松动螺栓共同作用; 当轴承座与基础发生接触, 则此时的等效刚度为基础刚度 k_b 。以左轴承在 y 方向的松动为例, 左轴承发生松动故障的等效刚度为

$$k_{bl} = \begin{cases} k_{b1} + k_{b2}, & y > \delta_1 \\ k_{bl}, & 0 \leq y \leq \delta_1 \\ k_b, & y < 0 \end{cases} \quad (1)$$

其中 k_{b1} 为未松动螺栓的等效刚度, k_{b2} 为松动螺栓的等效刚度。假设未松动时基础刚度与螺栓的抗拉刚度近似相等, 即 $k_b \approx k_{b1} + k_{b2}$, 则式 (1) 可简化为

$$k_{bl} = \begin{cases} k_{b1}, & 0 \leq y \leq \delta_1 \\ k_b, & \text{其它} \end{cases} \quad (2)$$

1.3 松动故障转子系统的有限元模型

图 1 中的转子-轴承-基础系统经过离散后得到的有限元模型如图 2(a) 所示。图中小黑点表示节点, 数字表示节点号, 叶轮和联轴器均简化为圆盘, 左右可倾瓦轴承简化为弹簧阻尼器, 松动支座用一个分段线性的弹簧阻尼单元进行模拟, 其等效松动刚度如式 (2) 所示。

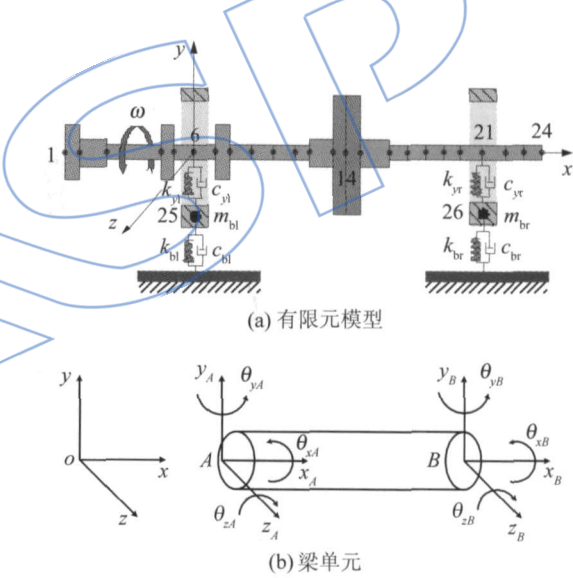


图 2 梁单元模型和转子系统的有限元模型
Fig. 2 Beam element model and the finite element model of the rotor system

转轴本文采用梁单元来进行模拟, 如图 2(b) 所示。考虑到实际转子系统中轴向变形相对于弯曲变形和扭转变形很小, 可以忽略不计, 因此, 把两端节点的位移看作梁单元的广义坐标 u_s 。

$$u_s = [y_A \ z_A \ \theta_{yA} \ \theta_{zA} \ y_B \ z_B \ \theta_{yB} \ \theta_{zB}] \quad (3)$$

整个转子系统的动力学模型为

$$M\ddot{q} + D\dot{q} + Kq = Q \quad (4)$$

式 (4) 中各字母的含义分别为

M — 包括轴和圆盘的质量矩阵

D — 包括转子轴承阻尼和陀螺力矩的阻尼矩阵

K - 整体刚度矩阵
 Q - 合外力向量
 q - 位移向量

2 松动故障有限元仿真结果及分析

本转子系统基本参数为: 轴承处轴径为 40mm; 叶轮处轴径为 51mm; 轴承跨距 $l=800\text{mm}$; 联轴器悬臂长度 $a=208\text{mm}$; 叶轮距左轴承中心 $l_1=540\text{mm}$; 弹性模量 $E=2.07\times 10^{11}\text{Pa}$; 泊松比 $\mu=0.3$; 材料密度 $\rho=7850\text{kg/m}^3$; 左轴承水平刚度 $k_{x1}=2.2\times 10^8\text{N/m}$; 竖直刚度 $k_{y1}=3.6\times 10^8\text{N/m}$; 水平阻尼 $c_{x1}=6.43\times 10^5\text{N}\cdot\text{s/m}$; 竖直阻尼 $c_{y1}=8.8\times 10^5\text{N}\cdot\text{s/m}$; 右轴承参数与左轴承参数完全相同, 左右基础阻尼均取 $c_{b1}=c_{b2}=2\times 10^5\text{N}\cdot\text{s/m}$.

2.1 无支座松动转子系统动力学特性研究

假设偏心仅存在于叶轮处, 其不平衡量 $m\cdot r=168.5\text{g}\cdot\text{mm}$, 考虑松动发生在左轴承盖, 设松动间隙 $\delta_1=1\text{mm}$, 松动质量 $m_{b1}=32\text{kg}$, 未松动前的基础刚度为 $k_b=2.2\times 10^{10}\text{N/m}$, 考虑近共振时, 松动转子的动力学特性, 故选转子转速为 4000r/min, 接近该转子系统的一阶临界转速 4135r/min, 节点 6 和节点 14 分别表示与左轴承相连的轴上节点和叶轮.

从图 3 可以看出, 转子系统在没有螺栓松动的情况下, 只有不平衡力作用, 此时节点 2 和节点 6 的时域波形分别如图 3(a) 和 3(b) 所示. 节点 6 稳定后的振幅(以下均指峰峰值)为 $0.34\mu\text{m}$, 节点 14 稳定后的振幅为 $34\mu\text{m}$. 考虑到松动故障的方向性, 本文只研究松动转子系统在竖直 y 方向的动力学特性.

2.2 单支座松动转子系统动力学特性研究

考虑左轴承座发生松动时, 在 4 种不同松动

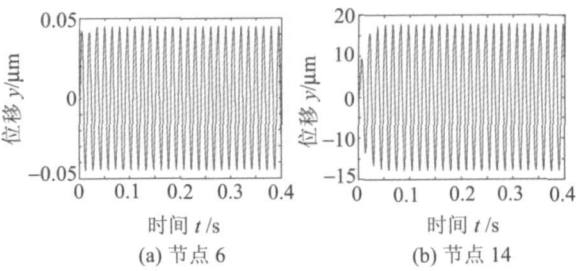


图 3 无松动时转子系统的时域波形
Fig.3 Time domain waveforms of rotor system without looseness fault

刚度下的节点 6、节点 14 和节点 21 的动力学响应特性, 如图 4(a)、图 4(b) 和 4(c) 所示. 当松动刚度 $k_{b1}=2.2\times 10^6$ 依次取 $k_{b1}=2.2\times 10^6\text{N/m}$, $1.1\times 10^6\text{N/m}$, $2.2\times 10^5\text{N/m}$ 和 $1.1\times 10^5\text{N/m}$ 时, 系统的时域响应分别对应图 4 中 a, b, c, d 四个阶段. 从图 4(a) 中可以看出, 随着松动刚度的降低, 节点 6 的响应在 y 轴正向振幅增大, 而在负向没有变化. 随着振幅从 $4.8\mu\text{m}$ 经由 $5.9\mu\text{m}$, 跳跃到 $8.7\mu\text{m}$ 时, 波形也由标准的简谐波变成不规则的波形, 在 a 段是标准的简谐波, 在 b 段有两个较大峰值相继出现, 在 c, d 两段则可以看到多个不规则的波峰. 这些波形的变化, 也反映了支撑刚度的分段特性. 图 4(b) 显示的 14 节点振幅变化不大, 大约为 $36\mu\text{m}$, 但可以清楚地看到波形变化. 图 4(c) 所示的与右轴承座相连的轴上节点 21, 在 4 个不同松动刚度下, 波形为一标准简谐波, 且振动幅值很小, 仅有 $0.16\mu\text{m}$.

图 5 是图 4(a) 四个阶段对应的幅值谱图. 当松动刚度 $k_{b1}=2.2\times 10^6\text{N/m}$ 时, 系统响应主要以倍频成分为主, 且频率越高其幅值越小, 如图 5(a) 所示, 此时系统的运动形式为周期 1 运动. 当松动刚度减小到 $k_{b1}=1.1\times 10^6\text{N/m}$ 时, 系统的

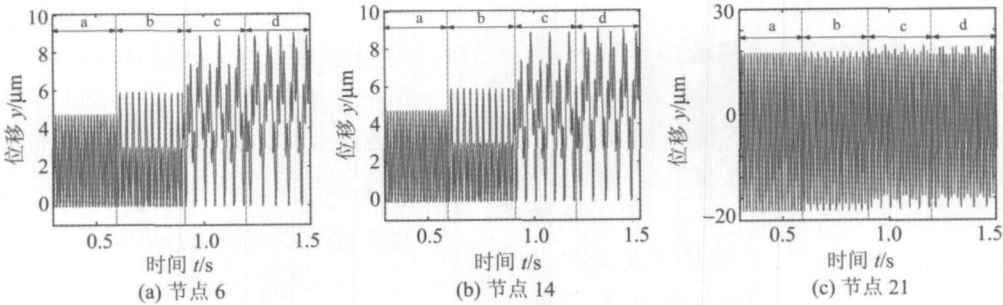


图 4 单支座松动时转子系统的时域波形
Fig. 4 Time domain waveform of rotor system with one support looseness

响应如图 5(b) 所示, 此时系统的运动形式为周期 2 运动, 即出现了以 $1X/2$ 为基的谐波成分, 如 $1X/2, 1X, 3X/2$ 和 $2X$ 等, 其中 $1X/2$ 谐波幅值为仅次于转频 $1X$ 的第二高峰, 且在高于 $1X$ 以后频率成分, 均有 $1X/2$ 的偶数倍频幅值小于其奇数倍频幅值, 如 $2X$ 幅值小于 $3X/2$ 和 $5X/2$ 的幅值. 当松动刚度继续减小到 $k_{bl} = 2.2 \times 10^5 \text{ N/m}$ 时, 系统的响应如图 5(c) 所示, 此时系统运动变为周期 6 运动, 即出现以 $1X/6$ 为基的谐波成分, 其中 $1X/3$ 成为仅次于转频 $1X$ 的第二高峰, $2X/3$ 幅值为第三高峰. 当刚度降至 $k_{bl} = 1.1 \times 10^5 \text{ N/m}$ 时, 系统的响应如图 5(d) 所示, 此时系统运动又变为周期 4 运动, 且 $1X/4$ 和 $1X/2$ 分别取代 $1X/3$ 和 $2X/3$ 变为第二和第三高峰.

图 6 是对应图 5 和图 4(a) 四个不同松动刚度下的轴心轨迹图, 当松动刚度较大时, 系统轴心轨迹为一个上下差别很大的“8”字形曲线, 运动方向如图 6(a) 箭头所示. 随着刚度的降低, 轴心轨迹演变为两个相互嵌套的“8”字形曲线, 运动方向如图 6(b) 箭头所示, 轴心运动方向在每个“8”字形曲线上与图 7(a) 的情况相似. 当刚度继续降低时, 轴心运动变成“螺旋”状运动, 运动方向如图

6(c)、图 6(d) 所示. 松动刚度越低, 其螺旋越复杂, 仔细观察转子的运动轨迹, 轴心运动是呈螺旋上升或下降的, 这与参考文献[7, 10]中所得结论一致.

2.3 双支座松动转子系统动力学特性研究

考虑左右两个轴承座都发生松动, 取右轴承座松动刚度 $k_{bl} = 2.2 \times 10^7 \text{ N/m}$, 研究左轴承座松动刚度取四种不同值的情况下, 节点 6、节点 14 和节点 21 的动力学响应特性, 如图 7(a), 7(b) 和 7(c) 所示. 图 7(a) 所示的时域波形与图 4(a) 类似, 在 a 和 b 阶段基本一致, 而在 c 和 d 阶段波形有所变化, 但其振幅相差不大. 对比图 4(b) 和图 7(b) 的时域波形也可以看到, 在 d 阶段系统波形变化最大. 与右轴承相连的节点 21, 由于右轴承座松动, 其振动加剧, 幅值变为 $1.65 \mu\text{m}$, 相当于未松动时幅值的 10 倍, 放大其底端波形可以看到削波现象, 这说明在此时松动部分与基础发生碰撞而产生了刚度突变, 通过削顶长度能够看出松动支座与基础接触时间的长短.

图 8 是与图 7(a) 四个阶段对应的幅值谱图. 与单支座松动时的频谱结构非常相似, 频率变化规律也基本一致, 都是经历了周期 1、周期 2、周期

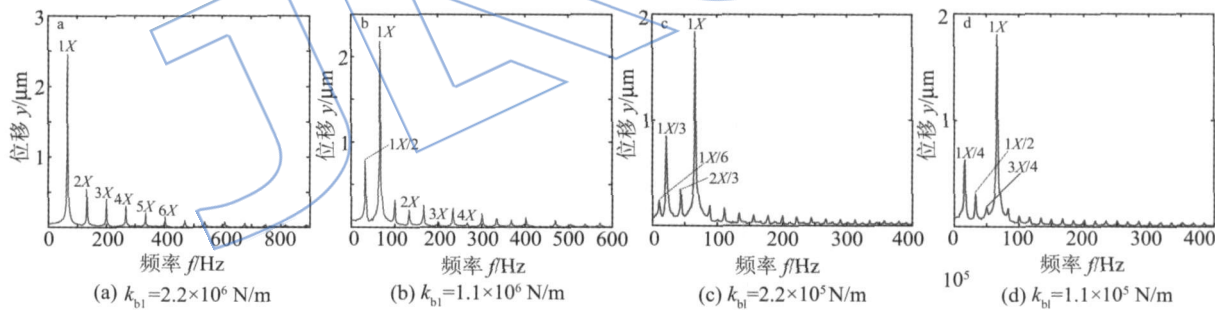


图 5 单支座松动时不同刚度下节点 6 的幅值谱图

Fig. 5 Amplitude spectra of node 6 at different looseness stiffness when one support looses

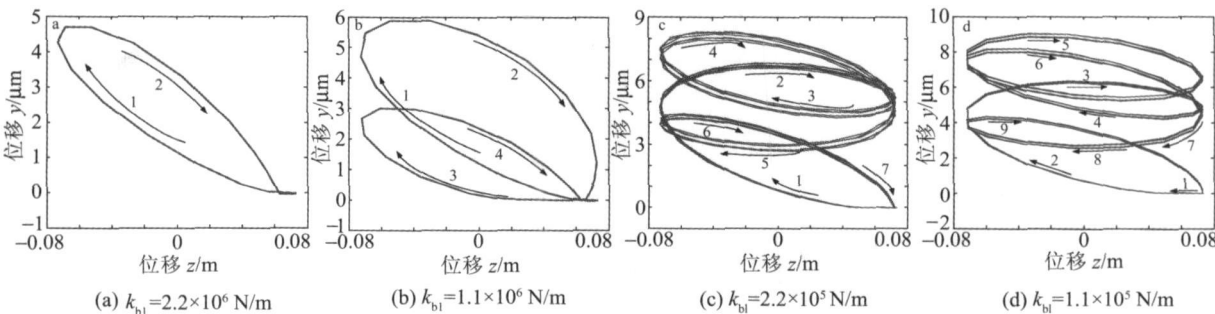


图 6 单支座松动时不同刚度下节点 6 的轴心轨迹图

Fig. 6 Rotor trajectories of node 6 at different looseness stiffness when one support looses

6 和周期 4 运动. 不同之处在于有个别频率幅值有所变化, 如图 8(c) 中 $1X/6$ 幅值变的很小, 而 $1X/3$ 幅值则变大.

图 9 是对应图 8 和图 7(a) 四个不同松动刚度下的轴心轨迹图, 与单支座松动相比, 轴心轨迹变化很大. 在松动刚度较大时, 轴心运动为一个“三角”形, 其运动方向如图 9(a) 箭头所示, 其中箭头 3 表示了松动部分与基础发生了削波现象.

随着松动刚度减小, 轴心变为两个削底“8”字形, 其运动方向如图 9(b) 所示. 随着刚度再减小, 轴心运动变为螺旋上升和下降, 但其下降形式与图 6(c) 有所不同. 当刚度再减小, 如图 9(d) 所示, 其轴心轨迹的螺旋状变的起伏不定, 这也说明轴心运动日趋复杂, 规律性越来越差. 这也暗示出随着松动刚度的减小, 系统低频运动加剧, 系统越来越不稳定.

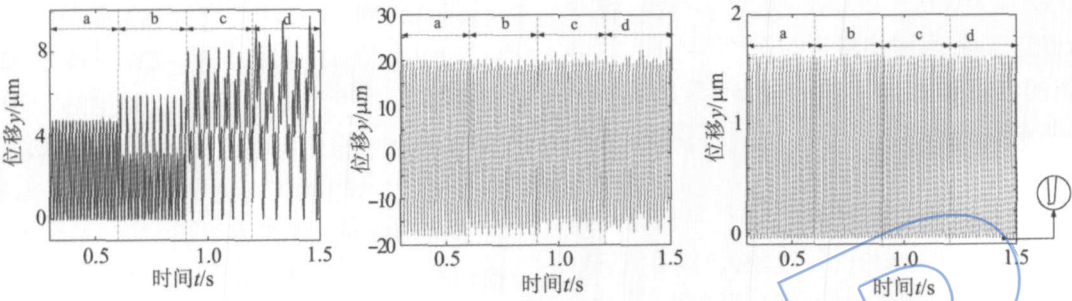


图 7 双支座松动时转子系统的时域波形
Fig. 7 Time domain waveform of rotor system with two support looseness

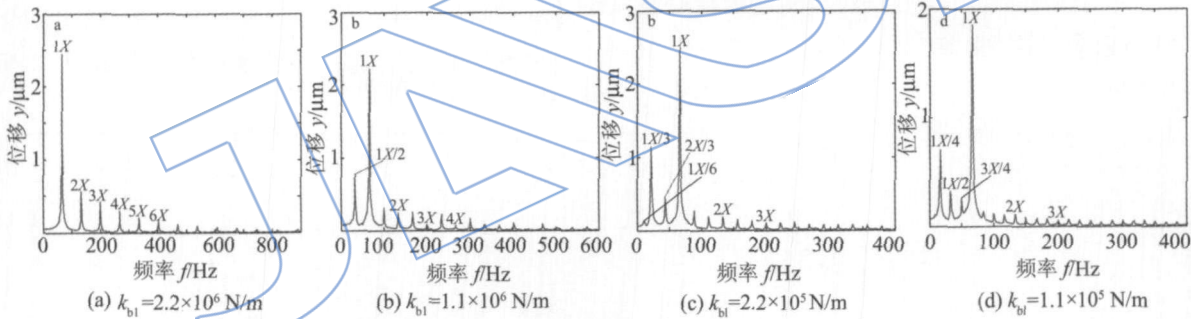


图 8 双支座松动时不同刚度下节点 6 的幅值谱图
Fig. 8 Amplitude spectra of node 6 at different looseness stiffness when two supports loose

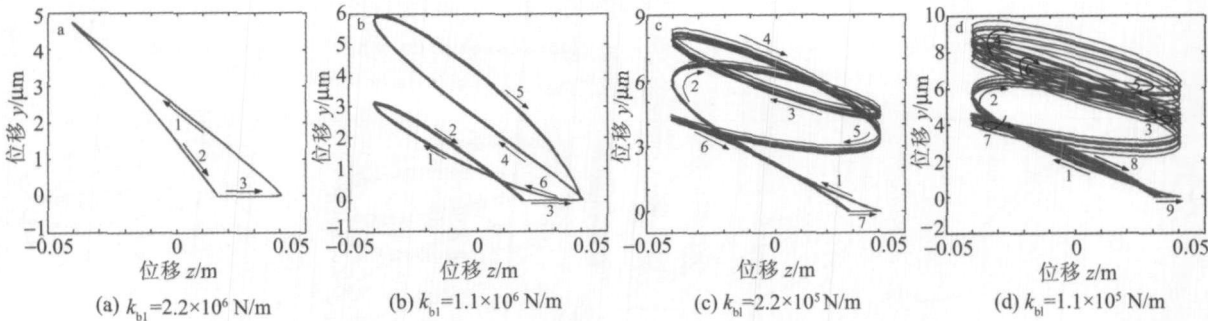


图 9 双支座松动时不同刚度下节点 6 的轴心轨迹图
Fig. 9 Rotor trajectories of node 6 at different looseness stiffness when two supports loose

3 结 论

1) 考虑只有左支座松动发生,且松动间隙又远大于松动质量的振幅时,系统随着松动的刚度的下降,与松动端相连的节点经历了周期 1、周期 2、周期 6 和周期 4 运动;时域波形发生了波谷削波现象,且随着松动刚度的下降,低频成分幅值逐渐增加,轴心轨迹出现了下上跳跃,从而形成螺旋上升和下降,这也暗示系统在正在失稳.

2) 当双支座松动故障发生时,与左松动端相连的节点运动形式与只有左支座松动时的系统运动基本一致,但随着松动刚度的减小,差异越来越大.主要表现在低频谐波成分幅值比单支座松动的幅值大,且波形形状有很大差别.轴心轨迹变化最大,在松动刚度很低时,轴心轨迹的螺旋状变得起伏不定,这也说明轴心运动日趋复杂,规律性也越来越差.另一方面也说明随着松动刚度的减小,系统低频运动加剧,系统会越来越不稳定.

这些在不同松动情况下的故障特征,可作为诊断螺栓松动的一个重要理论依据.

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

[2] Agnes M, Paul G. Chaotic responses of unbalanced-rotor bearing stator systems with looseness or rubs[J]. Chaos, Solitons and Fractals, 1995, 5(9): 1683-1704.

[3] Chu F L, 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

[4] Ji Z, Zu J W. Method of multiple scales for vibration anal-

ysis of rotor shaft systems with non linear bearing pedestal model [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 218 (2): 293-305

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

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

[7] 李振平, 罗跃纲, 姚红良, 等. 转子系统支承松动的非线性动力学及故障特征[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2002, 23(11): 1048-1051

LI Zhenping, LUO Yuegang, YAO Hongliang, et al. Dynamics and fault characteristics of rotor bearing system with pedestal looseness [J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2002, 23(11): 1048-1051. (in Chinese)

[8] Chen C L, Yua H T. Chaos in the imbalance response of a flexible rotor supported by oil film bearing with nonlinear suspension [J]. Nonlinear Dynamics, 1998, 16(1): 71-90

[9] 张靖, 闻邦椿. 两端支座松动转子系统的频率特性分析[J]. 中国机械工程, 2008, 19(1): 68-71

ZHANG Jing, WEN Bangchun. A study of frequency characteristics of rotor system with pedestal looseness at two supports [J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(1): 68-71. (in Chinese)

[10] 马辉, 孙伟, 刘杰, 等. 旋转机械支座松动故障的实验[J]. 农业机械学报, 2007, 38(6): 134-137

MA Hui, SUN Wei, LIU Jie, et al. Experimental research on rotating machinery with pedestal looseness faults [J]. Journal of Agricultural Machinery, 2007, 38(6): 134-137. (in Chinese)