

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.09.018

## 蓄能机组转子系统三维动力特性研究\*

翟黎明<sup>1</sup> 姚泽<sup>2</sup> 黄青松<sup>2</sup> 阎宗国<sup>3</sup> 王正伟<sup>1</sup>

(1. 清华大学水沙科学与水利水电工程国家重点实验室, 北京 100084; 2. 广东电网公司电力科学研究所, 广州 510080; 3. 中国电能成套设备有限公司, 北京 100080)

**摘要:** 受机械、电磁、水力等因素的影响, 抽水蓄能发电机组轴系临界转速分析是复杂的转子动力学问题。采用 SAMCEF ROTOR 程序建立了抽水蓄能发电机组转子-轴承-电磁系统三维有限元模型, 计算了不平衡磁拉力刚度系数以及轴系的临界转速和振型。讨论了发电机不平衡磁拉力、轴承刚度系数变化对临界转速的影响。结果表明, 不平衡磁拉力随着励磁电流和转子偏心距的增加呈非线性增加, 并使一阶临界转速降低; 轴系的临界转速随轴承轴刚度的增加而增加。水导轴承对 2 阶临界转速影响较大。上、下导轴承对 1、3 阶临界转速影响较明显。

**关键词:** 抽水蓄能发电机组 临界转速 轴承 不平衡磁拉力 有限元

**中图分类号:** TK7; TM312 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)09-0107-05

## 引言

抽水蓄能电站在蓄能和保证电力系统稳定中有不可替代的作用。作为电站核心的抽水蓄能发电机组启停频繁、工作转速高、正反转工作, 在水力、机械、电磁等复杂因素的影响下, 轴系振动比较明显, 尤其是当水压力脉动等激励力频率与轴系的临界频率重合时, 会发生共振, 危害机组的安全稳定运行。目前, 我国的抽水蓄能发电机组在非额定工况和工况转换过程中经常出现振动超标的情况。少数机组还发生振动过大导致轴瓦磨损、油温异常, 甚至甩负荷等故障。工程上通常将水轮机转子设计为刚性转子, 使其额定工作转速尽量低于第 1 阶临界转速, 尤其要保证转轴的飞逸转速在第 1 阶临界转速之下。因此, 轴系的临界转速动力特性分析对抽水蓄能发电机组安全稳定运行有着重要意义。

抽水蓄能发电机组临界转速分析是一个包含机械、水力、电磁等因素复杂的转子动力学问题。其转子动力学问题的发展经历了从一维到多维, 从刚性支撑到考虑轴承润滑和不平衡电磁拉力的弹性支撑, 从传递矩阵法再到有限元法, 考虑得越来越实际、复杂和具有工程应用价值。许多学者在这方面进行了研究<sup>[1-9]</sup>, 使计算精度得到了提高, 但是都没有考虑发电机电磁拉力对轴系动力特性的影响。Tenhunen 等<sup>[10]</sup>提出把气隙磁导展开为 Fourier 级数

形式, 推导出比较准确的不平衡磁拉力解析表达式。郭丹等<sup>[11]</sup>利用气隙磁导的 Fourier 级数展开和转子表面的 Maxwell 应力积分得到非线性不平衡磁拉力的解析表达式, 用 NEWMARK 积分法分析了转子系统在电磁力作用下的动力响应; 宋志强等<sup>[12]</sup>导出发电机转子电磁刚度矩阵, 建立考虑轴承电磁作用的转子振动模型; 张克雷等<sup>[13]</sup>在气隙磁导的 Fourier 级数展开得到的不平衡磁拉力解析式基础上, 考虑了电机磁对数的分布, 采用 Runger - Kutta 法对水轮发电机组轴系机械振动特性进行分析。

本文采用 SAMCEF ROTOR 程序, 建立抽水蓄能机组转子-轴承-电磁系统的三维有限元模型, 计算轴系的临界转速, 讨论不平衡磁拉力刚度和各导轴承刚度变化对前 3 阶临界转速的影响, 并从振型特点上揭示产生这些影响的原因, 为抽水蓄能发电机组轴系的安全设计和稳定运行提供一定的理论。

## 1 有限元计算模型

## 1.1 转子动力学模态分析理论

模态分析用来预测轴系结构的振动特性, 包括临界转速和振型, 是瞬态动力学分析、谐响应分析等其他转子动力学分析的基础。转子自由振动下的有限元动力学为<sup>[14]</sup>

$$M\ddot{q} + B(\Omega)\dot{q} + K(\Omega)q = O \quad (1)$$

式中  $M$ ——系统质量矩阵

收稿日期: 2013-09-12 修回日期: 2013-10-29

\* 高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20120002110011)

作者简介: 翟黎明, 博士生, 主要从事流体机械转子动力学研究, E-mail: dlm10@mails.tsinghua.edu.cn

通讯作者: 王正伟, 教授, 博士生导师, 主要从事流体机械安全高效运行分析和预测研究, E-mail: wzw@mail.tsinghua.edu.cn

$B(\Omega)$ ——系统广义阻尼矩阵  
 $K(\Omega)$ ——系统广义刚度矩阵  
 $q, \dot{q}, \ddot{q}$ ——系统节点位移、速度、加速度向量  
 $O$ ——零矩阵

由于旋转机械的特殊性,需要考虑陀螺效应和旋转软化等影响,故式(1)中的阻尼和刚度矩阵一般是转速的函数。转子的临界转速分析最终归结为复特征值问题<sup>[14]</sup>

$$-(\omega^2 M + i\omega B(\Omega) + K(\Omega))q = O \quad (2)$$

式中  $\omega$ ——系统振动的临界频率

$i$ ——矩阵特征值

陀螺效应使正进动临界转速升高,使反进动临界转速降低。

## 1.2 抽水蓄能机组三维有限元模型

该机组为伞式布置,如图1所示。轴系的转子部分从上到下依次为励磁机转子、上端轴、发电机转子、下端轴(包含推力头和镜板)、主轴、水轮机转轮。径向由上导轴承、下导轴承和水导轴承支撑,分别通过上、下机架和水轮机顶盖传递到混凝土基础上。轴向由推力轴承支撑,通过顶盖支臂和顶盖将机组重力和轴向载荷传递到混凝土上。

为了保证计算精度,本文采用三维实体单元建模(图2)。三维实体单元可以更真实地模拟实际水轮机组,尤其是更精确地描述转子和转轮的质量分布。机组各部件的材料属性详见表1。

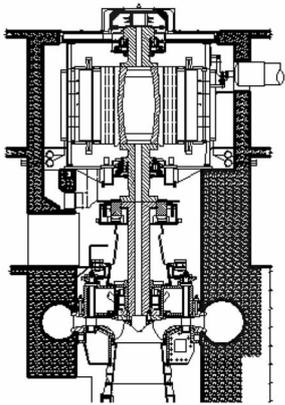


图1 抽水蓄能发电机组轴系示意图

Fig.1 Diagrammatic sketch of the turbine generator set



图2 轴系有限元模型

Fig.2 Finite element model of the shaft system for the unit

表1 轴系各部件材料属性

Tab.1 Material properties of components of shaft system

名称	密度/( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )	弹性模量/Pa	泊松比
线圈	8 900	$1.15 \times 10^9$	0.33
其他	7 850	$2.10 \times 10^9$	0.30

该轴系边界条件分别用接地轴承单元模拟。为简化计算,忽略了轴承处支架和基础的弹性,认为轴承为刚性支撑,并且只考虑油膜直接刚度,不计交叉刚度和扭转刚度。转子定子由于间隙不均导致的不平衡磁拉力用负刚度系数的接地轴承单元模拟。转轮内水体附加质量对轴系自振特性影响较大,必须考虑进去,在此以集中质量单元模拟。通过计算,得到水体附加质量为6 469.138 kg,附加极转动惯量为11 564  $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ,直径转动惯量为6 032  $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 。

## 2 发电机不平衡磁拉力分析

### 2.1 不平衡磁拉力解析

发电机定子内腔和转子外圆的间隙不等、轴的初始挠曲及水力不平衡等会引起气隙不均匀,在定子和转子之间产生不平衡磁拉力,影响机组的振动特性<sup>[15]</sup>。机组电磁振动严重时会导致机组无法正常运行,也可能使结构部件受到损坏,甚至可能发生重大事故<sup>[13]</sup>。本文利用气隙磁导的 Fourier 级数展开,对转子表面的 Maxwell 应力积分,推导出三相电机非线性不平衡磁拉力在电机磁极对数大于3时的解析表达式<sup>[11]</sup>

$$f = \frac{RL\pi\mu_0 K_i^2 I_j^2}{\delta_0^2} \left( \frac{r}{2\delta_0} + \frac{3r^3}{4\delta_0^3} + \frac{15r^5}{16\delta_0^5} \right) \quad (3)$$

式中  $R$ ——发电机转子半径

$L$ ——发电机转子长度

$\mu_0$ ——空气磁导系数

$K_i$ ——气隙基波磁动势系数

$I_j$ ——励磁电流  $\delta_0$ ——气隙平均长度

$r$ ——转子偏心距

因为该抽水蓄能发电机的磁极对数为6,大于3,所以该发电机定转子间隙的不平衡磁拉力刚度系数表达式为

$$k = \frac{RL\pi\mu_0 K_i^2 I_j^2}{\delta_0^2} \left( \frac{1}{2\delta_0} + \frac{9r^2}{4\delta_0^3} + \frac{75r^4}{16\delta_0^5} \right) \quad (4)$$

### 2.2 不平衡磁拉力刚度系数计算

该抽水蓄能电站发电机的主要参数为:定子半径  $R_0 = 2.2 \text{ m}$ ,转子半径  $R = 2.1555 \text{ m}$ ,气隙平均长度  $\delta_0 = 0.0455 \text{ m}$ ,转子长度  $L = 3.56 \text{ m}$ ,空气磁导系数  $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7}$ ,气隙基波磁动势系数  $K_i = 7$ ,励磁电流  $I_j = 1\ 300 \sim 1\ 400 \text{ A}$ ,转子偏心距  $r = 0 \sim 44.5 \text{ mm}$ 。

如图3所示,随着转子偏心距的增加,不平衡磁拉力呈非线性增加。当偏心距小于20 mm时,其非线性不明显,但当偏心距大于20 mm时,其非线性已经很明显,且偏心距越大,增幅越大。因此,在转子振动较大时必须考虑不平衡磁拉力的非线性。不

平衡磁拉力随着励磁电流的增加而增加,在偏心距小于 20 mm 时影响很小,大于 20 mm 时影响较大。

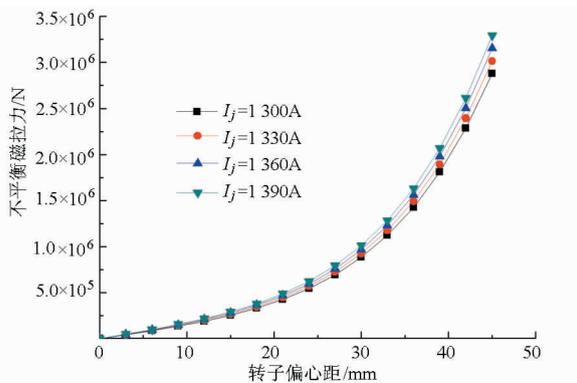


图3 不平衡磁拉力随转子偏心距和励磁电流的变化  
Fig. 3 Change of the unbalanced magnetic pull with the rotor eccentricity and excitation current

如图4所示,与不平衡磁拉力类似,转子偏心距和励磁电流对不平衡磁拉力刚度系数的影响也呈非线性,且在偏心 20 mm 内影响小,20 mm 以上影响大。当励磁电流为 1 300 A,转子偏心距从 0 增加到 45 mm 时,磁拉力刚度系数绝对值由  $1.4 \times 10^7$  N/m 增加到  $2.19 \times 10^8$  N/m,增幅达 1 440%。当偏心距为 30 mm,励磁电流由 1 300 A 增加到 1 390 A 时,磁拉力刚度系数绝对值由  $7.1 \times 10^7$  N/m 增加到  $8.1 \times 10^7$  N/m,增幅 14.32%。因此,计及偏心距和励磁电流的影响,可以更真实地反映不平衡磁拉力刚度系数的变化。

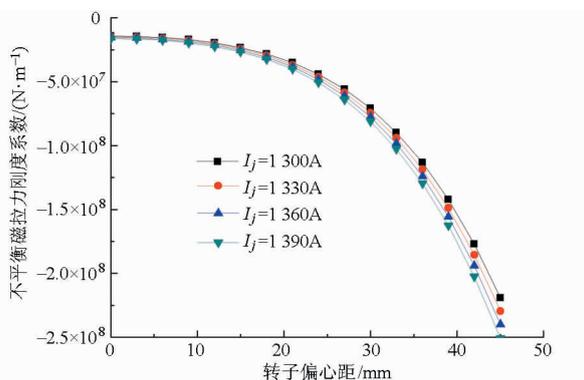


图4 不平衡磁拉力刚度系数随转子偏心距和励磁电流变化  
Fig. 4 Change of the unbalanced magnetic pull stiffness with the rotor eccentricity and excitation current

### 2.3 磁拉力对临界转速的影响

抽水蓄能发电机组在发电或抽水工况下,由于各种原因造成的定子和转子气隙不均匀会产生不平衡磁拉力,作用在转子上,对轴系的临界转速产生影响。上导、下导、水导、推力轴承刚度分别取为  $2.0 \times 10^9$ 、 $2.0 \times 10^9$ 、 $1.5 \times 10^9$ 、 $2.5 \times 10^9$  N/m,磁拉力刚度系数根据之前计算取  $-2 \times 10^8$  N/m,然后分别计算了考虑和不考虑磁拉力时轴系的前 3 阶临界转速。由表 2 可知,磁拉力对 2、3 阶临界转速影

响较小,但使得第 1 阶临界转速有所降低。由于水轮机机组一般按刚性设计,飞逸转速要低于 1 阶临界转速,所以考虑磁拉力的影响会使轴系的设计更加安全,能够保证机组的稳定运行。在以下的计算中均考虑了磁拉力的影响,并按照  $-2 \times 10^8$  N/m 来计算。表 2 也比较了文献[1]中的计算结果,二者的 2 阶频率比较接近,1 阶和 3 阶差别较大。由于本文采用了三维有限元模型,考虑了电磁和流体附加质量的影响,而文献[1]采用一维传递矩阵,并且模型没有计及磁拉力和流体附加质量,这些差别可能导致了二者计算结果的偏差。

表 2 磁拉力对横向临界转速的影响

Tab. 2 Effects of the unbalanced magnetic pull on the lateral critical speeds

阶次	考虑磁拉力	不考虑磁拉力		文献[1]	
	时临界转速/ (r·min <sup>-1</sup> )	临界转速/ (r·min <sup>-1</sup> )	偏差/ %	临界转速/ (r·min <sup>-1</sup> )	偏差/ %
1	815.69	881	8.01	963.00	18.06
2	1 295.20	1 295	0.02	1 343.70	3.74
3	1 884.20	1 886	0.10	1 648.90	-12.49

### 3 模态分析

#### 3.1 导轴承对临界转速的影响

轴承的弹性可以降低轴系临界转速,是影响轴系的动力特性的关键因素。转子在实际运行时,轴线发生挠曲,引起轴瓦的变形,同时油膜厚度、油温等因素也在不断改变,使得轴承的刚度在一定范围内变化。这种变化具有非线性性质,通常与轴颈转速、位移、加速度以及润滑油粘性、油膜厚度等有关。因此有必要分析轴承刚度变化对临界转速的影响。轴系临界转速主要受导轴承的影响。首先,根据经验,计算了上导、下导、水导轴承刚度分别固定为  $2.0 \times 10^9$ 、 $2.0 \times 10^9$ 、 $1.5 \times 10^9$  N/m<sup>[1]</sup> 时轴系的临界转速,然后分别考虑某一个导轴承刚度发生变化时相应的计算结果,以研究导轴承刚度对机组轴系临界转速的影响。表 3 ~ 5 分别给出上导、下导、水

表 3 上导轴承刚度变化对横向临界转速的影响

Tab. 3 Effects of stiffness change of the upper generator bearing on the lateral critical speeds

上导轴承刚度 系数/(N·m <sup>-1</sup> )	偏差 /%	1 阶临界转速 /(r·min <sup>-1</sup> )	2 阶临界转速 /(r·min <sup>-1</sup> )	3 阶临界转速 /(r·min <sup>-1</sup> )
$1.0 \times 10^9$	-50	668.6	1 295	1 742.5
$1.5 \times 10^9$	-25	758.9	1 295.1	1 818.7
$2.0 \times 10^9$	0	815.7	1 295.2	1 884.2
$2.5 \times 10^9$	25	854.4	1 295.3	1 939.8
$3.0 \times 10^9$	50	882.3	1 295.3	1 987.2
$3.5 \times 10^9$	75	903.3	1 295.4	2 027.8

导3个轴承刚度以各自的固定值为基础,考虑其增大或减小75%、50%和25%时的临界转速结果。

根据表3可知,随着上导轴承刚度系数从 $1.0 \times 10^9$  N/m增加到 $3.5 \times 10^9$  N/m,1阶和3阶临界转速上升幅值明显,但1阶的变化更大。2阶临界转速基本保持不变。所以导轴承刚度对1阶和3阶临界转速影响较大,对2阶基本没有影响。

表4 下导轴承刚度变化对横向临界转速的影响

Tab.4 Effects of stiffness change of the lower generator bearing on the lateral critical speeds

下导轴承刚度系数/(N·m <sup>-1</sup> )	偏差/%	1阶临界转速/(r·min <sup>-1</sup> )	2阶临界转速/(r·min <sup>-1</sup> )	3阶临界转速/(r·min <sup>-1</sup> )
$1.0 \times 10^9$	-50	661.5	1 294.4	1 797.4
$1.5 \times 10^9$	-25	750.6	1 294.8	1 841.7
$2.0 \times 10^9$	0	815.7	1 295.2	1 884.2
$2.5 \times 10^9$	25	865.2	1 295.5	1 924.3
$3.0 \times 10^9$	50	904	1 295.8	1 962.1
$3.5 \times 10^9$	75	935.1	1 296.1	1 997.4

由表4可知,同上下导轴承的影响类似,随着下导轴承刚度的增加,1、3阶临界转速增加明显,而2阶基本保持不变。

表5 水导轴承刚度变化对横向临界转速的影响

Tab.5 Effects of stiffness change of the turbine guide bearing on the lateral critical speeds

水导轴承刚度系数/(N·m <sup>-1</sup> )	偏差/%	1阶临界转速/(r·min <sup>-1</sup> )	2阶临界转速/(r·min <sup>-1</sup> )	3阶临界转速/(r·min <sup>-1</sup> )
$1.0 \times 10^9$	-50	815.1	964.4	1 877.2
$1.5 \times 10^9$	-25	815.6	1 146.4	1 880.2
$2.0 \times 10^9$	0	815.7	1 295.2	1 884.2
$2.5 \times 10^9$	25	815.7	1 420.9	1 889.7
$3.0 \times 10^9$	50	815.8	1 528.2	1 897.7
$3.5 \times 10^9$	75	815.8	1 619.0	1 910.2

由表5知,与上、下导轴承的影响相反,随着水导轴承刚度的增加,2阶临界转速增幅非常明显,而1、3阶却基本保持不变。所以,水导轴承主要对2阶临界转速产生影响。

### 3.2 临界转速及振型

根据前面分析可知,该抽水蓄能机组的横向振动临界转速随3个轴承的刚度增加而增加。而上、下导轴承刚度对第1、3阶临界转速影响较大,对第2阶影响较小。水导轴承的影响与之相反,对第2阶临界转速影响较大,对1、3阶影响较小。因此,3个轴承分别同时取变化范围内的最大值和最小值进行计算,得到横向临界转速的两端极值,如表6所示。

图5显示了轴系横向振动的前3阶三维振型。1阶振型主要是发电机转子的摆动,2阶振型主要是

表6 横向临界转速范围

Tab.6 Range of the lateral critical speeds

	1阶	2阶	3阶
固有频率/Hz	9.3 ~ 17.7	16 ~ 27	26.7 ~ 35.4
临界转速/(r·min <sup>-1</sup> )	556.2 ~ 1 061.7	957.8 ~ 1 622.2	1 602.2 ~ 2 124.5

水轮机转轮的摆动,而3阶振型主要是推力头镜板部分的振动。这些现象恰好解释了前面分析的各导轴承对轴系临界转速的影响规律。由于1阶振型中导轴承位置位移基本为零,而上、下导处有较大位移,也就是说导轴承位置处的轴承约束需求小,而上、下导轴承处的约束需求大,即水导轴承在此处作用小,而上下导轴承作用很大。因此,水导轴承对1阶临界转速影响很小,而上、下导对其的影响却较大。更进一步分析,由于下导处位移要略大于上导,所以下导对1阶临界转速的影响更大。由于水轮机组一般按刚性设计,飘逸转速要低于1阶临界转速,故要尤其注意下导轴承刚度的变化。

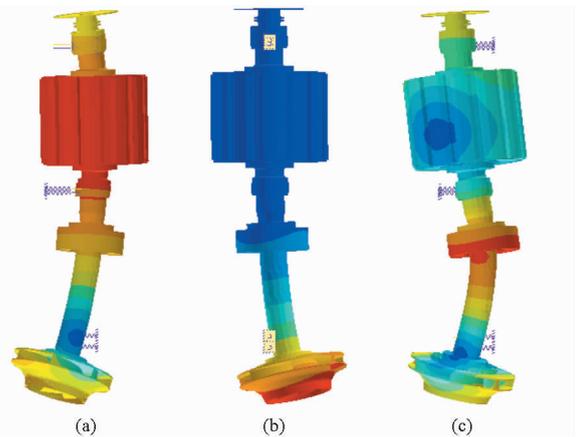


图5 机组轴系模态振型图

Fig.5 Modes of lateral vibration of the shaft system

(a) 1阶 (b) 2阶 (c) 3阶

同样原理,2阶振型中只有水导轴承处位移较大,故只有水导轴承刚度对2阶临界转速影响较大。3阶振型中只有水导轴承位置位移较小,所以上、下导轴承刚度对3阶临界转速影响较大。

## 4 结论

(1) 不平衡磁拉力随着励磁电流和转子偏心距的增加呈非线性增加。稳定运行时,发电机转子振动摆度较小,不平衡磁拉力变化较小,可视为常数。过渡过程中,转子振动过大可能引起大偏心,这时非线性明显,在抽水蓄能机机组轴系的安全稳定设计中要引起关注。

(2) 不平衡磁拉力使该蓄能机组的1阶临界转速降低,为了保证轴系的设计安全,需要考虑不平衡磁拉力的影响。

(3) 轴系的横向振动临界转速随导轴承刚度增加而增加。水导轴承对2阶临界转速影响较大。上、下导轴承对1、3阶临界转速影响较明显,其

中下导影响更大。因此,该机组运行时尤其要注意下导轴承刚度系数的变化。

### 参 考 文 献

- 冯辅周,褚福磊,张正松,等.大型抽水蓄能机组轴系的动特性研究[J].振动、测试与诊断,1999,19(4):313-319.  
Feng Fuzhou, Chu Fulei, Zhang Zhengsong, et al. Analysis and calculation of dynamic characteristics of the shaft system of a hydro-turbine generator unit[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 1999, 19(4): 313-319. (in Chinese)
- 陈昌林.响洪甸抽水蓄能机组轴系动力分析[J].东方电气评论,2001,15(2):102-107.  
Chen Changlin. Shaft system dynamics analysis for Xianghongdian pumped storage generator site[J]. Dongfang Electric Review, 2001, 15(2): 102-107. (in Chinese)
- 杨晓明,马震岳.水轮发电机组横向振动的敏感性分析[J].振动工程学报,2004,17(8):206-209.  
Yang Xiaoming, Ma Zhenyue. Sensitivity analysis of lateral vibration of shaft system in hydrogenerator set[J]. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17(8): 206-209. (in Chinese)
- 马银成,王璋奇,唐歆熙.电厂给水泵临界转速的有限元模型[J].水利电力机械,1996(2):12-14.  
Ma Yinru, Wang Zhangqi, Tang Xinxi. The FEM model of the critical speed for feed pump in the power plant[J]. Water Conservancy & Electric Power Machinery, 1996(2): 12-14. (in Chinese)
- 王天煜,王凤翔.高速永磁电机机组轴系临界转速分析及振动模式[J].工程力学,2012,29(7):264-268.  
Wang Tianyu, Wang Fengxiang. Critical speed and vibration modes of shafting for high-speed permanent-magnet machines [J]. Engineering Mechanics, 2012, 29(7): 264-268. (in Chinese)
- 李苹,王正.大型水泵-水轮机组轴系的动力特性[J].清华大学学报:自然科学版,1996,36(7):24-29.  
Li Ping, Wang Zheng. Dynamic characteristics of the rotor system for large pump-turbine sets[J]. Journal of Tsinghua University: Science & Technology, 1996, 36(7): 24-29. (in Chinese)
- 姚大坤,赵树山,杨晓君.抽水-蓄能水轮发电机组轴系临界转速分析[J].东方电气评论,2006,20(3):6-9.  
Yao Dakun, Zhao Shushan, Yang Xiaojun. Analysis on shaft critical speed of pump/turbine & motor generator[J]. Dongfang Electric Review, 2006, 20(3): 6-9. (in Chinese)
- 蒋小平,施卫东,李伟.泵水润滑轴承-转子系统的动力特性研究[J].农业机械学报,2013,44(1):63-66.  
Jiang Xiaoping, Shi Weidong, Li Wei. Rotor dynamic characteristics of water lubricated bearing for pumps[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(1): 63-66. (in Chinese)
- Subbish R, Rieger N F. On the transient analysis of rotor-bearing systems[J]. Journal of Vibration Acoustics Stress and Reliability in Design, 1988, 110(4): 515-520.
- Tenhumen A, Holopainen P T, Arkkio A. Spatial linearity of an unbalanced magnetic pull in induction motors during eccentric rotor motions[J]. Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering, 2003, 22(4): 862-876.
- 郭丹,何永勇,褚福磊.不平衡磁拉力及对偏心转子系统振动的影响[J].工程力学,2003,20(2):116-121.  
Guo Dan, He Yongyong, Chu Fulei. The calculation of unbalanced magnetic pull and its effect on vibration of an eccentric rotor [J]. Engineering Mechanics, 2003, 20(2): 116-121. (in Chinese)
- 宋志强,马震岳.考虑不平衡电磁拉力的偏心转子非线性振动分析[J].振动与冲击,2010,29(8):169-173.  
Song Zhiqiang, Ma Zhenyue. Nonlinear vibration analysis of an eccentric rotor with unbalance magnetic pull[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(8): 169-173. (in Chinese)
- 张雷克,马震岳,宋兵伟.水轮发电机组在不平衡磁拉力及密封力下振动特性分析[J].水电能源科学,2011,28(9):117-120.  
Zhang Leike, Ma Zhenyue, Song Bingwei. Characteristics analysis of hydroelectric generating set under unbalanced magnetic pull and sealing force of runner[J]. Water Resources and Power, 2011, 28(9): 117-120. (in Chinese)
- 周传月. SAMCEF 有限元分析与应用实例[M].北京:机械工业出版社,2009:18-19.
- 马震岳,董毓新.水轮发电机组动力学[M].大连:大连理工大学出版社,2003.
- 黄志伟,周建中.水轮发电机组轴系非线性电磁振动特性分析[J].华中科技大学学报:自然科学版,2010,38(7):20-24.  
Huang Zhiwei, Zhou Jianzhong. Nonlinear electromagnetic vibration of rotor-bearing system of hydropower unit[J]. J. Huazhong Univ. of Sci. & Tech.: Natural Science Edition, 2010, 38(7): 20-24. (in Chinese)
- 王正伟,喻疆,方源.大型水轮发电机转子动力学特性分析[J].水力发电学报,2005,24(4):62-66.  
Wang Zhengwei, Yu Jiang, Fang Yuan. The characteristics analysis of rotor dynamics of large hydraulic generating Unit[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2005, 24(4): 62-66. (in Chinese)
- 成玫,荆建平,孟光.转子-轴承-密封系统的非线性动力学研究[J].振动与冲击,2006,25(5):172-174.  
Cheng Mei, Jing Jianping, Meng Guang. Study on the nonlinear dynamics of a rotor-bearing-seal system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2006, 25(5): 172-174. (in Chinese)
- 朱毅,赖喜德,张惟斌.混流式水轮发电机组横向振动动力响应分析[J].中国农村水利水电,2011(12):151-155.  
Zhu Yi, Lai Xide, Zhang Weibin. An analysis of lateral vibration dynamic response on the rotating parts of a francis turbine[J]. China Rural Water and Hydropower, 2011(12): 151-155. (in Chinese)

**Abstract:** With the aim to explore the influence of inlet guide vane on the cavitation performance of centrifugal pump, the cavitation experiment on IS 150 - 125 - 250 centrifugal pumps with original design inlet guide vane has been conducted. Using the Zwart - Gerber - Belamri cavitation model, the 3D unsteady cavitation flow in centrifugal pump flow channels has been simulated. The result shows that the negative pre-whirl by guide vane regulation could improve the cavitation performance of centrifugal pump in a certain angle range, and the cavitation performance was deteriorated when the angle exceeds the certain value. The positive pre-whirl regulation deteriorated the cavitation performance of centrifugal pump, and it become even more serious with the increasing positive pre-whirl angle. The analysis of the vapor volume fraction distribution in impeller channels indicates that the negative pre-whirl angle reduced the cavitation zones in impeller, and the positive pre-whirl angle expanded the cavitation zones in impeller channels.

**Key words:** Centrifugal pump    Inlet guide vane    Pre-whirl regulation    Cavitation performance  
Experiment    Numerical simulation

---

(上接第 111 页)

## 3D Dynamic Characteristics of Rotor System of Pump Storage Generator Set

Zhai Liming<sup>1</sup>   Yao Ze<sup>2</sup>   Huang Qingsong<sup>2</sup>   Yan Zongguo<sup>3</sup>   Wang Zhengwei<sup>1</sup>

(1. State Key Laboratory of Hydrosience and Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China

2. Electric Power Research Institute of Guangdong Power Grid Corporation, Guangzhou 510080, China

3. China Power Complete Equipment Co., Ltd., Beijing 100080, China)

**Abstract:** Analysis on shaft critical speed of pumped storage generator set is a complex problem in rotor dynamics under the influences of mechanical, electromagnetic and hydraulic factors. A 3D finite element model of a rotor-bearing-electromagnetic coupled system for pumped storage generator set was built in SAMCEF ROTOR. The stiffness coefficients of unbalanced magnetic pull, the shaft critical speeds and the modes of vibration were calculated. The effects of the stiffness change of unbalanced magnetic pull in generator, turbine guide bearing and generator guide bearings on the critical speed were also discussed. The results show that the unbalanced magnetic pull increases nonlinearly as the excitation current and rotor eccentricity increase, and decreases the first order lateral critical speed. The lateral critical speed increases with the stiffness of the guide bearings, among which the turbine guide bearing mainly affects the second order critical speed, while the upper and lower generator guide bearing mainly influence the first and third critical speeds.

**Key words:** Pump storage generator    Critical speed    Bearing    Unbalanced magnetic pull    FEM