DOI: 10.3901/JME.2020.11.089

立式主泵水膜涡动故障诊断及机理分析*

王琇峰 洪银聪 丘大谋

(西安交通大学机械工程学院 西安 710049)

摘要: 针对国内某核电厂多台立式反应堆冷却剂泵(以下简称主泵)均存在的低频振动问题,采用时频分析、二维全息谱等信号处理方法对现场采集的泵轴振动数据开展分析,总结启机、正常运行阶段泵轴振动数据时域、频域特征,根据信号特征推测主泵出现低频振动问题的根本原因为水润滑轴承水膜涡动故障。进一步地,针对上述推测开展立式转子滑动轴承水膜涡动故障振动机理研究。结合流体连续性理论和牛顿流体特性,解释水膜半速涡动频率特征;根据主泵轴承供水压力略高于15.4 MPa的运行工况,得到轴承内部润滑水压力分布特征,进一步分析润滑水压力合力,解释了水膜涡动导致自激振动的激励力。建立水膜涡动故障动力学数值模型,获得故障对应的振动特征。上述研究结果对立式转子水膜涡动故障诊断及其设计改进具有一定的参考价值。

关键词: 水膜涡动; 故障诊断; 立式主泵; 滑动轴承

中图分类号: TH113

Fault Diagnosis and Mechanism Study of Water-film Whirl in Vertical Reactor Coolant Pumps

WANG Xiufeng HONG Yincong QIU Damou

(School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

Abstract: Aiming at the diagnosis of subsynchronous vibration problem which exists in multiple vertical reactor coolant pumps(RCPs for short)in a domestic nuclear power plant, the signal processing methods such as time-frequency analysis、2D holospectrum are employed to analyze the vibration data of pump shaft. The time domain and frequency domain characteristics of vibration data during start-up and normal operation phase is summarized, according to which the basic reason of the subsynchronous vibration problem of RCPs is thought to be water film whirl failure occurring in the water-lubricated bearing. The mechanism of water-film whirl problem of vertical sliding bearing is further studied aiming at explaining the above phenomenon. Based on the fluid continuity theory and Newtonian fluid characteristics, the frequency characteristics of the water-film half-speed whirl is explained. According to the fact that the bearing water supply pressure is slightly higher than 15.4 MPa in the operating condition, the pressure distribution characteristics of the lubricating water inside the bearing are obtained, and the direction of the resultant force of the lubrication water pressure is further studied, which shows that the exciting force of self-excited vibration is provided by the water film whirl. A dynamic numerical model of water-film whirl failure is established to obtain the corresponding vibration characteristics. The above research has certain reference value for the fault diagnosis of water-film whirl and design improvement of vertical rotor.

Key words: water-film whirl; fault diagnosis; vertical RCPs; sliding bearing

0 前言

流体失稳引发的涡动和振荡故障普遍存在于转子-动压轴承系统中,而油膜轴承由于其承载能力强、耐高温等优点广泛应用在旋转机械中,因此油

膜涡动和油膜振荡一直是国内外相关学者的研究重点,对于水润滑轴承的涡动故障研究则相对欠缺^[1-2]。随着加工制造技术的不断提升,设计的改进,加上水润滑介质成本低、无污染、安全等优点,水润滑轴承不断得到推广,并在船舶、水泵、汽轮机得到不错的应用效果^[3]。期间,水润滑轴承的水膜涡动故障也逐步得到人们的重视,并展开水膜特性及涡动故障相关研究。刘丽萍^[4]通过搭建水润滑轴承试

* 国家自然科学基金研究群体资助项目(51421004)。20190626 收到初稿, 20191127 收到修改稿

验台,结合 Fluent 有限元仿真和 Matlab 数值仿真得到水润滑轴承承载能力、水膜刚度等与偏心率之间的关系。叶晓琰等^[5]通过水润滑轴承试验台研究了水润滑轴承动压润滑效果、水膜承载能力与转速的关联关系。文献[6]通过计算流体力学计算分析了不同过渡弧结构的轴承衬套下水膜的承载能力变化情况。TANAMAL^[7]通过计算流体力学研究了不同偏心率、开槽数等参数下流体流动和水膜压力分布情况。ZHAI 等^[8]通过立式转子试验台研究了启停过程中水导轴承水膜涡动引起的振动幅值变化。文献[9]通过搭建试验台研究了带有凹槽的立式水润滑轴承动态特性,发现轴径的不稳定是由凹槽中的高频涡动引起的。

然而目前对水润滑轴承水膜特性、涡动故障相关研究大多通过 CFD 软件进行有限元仿真,以及试验台数据分析来总结一般性规律,缺乏实际工程案例及理论支撑。本文利用频域分析、时频分析以及二维全息谱等方法对国内某核电厂立式主泵的振动数据开展分析,得出主泵低频振动的根本原因为水润滑轴承处发生水膜涡动故障,并通过理论推导对水膜涡动进行机理分析,解释水膜涡动故障频率特征及激励力的由来。

1 水膜涡动故障诊断

国内某核电站多台主泵存在振动幅值偏大的共性问题,偶发振动超标引发监测系统报警,对主泵甚至核岛的安全运行造成一定影响。

通过对多台主泵运行阶段的数据采集和分析,总结出振动共性特征,发现主泵振动幅值偏高的根本原因为水润滑轴承处发生水膜涡动故障。下面分别介绍数据采集时测点布置和数据分析结果。

1.1 测点分布

监测主泵为单级、离心、立式轴流泵,具有三轴承结构,从上至下分别为径向轴承、推力轴承、水润滑轴承。主泵由泵壳、转子部件、轴密封部件、轴承部件、润滑系统、冷却系统、横向阻尼器等组成,上部通过联轴器连接电动机,泵组三维模型如图 1 所示。

主泵设置了 3 处,共 6 个在线振动测点,第一处在电机上架,监测机架振动,使用速度传感器,选用积分后的位移峰峰值作为振动评价指标;第二处在电机下方径向轴承附近,采用电涡流探头,测量电机轴振,用位移峰峰值作为振动评价指标;第三处在可拆轴下方,下半联轴器下方,采用电涡流探头,测量泵轴轴振,用位移峰峰值作为振动评价指标。主泵测点描述如图 2 所示,主泵测点截面俯

视图见图 3。

图 1 泵组三维模型

图 2 振动测点位置分布图

图 3 振动测点截面俯视图

1.2 数据分析

核电站监测系统数据显示, 主泵 X50、X51 (“X”表示泵号)测点处的振动问题最为突出, 下面选取该核电站 2#机组一号主泵某次大修前后 150、151 测点振动数据作进行分析, 描述主泵振动特征。本次大修期间对一号主泵的联轴器销孔进行了同钻铰孔处理。针对主泵大修前(停机前)及大修后(启机后)振动数据的时域上的幅值、频域上工频、低频段幅值进行统计。为了解主泵振动情况, 每 10 s 对采集的振动信号通频峰峰值、工频幅值、低频峰峰值进行提取, 获得停机前、启机后正常运行一段时间内振动数据通频峰峰值、工频幅值、低频峰峰值的波动范围。表 1、2 分别为 2#机组一号主泵在大修前、大修后振动峰-峰值的统计结果。

表 1 一号泵大修前振动数据(位移, μm)

测点位置	通频幅值		工频幅值	低频幅值
	报警值	实际值	实际值	实际值
150 测点(联轴器下部轴振)	250	163~273	105~147	32~152
151 测点(联轴器下部轴振)	250	178~305	119~165	34~160

表 2 一号泵大修后振动数据(位移, μm)

测点位置	通频幅值		工频幅值	低频幅值
	报警值	实际值	实际值	实际值
150 测点(联轴器下部轴振)	250	96~234	36~71	30~166
151 测点(联轴器下部轴振)	250	98~278	41~86	28~203

由表 1 和表 2 振动幅值成分对比可知, 大修之后一号主泵的 150、151 测点的工频振幅大幅下降, 可见大修期间对一号泵联轴器销孔的处理使得电动机轴和主泵转轴的回转中心线趋于重合, 改善了轴系质量不平衡的状况, 因此主泵工频振动得到有效控制, 但是从数据可以看出低频振动问题并没有得到改善。

图 4~6 分别为大修后一号泵额定运行工况下 150 测点通频、工频、低频振动时域图, 其中低频成分指的是频域内频率低于工频的部分。通过这三幅图对比可知, 150 测点低频振动成分的幅值与工频振动幅值相当, 是通频振动的主要成分之一。

为了解启机过程中主泵振动幅值、频率变化规律, 绘制 150、151 测点稳态运行阶段二维全息谱图, 如图 7 所示, 同时绘制一号泵 150 测点启机过程时频图, 如图 8 所示。

由图 7 可知, 转速稳定时低频分量频率约为转频的 0.48 倍, 进动方向为正进动, 偏心率小。通过图 8 发现启机过程中, 主泵转速升至 800 r/min 左右时开始出现低频阶次分量, 进入工作转速后低频振动频率稳定存在。

图 4 一号主泵通频振动时域图

图 5 一号主泵工频成分时域图

图 6 一号主泵低频成分时域图

图 7 150、151 测点二维全息谱图

1.3 分析小结

根据上述分析, 可总结出主泵 X50、X51 测点处泵轴振动特征如下。

(1) 低频成分幅值与工频成分幅值相当, 是造成通频幅值大的原因之一。

图 8 一号主泵 150 测点启机时频图

(2) 启机过程中, 主泵转速到达 800 r/min 左右低频成分开始出现, 呈现阶次特征, 约为工频的 0.48 倍。

(3) 0.48 倍频振动轴心轨迹椭圆偏心率非常小, 且进动方向为正进动。

结合旋转机械故障诊断理论, 根据上述振动特征推测 X50、X51 测点低频振动存在的根本原因为涡动故障。而通过图 1 泵组结构可知, 每台泵组总共有三副径向滑动轴承, 根据核电站监测系统反馈可知, 电动机上部轴承和泵组中部径向轴承测点的振动幅值均显著低于 X50、X51 测点处幅值, 且不存在低频振动问题, 据此推测发生涡动故障的位置为主泵下部的水润滑导轴承。

2 水膜涡动机理分析

2.1 半速涡动理论分析

主泵水导轴承的润滑水从轴承上部注入, 从下部流出汇入一回路冷却水中, 当主泵正常运行时, 润滑水流入和流出轴承的水量达到动态平衡。考虑到转子偏心的存在, 此时水润滑轴承转子运动状态如图 9 所示, 其中 O 为转子圆心, O_1 为轴承圆心, R 为转子半径, e 为转子偏心距, C 为转子和轴承的理论径向间隙, ω 为涡动角速度。润滑水近似为牛顿流体, 即当转子以角速度 Ω 转动时, 靠近转轴处的流体运动速度为 $R\Omega$, 靠近滑动轴承衬套内壁的流体速度为零。根据流体的连续性定理可知, 在一段较短的时间内, 流入最大径向间隙和流出最小径向间隙的流量之差, 等于转子转动经过的空间体积, 得到式(1)

$$0.5R\Omega(C+e) - 0.5R\Omega(C-e) = 2Re\omega \quad (1)$$

整理式(1)可得到 $\omega = 0.5\Omega$ 。

由公式(1)推导得到的水膜涡动频率为工频的 0.5 倍, 而主泵运行阶段振动数据反映出的是 0.48 倍频的频率分量, 这是因为水膜涡动的频率受到轴承形状、润滑水中可能存在的正反涡旋、润滑水泄

漏量、转子偏心率等多种因素共同影响, 使得实际涡动频率略低于 0.5 倍频。

图 9 半速涡动机理图

2.2 润滑水压力分布分析

主泵水润滑轴承以浸渍金属的石墨为轴瓦材料, 额定工况运行时润滑水工作压力略高于一回路主压力 15.4 MPa, 当主泵正常运行时, 转子周围同时存在负压区和正压区^[10-12], 其压力分布如图 10 所示。

图 10 水润滑轴承压力分布图

以图 10 径向间隙最大值 $h_{\max}$ 对应的转子位置为起点, 沿转子运动方向展开, 得到润滑水压力分布曲线如图 11 所示, 图中 P_0 表示润滑水平均压力, $0 \sim 180^\circ$ 为正压区, $180 \sim 360^\circ$ 为负压区^[13]。根据对称性, 图 11 的压力分布曲线有如下特性

$$\begin{aligned} P(\varphi) &= -P(2\pi - \varphi) \\ P(\pi - \varphi) &= -P(\pi + \varphi) \end{aligned} \quad (2)$$

式中, $\varphi \in [0, 2\pi]$ 。

由图 10 可知正、负压区沿偏心点和转轴轴心所在直线对称的, 同时考虑正压区、负压区时, 任意角度 $\varphi \in [0, \pi]$ 的压力值 $P(\varphi)$ 如式(3)所示, 通过积分得到水流压力在 X 、 Y 轴两个方向的压力和如式(4)所示(X 、 Y 轴方向定义如图 10 所示)

图 11 水润滑轴承压力周向展开分布曲线

$$\begin{aligned} P(\phi) &= (P_0 + P(\phi)) - (P_0 + P(\pi + \phi)) = \\ &P(\phi) + P(\pi - \phi) \\ P(\pi - \phi) &= P(\pi - \phi) + P(\phi) = P(\phi) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} P_x &= \int_0^\pi P(\phi) \sin(\phi) d\phi = \\ &\int_0^{\frac{\pi}{2}} P(\phi) \sin(\phi) d\phi + \int_{\frac{\pi}{2}}^\pi P(\phi) \sin(\phi) d\phi = \\ &2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} P(\phi) \sin(\phi) d\phi \neq 0 \\ P_y &= \int_0^\pi P(\phi) \cos(\phi) d\phi = \\ &\int_0^{\frac{\pi}{2}} P(\phi) \cos(\phi) d\phi - \int_{\frac{\pi}{2}}^\pi P(\phi) \cos(\phi) d\phi = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

式中, $\phi \in [0, \pi]$ 。

根据式(4)推导结果, 结合图 10 定义的坐标轴方向可知, 主泵润滑水在 Y 轴方向压力和 P_y 为 0, 在 X 轴方向压力和 P_x 不为零, 且 P_x 方向与转轴涡动的方向一致, 致使水膜涡动成为自激振动。润滑水压力合力的存在使得水膜涡动成为一种正反馈系统, 使得转子不断偏离理论旋转中心, 系统更加不稳定。

2.3 涡动故障数值建模分析

根据上述部分对润滑水压力合力求解结果可知, 主泵润滑水压力合力方向与转轴的涡动方向一致, 加剧转子涡动问题。而转轴运动过程中除了受到润滑水压力合力之外, 还受到了水膜承载力、阻尼力, 流体中随机的激励力, 同时还存在由于转轴偏心带来的不平衡力。当转子由于受到润滑水压力合力而不断偏离理论旋转中心的过程中, 最小径向间隙处的水膜越来越薄, 此时流体刚度剧增, 水膜承载力增大, 同时流体的阻尼力也不断阻止转子偏离其运动状态, 水膜承载力、阻尼力、润滑水压力合力、流体中的随机干扰力、转轴不平衡力等多个力以复杂的方式作用在转轴上, 最终转轴以一定的涡动频率公转, 处于动态平衡状态, 始终无法回到理论旋转中心。

为了分析水膜涡动故障转轴的振动特性, 对转轴进行动力学数值建模如式(5)所示

$$\begin{cases} F_{px} + F_{rx} + F_{ex} + F_{kx} + F_{cx} = m\ddot{x} \\ F_{py} + F_{ry} + F_{ey} + F_{ky} + F_{cy} = m\ddot{y} \end{cases} \quad (5)$$

式中 F_p ——润滑水压力;
 F_r ——流体随机扰动力;
 F_e ——转轴偏心力;
 F_k ——水膜承载力;
 F_c ——水膜阻尼力;
 m ——转轴质量;
 x —— X 方向位移;
 y —— Y 方向位移。

当主泵水润滑轴承发生水膜涡动故障时, 转轴处于动态平衡状态, 沿着旋转方向进行半速涡动, 根据式(1)和式(4)的推导结果, 以图 9 转轴位置为初始状态, 可将润滑水压力表达为

$$\begin{cases} F_{px} = P_0 \cos(0.5 \times 2\pi f_0 t + \pi) \\ F_{py} = P_0 \sin(0.5 \times 2\pi f_0 t) \end{cases} \quad (6)$$

式中 P_0 ——润滑水压力合力;
 f_0 ——转轴转频。

润滑水压力合力变化频率与水膜涡动频率一致, 为转轴转频的一半, 转轴频率设置为主泵转频 25 Hz; 流体随机扰动力 F_{rx} 和 F_{ry} 设置为 $-2 \sim 2$ kN 之间的随机数; 转轴偏心力 F_{ex} 和 F_{ey} 用式(7)表示

$$\begin{aligned} F_{ex} &= me(2\pi f_0)^2 \cos(2\pi f_0 t + \varphi_0) \\ F_{ey} &= me(2\pi f_0)^2 \sin(2\pi f_0 t + \varphi_0) \end{aligned} \quad (7)$$

式中 e ——转轴偏心距;
 φ_0 ——质心初始偏心角度。

转轴偏心距设置为 50 μm , 转轴质量 m 根据主泵转轴实际质量设置, 为 1 121 kg, 质心初始偏心角度设置为 $\frac{\pi}{6}$ 。

水膜承载力 F_k 和阻尼力 F_c 与水膜的动态刚度、阻尼系数有关, 其值可由式(8)表示

$$\begin{pmatrix} F_{kx} + F_{cx} \\ F_{ky} + F_{cy} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix} \quad (8)$$

式中 k_{ij} ——水膜刚度系数;
 c_{ij} ——水膜阻尼系数。

水膜刚度系数 k_{ij} 表示 j 方向的单位位移在 i 方向产生的水膜承载力, 水膜阻尼系数 c_{ij} 表示 j 方向的单位速度变化在 i 方向产生的水膜阻尼力。水膜的这 8 个刚度系数和阻尼系数与轴承间隙比、润滑水压力、轴承受载情况等等因素密切相关, 目前也有学者提出各种线性、非线性的油膜力计算模型。该立式主泵水润滑轴承在其正常运行工况下, 润滑水压力波动、轴承径向受载、轴承间隙比等参数波

动小, 水膜的刚度系数和阻尼系数变化主要受水膜的厚度及其变化速度影响^[14], 用式(9)表示刚度系数、阻尼系数与水膜厚度及其变化率之间的关系

$$\begin{aligned} k_{ij} &= k_{ij0} (e^{|\dot{\delta}_j|/\dot{\delta}_{j0}} - 1) \\ c_{ij} &= c_{ij0} (e^{|\dot{\delta}_j|/\dot{\delta}_{j0}} - 1) \end{aligned} \quad (9)$$

式中 k_{ij0} ——刚度修正系数;
 c_{ij0} ——阻尼修正系数;
 δ_j ——油膜厚度;
 $\dot{\delta}_j$ ——油膜厚度变化率;
 δ_{j0} ——油膜厚度修正系数;
 $\dot{\delta}_{j0}$ ——油膜厚度变化率修正系数。

刚度和阻尼修正系数根据水膜的实际特性设定, 在立式水泵中, 交叉刚度大于直接刚度, 直接阻尼大于交叉阻尼, 求解微分方程时交叉刚度修正系数设置为 10^6 , 直接刚度修正系数设置为 10^5 , 交叉阻尼修正系数设置为 10^4 , 直接阻尼修正系数设置为 10^5 ; 而油膜厚度及其变化率分别与振动位移和振动速度一一对应^[15-16]。

使用经典四阶 Runge-Kutta 法求解式(5)动力学微分方程, 利用 Matlab 中 ode45 函数进行求解, X 、 Y 方向的初始位移设置均设置为 $150 \mu\text{m}$, 初始速度均设置为 5 mm/s , 求解得到 X 方向振动时域和频域如图 12、13 所示。

图 12 X 方向振动位移时域局部图

图 13 X 方向振动位移频域图

绘制 X 、 Y 两个方向合成的二维全息谱如图 14 所示。

图 14 X 、 Y 方向振动位移二维全息谱图

由图 12~14 可知, 当主泵转轴发生水膜涡动故障时, 其频谱中除了转频外, 还会出现接近 0.5 倍转频的频率成分, 且在二维全息谱中 0.5 倍频成分对应的为一偏心率较小的椭圆, 运动轨迹为正进动, 这与第一部分描述的主泵发生水膜涡动故障时振动位移信号特征一致。

2.4 小结

(1) 水膜涡动频率与润滑油在轴承最大间隙和最小间隙之间的流量差有关, 其频率接近转频的 0.5 倍, 在二维全息谱中 0.5 倍频对应的椭圆偏心率较小, 运动轨迹为正进动。

(2) 主泵转轴润滑油水压高达 15.4 MPa , 轴承内部存在正压区和负压区, 而润滑油压力合力方向与转轴涡动方向一致, 使得水膜涡动成为一种自激振动。

(3) 转轴在润滑油压力、水膜承载力、阻尼力、转轴偏心力、流体随机扰动力等多种力的共同作用下, 处于动态平衡状态, 进行半速涡动。当水膜涡动频率和系统的某一固有频率相同, 则会产生共振, 即水膜振荡, 其破坏性将危及机器安全。如水膜涡动频率远低于系统固有频率, 由于水膜阻尼、刚度的存在, 一般情况下, 涡动可被限制在一定的范围, 并呈现随机性。而设计机器时, 应选择合适的设计参数避免涡动故障的发生, 以保证系统的稳定性。

3 结论

(1) 上述主泵轴振低频振动突出问题在主泵转速达 800 r/min 后开始凸显, 故障特征频率呈阶次特征, 约为工频的 0.48 倍, 相应频率二维全息谱椭圆偏心率小, 运动轨迹为正进动, 推断导致振动问题的根本原因为水润滑轴承处发生水膜涡动故障。

(2) 出于平衡主泵叶轮侧压力需要, 主泵水导轴承供水压力在额定工况下略高于 15.4 MPa , 使得水导轴承在运行过程中形成正负压力分布, 润滑油压力合力与轴心垂直, 导致转子绕平衡位置进行半速涡动, 系统是不稳定的。在水膜承载力、阻尼力、

流体扰动力等多种力共同作用下, 涡动幅值被限制在一定范围内, 转轴存于动态平衡状态。

(3) 核电主泵转子系统临界转速高于工作转速, 属刚性转子, 虽不会产生水膜振荡, 但在某种工况下, 某些时段, 也可能产生较大水膜涡动使振动超标, 影响安全运行。

(4) 综上, 通过设计优化提高水导轴承稳定性, 是解决该型主泵低频振动问题的根本途径。

参 考 文 献

- [1] CASTRO H F D, CAVALCA K L, NORDMAN R. Whirl and whip instabilities in rotor-bearing system considering a nonlinear force model[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 317(1-2): 273-293.
- [2] MUSZYNSKA A. Stability of whirl and whip in rotor/bearing systems[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1988, 127(1): 49-64.
- [3] 李振宇. 水润滑径向滑动轴承水膜承载特性分析[D]. 上海: 上海交通大学, 2013.
LI Zhenyu. Study on water-film bearing capacity of the water-lubricated journal bearing[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2013.
- [4] 刘丽萍. 水润滑径向滑动轴承试验台的研制[D]. 武汉: 华中科技大学, 2011.
LIU Liping. Development of water-lubricated radial sliding bearing test bench[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2011.
- [5] 叶晓琰, 冯耀宁, 汪靖, 等. 海水淡化泵水润滑轴承试验测试与分析[J]. *排灌机械工程学报*, 2015, 33(6): 510-515.
YE Xiaoyan, FENG Yaoning, WANG Jing, et al. Test and analysis of water-lubricated bearing of seawater desalination pump[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2015, 33(6): 510-515.
- [6] GENG YUAN G, ZHONGWEI Y, DAN J, et al. CFD analysis of load-carrying capacity of hydrodynamic lubrication on a water-lubricated journal bearing[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2015, 67(1): 30-37.
- [7] TANAMAL T K H R. Modelling of fluid flow in multiple axial groove water lubricated bearings using computational fluid dynamics[D]. Brisbane, Australia: Queensland University of Technology, 2007.
- [8] ZHAI L, LUO Y, WANG Z, et al. Nonlinear vibration induced by the water-film whirl and whip in a sliding bearing rotor system[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 29(2): 260-270.
- [9] ZHAI L, KITAUCHI S, MIVAGAWA K, et al. Study on the flow stability and dynamic characteristics of a water bearing[J]. *IET Conference Publications*, 2014, 2014: 1-8.
- [10] 杨金福, 杨昆, 于达仁, 等. 滑动轴承非线性动态油膜压力分布特性的研究[J]. *动力工程*, 2005, 25(3): 448-453.
YANG Jinfu, YANG Kun, YU Daren, et al. Nonlinear dynamic oil film pressure distribution of sliding bearings[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2005, 25(3): 448-453.
- [11] 陶金峰. 水润滑轴承润滑特性研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2018.
TAO Jinfeng. Study on the lubrication characteristics of water-lubricated bearing[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2018.
- [12] WANG R Y, LIU Z L, JIN Y. Research on lubrication properties of water-lubricated rubber bearing based on fluid structure interaction[J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2011, 79: 159-165.
- [13] ZHOU G, WANG J, HAN Y, et al. An experimental study on film pressure circumferential distribution of water lubricated rubber bearings with multiple grooves[J]. *Tribology Transactions*, 2016, 60: 385-391.
- [14] XIANG L, HU A, HOU L, et al. Nonlinear coupled dynamics of an asymmetric double-disc rotor-bearing system under rub-impact and oil-film forces[J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2016, 40(7-8): 4505-4523.
- [15] 周广武. 水润滑橡胶合金轴承混合润滑分析与动力学性能优化[D]. 重庆: 重庆大学, 2013.
ZHOU Guangwu. Mixed lubrication analysis and dynamic performance optimization of water lubricated rubber alloy bearings[D]. Chongqing: Chongqing University, 2013.
- [16] LIU A, HUA J. Study on the dynamic lubrication characteristics of water lubricated rubber bearing[J]. *Advanced Materials Research*, 2012, 490-495: 3707-3711.

作者简介: 王琇峰(通信作者), 男, 1980年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为旋转设备故障预测与健康管理、汽车动力总成 NVH 技术。
E-mail: wangxiufeng@xjtu.edu.cn
洪银聪, 男, 1995年出生, 硕士研究生。主要研究方向为振动信号分析与控制。
E-mail: hychyc@stu.xjtu.edu.cn
丘大谋, 男, 1934年出生, 教授。主要研究方向为轴承-转子动力学设计及故障诊断。
E-mail: dmqiu@xjtu.edu.cn