

文章编号:1000-8055(2013)08-1791-06

高速永磁电动机气体轴承-转子 系统振动特性

韩东江^{1,2}, 杨金福¹, 耿加民³, 何 民³, 朱利民⁴

(1. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院研究生院, 北京 100039;

3. 哈尔滨东安发动机(集团)有限公司, 新能源科技发展公司, 哈尔滨 150066;

4. 华电能源股份有限公司 哈尔滨第三发电厂, 哈尔滨 150024)

摘 要: 结合 45kW 高速永磁同步电动机试验装置及系统,研究了轴承供气压力和升速率对轴系稳定性的影响. 针对升速过程中的分岔图、频谱图以及轴心轨迹等特征进行分析,发现高速永磁电动机中存在低频振动的特性. 试验结果表明:通过调整轴承供气压力,转子升速的分岔点由 18400 r/min 推迟到 38900 r/min,并消除了 38900 r/min 以下的半速涡动;改变升速率(升速率由 825 (r/min)/s 变为 660 (r/min)/s),转子通过临界时工频幅值从 95 μm 降低到 75 μm .

关 键 词: 高速永磁电动机; 气体轴承; 稳定性; 轴承供气压力; 升速率

中图分类号: V214.3⁺4; TH113.1

文献标志码: A

Vibration characteristics of gas bearing-rotor system of high-speed permanent magnet machine

HAN Dong-jiang^{1,2}, YANG Jin-fu¹, GENG Jia-min³,
HE Min³, ZHU Li-min⁴

(1. Institute of Engineering Thermophysics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. Graduate University of the Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China;

3. New Energy Technology Development Company,

Harbin Dong'an Engine Group Company, Harbin 150066, China;

4. Harbin Third Power Plant of Huadian Energy Company Limited,

Harbin 150024, China)

Abstract: In the 45kW high-speed permanent magnet machine test rig, permanent magnet machine's raising speed experiment was made to research the influence of bearings supply pressure and the raising speed rate on the shaft stability. Bifurcation plot, frequency-domain characteristic and axes locus were analyzed to find sub-synchronous vibration. The result shows that: adjusting the bearing supply pressure can control bifurcation point from 18400 r/min to 38900 r/min, and eliminate half-speed whirling under 38900 r/min. To

收稿日期:2012-07-11

网络出版地址:http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130802.1224.201308.1791_016.html

基金项目:国家科技支撑计划(2012BAA11B02)

作者简介:韩东江(1986—),男,内蒙古赤峰人,博士生,主要从事微型燃气轮机的轴系振动及其稳定性研究.

change the raising speed rate (from 825 (r/min)/s to 660 (r/min)/s) can reduce power frequency vibration amplitude from 95 μm to 75 μm .

Key words: high-speed permanent magnet machine; gas bearing; stability; bearing supply pressure; raising speed rate

高速永磁电动机技术,是小型高速旋转机械和高速电动设备的关键技术.其特点是采用永磁体作为电动机转子,避免励磁系统损耗,大大提高了效率.同时,高速永磁电动机运行时,转子转速高达几万转至十几万转,圆周速度可达 200 m/s 以上,定子绕组电流频率可达 1 000 Hz 以上.因此,与普通电动机相比,它在减小电动机体积、质量的同时,具有转速高、功率密度大、材料利用率高、动态响应快和传动系统效率高等优点.

国外关于永磁电动机研究始于 20 世纪 70 年代末, Binns 和 Kurdali^[1] 提出了一种新型多叠层永磁发电机,通过采用电容进行电压调节和增加电能输出.成立于 1993 年的英国燃气发电设备有限公司(The Turbo Genset Company Limited),研制出一种盘式结构高速永磁电动机^[2]. 2000 年 3 月,美国能源部公布了“先进微型燃气轮机规划”^[3],近些年, Capstone 的 C30, C200, Honeywell 的 75 kW 等燃气轮机-发电机已经进行了商业应用.

国内微型燃气轮机发电技术仍处于研制阶段,2002 年,由哈尔滨东安公司和中国科学院工程热物理研究所、西安交通大学等单位联合承担了国家高技术研究发展计划重大专项课题“微型燃气轮机发电技术设计与研发”^[4-7];2004 年,沈阳工业大学、南京航空航天大学 and 浙江大学等共同承担了国家重点自然科学基金“微型燃气轮机-高速发电机分布式发电与能量转换系统研究”^[8-10]. 这些工作表明:我国正积极致力于研制具有自主知识产权的微型燃气轮机发电系统.而微型燃气轮机及高速永磁电动机研究的关键技术之一在于高速轴系的一体化设计及其稳定性研究^[11-16].

本文基于 45 kW 高速永磁同步电动机试验装置及系统,研究在空载情况下,轴承供气压力和升速率对轴系稳定性的影响,通过分析升速过程中的轴系振动情况,进一步研究抑制和消除低频振动的措施和方法.

1 高速永磁电动机试验系统

高速永磁电动机试验系统主要包括四部分,

即:测试分析子系统、轴承供气控制子系统、高速永磁电动机、变频驱动子系统.轴承供气控制子系统由空气压缩机、控制管路,以及流量、温度、压力传感器组成;变频驱动子系统主要指变频器和连接线缆;测试分析子系统由电涡流位移传感器、加速度传感器、温度传感器,以及采集仪组成;高速永磁电动机由气体润滑轴承、永磁转子、定子和机壳等组成.

其中试验研究的高速永磁电动机设计参数如下:额定转速为 50 000 r/m,额定功率在 45 kW, Y 型绕组,2 级,风冷,三相永磁同步电动机,轴系采用气体润滑轴承-转子结构.

电动机的转子磁铁部分包含由双半环磁钢组成的环形磁钢及保护套,环形磁钢沿轴向分为 5 段.转子质量为 9.3 kg.

定子位于转子外部,长度比环形磁钢长为 5 mm,且相对于环形磁钢中心对称设置,内部开有 36 个斜槽,绕组为三相 2 级.每相绕组沿转子轴对称分布,每槽一匝,每相 12 槽共 12 匝,三相共 36 匝^[17].

图 1 为高速永磁电动机试验系统简图,高压空气由空气压缩机经控制管路给气体润滑轴承供气,在控制管路上,有流量、温度、压力传感器,用来控制和监测轴承供气参数;电动机驱动方式为变频器驱动,通过设置变频器参数,改变电动机中磁场,控制电动机运行转速及其输出功率;图中下半部分是测试系统,有 5 个电涡流位移传感器,通过采集高速电动机升降速过程中轴颈的振动情况,来判别轴系运行情况;信号经动态数据采集仪接入计算机,进行在线分析和存储.

电动机的外形尺寸:长 \times 宽 \times 高为 580 mm \times 400 mm \times 325 mm.图 2 为电动机转子系统所用动静压混合气体润滑轴承,故轴承-转子的润滑方式为气体润滑.其中径向静压润滑由轴承上轴向分布的两排固定节流小孔提供,每排小孔沿着周向均匀分布,每排 30 个孔;径向动压润滑由均匀分布于轴瓦内表面的人字槽型线提供.同时,图 2 中标示出了轴承的主要结构尺寸.止推轴承由在轴承侧面沿圆周方向均布 32 个孔组成.

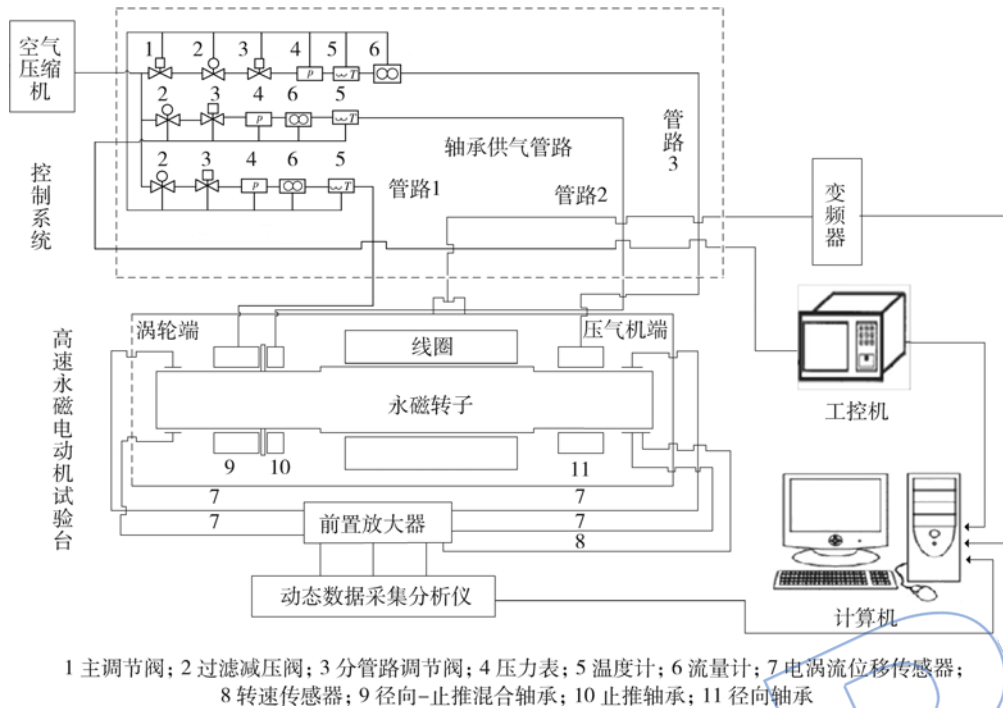


图 1 高速永磁电动机试验系统简图

Fig. 1 Diagram of test system of high-speed permanent magnet machine

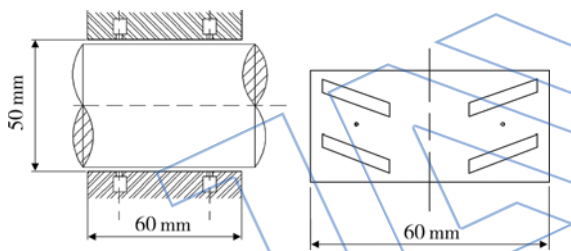


图 2 动静压混合气体润滑轴承

Fig. 2 Hybrid gas-lubricated bearing

力方案下,进行了起停试验.

表 1 轴承供气压力方案

Table 1 Plans of bearing supply pressure

试验序号	径向-止推混合轴承供气压力/kPa	止推轴承供气压力/kPa	径向轴承供气压力/kPa	供气压力变化时对应转速/(r/min)
1	40	40	40	
2	50	40	60	
	70	70	70	22000

2 高速永磁电动机轴系振动试验

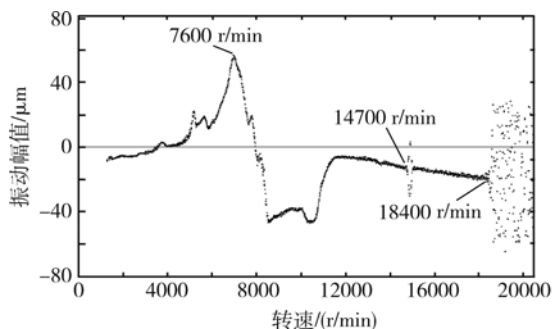
2.1 轴承供气压力对轴系振动的影响

在高速永磁电动机试验系统中,设定变频器参数、机械结构参数,改变轴承供气压力方案,研究电动机轴系低频振动情况.

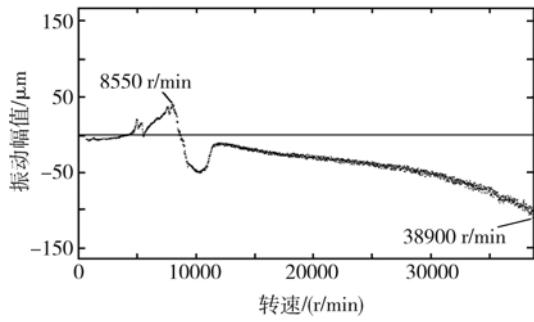
轴承供气压力的方案如下表 1,进行两组对比试验.第 1 组试验中,3 个轴承供气管路均为 40 kPa,在升速过程中轴承供气压力不变化;第 2 组试验中,3 个轴承供气管路供气压力分别为涡轮端径向-止推混合轴承 50 kPa,止推轴承 40 kPa,压气机端径向轴承 60 kPa,当转子转速到达 22000 r/min 时,增加轴承供气压力,使 3 个轴承的供气压力均变为 70 kPa.

在高速永磁电动机试验台上,控制启动时线圈温度为 37.5℃,在表 1 所述两组轴承供气压力

图 3 表示转子在不同轴承供气压力方案下的分岔图,由于 4 个测点的试验结果相似,取涡轮端水平方向进行分析.横坐标为转速(r/min),纵坐标为振幅(μm).两次试验的升速率相同,均为 412.5 (r/min)/s.图 4 中各图表示转子在某一转速下频

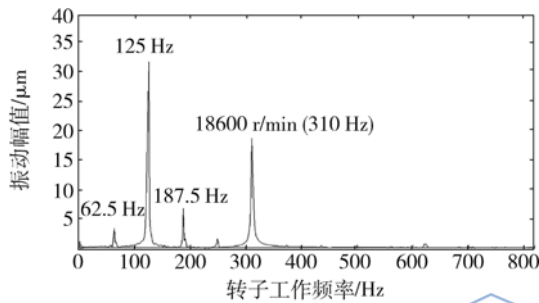


(a) 试验1 (供气压力方案1)

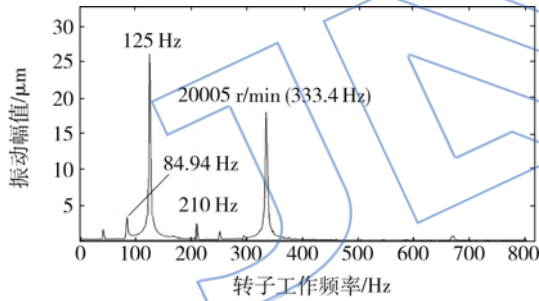


(b) 试验2 (供气压力方案2)

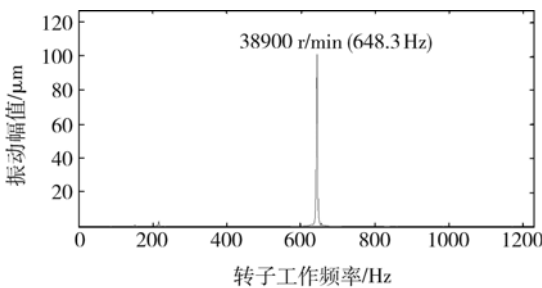
图3 不同轴承供气方案下升速试验分岔图(涡轮端)
Fig. 3 Bifurcation plot in raising speed process under different bearing supply pressures (turbine end)



(a) 试验1 (转速为18600 r/min时的频谱图)



(b) 试验1 (转速为20005 r/min时的频谱图)

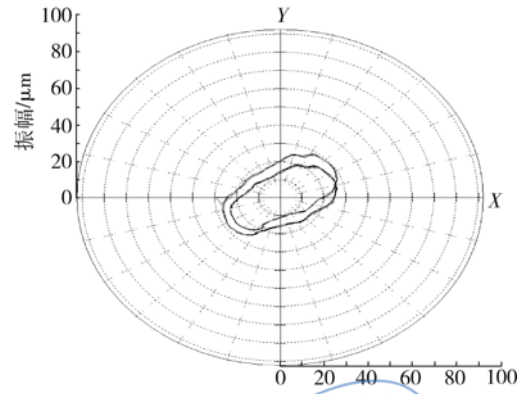


(c) 试验2 (转速为38900 r/min时的频谱图)

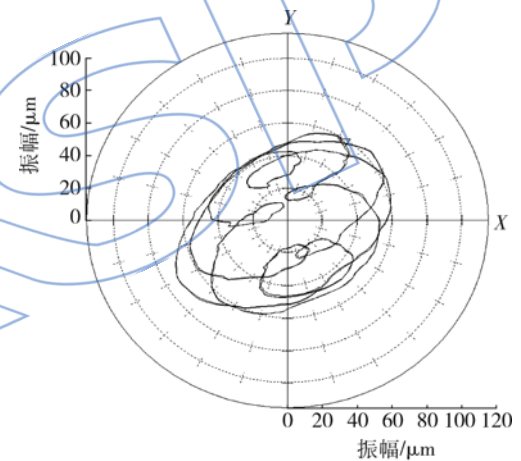
图4 不同轴承供气方案下升速试验频谱图(涡轮端)
Fig. 4 Spectrum analysis in raising speed process under different bearing supply pressures (turbine end)

谱分析图. 其横坐标为频率(Hz), 纵坐标为振幅(μm). 从频谱分析图中可以得到某一给定转速下, 给定频带内的频率成分.

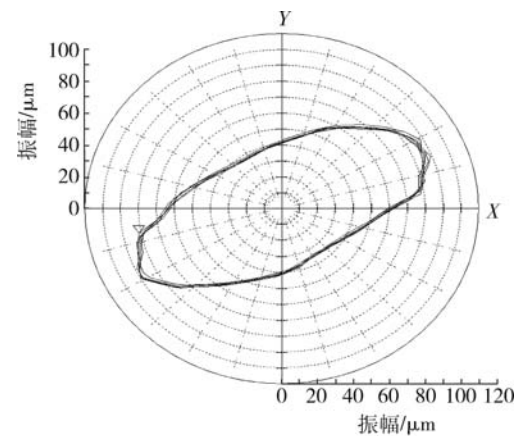
从图3(a)试验1中可以看到: 以试验1的轴承供气压力运行, 转子升速过程中在14700 r/min左右出现半速涡动, 即倍周期分岔(此时的轴心轨迹为周期二, 对应于图5(a)); 当转速到达18400 r/min时, 分岔点以后的轴心轨迹为多周期, 从相



(a) 试验1 (转速为14769 r/min)



(b) 试验1 (转速为19996 r/min)



(c) 试验2 (转速为34319 r/min)

图5 不同轴承供气压力方案下不同转速下典型轴心轨迹(涡轮端)
Fig. 5 Typical axis orbit in different speeds under different bearing supply pressures (turbine end)

对应的频谱图 4(a)中可以看到:此时存在 62.5, 125, 187.5 Hz 低频,其中 125 Hz(7 500 r/min)低频振幅较大,值为 31.5 μm,与转子的临界转速 7 600 r/min相近,而且随着转速的增加,此低频值不发生变化(与图 4(b)比较),故为低频振荡,轴心轨迹如图 5(b)所示.以试验 2 的轴承供气方案运行,转子在升速过程中未出现低频,始终以周期一运行,轴系轨迹如图 5(c)所示.

对比分析两次试验升速过程中的分岔图、轴心轨迹以及频谱图,可以发现:调整供气压力方案后,首先,第 2 次试验临界转速(8 550 r/min)比第 1 次试验(7 600 r/min)要高 950 r/min,这是由于轴承供气压力的增加,气膜刚度增加,进而轴系整体刚度增加,临界转速增加.其次,轴承供气压力方案的变化,使得转子转速在 38 900 r/min 以下低频消失,第 2 次试验在升速过程中未出现半速涡动以及混沌现象.

2.2 升速率对轴系振动的影响

在高速永磁电动机试验系统中,设定变频器的基本频率,载波频率,转矩提升等参数,采用第 2.1 节中第 2 组轴承供气压力方案,如表 2 所列,改变升速率,研究升速率对轴系振动的影响.

表 2 轴承供压气方案
Table 2 Plans of bearing supply pressure

转速/ (r/min)	径向-止推混 合轴承供气 压力/kPa	止推轴承 供气压 力/kPa	径向轴承 供气压 力/kPa
起动	50	40	60
22 000	70	70	70

试验中,采用 660, 412.5 (r/min)/s 和 825 (r/min)/s 三组升速率,观察不同升速率下轴系振动情况.图 6 给出了三组升速率下,涡轮端水平方向(以此测点为例)升速过程中的工频振动情况.横坐标为转速,单位为 r/min,纵坐标为振动幅值,单位为 μm.其中图 6 为转子在升速过程(0~40 000 r/min)转速幅值曲线,图 7 是低速段(0~5 000 r/min)的局部放大图.

如图 7 所示,在 0~5 000 r/min 低速区域,升速率为 412.5 (r/min)/s 的工频振动幅值小于升速率为 660 (r/min)/s 的;而在 5 000~38 000 r/min 之间,如图 6 所示,升速率为 660 (r/min)/s 的工频振动幅值明显低于升速率为 412.5 (r/min)/s 的,即升速率对轴系的振动幅值抑制作用是分区域

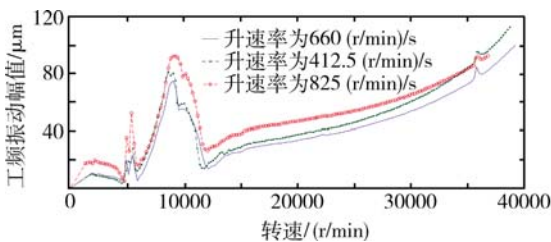


图 6 不同升速率下转速-幅值曲线(涡轮端)
Fig. 6 Speed-amplitude curve in different raising speed rates (turbine end)

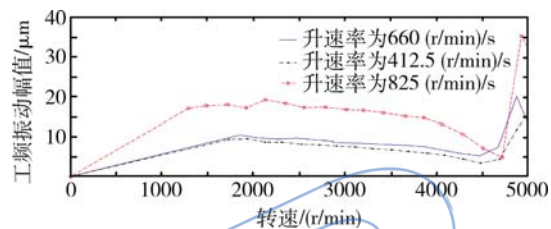


图 7 转速-幅值曲线(0~5 000 r/min)局部放大
Fig. 7 Speed-amplitude curve in a region of 0~5 000 r/min

的.从整体趋势来看,升速率 660 (r/min)/s 比 412.5 (r/min)/s 对振动的抑制效果好,但升速率的改变并未影响到转子振动幅值的变化趋势,只是影响了各个时刻的振动幅值,而且振动的局部特征也未发生变化.

为了进一步研究更大的升速率是否对振动幅值的抑制起到更好的效果,改变升速率为 825 (r/min)/s,进行升速试验,试验结果如图 6,可以看出:升速率增加为 825 (r/min)/s 后,35 000 r/min 以下,振动幅值明显增大,尤其是通过刚性临界转速区域时,幅值增加 10 μm 左右,这对整机的运行是不好的;在 35 000 r/min 以后,转子的振动幅值比升速率为 412.5 (r/min)/s 低,比升速率为 660 (r/min)/s 高.

因此,对此高速永磁电动机气体轴承-转子系统来说,存在合理的升速率,能够使整机在升速过程中工频振动幅值最小.

3 结 论

- 1) 试验结果表明:高速永磁电动机气体轴承-转子系统在升速过程中存在低频振动特性.
- 2) 合理的轴承供气压力方案,对高速永磁电动机气体轴承-转子系统在升速过程中出现的低频涡动与振荡,能够起到抑制和消除作用.
- 3) 升速率对工频振动幅值控制有一定的影

响,合理的升速率对转子工频振动幅值的控制起到积极作用,但升速率的变化不会引起转子振动行为的变化。

参考文献:

- [1] Binns K J, Kurdali A. Permanent-magnet a. c. generators [J]. Proceedings of the Institution of Electrical Engineers, 1979, 126(7): 690-696.
- [2] Slenmon G R. High-efficiency drives using permanent-magnet motors proceedings[C]// International Conference on Industrial Electronics, Control and Instrumentation. Maui, Hawaii: IEEE, 1993: 725-730.
- [3] 刘道平. 美国的先进微型燃气轮机规划[J]. 能源研究与信息, 2002, 18(1): 59-60.
LIU Daoping. Advanced micro gas turbine planning in the United States[J]. Energy Research and Information, 2002, 18(1): 59-60. (in Chinese)
- [4] 桑振远. 100 kW 微型燃气轮机总体方案分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2006.
SANG Zhenyuan. General analysis on project of 100 kW micro gas turbine[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2006. (in Chinese)
- [5] 吴文峰. 100 kW 微型燃机涡轮叶轮强度及振动分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2008.
WU Wenfeng. Strength and vibration analysis for the impeller of 100 kW micro-gas turbine[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2008. (in Chinese)
- [6] 赵士杭. 新概念的微型燃气轮机的发展[J]. 燃气轮机技术, 2001, 14(2): 8-13.
ZHAO Shihang. Development of new conceptive microturbine[J]. Gas Turbine Technology, 2001, 14(2): 8-13. (in Chinese)
- [7] 靳智平. 微型燃气轮机在我国电力系统的应用前景[J]. 电力学报, 2004, 19(2): 95-97.
JIN Zhiping. Application prospects of microturbine in electric power industry of our country[J]. Journal of Electric Power, 2004, 19(2): 95-97. (in Chinese)
- [8] 王继强. 高速永磁电机的机械和电磁特性研究[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2007.
WANG Jiqiang. Study on the mechanical and electromagnetic properties of high speed permanent magnet machine [D]. Shenyang: Shenyang University of Technology, 2007. (in Chinese)
- [9] 王继强, 王凤翔, 宗鸣. 高速电机磁力轴承-转子系统临界转速的计算[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(27): 94-98.
WANG Jiqiang, WANG Fengxiang, ZONG Ming. Critical speed calculation of magnetic bearing-rotor system for a high speed machine[J]. Proceedings of the CSEE, 2007, 27(27): 94-98. (in Chinese)
- [10] 周凤争, 沈建新, 林瑞光. 从电机设计的角度减少高速永磁电机转子损耗[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2007, 41(9): 1587-1591.
ZHOU Fengzheng, SHEN Jianxin, LIN Ruiguang. Reduction of rotor loss in high-speed permanent magnet motors by design method[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2007, 41(9): 1587-1591. (in Chinese)
- [11] 杨金福, 杨晟博, 陈策, 等. 滑动轴承-转子系统的稳定性研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(8): 1420-1426.
YANG Jinfu, YANG Shengbo, CHEN Ce, et al. Research on sliding bearings and rotor system stability[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1420-1426. (in Chinese)
- [12] 杨金福. 流体动力润滑及轴承转子系统的稳定性研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2006.
YANG Jinfu. Study on stability of fluid dynamic lubricates and bearing rotor system[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2006. (in Chinese)
- [13] 韩东江, 杨金福, 张占一. 气膜约束对轴系固有频率影响的试验[J]. 航空动力学报, 2012, 27(7): 1646-1651.
HAN Dunjiang, YANG Jinfu, ZHANG Zhanyi. Experiment on effect of gas film constraint on natural frequency of gas bearing-rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(7): 1646-1651. (in Chinese)
- [14] 韩东江, 杨金福, 赵晨, 等. 气浮轴承-转子系统振动特性实验研究[J]. 振动工程学报, 2012, 25(6): 680-685.
HAN Dongjiang, YANG Jinfu, ZHAO Chen, et al. An experimental study on vibration characteristics for gas bearing-rotor system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2012, 25(6): 680-685. (in Chinese)
- [15] 陈策, 杨金福, 聂超群. 气体润滑轴承-转子系统非线性动力学特征的实验[J]. 航空动力学报, 2008, 23(8): 1413-1419.
CHEN Ce, YANG Jiuifu, NIE Chaoqun. Experimental research on nonlinear dynamic characteristic of gas lubrication bearings and high speed rotors[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1413-1419. (in Chinese)
- [16] 杨金福, 杨昆, 付忠广, 等. 滑动轴承非线性动态油膜力的解析模型研究[J]. 润滑与密封, 2007, 32(9): 68-72.
YANG Jinfu, YANG Kun, FU Zhongguang, et al. Research on analytical model of sliding bearing nonlinear dynamic oil-film force[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(9): 68-72. (in Chinese)
- [17] 何民, 杨金福, 耿加民, 等. 一种高速永磁电机: 中国, 201010262941. 4[P]. 2010-12-15.