DOI: 10.3901/JME.2020.16.109

具有不对中故障的双跨转子系统 非线性动力学特性^{*}

甄 满^{1,2} 田拥胜¹ 孙 涛¹ 张华良^{1,2} 谭春青^{1,2}

(1. 中国科学院工程热物理研究所 北京 100190;

2. 中国科学院大学工程科学学院 北京 100049)

摘要: 目前, 高速直驱式转子系统成为一种重要的发展趋势, 为了研究多跨转子系统在弹性联轴器联接下含有不对中故障的多圆盘轴承-双跨转子动力学模型, 通过将联轴器质量矩阵和刚度矩阵作为总体质量和刚度矩阵的一部分, 并考虑重力、不平衡力、油膜力和不对中力的作用, 采用 Newmark- β 方法求解运动微分方程, 获得双跨转子系统的振动响应。对比研究有无不对中故障下系统的动力特性, 采用轴心轨迹图、分叉图、Poincare 映射图和 FFT 频谱图分析了平行不对中度、角向不对中度和联轴器刚度对转子动力学响应的影响。分析结果表明, 不对中会使系统的非线性特征更加复杂, 但对转子系统的失稳转速作用不明显; 膜盘联轴器径向刚度增大后, 转子系统出现强 $2\times$ 响应并产生 $4\times$ 和 $6\times$ 的偶数倍频分量, 联轴器角向刚度的增加会提高转子系统的失稳转速和 $2\times$ 振动分量。研究结果可对转子系统结构设计和故障诊断提供理论参考。

关键词: 弹性联轴器; 平行不对中; 角向不对中; 联轴器刚度

中图分类号: TG156

Nonlinear Dynamics of Two-span Rotor-bearing System with Flexible Coupling Misalignment

ZHEN Man^{1,2} TIAN Yongsheng¹ SUN Tao¹ ZHANG Hualiang^{1,2} TAN Chunqing^{1,2}

(1. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190;

2. School of Engineering Science, University of Chinese Academy of Science, Beijing 100049)

Abstract: At present, the high-speed direct-drive rotor system has become an important development trend. In order to research the dynamic model of a multi-span rotor system with a multi-disc bearing and a two-span rotor that contains misalignment faults under the coupling of an elastic coupling, the coupling mass matrix and stiffness matrix are used as part of the overall mass and stiffness matrix. Considering the effects of gravity, unbalanced force, oil film force, and misalignment force, taking Newmark- β method to solve the differential equation of motion, and obtaining the vibration response of the two-span rotor system. The dynamic characteristics of the systems with or without misalignment are compared and discussed. The effects of parallel misalignment, angular misalignment and coupling stiffness on the response of the system are studied with orbit plot, bifurcation diagram, Poincare section and spectrum diagram. Results suggest that the misalignment will make the nonlinear characteristics of the system more complicated, but it will not have a significant effect on the instability speed of the rotor system. After the radial stiffness of the diaphragm coupling increases, the rotor system produces strong $2\times$ vibration response and $4\times$, $6\times$ even frequency components, the increase of the angular stiffness of the coupling increases the instability speed and $2\times$ vibration response. The research results can provide a theoretical reference for the structural design and fault diagnosis of the rotor system.

Key words: flexible coupling; parallel misalignment; angular misalignment; coupling stiffness

0 前言

燃气轮机作为传统的发电动力通常采用燃机转

子-减速齿轮箱-低速发电机组的轴系动力结构。为了提高整体的发电机组的效率, 新一代燃气轮机发电机组采用弹性联轴器直接将燃气轮机转子和发电机转子相联, 使机组的体积变小、重量减轻、功率密度得到提高。然而在直驱式转子结构中, 燃气轮机转子和发电机转子间常常由于各种原因产生不对

^{*} 国家重点研发计划(2018YFB0905101)和中国科学院创新基金(16s034)资助项目。20191221 收到初稿, 20200315 收到修改稿

中故障,对机组的运行状态造成损害。因此,有必要研究转子系统不对中故障下转子不对中度和联轴器刚度对转子系统的稳定性,从而对旋转机械的故障诊断以及对振动的主动控制具有指导作用。

由于转子系统 60% 的故障都与不对中有关^[1],关于转子系统不对中一直是转子故障的研究热点,其中一些研究把双跨转子系统分开只分析其中一根转子^[2-7],而忽略了转子间动态响应的联系。双跨转子通过联轴器联接,文献[8-12]分析了刚性联轴器不对中作用下转子系统的动力学行为。文献[13-15]研究了齿式联轴器不对中的故障机理,推导了转子受到的激励力,分析了转子系统的横向振动和扭转振动。拉格朗日能量法研究转子系统不对中故障能够避开复杂的受力分析。文献[16-18]利用拉格朗日法研究了不对中系统的振动特性,发现系统出现倍周期分叉现象,以及准周期、混沌运动等复杂的非线性动力学行为。

有限元法是常用的研究转子故障使用的方法,它能够建立多自由度转子系统的微分方程。SEKHAR 等^[19]通过建立转子系统高阶有限元模型,采用全息图和轴心轨迹图对转子系统在不对中故障下的扭转和轴向振动。DESMIDT 等^[20]对万向节联轴器转系进行建模,分析了角向不对中对系统稳定性的影响。文献[21-22]分析了不对中作用下联轴器的刚度是旋转角的函数,发现振动存在多种谐波分量。PATEL 等^[23-25]采用试验方法针对转子不对中故障进行了研究,发现在 1/2 临界转速下转子出现 2 倍频振动,在 1/3 临界转速下出现 2 倍频和 3 倍频振动分量。

在上述研究中,不对中度对转子系统动力学响应的研究还不够深入,并且考虑弹性联轴器刚度对双跨转子系统的影响研究较少。因此,本文通过建立具有不对中故障的双跨转子系统,同时考虑重力、不平衡力、油膜力和不对中力的作用,采用数值积分方法获得系统的振动响应,并对比分析不同不对中度和不同联轴器刚度对系统响应的影响,仿真结果对直驱式转子系统的故障诊断和振动的主动控制提供一定的理论参考。

1 不对中双跨转子系统动力学模型

本文研究的不对中轴承-转子模型为膜盘联轴器联接的多圆盘双跨转子模型,如图 1 所示,支承选择滑动轴承,主动轴与从动轴之间采用双曲线型面膜盘联轴器联接。

图 1 双跨转子系统动力学模型

1.1 平行不对中模型

如图 2 所示,描绘了具有平行不对中故障时联接点处的运动和受力示意图。联轴器左右联接处在垂直界面 xOy 上平行,在水平界面上假设具有平行不对中度 δ 。其中 A 为半联轴器和联轴器中间轴的螺栓连接点, O_1 和 O_2 分别为发电机转子和燃机转子的旋转中心。假设 O_1 到连接点 A 的距离为 r , O_2 到连接点 A 的距离为 R 。

图 2 平行不对中受力模型

根据平行不对中的受力模型可得

$$\overline{O_1 B} = R - r = \delta \cos(\Omega t) \quad (1)$$

膜盘联轴器左右半联轴器具有相同的结构形式,因此联轴器的变形量也相同

$$d = \frac{\overline{O_1 B}}{2} = \frac{\delta \cos(\Omega t)}{2} \quad (2)$$

此时假定膜盘联轴器的径向刚度 k_b , 根据变形量可以得到在平行不对中故障下的受力情况

$$F = k_b d \quad (3)$$

沿 x 向和 y 向分解, 可得

$$\begin{cases} F_x = F \sin(\Omega t) = \frac{k_b \delta \sin(2\Omega t)}{4} \\ F_y = F \cos(\Omega t) = \frac{k_b \delta \cos(2\Omega t)}{4} + \frac{k_b \delta}{4} \end{cases} \quad (4)$$

从平行不对中故障下受力计算式(4)中可以看出,在联轴器联接点处受到沿 x 向和 y 向与两倍转速变化相关的激振力,其大小与平行不对中度和径向刚度有关。

1.2 角向不对中模型

当转子系统存在角向不对中故障时,其运动和受力示意图如图 3 所示。发电机转子和燃机转子存

在角向不对中度 α , 将发电机转子投影到 xOy 平面上, 并假设与 x 轴的夹角为 β 。燃机转子的转矩 T 通过联轴器传输到发电机转子上, 沿 z 轴的 $T_z = T \cos \alpha$ 和投影轴的 $T_s = T \sin \alpha$ 。其中, T_s 可以分解为沿 x 和 y 轴的两个分量。

$$\begin{cases} T_x = T \sin \alpha \cos \beta \\ T_y = T \sin \alpha \sin \beta \end{cases} \quad (5)$$

图3 角向不对中受力模型

根据欧拉运动方程, T_x 、 T_y 、 T_z 还可以表示为

$$\begin{cases} T_x = I_x \dot{w}_x + w_y w_z (I_z - I_y) \\ T_y = I_y \dot{w}_y + w_z w_x (I_x - I_z) \\ T_z = I_z \dot{w}_z + w_x w_y (I_y - I_x) \end{cases} \quad (6)$$

式中, I_i 为转子绕轴的转动惯量; w_i 为转子的角速度。

由于转子只有沿 z 方向的转动, 所以上式可以简化为

$$T \cos \alpha = I_R \varepsilon_R \quad (7)$$

式中, ε_R 为发电机转子的角加速度; I_R 为发电机转子的极转动惯量。

在角向不对中故障下夹角为 α 的燃机转子和发电机转子之间, 角速度之间满足几何关系式

$$\frac{w_R}{w_M} = \frac{C}{1 + D \cos \theta_M} \quad (8)$$

式中, w_M 为燃机转子的角速度; w_R 为发电机转子的角速度; θ_M 为燃机转子的转角; $C = 4 \cos \alpha / (3 + \cos 2\alpha)$; $D = (1 - \cos 2\alpha) / (3 + \cos 2\alpha)$ 。

将式(8)微分得

$$\varepsilon_R = \frac{2CD \sin(2w_M t)}{[1 + D \cos(2w_M t)]^2} w_M^2 \quad (9)$$

将式(9)代入到式(7)中可得燃气轮机转子转矩

$$T = \frac{2I_R w_M^2 CD \sin(w_M t)}{\cos \alpha [1 + D \cos(2w_M t)]^2} \quad (10)$$

从式(10)中可以得到, 转子系统在不对中故障下, 转子系统的转矩与两倍转速有关。转系受到的弯矩的大小与转速和角向不对中度有关。

1.3 非线性滑动轴承模型

本文采用非线性 Capone 滑动轴承油膜力模型进行分析, 因为滑动轴承具有强非线性, 需考虑非

线性油膜力对转子系统的影响, 不能简化为线弹性支承^[26]。Capone 油膜力模型计算结果易收敛且精度较高, 因此常用在工程计算中。在短轴承假设条件下的无量纲化 Reynolds 方程为

$$\left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = x \sin \vartheta - y \cos \vartheta - 2(x' \cos \vartheta + y' \sin \vartheta) \quad (11)$$

其无量纲非线性油膜力分量的表达式为

$$\begin{cases} f_x = -A[3xV(x, y, \alpha) - G(x, y, \alpha) \sin \alpha - 2S(x, y, \alpha) \cos \alpha] \\ f_y = -A[3yV(x, y, \alpha) + G(x, y, \alpha) \cos \alpha - 2S(x, y, \alpha) \sin \alpha] \end{cases} \quad (12)$$

$$\alpha = \arctan \frac{y + 2x'}{x - 2y'} - \frac{\pi}{2} \operatorname{sgn} \left(\frac{y + 2x'}{x - 2y'} \right) - \frac{\pi}{2} \operatorname{sgn}(y + 2x')$$

$$A = \frac{[(x - 2y')^2 + (y + 2x')^2]^{1/2}}{1 - x^2 - y^2}$$

$$G(x, y, \alpha) = \frac{2}{1 - x^2 - y^2} \left[\frac{\pi}{2} + \arctan \frac{y \cos \alpha - x \sin \alpha}{(1 - x^2 - y^2)^{1/2}} \right]$$

$$V(x, y, \alpha) = \frac{2 + (y \cos \alpha - x \sin \alpha) G(x, y, \alpha)}{1 - x^2 - y^2}$$

$$S(x, y, \alpha) = \frac{x \cos \alpha + y \sin \alpha}{1 - x^2 - y^2}$$

滑动轴承非线性油膜力表达式为

$$\begin{cases} F_x = s W f_x \\ F_y = s W f_y \end{cases} \quad (13)$$

式中, s 为 Sommerfeld 修正系数, $s = \frac{\mu w R L}{W} \left(\frac{R}{c} \right)^2$

$\left(\frac{L}{2R} \right)^2$; x 和 y 为轴承的横向位移; W 为 1/2 转子的重力。

1.4 动力学计算模型

根据第 1.2 和 1.3 节中转子系统在滑动轴承模型下平行不对中和角向不对中故障下的受力模型, 不对中受力沿 x 、 y 轴分解, 如图 4 所示。

图4 具有不对中故障转子系统受力模型

如图 4 所示, 将双跨转子系统划分为 23 个轴段, 共有 24 个节点。其中轮盘采用质点单元, 轴段采用

等参梁单元。每个节点具有 4 个自由度, 分别为沿 x , y 方向的平动和转动, 整个系统共有 96 个自由度, 如图 5 所示。根据式(14)等效质量的原则将双跨转子系统模型中的弹性膜盘联轴器简化成一轴段固结在转子上

$$D_0 = \sqrt{\frac{4M}{\pi L \rho}} \quad (14)$$

式中, D_0 为联轴器等效直径; M 、 L 和 ρ 分别为联轴器质量、联轴器的总长和轴段密度。

图 5 具有不对中故障转子系统有限元模型

采用有限元法建立转子系统动力学微分方程

$$M\ddot{X} + (C - \omega G)\dot{X} + KX = F \quad (15)$$

式中, $\ddot{X}$ 、 $\dot{X}$ 和 X 分别为节点的加速度、速度和位移矢量; M 、 C 、 G 和 K 分别为质量、阻尼、回转和刚度矩阵; ω 为转子的转动速度; F 为外激励力矢量, 包括重力、离心力、油膜力、不对中力。

总体刚度矩阵 K 为

$$K = \begin{pmatrix} K_{rotor1} & & \\ & K_c & \\ & & K_{rotor2} \end{pmatrix} \quad (16)$$

其中联轴器刚度矩阵 K_c [21] 为

$$K_c = \begin{pmatrix} K_1 & K_2 \\ K_3 & K_4 \end{pmatrix} \quad (17)$$

式中

$$K_1 = \begin{pmatrix} k_x & 0 & 0 & k_x \frac{L}{2} \\ 0 & k_y & -k_y \frac{L}{2} & k_y \frac{L^2}{4} \\ 0 & -k_y \frac{L}{2} & k_y \frac{L^2}{4} & 0 \\ k_x \frac{L}{2} & 0 & 0 & k_x \frac{L^2}{4} + k_{\theta y} \end{pmatrix}$$

$$K_2 = \begin{pmatrix} -k_x & 0 & 0 & k_x \frac{L}{2} \\ 0 & -k_y & -k_y \frac{L}{2} & 0 \\ 0 & k_y \frac{L}{2} & k_y \frac{L^2}{4} - k_{\theta x} & 0 \\ -k_x \frac{L}{2} & 0 & 0 & k_y \frac{L^2}{4} - k_{\theta y} \end{pmatrix}$$

$$K_3 = \begin{pmatrix} -k_x & 0 & 0 & -k_x \frac{L}{2} \\ 0 & -k_y & k_y \frac{L}{2} & 0 \\ 0 & -k_y \frac{L}{2} & k_y \frac{L^2}{4} - k_{\theta x} & 0 \\ k_x \frac{L}{2} & 0 & 0 & k_y \frac{L^2}{4} - k_{\theta y} \end{pmatrix}$$

$$K_4 = \begin{pmatrix} k_x & 0 & 0 & -k_x \frac{L}{2} \\ 0 & k_y & k_y \frac{L}{2} & 0 \\ 0 & k_y \frac{L}{2} & k_y \frac{L^2}{4} + k_{\theta x} & 0 \\ -k_x \frac{L}{2} & 0 & 0 & k_x \frac{L^2}{4} + k_{\theta y} \end{pmatrix}$$

2 轴承-转子系统动力学行为分析

为了分析双跨转子系统动力学特性, 给定如表 1 所示的系统参数, 本文采用 Newmark- β 法进行计算。

表 1 转子系统参数

	参数	数值
滑动轴承	滑动轴承内径 D / mm	60
	有效长度 l_1 / mm	32
	润滑油动力黏度 μ / (Pa · s)	0.018
	轴承等效质量 m_1 / kg	2.85
	轴承阻尼 c_1 / (N · s · m ⁻¹)	300
	轴承间隙 c / mm	0.18
轮盘	轮盘等效质量 m_2 / kg	10.70
	轮盘等效质量 m_3 / kg	15.80
	轮盘等效质量 m_4 / kg	13.80
	轮盘阻尼 c_2 / (N · s · m ⁻¹)	600
	偏心量 e / mm	0.06
联轴器	密度 ρ / (kg · m ⁻³)	7 800
	联轴器质量 m_5 / kg	2.34
	联轴器长度 L / m	0.13
	角向刚度 $k_x=k_y$ / (N · m · rad ⁻¹)	1 170
	径向刚度 $k_{\theta x}=k_{\theta y}$ / (N · m ⁻¹)	61 000

2.1 无不对中故障时系统动力学响应

为了和不对中故障时转子系统的动力学响应进行对比, 首先分析了无不对中故障时转子系统的振动响应分叉图和响应状态, 如图 6 和表 2 所示。从图 6 和表 2 的数据可以看出, 当转速不断增大时转子系统出现了周期和拟周期的运动形式。

轴心轨迹图如图 7 所示, 在低转速下转子系统做同频率的周期 1 的简单运动, Poincare 截面表现为一个孤立的点, 轴心轨迹呈现为椭圆形。转速为

图 6 无不对中故障轮盘 X 方向分叉图

331 rad/s 时, 响应分叉图出现倍周期分叉失稳。转速 331~425 rad/s 范围内, 轴心轨迹为内“8”字形, 转子系统表现为周期 2 的运动。之后出现倒分叉现象, 在转速 425~455 rad/s 范围内, 转子系统表现为周期 1 的运动。在转速 455 rad/s 处发生拟周期分叉, 并在 455~900 rad/s 转速范围内, Poincare 截面表现为一个近似封闭的圆环, 系统出现大范围拟周期运动。

表 2 对中状态下系统响应

转速/(rad/s)	系统响应	转速/(rad/s)	系统响应
200~331	周期 1	590~613	周期 7
331~425	周期 2	613~655	拟周期
425~455	周期 1	655~675	周期 8
455~590	拟周期	675~900	拟周期

图 7 不同转速下转子的响应

2.2 平行不对中对系统动力学响应

当转子系统出现平行不对中故障时, 轴系会出现平行不对中力。为了分析平行不对中度对转系的影响, 对比了不同平行不对中度转子系统的振动响应特征。如图 8 所示, 不对中度分别为 $\delta=3$ mm 和不对中度为 $\delta=5$ mm。当不对中度为 3 mm 时, 转子系统发生倍周期分叉, 失稳转速为 304 rad/s。与图 5 相比, 周期 2 的范围减小, 缩小到 304~335 rad/s。当转速为 572~585 rad/s 时, 系统出现周期 8 的运动。在转速为 624~661 时, 系统出现周期 5 的运动。

图8 不同平行不对中度下轮盘 x 向分叉图

当不对中度为 5 mm 时,系统在 295 rad/s 失稳,发生倍周期分叉。与图 8a 相比,周期 2 的范围减小,缩小到 290~335 rad/s。同时,系统周期 8 的范围扩大至 426~572 rad/s,并且在 608~626 rad/s 出现周期 4 的运动。

2.3 角向不对中对系统动力学响应

当转子系统出现角向不对中故障时,轴系会出现角向不对中力。为了分析角向不对中度对转系的影响,对比了不同平行不对中度转子系统的振动响应特征。如图 9 所示,不对中度分别为 $\alpha=0.003$ rad 和不对中度为 $\alpha=0.005$ rad。当不对中度 $\alpha=0.003$ rad 时,转子系统发生倍周期分叉,失稳转速为 327 rad/s。与图 6 相比,周期 2 的范围为 327~411 rad/s,变化不明显。周期 8 的运动消失,变为拟周期运动。

当不对中度 $\alpha=0.005$ rad 时,系统振动响应分叉图发生了较大的变化,如图 9b 所示。系统在 331 rad/s 失稳,并呈现较大范围的周期运动形式。系统在 331 rad/s 和 411 rad/s 处发生跳跃现象,说

图9 不同角向不对中度下轮盘 x 向分叉图

明此时系统中存在多个周期吸引子。在转速为 532~553 rad/s 和 621~656 rad/s 中,系统出现周期 5 的运动形式。最后出现倒分叉现象,系统变为周期 1 的运动,主要因为在转速提高后,转子角向不对中力增大,逐渐超越非线性油膜力的影响,成为系统受力的主要因素,使系统表现为周期运动形式。

2.4 联轴器刚度对系统动力学响应

双跨转子系统通常由联轴器联结,对系统的影响不可忽略。因此为了分析联轴器刚度对转系的影响,本文通过对比不同组合的联轴器径向和角向刚度,将径向刚度和角向刚度分别扩大倍数来分析转系的振动响应,分别为 k 、 k_θ ; k 、 $10k_\theta$ 和 $10k$ 、 k_θ 。结果可以为联轴器的选型提供一定的理论基础。

为探究不对中故障下联轴器刚度对转子系统稳定性的影响,假设转子系统存在 $\theta=0.003$ rad 角向不对中度和 $\delta=2$ mm 的平行不对中度。选取 300 rad/s 转速下,根据表 3 分析不同联轴器刚度对转子系统轮盘的振动响应,选取轮盘 1 和轮盘 2 的幅频图进行分析,如图 10 所示。

图 10a 和图 5 分叉图对比可知,在混合不对中故障下,系统出现了明显的 2 倍频振动分量。系统在转速 442~463 rad/s 出现周期 5 的运动,周期 8 的运动消失。根据图 10a 与 10b 比较可知,联轴器角向刚度的增加使转子系统的周期 2 运动范围增大,倒分叉现象消失。同时,系统发生拟周期分叉,转子系统的失稳转速增高,轮盘由于不对中造成的二倍频的响应有所增加。由图 10a 与 10c 比较可知,联轴器径向刚度的增加导致径向不对中力显著增大,转子系统失稳转速升高。在转速 742~805 rad/s 中,系统出现周期 5 和周期 10 的运动形式。幅频图中 $2\times$ 频振动响应振幅显著增加,同时出现了 $4\times$ 和 $6\times$ 的倍频分量。

(a) 不对中度 $\alpha=0.003$ rad

图 10 不同组合刚度下轮盘 X 向的响应

3 结论

本文通过采用 Matlab 自编程构建了弹性联轴器联结下双跨转子系统的有限元模型, 采用 Newmark- β 法进行了分析研究。根据分析结果得出以下结论。

(1) 转子系统在不对中故障下表现出较为复杂的动力学特性, 出现了周期 4 和 5 等多种周期运动形式。不对中故障对转子系统失稳转速影响较小,

失稳转速主要和滑动轴承油膜力有关。

(2) 联轴器角向刚度对转子系统的影响最为明显, 主要因为角向不对中力为转速的平方, 刚度的增加使角向不对中力显著增加。随着转速的提高, 最终成为影响转子系统振动的主要因素。

(3) 弹性联轴器径向刚度和角向刚度的增加会提高转子系统的失稳转速。刚度增加后, 转子系统受到的不对中力增大, 使系统产生较强的 $2\times$ 频响应, 同时产生 $4\times$ 和 $6\times$ 偶数倍频分量。

参 考 文 献

- [1] 王延博. 大型汽轮发电机组轴系不对中振动的研究[J]. 动力工程学报, 2004, 24(6): 768-774.
WANG Yanbo. Shaft mis-alignment induced vibration in high capacity steam-turbine generator sets[J]. Journal of Power Engineering, 2004, 24(6): 768-774.
- [2] 万召, 荆建平, 孟光, 等. 弹性联轴器不对中转子-轴承系统的非线性动力特性及稳定性研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(24): 20-25.
WAN Zhao, JING Jianping, MENG Guang, et al. Nonlinear dynamic behaviors and stability of a rotor-bearing system with flexible coupling misalignment[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(24): 20-25.
- [3] 肖汉, 周建中, 肖剑, 等. 滑动轴承-转子系统不平衡-不对中-碰摩耦合故障动力学建模及响应信号分解[J]. 振动与冲击, 2013, 32(23): 159-165.
XIAO Han, ZHOU Jianzhong, XIAO Jian, et al. Dynamic modeling and response signal decomposition for a sliding bearing-rotor system with unbalance-misalignment-rubbing coupled faults[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(23): 159-165.
- [4] 刘杨, 李炎臻, 石拓, 等. 转子-滑动轴承系统不对中-碰摩耦合故障分析[J]. 机械工程学报, 2016, 52(13): 79-86.
LIU Yang, LI Yanzhen, SHI Tuo, et al. Study on misalignment-rubbing coupling fault of rotor system supported by oil film force[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(13): 79-86.
- [5] SARKAR S, NANDI A, NEOGY S, et al. Finite element analysis of misaligned rotors on oil-film bearings[J]. Sadhana, 2010, 35(1): 45-61.
- [6] LEE Y S, LEE C W. Modelling and vibration analysis of misaligned rotor-ball bearing systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 224(1): 17-32.
- [7] MA H, WANG X, NIU H, et al. Oil-film instability simulation in an overhung rotor system with flexible coupling misalignment[J]. Archive of Applied Mechanics, 2015, 85(7): 893-907.
- [8] LEES A W. Misalignment in rigidly coupled rotors[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 305(1/2/7): 261-271.
- [9] PENNACCHI P, VANIA A, CHATTERTON S. Nonlinear effects caused by coupling misalignment in rotors equipped with journal bearings[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 30(7): 306-322.
- [10] LI Z G, LI M. Non-linear dynamics of a flexible multi-rotor bearing system with a fault of parallel misalignment[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 138-139: 104-110.
- [11] HUANG Z, ZHOU J, YANG M, et al. Vibration characteristics of a hydraulic generator unit rotor system with parallel misalignment and rub-impact[J]. Archive of Applied Mechanics, 2011, 81(7): 829-838.
- [12] PRABHAKAR S, SEKHAR A S, MOHANTY A R. Crack versus coupling misalignment in a transient rotor system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 256(4): 773-786.
- [13] 韩捷. 齿式联接不对中转子的动态特性研究[J]. 机械强度, 1997, 19(3): 14-16.
HAN Jie. The study on the dynamic properties of the rotor system connected by the gear coupling[J]. Journal of Mechanical Strength, 1997, 19(3): 14-16.
- [14] 李明, 李自刚, 张莹博. 具有平行不对中故障的非对称柔性发电机转子系统非线性动力学研究[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(5): 111-118.
LI Ming, LI Zigang, ZHANG Yingbo. Nonlinear dynamics of unsymmetrical generator rotor systems with parallel misalignment[J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(5): 88-93.
- [15] AL-HUSSAIN K M. Dynamic stability of two rigid rotors connected by a flexible coupling with angular misalignment[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 266(2): 217-234.
- [16] 李自刚, 李明, 江俊. 不对中联轴器-柔性转子系统非线性动力学行为[J]. 动力学与控制学报, 2014, 12(1): 30-35.
LI Zigang, LI Ming, JIANG Jun. Nonlinear dynamics of a flexible rotor system coupled by a misaligned coupling[J]. Journal of Dynamics and Control, 2014, 12(1): 30-35.
- [17] LI Z, JIANG J, TIAN Z. Stochastic dynamics of a nonlinear misaligned rotor system subject to random fluid-induced forces[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2017, 12(4): 1-13.
- [18] PATEL T H, DARPE A K. Vibration response of misaligned rotors[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 325(3): 609-628.
- [19] SEKHAR A S, PRABHU B S. Effects of coupling misalignment on vibrations of rotating machinery[J].

- Journal of Sound and Vibration, 1995, 185(4): 655-671.
- [20] DESMIDT H A, WAND K W, SMITH E C. Coupled torsion-lateral stability of a shaft-disk system driven through a universal joint[J]. Journal of Applied Mechanics, 2002, 69(3): 261-273.
- [21] SAAVEDRA P N, RAMIREZ D E. Vibration analysis of rotors for the identification of shaft misalignment Part 1: Theoretical analysis[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2004, 218(9): 971-985.
- [22] GUPTA T C, GUPTA K. Modeling of flexible coupling to connect misaligned flexible rotors supported on ball bearings[C]// ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 2014: V07AT31A032.
- [23] PATEL T H, DARPE A K. Experimental investigations on vibration response of misaligned rotors[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23(7): 2236-2252.
- [24] 张俊红, 马梁, 马文朋, 等. 不平衡-碰摩-不对中故障耦合作用下柔性转子-滚动轴承系统动力学分析与实验[J]. 天津大学学报, 2012, 45(10): 855-864.
- ZHANG Junhong, MA Liang, MA Wenpeng, et al. Experiment and dynamic analysis of flexible rotor-ball-bearing system with unbalance-rubbing-misalignment coupling faults[J]. Journal of Tianjin University, 2012, 45(10): 855-864.
- [25] 崔颖, 刘占生, 冷淑香, 等. 200 MW 汽轮发电机组转子-轴承系统非线性稳定性研究[J]. 机械工程学报, 2005, 41(2): 170-175.
- CUI Ying, LIU Zhansheng, LENG Shuxiang, et al. Study on nonlinear stability for a 200 MW turbo-generator rotor-bearing system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(2): 170-175.
-
- 作者简介: 甄满, 男, 1991 年出生。主要研究方向为转子动力学。
E-mail: zhenman2@163.com
田拥胜(通信作者), 男, 1983 年出生, 高级工程师。主要研究方向为燃气轮机振动分析, 轴承-转子动力学。
E-mail: tianyongsheng@iet.cn