

不同轴承支撑下碰摩转子系统的动力学特性*

张 娅, 王维民, 杨佳丽, 江志农

(北京化工大学高端机械装备健康监控与自愈化北京市重点实验室 北京, 100029)

摘要 研究了不同类型轴承支撑下的转子碰摩故障振动特征。首先, 采用了计及回转效应、剪切效应及横向扭转的梁单元建立了实验装置转子的有限元分析模型; 然后, 通过二维计算流体力学方法得到不同类型轴承的动力学参数; 最后, 在此基础上, 结合非线性动力学理论, 分析比较了转子在圆柱轴承、可倾瓦轴承等 5 种轴承支撑下的碰摩非线性动力学行为。研究表明: 在椭圆轴承、五瓦轴承和四瓦可倾瓦轴承支撑下, 系统主要表现为同频周期运动; 而对于圆柱轴承和四油叶轴承支撑, 系统会出现较复杂的运动。本研究工作是之前转子碰摩非线性动力学研究的扩展, 所得计算结果可为大型高速旋转机械系统动态设计制造和碰摩故障的诊断和控制提供理论参考。

关键词 转子-轴承系统; 有限元法; 非线性动力学行为; 碰摩

中图分类号 O322; TH133

引 言

减小旋转部件和静止部件之间的间隙是提高透平机械效率的重要途径, 然而, 由此而带来的动静件碰摩是影响透平机械高效运行的主要障碍, 多年来已成为工程学术界讨论的热点和难点问题。

Muszynska^[1]对碰摩的机理、现象、分析及诊断方法进行了综述。Sagheer^[2]又进行了补充, 并概述了刚度、阻尼、库伦摩擦力、转子加速度、支撑结构的对称性、热效应以及盘的柔性等参数对碰摩转子的非线性动力学的影响。由于碰摩本身的复杂性, 定量的研究结果很少, 尤其是在实际的透平机械的碰摩方面。对碰摩问题的研究, 主要可分为两类: 一是转子系统的整体振动响应^[3-10]; 二是局部碰摩导致的热及应力问题^[11]。在理论模型方面, 所建立的模型主要是 Jeffcott 转子系统质点模型^[3]以及双盘转子-轴承系统动力学行为的研究^[5,7,9]。在建模方法上, 主要有集中参数模型^[3]和有限元分析模型^[9,11]。在非线性特征描述方面, 通常使用时间历程、轴心轨迹、分岔图、Poincaré 截面图和频谱图等。研究结果显示, 碰摩振动响应特征较复杂, 有同频周期运动、倍周期、拟周期甚至混沌运动。同时, 针对碰摩现象, 还进行了大量的实验研究: 文献[4]研究了圆柱

油膜轴承支撑下的动力学现象; 文献[6]研究了滚动轴承支撑下的动力学现象; 文献[8]研究了椭圆轴承支撑下的动力学现象。

由于碰摩本身的复杂性, 使得目前基于理论模型研究同实际透平机组的碰摩响应存在较大的差异^[2,12], 这种差异来自于转子模型、碰摩力模型以及轴承模型上的差异。由于轴承性能对转子动力学性能的巨大影响, 近年来, 将轴承性能简化成线性的刚度和阻尼系数, 并通过扰动法求解雷诺方程以定量地确定这些系数的方法在工业上得到了大量的应用, 并表现出较好的精度。笔者以三轮盘实验转子为对象, 研究工业常用的圆柱轴承、椭圆轴承、四油叶轴承、五瓦可倾瓦轴承和四瓦可倾瓦轴承对转子系统碰摩振动响应的影响, 以此来扩展碰摩非线性研究的内容, 丰富碰摩动力学响应的特征。

1 局部径向碰摩转子系统动力学模型

研究模型来源于所在转子实验台, 为如图 1 所示的含有局部径向碰摩故障的多盘转子系统, 轴的转动角速度为 ω 。轴承对轴的作用简化为弹簧和阻尼作用, 且刚度系数和阻尼系数随转速变化。仅考虑盘 2 有径向碰摩故障, 静子的径向刚度为 k_r , 初始动静间隙为 δ_r , 盘 2 和静子之间的碰摩忽略摩擦

* 国家自然科学基金资助项目(51275028, 51135001); 国家重点基础研究发展计划(“九七三”计划)资助项目(2012CB026000); 中央高校基本科研业务费资助项目(ZZ1220)

收稿日期: 2012-11-15; 修回日期: 2013-01-04

的热效应,且假定为弹性碰撞,因此作用在盘2上的碰摩力(P_x, P_y)与径向位移 e 之间的关系为

$$\begin{Bmatrix} P_x \\ P_y \end{Bmatrix} = -\frac{k_r(e - \delta_r)}{e} \begin{bmatrix} 1 & f \\ -f & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{o2} \\ y_{o2} \end{Bmatrix} \quad (e \geq \delta_r) \quad (1)$$

$$p_x = p_y = 0 (e < \delta_r) \quad (2)$$

其中: $e = \sqrt{x_{o2}^2 + y_{o2}^2}$; x_{o2} 和 y_{o2} 为盘2几何中心的横向位移。

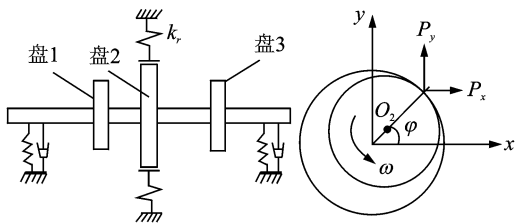


图1 多盘碰摩转子-轴承系统

Fig. 1 The mechanic model of rotor-bearing system with rub-impact

其中: \mathbf{M} 为结构质量矩阵; \mathbf{C} 为阻尼矩阵; \mathbf{K} 为结构刚度矩阵; \mathbf{a} 为结构位移列阵; \mathbf{F} 为结构载荷列阵。

阻尼矩阵 \mathbf{C} 包含 Rayleigh 阻尼矩阵和陀螺矩阵, Rayleigh 阻尼矩阵为 \mathbf{M} 和 \mathbf{K} 的线性组合, 即 $\alpha\mathbf{M} + \beta\mathbf{K}$, α 和 β 是不依赖于频率的常数, 这两个常数与系统的阻尼系数和前两阶固有频率有关。结构载荷矩阵 $\mathbf{F}(t)$ 由碰摩力、不平衡力及重力组成。系统运动微分方程采用 Newmark 方法求解。

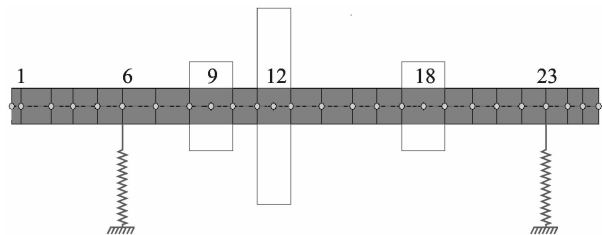


图2 系统有限元模型

Fig. 2 The finite element model of system

2 转子系统有限元动力学模型

采用考虑了回转效应和剪切效应的梁单元, 两端轴承支承的三盘转子系统的有限元模型如图2所示。整个系统离散为26个结点, 共25个单元。盘分别位于节点9, 12和18处。每个节点有4个自由度, 分别为横向方向的移动以及转动, 即 $\mathbf{a}_i = (x_i \ y_i \ \theta_{xi} \ \theta_{yi})^T$, $i = 1, 2, \dots, 26$ 。系统的振动方程表示为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{a}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{a}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{a}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (3)$$

3 数值计算与分析

对于图1所示的转子-轴承系统动力学模型, 分别讨论了圆柱轴承、椭圆轴承、五瓦轴承、四油叶轴承及四瓦可倾瓦轴承共5种轴承对系统动力学行为的影响, 5种轴承的有关参数见表1, 对应系统的一阶临界转速分别为3 859, 2 538, 4 719, 3 797和4 737 r/min。结构的其余有关参数如下: 盘2有偏心量 $b = 0.1$ mm; 盘1, 2, 3的直径分别为123, 300和123 mm; 厚度分别为70和50 mm; 静子的径向

表1 轴承参数

Tab. 1 Parameters of bearings

类型	轴承宽度 L/mm	轴颈直径 D_s/mm	半径间隙 C_b/mm	间隙比 $2C_b/D$	预负荷	支点位置	包角	润滑油量 $Q_{\text{sup}}/\text{lpm}$
圆柱轴承	20	50	0.05	0.002	0.0	0.0	—	—
椭圆轴承	20	50	0.05	0.002	0.5	0.5	—	—
五瓦轴承	20	50	0.05	0.002	0.0	0.5	60	50
四油叶轴承	20	50	0.05	0.002	0.5	0.5	75	—
四瓦可倾瓦轴承	20	50	0.05	0.002	0.0	0.5	75	50

刚度取值为 45×10^6 N/m; 径向间隙为 0.1 mm; 轴的长度为 950 mm; 直径为 50 mm。

轴承间隙内的油膜厚度和压力的分布, 可以用式(4)所示的雷诺方程来表示。在方程右侧, 第1项是刚度项, 第2项是阻尼项

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \left(\frac{h^3}{\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial \tau} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right) \right) = 6\omega R \frac{dh}{d\tau} + 12 \frac{dh}{dt} \quad (4)$$

其中: τ 为弧长坐标; $p = p(\tau, z)$, $h = h(\tau, z)$, $0 \leq \tau \leq$

$2\pi R$, $-L/2 \leq z \leq L/2$; μ 为黏度; $p(\tau, z)$ 为油膜的压力分布; $h(\tau, z)$ 为油膜的厚度分布; L 为轴承的轴向长度。

求解该方程并在得到压力分布 $p(\tau, z)$ 后在轴颈表面进行积分, 可得到油膜力为

$$F_x = - \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi R} p(\tau, z) \cos\left(\frac{\tau}{R}\right) d\tau dz \quad (5)$$

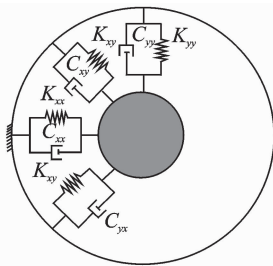
$$F_y = - \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi R} p(\tau, z) \sin\left(\frac{\tau}{R}\right) d\tau dz \quad (6)$$

对油膜力求偏导数,就可以得到轴承的线性化的 4 个刚度系数和 4 个阻尼系数为

$$K_{ij} = -\partial F_i / \partial x_j \quad (7)$$

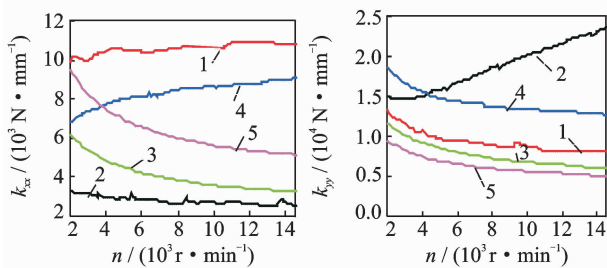
$$C_{ij} = -\partial F_i / \partial \dot{x}_j \quad (8)$$

很多文献对式(4)忽略了轴向的压力项(长轴承理论)或者周向的压力项(短轴承理论),从而使其变成常微分方程。在本研究中,通过二维的计算流体力学方法,用小扰动法来求解线性化的刚度和阻尼系数。轴承线性化的刚度和阻尼模型如图 3(a)所示,图 3(b)和图 3(c)分别是 x 和 y 方向的主刚度系数 K_{xx} 和 K_{yy} ,图 3(d)和图 3(e)分别是交叉刚度系数 K_{xy} 和 K_{yx} 。从图中可以看出,对于相同轴颈尺寸的不同类型的轴承,它们的刚度系数之间存在巨大的差异,尤其是对于可倾瓦轴承的交叉刚度系数可以认为是零,而圆柱轴承的交叉刚度最大。阻尼系数也有相似差异,这里未在图中列出。保持系统的其他参数不变,以转动角速度 ω 为参变量,分析不同轴承支撑的复杂转子系统非线性动力学行为,



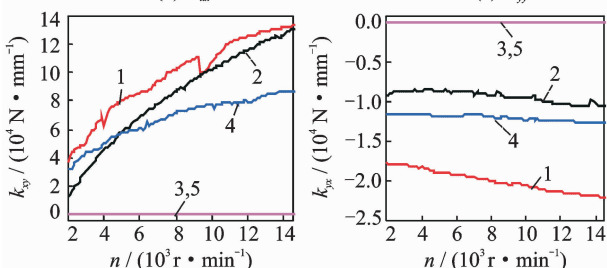
(a) 轴承刚度模型

(a) The stiffness model of bearing



(b) k_{xx}

(c) k_{yy}



(d) k_{xy}

(e) k_{yx}

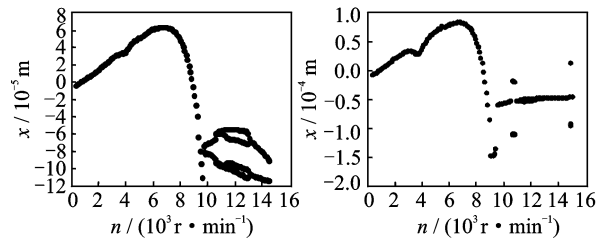
图 3 5 种不同轴承的刚度和阻尼系数

Fig. 3 Stiffness and damping coefficients of 5 different bearings

从而探讨轴承类型对系统动力学行为的影响。

图 4 为盘 2 轴心 x 位移随转速变化的分岔图。由图可知,当转子由椭圆轴承、五瓦可倾瓦轴承和四瓦可倾瓦轴承支撑时,系统呈现的主要都是周期 1 运动,只在很窄的转速范围内出现周期 2 运动,明显区别于圆柱轴承和四油叶轴承支撑时系统的动力学行为,说明由这 3 种轴承支撑的系统具有较好的稳定性,系统的非线性特征不明显。当转子由圆柱轴承和四油叶轴承支撑时,系统响应特征复杂,系统经历由同频周期运动→周期 2 运动→周期 4 运动等丰富的动力响应过程,但比较图 4(a)和(d)可以看出,与圆柱轴承支撑相比,由四油叶轴承支撑的系统进入倍周期运动的转速值增大了。对于同类型的四瓦和五瓦轴承,系统的振动特征相似,但幅值有变化。综合图 3 和图 4 可得知,对于所讨论的 5 种轴承,椭圆轴承和可倾瓦支撑下系统稳定性较好。

图 5~图 8 为转速 $n=13$ kr/min 时,不同轴承支撑下系统响应的轴心轨迹、Poincare 截面图、时域

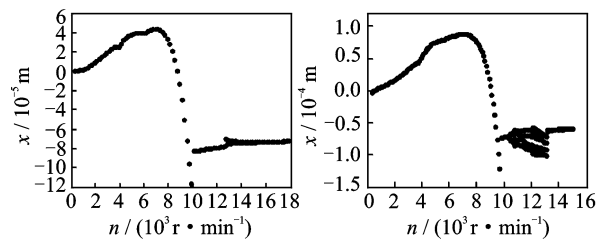


(a) 圆柱轴承支撑

(b) 椭圆轴承支撑

(a) Cylindrical roller bearing

(b) Elliptical bearing

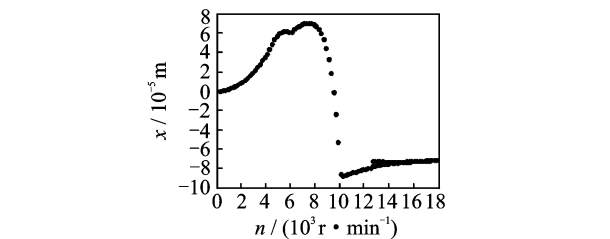


(c) 五瓦轴承支撑

(d) 四油叶轴承支撑

(c) Five tilting pad bearing

(d) Four-lobe journal bearing



(e) 四瓦可倾瓦轴承

(e) Four tilting pad bearing

图 4 系统 x 位移随转速变化的分岔图

Fig. 4 Bifurcation diagrams of x -displacement versus rotational speed

波形和幅值谱图。由于四瓦可倾瓦轴承支撑时系统的振动特性类似于五瓦可倾瓦轴承,因此图5~图8没有列出其振动规律图。可以看出,不同轴承支撑下,系统动力学特征有显著的区别。对于椭圆轴承支撑的情况,与分岔图一致,对于所给的系统参数,系统表现为和无碰摩系统一致的同频周期运动。

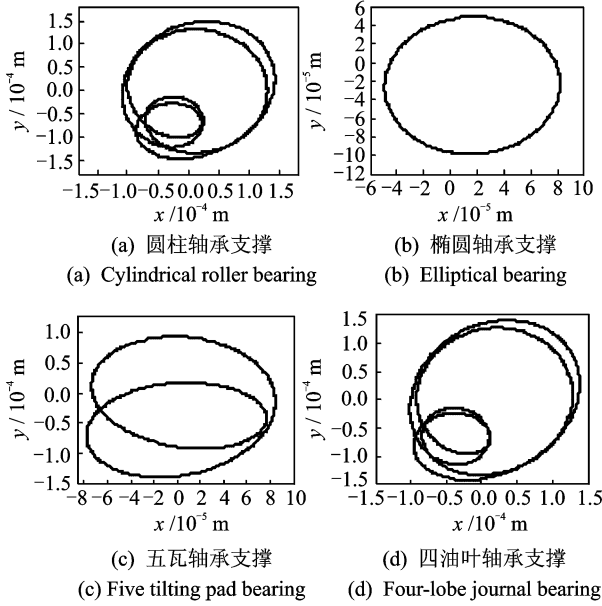


图5 系统响应的轴心轨迹

Fig. 5 Shaft-center trajectories of system

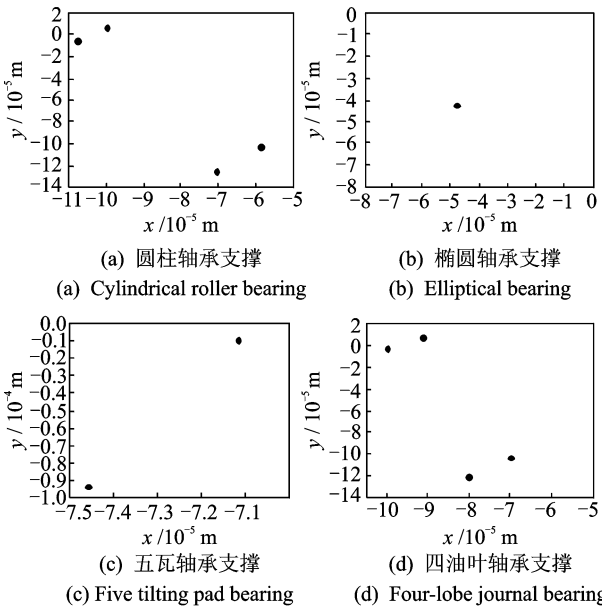


图6 系统响应的Poincaré截面图

Fig. 6 Poincaré section maps of system

对于圆柱轴承和四油叶轴承支撑的情况,从图5~图8中的(a)和(d)图可以看出,出现典型的碰摩特征。对应的Poincaré截面图有4个映射点,对应频谱图在 $1/4, 1/2, 1$ 和 $1\frac{1}{2}$ 倍频处有4个集中

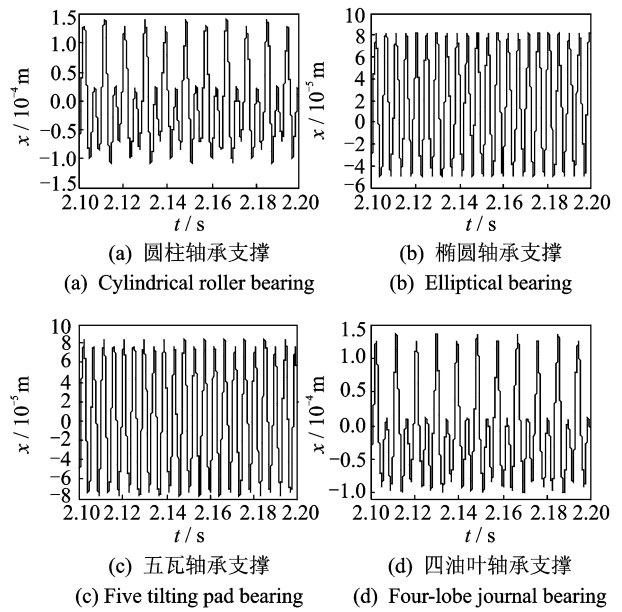


图7 系统响应的时域波形图

Fig. 7 Time transient response plots of system

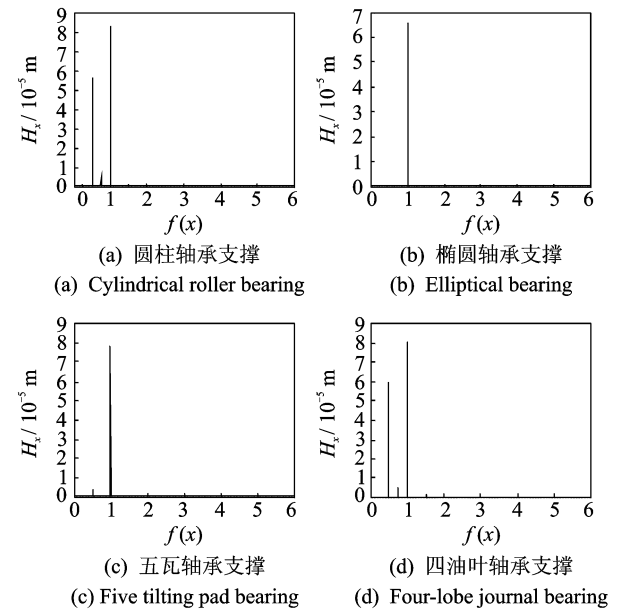


图8 系统响应的频谱图

Fig. 8 Fourier amplitude spectrums of system

峰值,说明系统为倍4周期解,且振动能量主要集中在分频和1倍基频处,分频占主导。轴心轨迹为有规律的运动,时域波形图出现明显削波现象。对于可倾瓦轴承支撑的情况,系统表现为周期2运动,但碰摩特征不是很明显,振动能量主要集中在基频处,分频对应的幅值很小。通过分析可知,对于大型的多盘复杂转子系统,当系统由椭圆轴承和可倾瓦轴承支撑时,系统的稳定性相对较好,即使出现碰摩现象,碰摩特征也不是很明显。

4 结束语

笔者分析比较了圆柱轴承等5种轴承支撑下三盘转子-轴承系统的动力特性,主要讨论不同轴承类型对碰摩转子系统动力学行为的影响。分析结果表明,对应不同的轴承支撑,系统呈现出不同的响应特征。对于椭圆轴承、五瓦和四瓦可倾瓦轴承支撑的情况,相应于所给参数系统主要表现为无碰摩响应特征,对应于倍周期运动的转速范围很窄,且碰摩特征不是很明显。对于圆柱轴承和四油叶轴承支撑,系统在转速较小时表现为周期一运动,随着转速的增加,出现碰摩行为,频谱分析中有同频、分频等信号,时域波形图出现明显削波现象。此外,两者的行为也有区别,后者初始同频周期运动对应的转速范围要比前者宽。通过对比分析可见,在所给参数下,椭圆轴承、五瓦和四瓦可倾瓦轴承支撑时,特别是椭圆轴承支撑,该三盘转子系统的稳定性相对较好,而圆柱轴承和四油叶轴承支撑时,系统响应特征较复杂。

参 考 文 献

- [1] Muszynska A. Rotordynamics[M]. New York: CRC Taylor & Francis Group, 2005:555-702.
- [2] Sagheer A. Rotor casing contact phenomenon in rotor dynamic-literature survey[J]. Journal of Vibration and Control, 2010,16(9): 1369-1377.
- [3] 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,2004:54-87.
- [4] Chu Fulei, Lu Wenxiu. Experimental observation of nonlinear vibrations in a rub-impact rotor system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005,283:621-643.
- [5] 徐可君,秦海勤.一种考虑径向-轴向碰摩的双盘转子-机匣系统力学模型的建立[J].振动与冲击,2007,26(8):17-21.
Xu Kejun, Qin Haiqin. Dynamic model of two disk rotor-stator rubbing action [J]. Journal of Vibration and Shock, 2007,26(8):17-21. (in Chinese)
- [6] 陈果,李成刚,王德友.航空发动机转子-滚动轴承-支承-机匣耦合系统的碰摩故障分析与验证[J].航空动力学报,2008,23(7):1304-1311.
Chen Guo, Li Chenggang, Wang Deyou. Nonlinear dynamic analysis and experiment verification of rubbing faults of rotor-ball bearing-support-stator coupling system for aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2008,23(7):1304-1311. (in Chinese)
- [7] 罗跃纲,闻邦春.双跨转子-轴承系统裂纹-碰摩耦合故障的稳定性[J].机械工程学报,2008,44(4):123-127.
Luo Yuegang, Wen Bangchun. Stability of the two-span rotor-bearing system periodic with coupling faults of crack and rub-impact [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008,44(4):123-127. (in Chinese)
- [8] Pennacchi P, Bachschmid N, Tanzi E. Light and short are rubs in rotating machines: experimental tests and modeling[J]. Mechanical System and Signal Process, 2009,23:2205-2227.
- [9] 张娅,王维民,姚剑飞.双盘转子系统轴向-径向碰摩非线性动力学特性分析[J].振动与冲击,2012,31(12):141-145.
Zhang Ya, Wang Weimin, Yao Jianfei. The nonlinear dynamic behavior of double-disk isotropic rotor system with axial and radial rub-impacts[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012,31(12):141-145. (in Chinese)
- [10] 刘石,刘兴久,冯永新,等.超临界600 MW机组检修后振动分析及处理[J].振动、测试与诊断,2009,29(4):406-409.
Liu Shi, Liu Xinjiu, Feng Yongxin, et al. Vibration problem study on an overhauled 600 MW supercritical power unit[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009,29(4):406-409. (in Chinese)
- [11] Tian Yongwei, Yang Jiangang. Research on vibration induced by the coupled heat and force due to rotor-stator rub[J]. Journal of Vibration and Control, 2010,17(4):549-566.
- [12] 施维新,石静波.汽轮发电机组振动及事故[M].北京:中国电力出版社,2008:107-114.



第一作者简介:张娅,女,1975年7月生,讲师。主要研究方向为旋转机械故障机理分析和结构动力学分析。曾发表《Dynamic plastic failure of a free-free slender tube under unsymmetrical linear distributed pressure》(《International Journal of Pressure Vessels and Piping》2012, No. 96-97)等论文。
E-mail: zhangya@mail. buct. edu. cn

通信作者简介:王维民,男,1978年4月生,副教授。主要研究方向为旋转机械动力学和故障诊断。
E-mail: wwm@mail. buct. edu. cn