

某核电厂主给水泵电动机轴向振动故障诊断*

舒相挺, 杨 璋, 徐逸哲, 蒋彦龙

(南京航空航天大学飞行器环境控制与生命保障工业和信息化部重点实验室 南京, 210016)

摘要 某型主给水泵电动机运行时, 多次出现相似的轴向振动高缺陷, 影响到设备安全。针对此问题, 结合该型电动机结构特点, 建立两侧球轴承支承的简易转子动力学模型。当球轴承自动调心功能不佳时, 理论分析得知: 转子两侧端部气隙会出现混合偏心、轴颈承力中心线与轴承座中心线不重合等缺陷; 在不平衡磁拉力与不平衡离心力耦合作用下会激发与径向振动特征相似的轴向振动; 当气隙混合偏心距以静偏心为主时, 轴向振动的频谱以二倍转子旋转频率为主, 振幅与等效偏心距成比例; 提高转子平衡精度降低等效偏心距的新方法可同时降低径向振幅与轴向振幅。通过改善球轴承工作状态、优化气隙超差情况及动平衡试验彻底解决了该类共性缺陷, 验证了理论分析的正确性。

关键词 核电厂; 电动机; 球轴承; 不平衡磁拉力; 轴向振动
中图分类号 TH311; TK417

引 言

振动信号是反映旋转机械运行状态和故障演化情况的重要参数。在工程实践中, 技术人员往往更关注旋转机械的径向振动情况而忽视了轴向振动。国标《在非旋转部件上测量评价机器的机械振动》指出, 旋转机械连续运行时, 对轴向振动进行周期性检查或诊断, 可以很容易发现很多故障^[1]。对于旋转机械轴向振动故障的研究, 早期主要集中在滚动轴承支承的中小型交流异步电动机等领域^[2-7], 近期主要集中在汽轮发电机组轴承座等领域^[8-12], 经过大量理论与试验验证, 解决了一批工程技术问题。笔者以国内多家 1 000 MW 级压水堆核电厂大型主给水泵电动机轴向振动高共性故障为例, 建立卧式球面滑动轴承(球轴承)支承的异步电动机简易转子动力学模型, 诊断了轴向振动故障, 并进行了成功治理。

1 核电厂主给水泵电动机简介

该类核电厂均配备 3×50% 额定容量的大功率电动主给水泵组, 泵组由前置泵、交流电动机、液力耦合器、压力级泵及联轴器等组成。交流电动机为 YKS1000-4 型三相鼠笼式异步电动机(以下简称电动机), 主要技术参数如下: 额定功率为 10 000 kW;

额定电压为 6.6 kV; 额定电流为 978 A; 电源频率为 50 Hz; 额定转速为 1 496 r/min; 启动电流为 5 605 A; 气隙为 5 mm; 极数为 4。

电动机转子两侧均采用球轴承, 同时承担轴向和径向载荷, 球轴承具备自定位调整能力以适应转子与轴瓦的角倾斜。为防止轴颈及轴瓦电腐蚀, 轴瓦与轴承室之间的球面结合处安装有 2 mm 厚聚四氟乙烯的软性绝缘衬垫, 轴瓦还连接有接地线。电动机转子两侧通过弹性联轴器分别驱动前置泵和液力耦合器, 如图 1 所示。

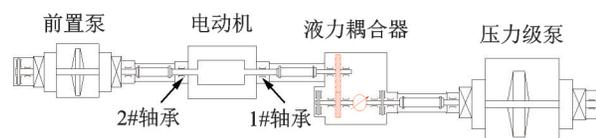


图 1 主给水泵组示意图

Fig.1 Diagram of main feed water pump unit

2 电动机的轴向振动现象

同型电动机在国内多家核电厂均发生过类似的轴向振动高缺陷, 振动现象接近, 且 1#轴承测点和 2#轴承测点处的振动特征也相似。

2.1 振动测试系统简介

以某核电机组的 2 号电动机为研究对象, 使用高分辨率振动测试系统采集振动信号。测试系统的

* 江苏高校优势学科建设工程资助项目
收稿日期: 2019-06-08; 修回日期: 2019-11-27

模数转换精度为24位;动态采集通道的滤波范围为10~20 000 Hz;同步波形的采样率为128,谱线数为800;异步波形的频率采集范围为0~1 000 Hz,谱线数为800;2次线性平均;数据采样复选时间差(0.2 s)和转速差(50 r/min);振动速度传感器型号为9200;振幅为振动信号的速度均方根值(v_{rms})。

在电动机1#和2#轴承处的水平向(H)、垂直向(V)和轴向(A)各布置1只9200型传感器,同步监测6个测点的振动情况。根据国标要求,电动机的振幅应不大于 $2.8 \text{ mm/s}^{[1]}$ 。

2.2 振动分析

2.2.1 振动趋势分析

在核电厂,大型电动机首次按装或检修后重新带载前需进行空载试验以提前检查运行状态。选择该电动机维持连续空载运行的工况(2017-10-07T19:10~20:55),监测发现:电动机H向、V向和A向的振幅持续缓慢上涨,A向振幅的增长速率明显高于H向和V向;同一时刻A向振幅同比H向或V向的要高,H向的振幅同比V向的高;A向振动频谱以二倍转子旋转频率(2X)为主,以一倍转子旋转频率(1X)为辅;A向振动趋势中2X的相位基本保持稳定,1X相位持续缓慢上涨;H向振动频谱以1X为主,2X为辅;H向振动趋势中1X相位持续缓慢上涨,2X的相位基本稳定;V向振幅较低,1X分量和2X分量基本接近,相位变化情况同H向。

1#轴承测点处A向的振幅、1X分量幅值/相位和2X分量幅值/相位的变化趋势见图2和图3。

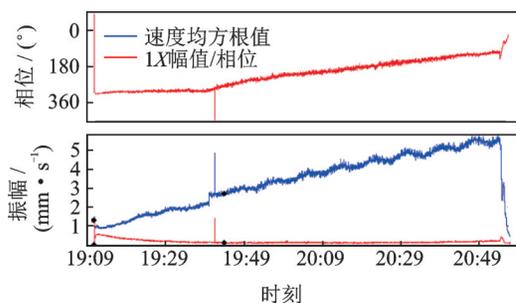


图2 电动机轴向振动的一倍频趋势图

Fig.2 Trend chart of motor's axial rotation frequency vibration

2.2.2 振动频谱分析

电动机停运前(2017-10-07T20:53:30),各测点的振幅、1X幅值/相位和2X幅值/相位如表1所示。

由表1可见:1H和2H向测点的振幅接近国标限值,振动频谱以1X分量为,1X相位接近同相分

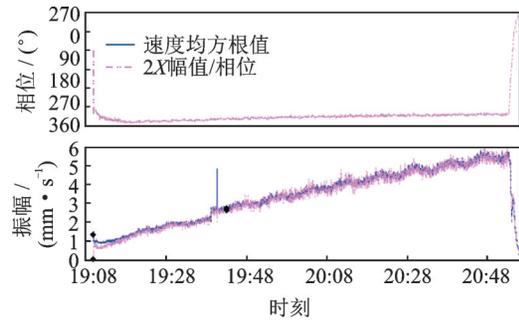


图3 电动机轴向振动的二倍频趋势图

Fig.3 Trend chart of motor's axial double rotation frequency vibration

表1 振动频谱信息(2017-10-07T20:53:30)

Tab.1 Vibration spectrum information(2017-10-07T20:53:30)

| 测点 | $v_{rms}/$ ($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$) | 1X幅值/($\text{mm}\cdot$ s^{-1})∠相位/(°) | 2X幅值/($\text{mm}\cdot$ s^{-1})∠相位/(°) |
|----|---|---|---|
| 1H | 1.56 | 1.43∠73 | 0.39∠291 |
| 1V | 0.84 | 0.35∠179 | 0.7∠114 |
| 1A | 4.06 | 2.18∠39 | 3.19∠260 |
| 2H | 1.72 | 1.45∠76 | 0.65∠244 |
| 2V | 0.96 | 0.28∠90 | 0.81∠136 |
| 2A | 5.54 | 0.24∠10 | 4.94∠310 |

布;1V和2V向振幅较低;1A和2A向测点的振幅超出国标限值,振动频谱以2X分量为,相位接近同相分布。

2.2.3 轴瓦温度分析

该电动机空载运行期间,轴瓦温度变化趋势如图4所示,也出现缓慢上涨现象且两侧温差约为 20°C ,说明转子两侧轴瓦承载不均且球轴承运行不稳定。

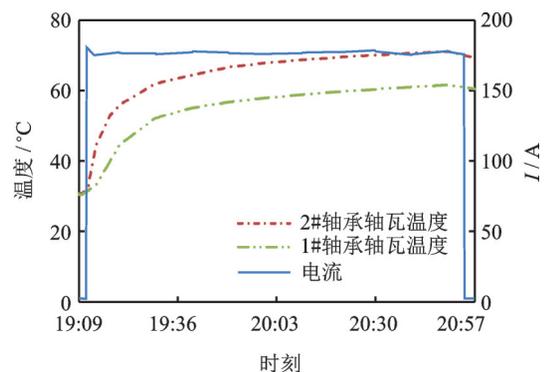


图4 轴瓦温度趋势图

Fig.4 Trend chart of bearing bush temperature

3 轴向振动机理分析

对电动机解体检查时,发现软性绝缘衬垫运行

较长时间后存在磨损或老化等问题,球轴承的自定位调节能力受衬垫的影响较明显。因此,在启动瞬间的冲击力、转子运行时不平衡离心力和不平衡磁拉力等作用下,电动机可能出现球轴承失位、轴颈承力中心线与轴承座几何中心线不重合及定转子间气隙混合偏心^[13]等缺陷。

3.1 转子动力学物理模型

建立电动机转子1#轴承座轴瓦自我调节能力不佳时对应的简易结构模型,模拟轴颈承力中心线与轴承座几何中心线不重合缺陷,如图5所示。S-S为轴颈承力中心线,O-O为轴承座的几何中心线,L为S-S中心线与O-O中心线的间距。转子正常运行时,主要承受质量不平衡离心力(F_i)和不平衡磁拉力(F_{ump})的作用,忽略油膜力等的影响, F_i 和 F_{ump} 等效作用在S-S中心线所处轴横截面上。

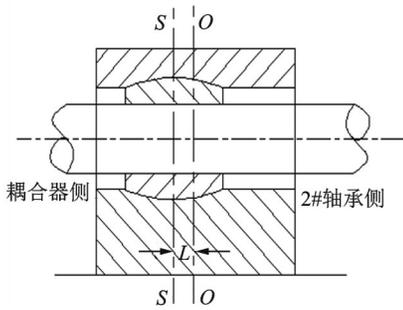


图5 1#轴承座结构模型

Fig.5 Structural model of No.1 bearing seat

3.2 转子径向振动分析

由于该型电动机转子为刚性转子^[14],将图5模型简化为线性系统,建立双自由度简单轮盘转子径向运动动力学方程

$$\begin{cases} mx'' + cx' + kx = F_{ix} + F_{umpx} \\ my'' + cy' + ky = F_{iy} + F_{umpy} \end{cases} \quad (1)$$

其中: m 为转子质量; c 为阻尼系数; k 为刚度系数; x/y 为位移。

F_i 计算公式为

$$\begin{cases} F_{ix} = m\epsilon\omega_r^2 \cos(\omega_r t - \alpha) \\ F_{iy} = m\epsilon\omega_r^2 \sin(\omega_r t - \alpha) \end{cases} \quad (2)$$

其中: ϵ 为转子不平衡质量的偏心距; ω_r 为转子角速度; t 为时间; α 为不平衡离心力的初始相位角; F_i 大小与 ϵ 成正比。

F_{ump} 的计算公式^[15-16]为

$$\begin{cases} F_{umpx} = \frac{k_x L R F_1^2 \pi}{4\mu_0} \{ 2\Lambda_0 \Lambda_s + 2\Lambda_0 \Sigma \Lambda_{dn} \cos(\omega_r t + \theta_n) + \\ \Lambda_0 \Sigma \Lambda_{dn} \cos(\omega_r t - 2\beta - \theta_n) + \Lambda_0 \Lambda_s \cos(2\omega_r t - 2\beta) \} \\ F_{umpy} = \frac{k_y L R F_1^2 \pi}{4\mu_0} \{ 2\Lambda_0 \Sigma \Lambda_{dn} \sin(\omega_r t + \theta_n) + \\ \Lambda_0 \Sigma \Lambda_{dn} \sin(\omega_r t - 2\beta - \theta_n) + \Lambda_0 \Lambda_s \sin(2\omega_r t - 2\beta) \} \end{cases} \quad (3)$$

其中: L 为转子长度; R 为转子半径; F_1 为气隙磁势; μ_0 为空气磁导率; Λ_0 为气隙磁导的常值分量(对该型电机而言这5个参数均为常数); $\Lambda_s = \Lambda_0 \delta_s$ 为静偏心引起的磁导分量, δ_s 为气隙相对静偏心距; $\Lambda_{dn} = \Lambda_0 \delta_{dn}$ 为动偏心引起的磁导分量, δ_{dn} 为相对动偏心距, n 为动偏心数量; θ_n 为零初始时刻第 n 个动偏心距离原点的角度; β 为气隙磁势滞后角; k_x, k_y 分别为考虑滑差率影响的修正系数。

由式(3)可见: F_{ump} 激振力由直流分量、1X分量和2X分量组成;直流分量对应的激振力幅值与 δ_s 成正比,虽然不引起转子振动,但会产生一个恒定的常力作用在转子上,长期作用会使转子产生变形从而加剧1X响应幅值;1X分量对应的激振力幅值与 δ_{dn} 成正比;2X分量对应的激振力幅值与 δ_s 成正比;转子的不平衡磁拉力还会导致两侧轴瓦承载不均而出现温差。

根据线性系统叠加理论可知:式(1)中振动响应由 F_{ump} 和 F_i 分别激励后叠加而成,即式(1)的振动响应频率主要由1X和2X分量组成;1X分量的幅值分别与 ϵ 和 δ_{dn} 成正比,2X分量和 δ_s 成比例;当气隙混合偏心距以 δ_{dn} 为主时,主要激发1X的径向振动;当气隙混合偏心距以 δ_s 为主时,主要激发2X的径向振动^[15],如图6所示。

通过对1X分量实施动平衡可以减小 ϵ 及对应的 F_i ,也可以减小 δ_{dn} 及对应的 F_{ump} 的1X分量,同时也有助于降低 δ_s 及由此激发的 F_{ump} 的2X分量。因

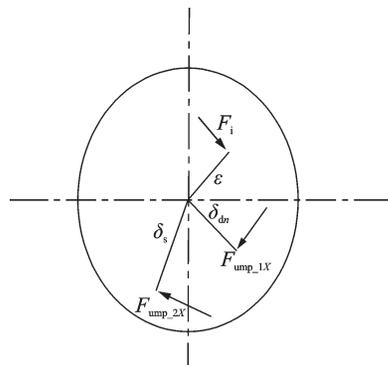


图6 S-S所处截面受力示意图

Fig.6 Force diagram in S-S section

此,将 ϵ , δ_s 和 δ_{dr} 矢量叠加,提高转子平衡精度降低等效偏心距可以同步降低 F_{ump} 和 F_i 及对应的径向振动响应幅值。

3.3 转子轴向振动分析

当转子球轴承自定位功能受限时,轴瓦乌金面与轴颈无法保持良好接触,轴颈承力中心线 S-S 与轴承座几何中线 O-O 不重合,间距为 L 。将 S-S 所处截面中的 F_i 和 F_{ump} 平移到 O-O 中心线所处横截面,得到相等的周期性激振力 F'_i 和 F'_{ump} 及对应的周期性力矩 M_i 和 M_{ump} ,力矩将导致轴承座产生周期性轴向振动。其中, M_i 等于 F_i 乘以 L , M_{ump} 等于 F_{ump} 乘以 L ,因此轴承座轴向振动的频谱和相位特征与由 F_i 和 F_{ump} 激励的径向振动一致。同时,轴向振动也会影响球轴承工作状态进而改变气隙偏差,反过来作用于径向振动,轴向振动与径向振动相互影响,发生了耦合作用。

综上所述,当电动机转子球轴承无法自定位时,转子轴向振动频谱主要由 1X 和 2X 分量组成;1X 幅值与 ϵ 和 δ_{dr} 偏心距成比例,2X 幅值和 δ_s 成比例;受 F_{ump} 中直流分量对转子变形作用的影响,轴向振动的幅值/相位曲线会随时间而变化;升降速过程中气隙磁导的增减,会导致振幅随之增减;轴瓦工作状态变化时,轴颈承力中心线 S-S 与轴承座几何中线 O-O 间距 L 的变化也会影响轴向振动幅值。提高转子平衡精度降低等效偏心距或改善轴瓦工作状态减小 L 值,都会同步降低周期性力矩 M_i 和 M_{ump} 导致的轴向振幅。

4 轴向振动故障诊断及治理

综合上述轴向振动现象和机理分析结果,诊断该电动机轴向振动高缺陷的主要原因是球轴承自定位功能不佳和气隙静偏心距超差。更换磨损的轴瓦绝缘衬垫改善轴瓦工作状态和将气隙偏差限值由 $\pm 10\%$ 优化至 $\pm 3\%$ 可以解决或缓解振动缓慢上涨的缺陷,再提高转子平衡精度减小等效偏心距可以同步降低轴向振幅和径向振幅。

更换已磨损的轴瓦绝缘衬垫恢复轴瓦工作状态和优化气隙偏差后,分析表 1 数据判断转子两侧 H 向还存在较明显的同相不平衡量,经过试加重计算出转子动平衡影响系数后,在转子两侧各安装 99 g 的同相配重块。再次启动电动机(2017-10-08T17:50:00),各测点振动合格,且振幅基本稳定。1#测点 A 向的振幅、1X 分量的幅值/相位和 2X 分量幅

值/相位的变化趋势如图 7 和图 8 所示。

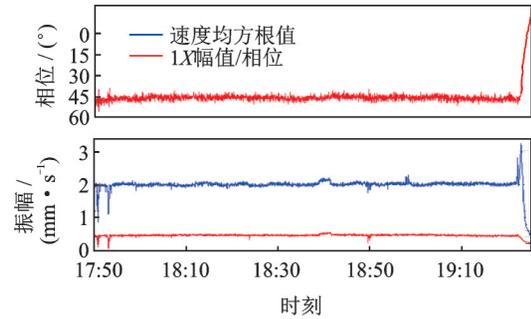


图 7 电动机动平衡后轴向振动的一倍频趋势图

Fig.7 Trend chart of motor's axial rotation frequency vibration after dynamic balance

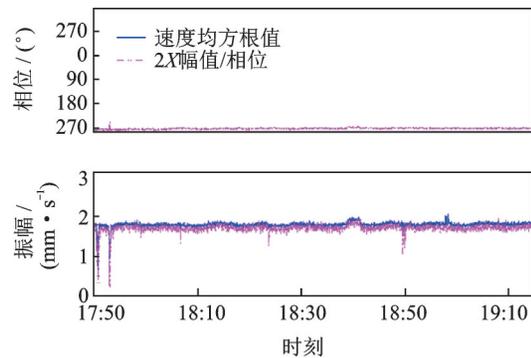


图 8 电动机动平衡后轴向振动的二倍频趋势图

Fig.8 Trend chart of motor's axial double rotation frequency vibration after dynamic balance

电动机动平衡后(2017-10-08T19:16:53),各测点的振幅、1X 幅值/相位和 2X 幅值/相位见表 2。相比表 1 的数据,动平衡后 H 向和 A 向测点振幅明显下降。其中,H 向以 1X 分量幅值下降为主,A 向以 2X 分量下降为主,验证了之前的理论分析结果。

随后,参照本案例对其他存在类似缺陷的电动机也实施了磨损绝缘垫片更换以恢复轴瓦工作状态、气隙偏差优化与动平衡试验措施,均取得了良好的减振效果。

表 2 振动频谱信息(2017-10-08T19:16:53)

Tab.2 Vibration spectrum information (2017-10-08T19:16:53)

| 测点 | $v_{rms}/$ ($mm \cdot s^{-1}$) | 1X 幅值/($mm \cdot s^{-1}$) \angle 相位/($^{\circ}$) | 2X 幅值/($mm \cdot s^{-1}$) \angle 相位/($^{\circ}$) |
|----|-------------------------------------|--|--|
| 1H | 0.72 | 0.58 \angle 72 | 0.32 \angle 91 |
| 1V | 0.46 | 0.26 \angle 168 | 0.36 \angle 113 |
| 1A | 1.85 | 1.32 \angle 14 | 1.24 \angle 263 |
| 2H | 0.77 | 0.6 \angle 76 | 0.38 \angle 79 |
| 2V | 0.47 | 0.08 \angle 121 | 0.44 \angle 100 |
| 2A | 2.04 | 0.45 \angle 46 | 2.0 \angle 272 |

5 结束语

某大型卧式球轴承支承电动机的轴向振动高缺陷主要由于球轴承自我调节能力不佳和定转子间气隙静偏心超差所致,轴向振动的频谱和相位特征与径向振动的相似。当气隙混合偏心距以静偏心距为主时,轴向振动频谱以2X为主。该型电动机运行时,轴向振动与径向振动耦合作用,通过调整绝缘衬垫恢复轴瓦工作状态和优化气隙偏差的措施可以缓解或解决振动相位缓慢变化的缺陷,同时提高转子平衡精度减小等效偏心距可以同步降低轴向振幅和径向振幅。

参 考 文 献

- [1] GB/T 6075.3—2017 机械振动[S]. 北京:中国标准出版社,2017:6-9.
- [2] 薛海军. 高压泵电机转子轴向窜动故障分析与处理[J]. 甘肃冶金,2014,36(1):108-110.
XUE Haijun. The analysis and processing on axial play of high-pressure pump motor rotor[J]. Gansu Metallurgy, 2014, 36(1): 108-110.(in Chinese)
- [3] 薛建欣,赵万勇,王春龙,等. 联轴器对大中型电机窜轴的影响[J]. 甘肃工业大学学报,1992,18(2):16-22.
XUE Jianxin, ZHAO Wanyong, WANG Chunlong, et al. Effect of coupling on shaft channeling of large and medium-sized motor[J]. Journal of Gansu University of Technology, 1992, 18(2): 16-22.(in Chinese)
- [4] 薛建欣,郭志杰. 大型电机窜轴及轴向力试验研究[J]. 大电机技术,1993(1):15-20.
XUE Jianxin, GUO Zhijie. Experimental study on axis channeling and axial force of large motor[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 1993(1): 15-20.(in Chinese)
- [5] 徐元周. 滑动轴承电机轴向振动超标诊断与处理[J]. 防爆电机,2017,52(3):43-44,55.
XU Yuanzhou. Diagnosis and treatment of over-standard axial vibration of sliding bearing motor[J]. Explosion-Proof Electric Machine, 2017, 52(3): 43-44, 55.(in Chinese)
- [6] 刘占辉,罗剑斌,卢一兵. 引风机电机轴向振动的诊断与处理[J]. 发电设备,2011,25(3):187-189.
LIU Zhanhui, LUO Jianbin, LU Yibing. Diagnosis and treatment of axial vibration of induced fan[J]. Motor Power Equipment, 2011, 25(3): 187-189.(in Chinese)
- [7] 孙永泰. 提高端盖刚度降低电机轴向振动[J]. 电机技术,2010(1):52-53.
SUN Yongtai. Diagnosis and treatment of axial vibration of induced fan motor[J]. Electrical Machinery Technology, 2010(1): 52-53.(in Chinese)
- [8] 张学延,宾子胜,葛祥. 汽轮发电机组轴承座轴向振动故障的诊断和处理[J]. 热力发电,2008(11):80-84.
ZHANG Xueyan, BIN Zisheng, GE Xiang. Diagnosis and treatment of axial vibration fault of bearing base of turbogenerator unit [J]. Thermal Power Generation, 2008(11):80-84.(in Chinese)
- [9] 沈国栋,段宗伟,洪久安. 汽轮发电机轴承座的刚度影响振动技术分析[J]. 中国设备工程,2018(15):190-192.
SHEN Guodong, DUAN Zongwei, HONG Jiuan. Technical analysis of vibration affected by stiffness of bearing seat of turbogenerator[J]. China Plant Engineering, 2018(15): 190-192.(in Chinese)
- [10] 顾晃. 汽轮发电机组的振动与平衡[M]. 北京:中国电力出版社,1998:130-132.
- [11] 张学延. 汽轮发电机组振动诊断[M]. 北京:中国电力出版社,2008:368-384.
- [12] 施维新. 汽轮发电机组振动及事故[M]. 2版. 北京:中国电力出版社,1999:191-197.
- [13] 白晖宇,荆建平,孟光. 电机不平衡磁拉力研究现状与展望[J]. 噪声与振动控制,2009,29(6):5-7,33.
BAI Huiyu, JING Jianpin, MENG Guang. Survey and outlook on the research of the unbalanced magnetic pull in the motors[J]. Noise and Vibration Control, 2009, 29(6): 5-7, 33.(in Chinese)
- [14] 杨璋,孙程斌,蒋彦龙. 核电厂电动主给水泵热启动的振动特性试验[J]. 振动、测试与诊断,2018,38(6):1182-1186.
YANG Zhang, SUN Chengbin, JIANG Yanlong. Experimental study on the vibration characteristics of main feed water pump in a nuclear power plant[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(6): 1182-1186.(in Chinese)
- [15] 唐贵基,邓玮琪,何玉灵. 不同种类气隙偏心故障对汽轮发电机转子不平衡磁拉力的影响[J]. 振动与冲击,2017,36(15):1-8.
TANG Guiji, DENG Weiqi, HE Yuling. Effect of different kinds of air-gap eccentricity faults on rotor UMP of a turbo-generator [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(15): 1-8.(in Chinese)
- [16] 鲍晓华,吕强. 感应电机气隙偏心故障研究综述及展望[J]. 中国电机工程学报,2013,33(6):93-100.
BAO Xiaohua, LÜ Qiang. Review and prospect of airgap eccentricity faults in induction machines [J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 33(6): 93-100.(in Chinese)



第一作者简介:舒相挺,男,1975年9月生,博士生、高级工程师。主要研究方向为结构动力学和热力设备可靠性运行。
E-mail:657001433@qq.com

通信作者简介:杨璋,男,1981年7月生,研究员级高级工程师。主要研究方向为大型旋转机械振动监测与故障诊断。
E-mail:yangzhang17230a@126.com