

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.01.013

泵水润滑轴承-转子系统的动力学特性研究*

蒋小平 施卫东 李伟 叶晓琰 胡敬宁 田海平

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 针对当前泵水润滑轴承-转子系统模态分析与稳定性等动力学特性研究相对薄弱等问题,以设计的某高压多级泵为例,通过合理简化,建立研究该泵轴承-转子系统动力学特性的三维实体模型与数学模型;利用 ANSYS 进行的考虑惯性效应、不同角速度的多载荷模态分析生成了刚性支承坎贝尔图,计算得到了考虑陀螺效应的前4阶固有频率、3 000 r/min 载荷下的正进动涡动转速(即临界转速);分析得出了系统在工作转速与非工作转速下的轴系不平衡响应曲线;恒定转速下突加激励时转子系统的瞬态特性分析表明,虽然突加激励力后转子系统会出现较大振动,但随后振幅逐渐减小并趋于稳定,说明该水润滑轴承-转子系统是稳定的刚性系统。

关键词: 高压多级泵 水润滑轴承 轴承-转子系统 动力学特性 有限元分析

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)01-0062-05

Rotor Dynamic Characteristics of Water Lubricated Bearing for Pumps

Jiang Xiaoping Shi Weidong Li Wei Ye Xiaoyan Hu Jingning Tian Haiping

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Taking HP multistage pump as example, physical model and mathematical model of its bearing-rotor system were established through appropriate simplified process. Four stiffness coefficients and four damp coefficients which express its dynamic characteristic of the water membrane bearing were deduced and calculated. Rigid support Campbell drawing by multi-load modal analysis on ANSYS considering inertial effect was generated. The fore four natural frequency considering inertial effect and critical speed on the load of 3 000 r/min were also obtained. Unbalance response curves of the shafting on working speed and unworking speed were obtained by analysis. This water lubricated bearing-rotor system was certified to be a steady rigid system by transient state characteristic analysis which driving force was feed in a sudden and the rotational speed was considered. Though rather large vibration may appear in the beginning of this period, oscillating amplitude will be reduced gradually and return to stabilization soon.

Key words: HP multistage pump Water lubricated bearing Bearing-rotor system Dynamic characteristics Finite element analysis

引言

以水作为轴承的润滑介质具有成本低、环保无污染、减磨节能、降噪减振、阻燃性好、易维护、能简化轴承-转子系统与整机结构以及提高整机运行可靠性等独特优点。研究利用自润滑介质替代矿物油以达到高效节能和环境保护等目的,已成为世界各

国研究的热点^[1-6]。水润滑轴承在泵方面主要应用于井泵、屏蔽泵、海水淡化泵、核泵等产品,轴承-转子系统是这些泵的核心结构。由于水的粘度仅为油的1/100~1/20,水膜的承载能力比油膜要低得多,形成流体动压润滑的难度也很大,尤其是在泵机组启动、停机以及机组运转速度有所变化时,往往会使水润滑轴承处于边界润滑与干摩擦状态,对泵的轴

收稿日期: 2012-02-16 修回日期: 2012-04-15

* 江苏高校优势学科建设工程资助项目(PAPD)、江苏省科技支撑(工业)项目(BE2012150)、江苏省高校自然科学基金资助项目(11KJB470004)和江苏大学高级人才启动基金资助项目(1281440007)

作者简介: 蒋小平, 副研究员, 博士, 主要从事流体机械及工程研究, E-mail: jxp2502@163.com

承-转子系统的正常运行及稳定性影响很大^[7-9]。

本文以设计的某高压多级泵为例,采用理论推导、试验研究与 ANSYS 有限元分析相结合的方法,通过合理简化,建立研究该泵轴承-转子系统动力学特性的物理模型与数学模型;推导并计算弹性阻尼支承形式的液膜轴承动特性,考察考虑惯性效应、不同角速度的多载荷模态分析与考虑陀螺效应的转子系统固有频率及临界转速;研究分析该水润滑轴承-转子系统不平衡响应以及在恒定转速下突加激励时的瞬态特性。

1 轴承-转子系统物理模型

泵采用轴向吸入、滑动轴承两端支承结构,通过适当简化建立了如图 1 所示的轴承-转子系统示意图与坐标系。Oxyz 为系统总体坐标系,以泵轴左端点为原点 O,泵轴中心线为 z 轴,x 轴铅垂向上,y 轴

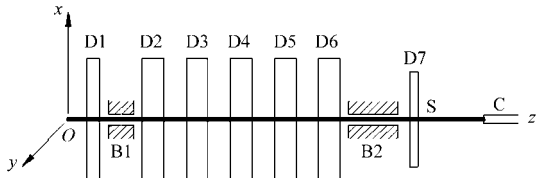


图 1 多级泵轴承-转子系统示意图

Fig. 1 Physical model to bearing-rotor system of multi-stage pump

水平方向。图中 D1、D2、D3、D4、D5、D6 表示各级叶轮,D7 表示平衡盘,B1 和 B2 表示滑动轴承,S 表示轴,C 表示联轴器。

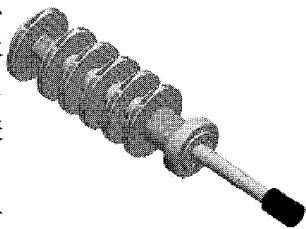


图 2 多级泵轴承-转子系统实体模型

Fig. 2 Solid model to bearing-rotor system of multi-stage pump

多级泵转子本体是一根阶梯轴与安装在轴上的叶轮和平衡盘。利用 Pro/E 对叶轮及平衡盘等进行三维造型,分析计算质量、惯量张量等物理量,建立了如图 2 所示的实体模型。

2 水润滑轴承的支承模型与液膜动特性系数

2.1 水润滑轴承的支承模型

轴承是阻尼的主要来源,控制着转子的响应,对于转子系统的动力特性影响很明显;轴承的刚度和阻尼又影响着转子的临界转速和稳定性。在工作状态下,转子实际是处于受外界扰动的非稳定工作状态,此时轴颈的中心绕着静态工作点涡动,液膜中除了产生上述的静态液膜力外,还将派生出由轴颈位移和速度扰动产生的附加动态液膜力^[10-11]。转子

则是在外激励和动态液膜力共同作用下,处于非定常状态。建立的轴承动力学模型如图 3 所示,其中 k_{xx} 、 k_{yy} 和 c_{xx} 、 c_{yy} 为主刚度系数和主阻尼系数; k_{xy} 、 k_{yx} 和 c_{xy} 、 c_{yx} 为交叉刚度系数和交叉阻尼系数,它们表示液膜力在两个互相垂直方向的耦合作用,交叉动特性系数在很大程度上影响着轴承工作的稳定性。轴承的动特性系数取决于轴承的各种工作参数,即其静平衡位置。轴颈在不同的静平衡位置工作,就有不同的动特性系数,所以当轴承形式、尺寸、载荷、润滑油在已定情况下,动特性系数仅是轴颈转速的函数。在作动力学分析时,液膜轴承就简化为图 3 所示的一个具有 4 个刚度系数和 4 个阻尼系数的弹性阻尼支承。

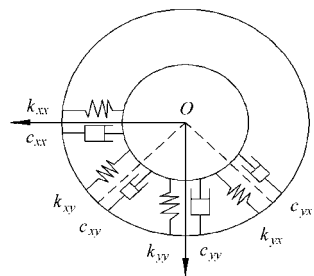


图 3 液膜的动特性模型

Fig. 3 Dynamic model to fluid membrane

2.2 水润滑轴承液膜动特性系数的计算

多级泵水润滑轴承为固定瓦液膜径向滑动轴承,在给定工况、轴承结构和参数、润滑特性等条件下,通过求解非定常雷诺方程可以确定液膜压力分布,然后积分就可求得各液膜动特性系数。对于短轴承,结合甘贝尔(Gümbel)边界条件^[12],根据径向滑动轴承的非定常雷诺方程能推导出圆弧形瓦面轴承无量纲的刚度系数、阻尼系数表达式^[13]为

$$\left\{ \begin{aligned} k_{xx} &= \left(\frac{B}{D} \right)^2 \frac{4\varepsilon [2\pi^2 + (16 - \pi^2)\varepsilon^2]}{(1 - \varepsilon^2)^2 [16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]} \\ k_{xy} &= \left(\frac{B}{D} \right)^2 \frac{\pi [-\pi^2 + 2\pi^2\varepsilon^2 + (16 - \pi^2)\varepsilon^4]}{(1 - \varepsilon^2)^{5/2} [16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]} \\ k_{yx} &= \left(\frac{B}{D} \right)^2 \frac{\pi [\pi^2 + (\pi^2 + 32)\varepsilon^2 + 2(16 - \pi^2)\varepsilon^4]}{(1 - \varepsilon^2)^{5/2} [16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]} \\ k_{yy} &= \left(\frac{B}{D} \right)^2 \frac{4\varepsilon [\pi^2 + (\pi^2 + 32)\varepsilon^2 + 2(16 - \pi^2)\varepsilon^4]}{(1 - \varepsilon^2)^2 [16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]} \\ c_{xx} &= \left(\frac{B}{D} \right)^2 \frac{2\pi(\pi^2 + 2\pi^2\varepsilon^2 - 16\varepsilon^2)}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2} [16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]} \\ c_{xy} &= \left(\frac{B}{D} \right)^2 \frac{8\varepsilon(\pi^2 + 2\pi^2\varepsilon^2 - 16\varepsilon^2)}{(1 - \varepsilon^2)^2 [16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]} \\ c_{yx} &= c_{xy} \\ c_{yy} &= \left(\frac{B}{D} \right)^2 \frac{2\pi(\pi^2 + 12\pi^2\varepsilon^2 - 16\varepsilon^2)}{(1 - \varepsilon^2)^2 [16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

式中 B ——轴承有效长度 D ——轴承直径
 e ——轴承偏心率

对轴承动特性系数定量计算要求得各轴承的载荷,对多级泵转子系统进行受力分析,求得各轴承节点支反力,以此作为轴承载荷并应用开发的程序计算得到的轴承动力学特性系数如图4所示。



图4 水润滑轴承动力学特性系数

Fig. 4 Dynamics factors of water lubricated bearing

3 基于 ANSYS 的模态分析与临界转速计算

3.1 模态分析

在 ANSYS12.0 上考虑水润滑轴承-转子系统的陀螺效应以及旋转柔化的旋转动力学方程为

$$M \ddot{u} + (G + C) \dot{u} + (K - K_c) u = Q \quad (2)$$

式中 M 、 C 、 K ——转子系统质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵

K_c ——旋转柔化矩阵

G ——陀螺效应矩阵^[13-14]

u ——转子系统节点位移

\dot{u} ——转子系统节点速度

\ddot{u} ——转子系统节点加速度

Q ——作用在转子系统上的广义外力

假设系统为刚性支承,使用 CORIOLIS 命令在静止或旋转坐标系中考虑惯性效应,在具有不同角速度的多载荷模态分析中生成的刚性支承坎贝尔(Campbell)图如图5所示;系统固有频率的变化情况如图6所示^[15]。

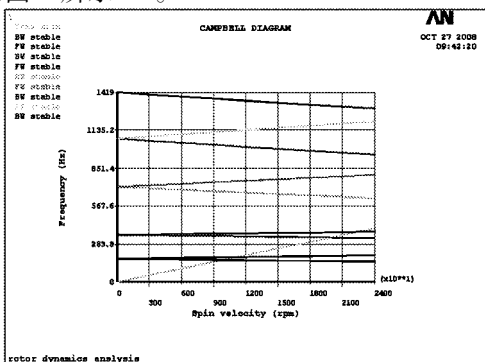


图5 考虑陀螺效应的坎贝尔(Campbell)图

Fig. 5 Campbell chart considering gyroscopic effect

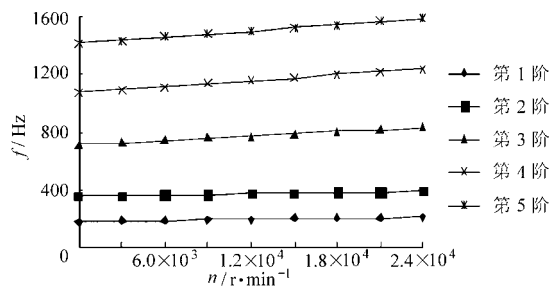


图6 考虑陀螺效应时的固有频率变化曲线

Fig. 6 Natural frequency changes considering gyroscopic effect

计算的转子系统在 0、3 000、6 000、9 000 r/min 转速下前 4 阶固有频率如表 1 所示。3 000 r/min 下轴承前 4 阶振型及所对应的涡动轨迹轴线弯曲成一条平面曲线,各节点的涡动轨迹是以惯性主轴上对应点为圆心的圆,ANSYS 有限元分析情况与理论分析结果相一致,说明建模与计算是合理的。

表 1 刚性支承时转子系统前 4 阶固有频率

Tab. 1 Fore-four-steps natural frequency

		on rigid support				Hz
转速/r·min ⁻¹	第1阶	第2阶	第3阶	第4阶		
0	174.57	352.51	712.07	1 072.5		
3 000	177.60	355.38	723.17	1 088.5		
6 000	180.65	358.29	734.34	1 104.5		
9 000	183.70	361.21	745.56	1 120.6		

3.2 临界转速计算

坎贝尔图同时能输出临界转速,频率曲线与附加 h 线的交点所对应的转速即为临界转速,因此所求临界转速的准确度与坎贝尔图质量相关。其中附加 h 线由 $h = s\omega$ 而定, s 为 h 线斜率,其数值表示转子每转的激励次数,一般 $s > 0$; ω 为转子自转角速度。由坎贝尔图输出的转子系统涡动转速有反动涡动转速与正进动涡动转速之分,正进动涡动转速即是所谓的临界转速,在 3 000 r/min 载荷下,可以计算得到前 2 阶临界转速分别为 11 154.3 r/min 和 22 483.4 r/min,远大于泵的实际运转速度。

4 谐响应分析

谐响应分析主要用于确定线性结构在承受随时间按正弦规律变化的载荷时的稳态响应^[16]。其分析目的是计算出结构在几种频率下的响应,并得到响应值和频率的变化关系曲线,通过响应随频率的变化规律来分析结构的持续动力特性,以此为参考验证结构能否克服共振、疲劳等有害效果,同时也可以利用共振的有益效用来设计合理的轴承-转子系统的结构形式。

将多级泵转子系统简化为图 7 所示的模型,工

作转速下偏心量不同时转子系统不平衡响应如图 8 所示；转速与偏心量不同并计入系统阻尼的转子系统不平衡响应见图 9。

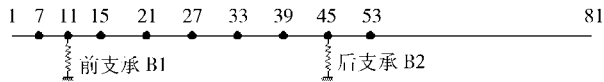


图 7 多级泵转子系统简化模型

Fig. 7 Simplified model of multi-stage pump rotor

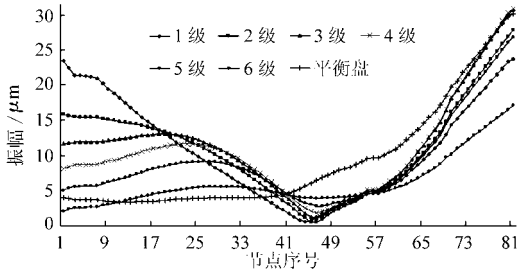


图 8 工作转速下偏心不同的轴系不平衡响应曲线

Fig. 8 Unbalance response curves to shafting under working speed

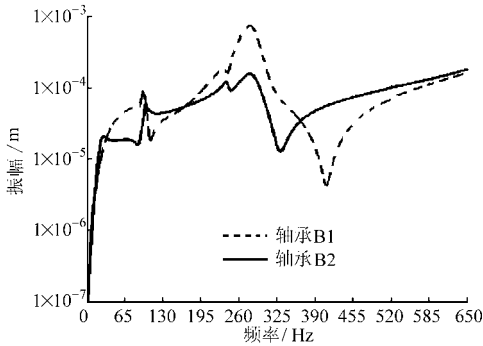


图 9 计入系统阻尼的转子系统不平衡响应曲线

Fig. 9 Unbalance response curves to rotor system included in system damping

从图 8 中可以看出，当不平衡量施加于不同节点时，整个轴系的不平衡响应不同，振幅最大值出现在轴系右端点（节点 81）。不平衡施加位置不同，轴承 B2 附近的节点振幅变化不大，而轴承 B1 附近的节点振幅变化很大，说明轴承 B1 对不平衡敏感程度很高。计算后确定，在动平衡试验时前 2 级叶轮应采用不低于 G2.5 级平衡精度，其余可采用 G6.3 级平衡精度。从图 9 中可以看出，计入阻尼后，各阶共振峰峰值急剧减小。

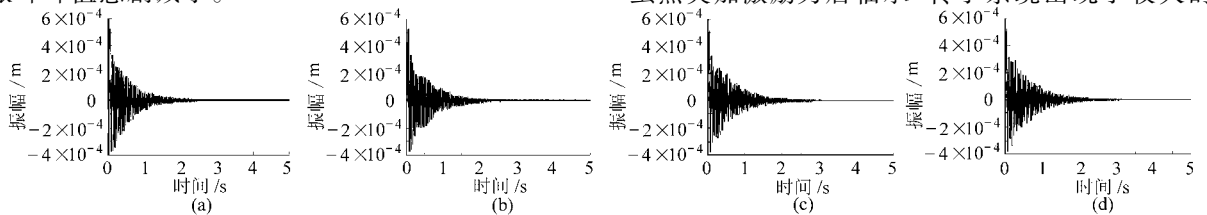


图 11 恒定转速下突加激励力轴承节点响应图谱

Fig. 11 Response maps on bearing nodes under sudden driving forces and constant speed

(a) 500 r/min (b) 2500 r/min (c) 5000 r/min (d) 10000 r/min

5 瞬态动力学分析

通过瞬态动力学分析可以确定水润滑轴承-转子系统在静载荷、瞬态载荷和谐载荷的随合作用下随时间变化的位移、应变、应力。载荷和时间的相关性使得惯性力和阻尼作用比较显著。进行瞬态动力学分析的转子系统运动微分方程式为

$$M \ddot{u} + (C + G) \dot{u} + Ku = Q(t) \quad (3)$$

式中 $Q(t)$ ——载荷向量

本文只对恒定转速下突加激励时转子系统的瞬态特性进行分析。在转子系统末级叶轮所在节点施加图 10 所示的激励力，得到轴承节点的瞬态动力学分析结果如图 11 所示。

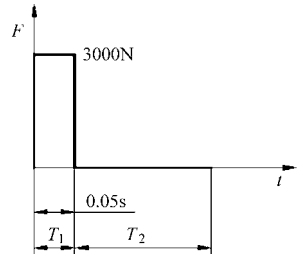


图 10 激励力

Fig. 10 Driving forces

由图 11 知，在每一个恒定转速下，在突加激励力的开始阶段，轴承节点出现较大的振幅，随后振幅逐渐减小并趋于稳定；在位移振动曲线中，出现了明显的“拍振”现象，而且转速越高“拍振”周期越小，也就是同一时间内“拍振”次数越多；节点振动趋于稳定后，振幅很小，说明系统的稳定性比较好。

6 结束语

针对当前泵水润滑轴承-转子系统模态分析与稳定性等动力学特性研究相对薄弱等问题，以某高压多级泵为例，基于 ANSYS 软件对其轴承-转子系统进行模态分析、谐响应分析和瞬态动力学分析，研究表明 3 000 r/min 载荷下，转子系统的前 2 阶临界转速分别为 11 154.3 r/min 和 22 483.4 r/min，远大于泵的实际运转速度；不平衡响应分析结果表明，在动平衡试验时，前 2 级叶轮应采用不低于 G2.5 级平衡精度，其余可采用 G6.3 级平衡精度。恒定转速下突加激励时转子系统的瞬态特性分析等表明，虽然突加激励力后轴承-转子系统出现了较大的振

动,但随后振幅将逐渐减小并最终趋于稳定,这些动力学特性的分析以及泵的实际运行效果表明该高压多级泵的水润滑轴承-转子系统是一个稳定的刚性转子系统。

参 考 文 献

- 1 周仲荣. 摩擦学发展前沿/学科发展战略研究报告[M]. 北京: 科学出版社, 2006: 135 ~ 138.
- 2 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 3版. 北京: 清华大学出版社, 2008: 147 ~ 170.
- 3 温诗铸. 纳米摩擦学研究进展[J]. 机械工程学报, 2007, 43(10): 1 ~ 8.
Wen Shizhu. Progress of research on nanotribology[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(10): 1 ~ 8. (in Chinese)
- 4 余江波. 基于资源节约与环境友好的高性能水润滑轴承关键技术研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2006.
Yu Jiangbo. Key technology study of resource-saving and environmental friendly high performance water lubricated bearings [D]. Chongqing: Chongqing University, 2006. (in Chinese)
- 5 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 宇航出版社, 2011.
- 6 叶晓琰, 张军辉, 丁亚娜, 等. 海水淡化泵水润滑轴承间隙的优化设计[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(2): 117 ~ 121.
Ye Xiaoyan, Zhang Junhui, Ding Ya'na, et al. Optimization design for water buricated bearing clearance of seawater-desalination pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(2): 117 ~ 121. (in Chinese)
- 7 吕延军, 虞烈, 刘恒. 流体动压滑动轴承-转子系统非线性动力特性及稳定性[J]. 摩擦学学报, 2005, 25(1): 61 ~ 66.
Lü Yanjun, Yu Lie, Liu Heng. Stability and nonlinear dynamic behavior of a hydrodynamic journal bearing-rotor system [J]. Tribology, 2005, 25 (1): 61 ~ 66. (in Chinese)
- 8 张新敏, 王延合, 原宗久, 等. 多级离心泵转子临界转速的计算[J]. 水泵技术, 1999(3): 3 ~ 6.
Zhang Xinmin, Wang Yanhe, Yuan Zongjiu, et al. Critical speed calculation to rotor of multistage centrifugal pumps[J]. Pump Technology, 1999(3): 3 ~ 6. (in Chinese)
- 9 何芝仙, 桂长林, 李震, 等. 轴-轴承系统动力学摩擦学弹性力学耦合分析[J]. 农业机械学报, 2007, 38(9): 116 ~ 121.
He Zhixian, Gui Changlin, Li Xia, et al. Research on integrated effects of dynamics tribology and elastic mechanics of shaft-bearing system on variable load[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(9): 116 ~ 121. (in Chinese)
- 10 闻邦椿, 顾家柳, 夏松波, 等. 高等转子动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- 11 钟一谔, 何衍宗, 王正, 等. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.
- 12 Zhang K, Zhao L, Zhao H B. Research on control of flywheel suspended by active magnetic bearing system with significant gyroscopic effects[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 17(1): 63 ~ 66.
- 13 虞烈, 刘恒. 轴承-转子系统动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- 14 Sattar F, Gao Xinting. Image enhancement based on a nonlinear multiscale method using dual-tree complex wavelet transform[C] //2003 IEEE Pacific Rim Conference on Communications, Computers, and Signal Processing-Proceedings, 2003, 2: 716 ~ 719.
- 15 张卫, 朱均. 转子-滑动轴承系统的稳定裕度[J]. 机械工程学报, 1995, 31(2): 57 ~ 62.
Zhang Wei, Zhu Jun. Stability MARGIN of rotor-sliding bearing systems [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1995, 31(2): 57 ~ 62. (in Chinese)
- 16 Ho Y S, Liu H, Yu L. Stability and bifurcation of a rigid rotor-magnetic bearing system equipped with a thrust magnetic bearing [J]. Proc. IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2001, 215(5): 457 ~ 470.

(上接第 61 页)

- 15 陈红勋, 朱兵. 单台轴流泵模型 0° 安放角的数值计算分析[J]. 水动力学研究与进展 A 辑, 2009, 24(4): 480 ~ 481.
Cheng Hongxun, Zhu Bing. Analysis of numerical calculation on an axial-flow pump model with 0° installation angle[J]. Journal of Hydrodynamics Ser. A, 2009, 24(4): 480 ~ 481. (in Chinese)
- 16 施卫东, 张华, 陈斌, 等. 不同叶顶间隙下的轴流泵内部流场数值计算[J]. 排灌机械, 2010, 28(5): 374 ~ 377.
Shi Weidong, Zhang Hua, Chen Bin, et al. Numerical simulation of internal flow field in axial-flow pump with different blade tip clearance sizes [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2010, 28(5): 374 ~ 377. (in Chinese)
- 17 张德胜, 施卫东, 张华, 等. 不同湍流模型在轴流泵性能预测中的应用[J]. 农业工程学报, 2012, 28(1): 66 ~ 70.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Zhang Hua, et al. Application of different turbulence models for predicting performance of axial flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(1): 66 ~ 70. (in Chinese)
- 18 张德胜, 施卫东, 张华, 等. 轴流泵叶轮端壁区流动特性数值模拟[J]. 农业机械学报, 2012, 43(3): 73 ~ 77.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Zhang Hua, et al. Numerical simulation of flow field characteristics in tip clearance region of axial-flow impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(3): 73 ~ 77. (in Chinese)