

# 水力发电机组转子质量偏心的数值校正\*

郭涛, 张立翔, 姚激

(昆明理工大学工程力学系 昆明, 650224)

**摘要** 水力机械旋转部件质量偏心引起机组异常振动, 工程上一般采用动平衡配重的方法解决质量偏心问题。在考虑支撑效应、陀螺效应和轴承油膜动力作用的基础上, 采用有限元建模和数值模拟, 分析部件在质量微小偏心作用下的动力学特征, 将传统处理工艺与数值方法相结合, 提出了解决大型转子制造质量偏心的数值校正方法, 即微孔调平法。该方法通过精细数值模拟跟踪轴系的摆度和振动的变化, 确定附加配重的大小和最佳位置, 并在配重对称位置区域在不影响结构工作和电磁效应的前提下采用微孔工艺减重, 消除转子质量偏心。工程实践表明, 该方法能很好地解决大型转子制造产生的质量偏心问题, 在制造过程中可完全消除制造质量偏心引起的异常振动。

**关键词** 转子; 数值模拟; 校正; 偏心; 振动

**中图分类号** TK730.1; TH17

## 引言

水轮发电机组转子轴系的运行稳定性直接影响整个发电机组和电网的工作状态。因此, “转子-支承”系统在旋转状态下的振动、平衡和稳定性问题, 是水电站机组振动分析中研究的重点对象之一。轴系振动问题的计算, 目前主要采用简化方法, 将轴系简化成有限个集中质量单元, 建立动力学模型, 从而对系统的振动机理进行研究, 并取得了一系列成果<sup>[1-6]</sup>。由于进行了大量简化和假设, 不利于反映分布质量和分布转动惯量对大轴刚度及转子振动特性的影响。因此, 采用实体单元对转子动力学进行三维仿真分析已成为研究和解决实际工程的重要手段之一<sup>[7-9]</sup>。

国内外对转子振动问题的研究分为两个方面:  
a. 对振动机理和原因的研究。发电机转子振动的主要诱因之一是偏心产生的离心力和电网扰动引起的不平衡磁拉力, 早在20世纪80年代, Diken等<sup>[10]</sup>发现由于质量偏心导致的扭转共振会引起非同步的弯曲共振。姚大坤等<sup>[11]</sup>研究了水轮发电机转子偏心引起的非线性电磁振动。结果表明, 转子偏心引起强非线性电磁振动使转频下的振幅发生变化, 还出现两倍转频的振动, 并且使系统的振动中心产生偏移。文献<sup>[12]</sup>应用数值积分方法, 分析了发电机转子质量偏心对水轮发电机组系统横向振动特性的影响。结

果表明, 随着转子质量偏心的不断增加, 使轴系在上导、下导和水导轴承处的横向振动出现明显分岔现象。因此, 转子的平衡非常重要, 因为转子装在定子中, 不平衡转子在长期旋转下所产生的离心力将会使转子轴心变形, 发生碰摩、异音、强烈振动, 严重者导致机组烧毁。  
b. 如何预防、消除或减小振动。笔者采用有限元法精细模拟转子系统的偏心, 通过跟踪轴系的摆度和振动的变化确定配重的大小和位置, 提出了一种高效简捷的转子偏心数值校正方法(微孔调平法)。该方法用于校正某实际机组在制造和装配过程中产生的转子偏心问题, 在机组组装运行后轴系的异常振动消失, 机组运行正常, 未出现任何由偏心引起的振动问题, 验证了该方法的可行性。

## 1 数值模拟方法

文献<sup>[13]</sup>论述了陀螺力对转子系统振动特性的影响, 指出忽略陀螺效应对转子的振动将带来很大的误差。尤其转子高速运动时, 陀螺力矩对转子的进动角速度、振型和临界角速度等物理量都有很大影响。本文计算中, 考虑了旋转结构涡动时产生的陀螺效应对转子振动的影响, 忽略轴系的旋转软化效应, 转子在静止坐标系下的动力学方程为

$$\mathbf{M}\{\ddot{u}\} + (\mathbf{C} + \mathbf{C}_{\text{gyr}})\{\dot{u}\} + \mathbf{K}\{u\} = \{F\} \quad (1)$$

其中:  $u$  为系统的响应位移;  $\mathbf{M}$  为系统的质量矩阵;

\* 国家自然科学基金资助项目(编号:50839003); 云南省自然科学基金资助项目(编号:2008GA027)

收稿日期:2011-05-17; 修改稿收到日期:2011-07-23

$\mathbf{K}$  为系统的刚度矩阵(包括轴系结构刚度和轴承处油膜刚度); $\{F\}$  为系统的外部激励; $\mathbf{C}_{\text{gyr}}$  为陀螺效应矩阵; $\mathbf{C}$  为系统的阻尼矩阵(包括系统结构阻尼和轴承处油膜阻尼)。

结构阻尼采用 Rayleigh 阻尼理论,其中阻尼比取 0.05。

在轴系的振动研究中,油膜力的表达是重点。1925年,Newkirk B L 和 Taylor H D<sup>[14]</sup> 在转子试验台上观察到由于轴承油膜振荡引起的轴系振动现象后,轴承的动力特性就成为学者研究的热点,并提出了各种计算模型来近似计算油膜力。张文等<sup>[6,15]</sup> 发展的动态  $\pi$  油膜新模型,考虑了非稳态扰动速度对油膜边界的影响,但如何准确计算油膜力至今仍是一个未解决的问题。从流体动力学方程出发,建立转子-轴承全耦合动力学模型的方法来处理轴承的动力特性<sup>[16]</sup>,不失为一个比较合理的方法。但是,对油膜黏弹性润滑效应、非牛顿流体等特性的处理和三维应用的推广,有待于研究。笔者将油膜力对轴承的作用简化为弹簧单元处理,在实际工程应用中是一种简便有效的方法。

水轮发电机组轴系的导轴承大都是油润滑瓦块式轴承,轴承油膜力与轴颈的位移、速度是一个非线性函数关系,可表示为<sup>[17]</sup>

$$\begin{cases} F_x = F_x(x, y, \dot{x}, \dot{y}) \\ F_y = F_y(x, y, \dot{x}, \dot{y}) \end{cases} \quad (2)$$

当扰动量微小时,可以对扰动参数 Taylor 展开,保留一阶微量,将油膜力线性化,得到

$$\begin{cases} F_x = F_{x0} + \left. \frac{\partial F_x}{\partial x} \right|_0 \Delta x + \left. \frac{\partial F_x}{\partial y} \right|_0 \Delta y + \left. \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} \right|_0 \Delta \dot{x} + \left. \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \right|_0 \Delta \dot{y} \\ F_y = F_{y0} + \left. \frac{\partial F_y}{\partial x} \right|_0 \Delta x + \left. \frac{\partial F_y}{\partial y} \right|_0 \Delta y + \left. \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} \right|_0 \Delta \dot{x} + \left. \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \right|_0 \Delta \dot{y} \end{cases} \quad (3)$$

油膜力的增量,即动态力为

$$\begin{Bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \end{Bmatrix} = \mathbf{K} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} + \mathbf{C} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

在动态分析中坐标原点设在轴颈中心的静平衡位置,令  $x, y$  为轴颈的动位移,  $f_x, f_y$  为油膜力,可得

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = \mathbf{K} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \mathbf{C} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

其中:  $k_{ij} = \left. \frac{\partial F_i}{\partial j} \right|_0$ ;  $c_{ij} = \left. \frac{\partial F_i}{\partial \dot{j}} \right|_0$ ;  $i, j = x, y$ 。

根据轴承动力特性随轴颈中心位移的变化关系,在柱坐标系下将轴承中油膜处理为 8 个刚度、阻尼系数为常数的弹簧单元(见图 1),并且支承在刚性基础上。由于油膜周向刚度和阻尼对转子动态特性的影响很小,因此在轴颈的外围设置接触区(摩擦系数为 0),以便转动时不受弹簧切向限制。计算中控制弹簧单元为单向单元,只承受压力不承受拉力,以便模拟导轴承中油膜仅受压不受拉的特性。

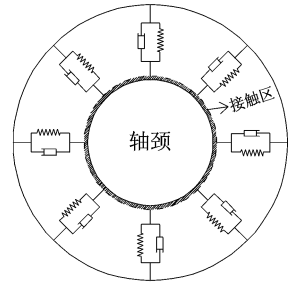
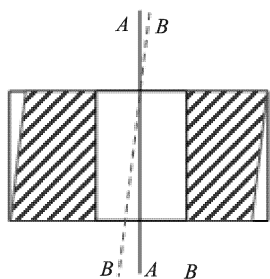


图1 导轴承中油膜的简化图

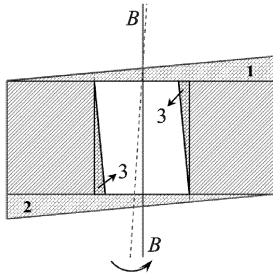
## 2 校正方案

图2中A-A轴为理想状态下的大轴轴心线(实线轴),B-B轴为加工中产生的不对称实际大轴轴心线(虚线轴)。由图2(a)可以看出,转子在铣床上进行键槽加工时,依据B-B轴加工后的转子(图中阴影部分)由于外围被过多切削(两侧三角形部分)而产生质量不平衡。当机组以偏心轴(B-B轴)为实际轴心线运行时,即把B-B轴旋正到A-A轴的位置,如图2(b)所示,转子圆度可以得到保证。从测量数据来看,其转子圆度甚至与规范控制的上限还有较大的裕度,但实际上转子大体存在3部分不平衡质量,分别处于转子磁轭块上、下端面和转子内侧。在运行过程中,这些偏心质量所引起的离心力,是引起摆度和振动增大的主要原因。原本对于质量不平衡引起的振动主要采用静、动平衡手段进行消除,但由于转子体积大,质量也超出厂家动平衡设备工作范围。因此,考虑借助数值分析方法来解决转子质量不平衡引起的振动。

采用有限元方法精细模拟转子在质量偏心作用下的动力学特性,将传统处理工艺与先进数值方法相结合,提出一种解决大型转子制造偏心的数值校正方法,称为微孔调平法。对于图2(b)中所示上、下端面的不平衡质量1,2产生的偏心效应(该部分偏心质量所占比例最大),采取垂直于实际轴心线B-B轴铣平的方法来消除其影响。由于加工的原因,转子内侧不平衡质量块3不便于切削,可通过精细数值模拟跟踪轴系的摆度和振动的变化,确定附加配重的大小和最佳位置。在配重对称位置区域并在在不影



(a) 依据偏心轴加工后的转子



(b) 以偏心轴为轴心线运行下的转子

图2 轴系不对中产生的质量不平衡示意图

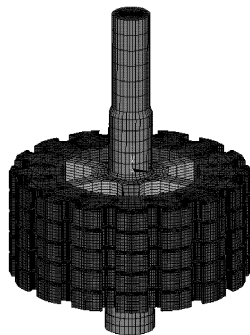


图3 转子有限元模型

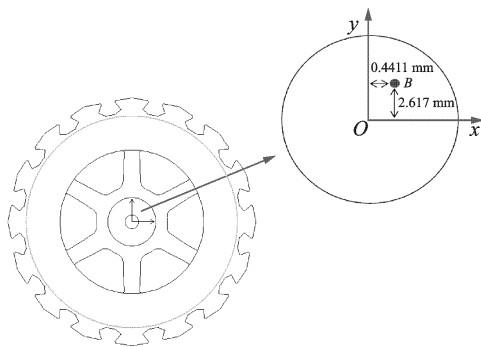


图4 转子下导端的偏心位置示意图

响结构工作和电磁效应的前提下,采用微孔工艺减重来最大限度消除转子质量偏心。

## 3 数值算例及结果

### 3.1 计算模型

以云南境内某水电站水轮发电机组为例,机组额定转速 $n=375$  r/min,飞逸转速 $n'=764$  r/min,材料密度为 $7.8 \times 10^3$  kg/m<sup>3</sup>,转子质量总重为 $5.0 \times 10^4$  kg,弹性模量为 $2.1 \times 10^5$  MPa,泊松比为0.3。转子外径 $R=1.4675$  m,大轴长4.04 m(从上导轴承中心至下导轴承中心),大轴直径:上导处 $D=0.46$  m,转子中心处 $D=0.57$  m,下导处 $D=0.50$  m。根据文献[18],将导轴承的刚度系数取值为上导: $k=1.62 \times 10^9$  N/m,下导: $k=1.63 \times 10^9$  N/m。根据文献[19],将导轴承的阻尼系数均设为 $c=0.48 \times 10^9$  N·s/m。采用实体单元进行网格划分,转子三维有限元模型,如图3所示。

该水电站发电机组不平衡的原因主要是由于加工和装配误差使轴系不对中导致的质量不平衡。按式(6)计算的转子底部磁轭块下端面处的偏心值为 $e=2.654$  mm,其中 $x$ 轴正向 $0.4411$  mm, $y$ 轴正向 $2.617$  mm,如图4所示。

$$e = \left( \frac{2}{n} \right) \left[ \left( \sum r_i \sin \alpha_i \right)^2 + \left( \sum r_i \cos \alpha_i \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

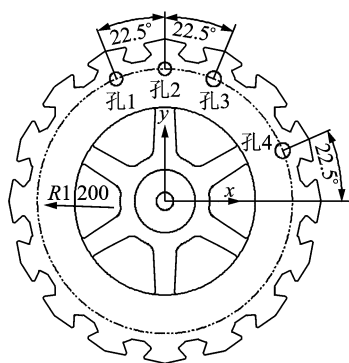
其中: $e$ 为转子偏心值; $n$ 为半径的测点数( $n=16$ ); $r_i$ 为某测点的半径测量值; $\alpha_i$ 为某测点与 $x$ 轴的夹角。

### 3.2 校正方案

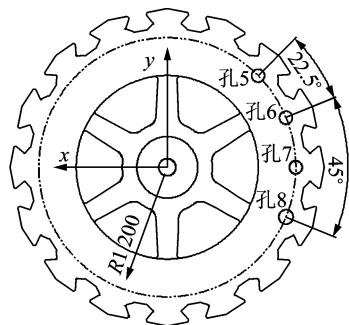
垂直于实际轴心线(偏心轴)铣除转子顶部磁轭块上端面 and 底部磁轭块下端面处的偏心质量,共铣去质量约212 kg。由于该转子可以在相关部位配重的容积有限且效果不佳,因此采取打减重孔的方法来消除转子内侧和中间3块磁轭块上下端面不平衡质量的影响。转子偏心质量主要集中在1,3象限,首先在顶部磁轭块 $y$ 轴正向、底部磁轭块 $x$ 轴负向两边隔 $45^\circ$ 打孔2个,观察轴系摆度和油膜力的变化,再在相隔 $22.5^\circ$ 的间距内调整孔的数量和位置。对比分析了十余种打孔位置的校正效果,最终在转子半径1.2 m圆环上打5个减重孔(孔半径20 mm,孔深216 mm,孔体积所占质量为2.117 kg,共减轻质量约10.6 kg)。孔位置如图5所示。

列出5种典型打孔方案下的油膜力(其余均在此基础上微调,其效果变动不大),如图6所示。图中横坐标1为偏心工况;2为铣平工况;3,4均为铣平兼打2孔工况(其中工况3为孔2和孔7组合,工况4为孔4和孔6组合);5,6均为铣平兼打4孔工况(其中顶部均为孔1、孔3,区别在于底部工况5为孔5和孔6组合,工况6为孔6和孔8组合);7为铣平兼打5孔工况(最终方案:孔1、孔2、孔3、孔6和孔8组合);8为理想对称工况。

由图6可以看出,上、下端面不平衡质量1,2(见



(a) 转子上端面(由上往下看)



(b) 转子下端面(由下往上看)

图5 减重孔位置示意图

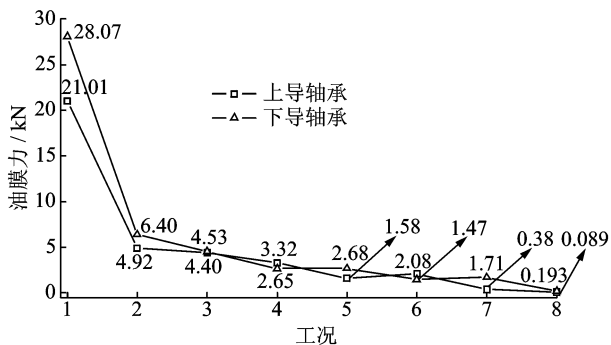


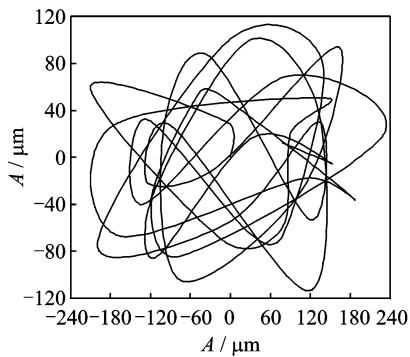
图6 转子导轴承处油膜力对比

衡引起的98.2%的偏心效应(下导93.9%)。方案优化不仅在于微孔所减轻质量的大小,位置也很重要。同样数量和大小孔所打位置不同效果也不一样,如工况3与4、工况5与6。如果在适当的位置打大小合适的孔,则数量较少的孔即可达到可以接受的振动范围。所以每一种微孔方案都必须实时跟踪油膜力及轴系的摆度和振动的变化来确定和调整。

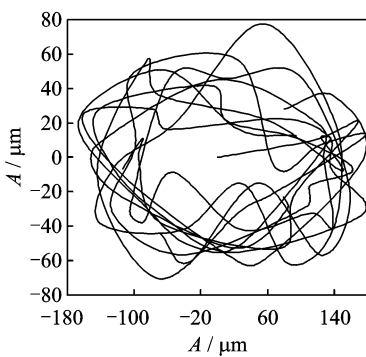
### 3.3 校正效果对比

采用了3种不同工况进行对比分析,即偏心状态、校正后和理想对称状态。进行瞬态响应求解后,机组正常运行(额定转速)状态下导轴承处的轴心运动轨迹及响应幅值如图7~图10所示。

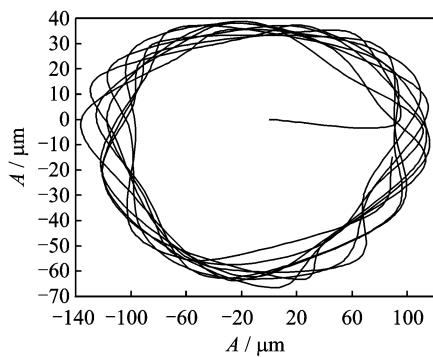
图2)产生的偏心效应所占比例最大,达77.2%。通过微孔调平后转子校正的效果较显著,可减少质量不平



(a) 偏心

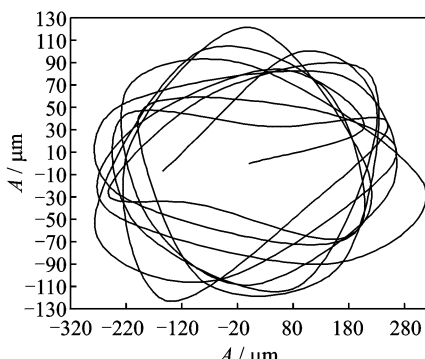


(b) 校正后

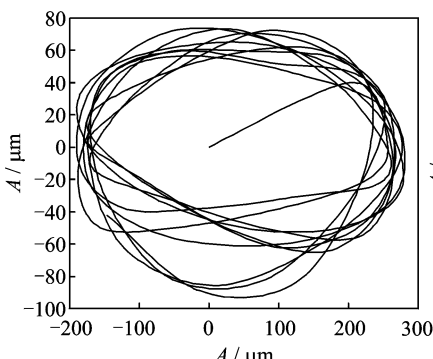


(c) 对称

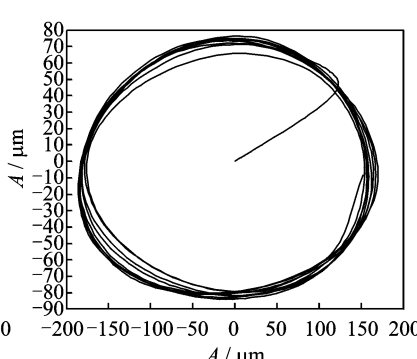
图7 上导轴承轴心运动轨迹图



(a) 偏心



(b) 校正后



(c) 对称

图8 下导轴承轴心运动轨迹图

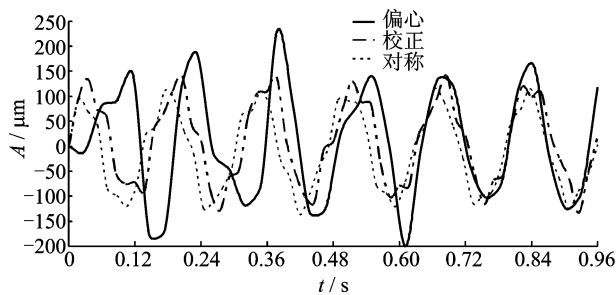


图9 转子上导轴承处 X 向瞬态响应位移幅值

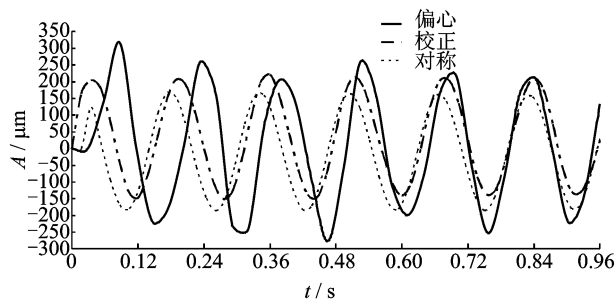


图10 转子下导轴承处 X 向瞬态响应位移幅值

由图7(a)、图8(a)可以看出,偏心状态下运行的转子,导轴承轴心运动轨迹波动很大,特别是上导轴承处的轨迹线更加复杂和紊乱,说明偏心质量是引起转子涡动振动的主要原因。经过校正后轨迹线趋于平稳发展,如图7(b)、图8(b)所示。由于铣平加工只能消除转子顶部磁极块上端面和底部磁极块下端面多余的偏心质量,对于顶部磁极块下端面和底部磁极块上端面、中间3块磁极块上下端面及转子内侧处不方便铣去的偏心质量,打减重孔不可能将其完全校正。因此,与理想对称状态下的轨迹图(图7(c)、图8(c))相比,仍有局部的波动,但整体达到了很好的效果,油膜力的对比可以看出(见图6),校正后轴承处的油膜力在 $0.2t$ 以内。

图9、图10给出了3种工况上导、下导轴承处的前6个机组旋转周期即 $0.96\text{ s}$ 内的瞬态分析结果,由图可看出,偏心质量不仅加大轴系的横向振动,还对相位产生影响,加大振动周期。经过校正后,振动幅值和相位均有大幅改善。由于上导轴承处大轴长,受转子旋转(甚至涡动)的影响大,振动波形不规则,下导轴承处大轴短,因此振动波形比较有规律,但响应振幅和油膜力却比上导的要大。

## 4 结论

1) 质量不平衡(偏心)引起的振动是发电机横向振动的主要原因。装配后的转子很难完全消除偏心质量的影响,在转子加工过程中应严守每道工序

的检测关,将转子偏心控制视为与圆度同等重要的水轮发电机安装评定的主要控制指标。

2) 在无法采取动平衡校正的情况下,运用数值方法解决转子不平衡问题不失为一个经济简便的方法。采用数值方法解决此类问题,模型要精确反应实际偏心情况,即使毫米级的偏差都将给结果带来很大的差别,因此一定要准确定标。后续的校正分析和加工全靠标准点作为参考。如果定标不准,所得转子平衡量不会准确,将不能保证后续转子修正的准确性,极有可能起到反作用。

3) 在不影响结构工作性能和电磁效应的前提下,便于加工的不平衡质量应尽可能将其切削。对于不方便加工的不平衡质量,可以采取在相关部位配重、打减重孔等工程手段最大限度消除其影响。

4) 笔者将油膜对轴承的动力作用简化成弹簧单元来处理,并在轴颈外围设置接触区消除弹簧切向的影响。该方法在实际工程应用中简便、有效。

## 参 考 文 献

- [1] 邱家俊,杨志安,蔡赣华. 发电机组转子轴系扭振双重共振的理论实验研究[J]. 应用力学学报, 1999, 16(3): 33-39.  
Qiu Jiajun, Yang Zhian, Cai Ganhua. A theoretical and experimental investigation of double resonances of a rotor-shafting torsional vibration system of a turbo-generator set[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 1999, 16(3): 33-39. (in Chinese)
- [2] 袁小阳,朱均. 不平衡转子——滑动轴承系统稳定性的非线性研究[J]. 振动与冲击, 1996, 15(1): 71-76.  
Yuan Xiaoyang, Zhu Jun. Study on the non-linear stability of unbalanced rotor bearing systems [J]. Journal of Vibration and Shock, 1996, 15(1): 71-76. (in Chinese)
- [3] 陈予恕,孟泉. 非线性转子——轴承系统的分叉[J]. 振动工程学报, 1996, 9(3): 266-175.  
Chen Yushu, Meng Quan. Bifurcations of a nonlinear rotor-bearing system[J]. Journal of Vibration Engineering, 1996, 9(3): 266-175. (in Chinese)
- [4] 吕延军,张永芳,季丽芳,等. 可倾瓦轴承——轴子系统非线性动力行为[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(5): 539-543.  
Lü Yanjun, Zhang Yongfang, Ji Lifang, et al. Analysis of nonlinear dynamic behaviors of rotor system supported by tilting-pad journal bearings [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(5): 539-543. (in Chinese)

[5] 王彦生,张耀强,张彦斌,等. 非线性 Jeffcott 转子——滚动轴承系统动力学分析[J]. 振动、测试与诊断,

2010,30(4):367-370.

Wang Yansheng, Zhang Yaoqiang, Zhang Yanbin, et al. Dynamics analysis of a nonlinear rolling bearing-jeffcott rotor system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010,30(4):367-370. (in Chinese)

- [6] 徐小峰,张文.一种非稳态油膜力模型下刚性转子的分岔和混沌特性[J].振动工程学报,2000,13(2):247-252.

Xu Xiaofeng, Zhang Wen. Bifurcation and chaos of rigid unbalance rotor in short bearings under an unsteady oil-film force model[J]. Journal of Vibration Engineering, 2000,13(2):247-252. (in Chinese)

- [7] 王超,王延荣,徐星仲,等.应用三维有限元法计算汽轮机转子临界转速和模化长叶片[J].动力工程,2007,27(6):840-844.

Wang Chao, Wang Yanrong, Xu Xingzhong, et al. Simulation of long blades and calculation of critical speeds of the steam turbine rotor by 3D finite element methods[J]. Journal of Power Engineering, 2007,27(6):840-844. (in Chinese)

- [8] 韩一磊,程礼.基于ANSYS的转子间耦合对系统动力特性影响研究[J].机械设计与制造,2008,8:12-14.

Han Yilei, Cheng Li. Research on the effect of rotor coupling on system dynamic characteristic based on the ANSYS[J]. Machinery Design & Manufacture, 2008,8:12-14. (in Chinese)

- [9] 李克雷,谢振宇.基于ANSYS的磁悬浮转子的模态分析[J].机电工程,2008,25(1):1-3.

Li Kelei, Xie Zhenyu. Model analysis of the magnetic suspension rotor based on ANSYS[J]. Mechanical & Electrical Engineering Magazine, 2008,25(1):1-3. (in Chinese)

- [10] Diken H, Tadjbakhsh I G. Unbalance response of flexible rotor coupled with torsion [J]. Journal of Vibration Acoustics Stress and Reliability in Design. 1989, 1(1):179-186.

- [11] 姚大坤,邹经湘,黄文虎,等.水轮发电机转子偏心引起的非线性电磁振动[J].应用力学学报,2006,23(3):334-337.

Yao Dakun, Zou Jingxiang, Huang Wenhui, et al. Nonlinear electromagnetic vibrations in hydro-generators with eccentric rotors[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2006,23(3):334-337. (in Chinese)

- [12] 安学利,周建中,刘力,等.水轮发电机组横向振动特性分析[J].润滑与密封,2008,33(12):40-43.

An Xueli, Zhou Jianzhong, Liu Li, et al. Lateral vi-

bration characteristics analysis of the hydro-generator set[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(12): 40-43. (in Chinese)

- [13] 隋永枫,吕和祥.陀螺效应对转子横向振动的影响分析[J].计算力学学报,2003,20(6):711-714.

Sui Yongfeng, Lü Hexiang. Influence of gyroscopic term to the vibration of rotor system [J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2003, 20(6): 711-714. (in Chinese)

- [14] Newkirk B L, Taylor H D. Shaft whipping due to oil action in journal bearing[J]. General Electric Review, 1925,28(8):559-568.

- [15] Zhang Wen, Zhang Huisheng, Xu Xiaofeng. Study of general nonlinear formula of oil-film force acting on a journal with unsteady motion [C]//Asia-pacific Vibration Conferences. Korea: [s. n.], 1997:9-13.

- [16] 杨建刚,蔡霆,高鑫.转子—轴承耦合系统动力响应问题研究[J].中国电机工程学报,2003,23(5):94-97.

Yang Jiangang, Cai Ting, Gao Wei. Research on the dynamic response problem of coupled rotor-bearing system[J]. Proceedings of the CSEE, 2003,23(5): 94-97. (in Chinese)

- [17] 钟一涛,何衍宗,王正,等.转子动力学[M],北京:清华大学出版社,1987.

- [18] 宋志强,马震岳,张运良,等.考虑厂房基础耦联作用的水轮发电机组轴系动力反应分析[J].振动与冲击,2008,27(6):158-195.

Song Zhiqiang, Ma Zhenyue, Zhang Yunliang, et al. Dynamic response analysis of rotor-bearing system of generator set accounting for whole hydropower house foundation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(6):158-195. (in Chinese)

- [19] Lund J W. Spring and damping coefficients for the tilting pad journal bearing[J]. ASLE (The Association for the Study of Literature and Environment) Transactions, 1964,7(4):342-352.

**第一作者简介:**郭涛,男,1983年9月生,博士研究生。主要研究方向为流固耦合数值模拟及水电站建筑物结构分析。曾发表《大型水电站充水保压蜗壳结构联合承载分析》(《土木建筑与环境工程》2011年第33卷第4期)等论文。

E-mail: guotaoj@126.com