文章编号：1006-1355(2015)03-0195-05

供气压力对高速涡轮转子系统气膜振荡影响的试验

张建波[1]，付忠广[1]，杨金福[2]，韩东江[2]

（1. 华北电力大学 能源动力与机械工程学院，北京 102206；
2. 中国科学院工程热物理研究所，北京 100190）

摘 要：采用气体轴承的高速微型燃气轮机具有结构紧凑、做功功率密度大、高转速、轴承功耗低等优点。然而，由于气体轴承润滑介质气体自身的粘度小，导致了气体润滑轴承有承载能力差、摩擦系数小、高速下的稳定性差等劣势。基于气体轴承支承条件下的高速涡轮转子系统，通过试验对比研究了轴承供气压力的提高对转子系统气膜振荡的影响。试验结果表明：气膜振荡发生后，轴承供气压力的提高能够抑制甚至消除气膜振荡，从而控制了混沌运动的幅值边界，最终达到提高轴承—转子系统稳定性的目的。

关键字：振动与波；高速涡轮转子系统；气膜振荡控制；稳定性；轴承供气压力

中图分类号：TH133.3 **文献标识码**：A DOI编码：10.3969/j.issn.1006-1335.2015.03.042

Experimental Investigation on the Influence of Bearing Supply Pressure on Gas Whip of the Rotor-Bearing Systems of High Speed Turbines

ZHANG Jian-bo[1], *FU Zhong-guang*[1], *YANG Jin-fu*[2], *HAN Dong-jiang*[2]

（1. School of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China;
2. Institute of Engineering Thermo Physics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China）

Abstract : Microturbomachinery (MTM) with gas bearings has the advantages of compact structures, high power density, high speed, low power consumption of bearings, etc. However, gas bearings have the disadvantages of low damping, low load-carrying capacity and poor stability in high speed operation due to the inherently small gas viscosity. Based on the high-speed turbine rotor system supported by gas bearings, experimental investigation of the influence of supply pressure on the gas whip of the rotor system was carried out. The results show that the gas whip can be suppressed and eliminated by increasing the bearing supply pressure. Thus, the amplitude boundary of chaotic motion can be controlled and the stability of the rotor-bearing system can be improved.

Key words : vibration and wave ; high-speed turbine rotor system ; control of gas whip ; stability ; bearing supply pressure

二十世纪末期，在全球范围内随着人们对能源动力的需求结构的变化及对环境低碳排放等要求，建立在能量梯级利用概念基础上的冷热电分布式能源系统受到了极大的重视[1]。高速涡轮发电技术作为分布式能源系统中的核心技术之一，目前最高转速达到96 000 r/min[2]，在如此高的转速下，压气机、透平、发电机同轴结构的气体轴承-转子系统的稳定性研究无疑是其关键[3−5]。

在国内外，学者们对气体轴承稳定性的研究取得了诸多成果。在国外，G. Belforte[6]基于气体轴承转子试验台，研究了不同材质的O型垫圈及不同供

收稿日期：2014－12－15

基金项目：国家科技支撑项目(2012BAA11B02)；
中央高校基本科研业务费专项资金资助（13XS10）

作者简介：张建波（1990－），男，硕士，江西上饶人，研究方向为气体轴承支承的轴承转子稳定性试验研究。
E-mail: zhangjian1990bo@163.com

气压力对转子的稳定阀值的影响。Luis San Andrs, KeunRyu [7]利用数值计算和试验研究共同验证了随着供气压力的提高，轴承的直接刚度提高，从而导致了转子的临界转速的提高；而在过临界转速区时，合理控制供气压力能够有效地抑制转子的振动幅值。Florin Dimofte [8]研究了轴承供气压力对气体动静压混合轴承的稳定性的影响，得出了初始轴承供气压力的提高能够抑制和消除转子的分频涡动，从而达到提高轴承稳定阀值转速的目的。在国内，2004年，杨金福 [9]依据工程实际要求，基于油膜运动的载荷平衡方程，提出了轴承与转子的流固耦合调频原理及工程稳定性判别准则。之后，陈策 [10]对动静压混合气体润滑轴承—转子系统的非线性动力学行为进行了大量的试验研究，并且给出了转子由周期运动进入混沌的过程，进一步完善了耦合调频原理和工程稳定性判别准则。郭俊 [10]通过试验研究了不同供气压力下的低频耦合涡动特性，得到了提高轴承控制压力能够有效地抑制了低频涡动的结论。韩东江 [11, 12]研究了升速率和基础加硅胶阻尼垫对轴系稳定性的影响，得出了合理的升速率能够控制工频的振动幅值以及基础加阻尼垫能够有效地抑制临界转速区的工频幅值和低频振荡的发生的结论。马文琦通过试验研究了轴承供气压力对转子系统临界转速影响 [13]，得出了与Luis San Andrs相类似的结论：在一定供气压力范围，临界转速随着轴承供气压力的提高而增大，振动的幅值随着轴承供气压力的提高而减少。

总体来看，在升降速过程中，在通过提高轴承供气压力来控制转子系统的振动进而达到稳定转子系统的运行方面的研究基本都集中在如何抑制临界转速时的振动及抑制甚至消除分频涡动的产生。而对于气膜振荡产生后，进行主动抑制和消除气膜振荡的研究则非常少。本文运用四圆磁盘的高速静压轴承支承下的高速涡轮转子试验台，通过试验研究了气膜振荡发生时轴承供气压力的提高对气膜振荡的影响。

1 试验系统及测试方案

1.1 试验设备及系统

气体轴承为圆柱型节流孔式纯静压气体润滑轴承，为了提高轴承的稳定性采用橡胶“O”圈加稳及切向供气，其结构示意图如图1所示。轴承的材料为石墨合金，具有耐高温、自润滑的功能。径向润滑由轴瓦上轴向分布的2排固定节流小孔提供，每排有多个小孔沿着周向均匀分布。轴承内径为25mm。止推轴承由在轴承侧面沿圆周方向均布的

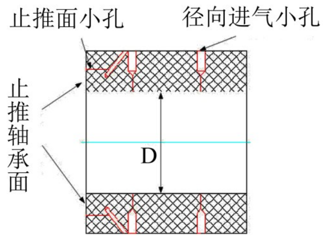


图1 静压气体轴承结构

多个小孔组成，它们与转轴止推面能够形成气膜，从而很好地平衡了转子的轴向推力，进而有效地控制了整个转子的轴向窜动。

图2为整个试验台及测试系统示意图。整个系统包括四个部分：试验台本体部分、供气系统、控制系统及数据采集与分析系统。

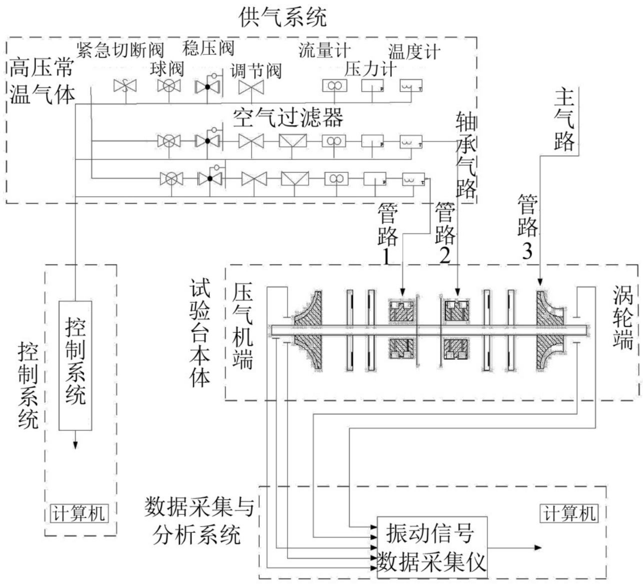


图2 试验设备及系统

试验台本体部分中的轴承转子系统是透平轮、压气机轮及四个圆磁盘同轴布置的双止推面的气体轴承—转子结构，见图3。转轴总长367.73 mm，跨距为65.14 mm，重896.27 g，主轴（轴承处）直径为24.97 mm。透平轮和压气机轮分别重168.59 g、172.85 g；四个磁盘外径为88.90 mm，内径14.81 mm，厚8 mm，重量为322.9 g。采用高压气源（来自空压机）驱动透平轮，透平轮经绝热膨胀过程，将高压气源转化为低温常压气体；压气机轮为被动轮，随着转轴的转动，卷吸空气，进行绝热压缩过程，产生高压高温气体。

供气系统分为主气路供气部分(管路3)和轴承气路供气部分（管路1、2）。主气路供气部分的作用是为试验台本体部分提供高压动力气源，以驱动透平轮使得轴承转子系统转动；轴承气路供气部分的作用是为静压气体轴承提供稳定的高压气源，以达

到对转子的支撑、润滑作用。整个试验系统的高压空气来自空气压缩机，该空压机的流量范围为0～1 500 Nm³/h，压力范围为0～1.2 MPa。

控制系统通过人为输出控制信号，供气系统中的调节阀接受并反馈控制信号，从而达到控制轴承供气及驱动透平轮高压气体的流量输入，进而控制轴承供气压力和转子的升速率的目的。

数据采集及分析系统由电涡流位移传感器和数据采集仪组成。在转轴两尾端正交布置了两个电涡流传感器，用来测得转轴尾端水平和垂直方向的振动位移；在压气机端开了键相槽，用来测得转轴转速及相位数据。

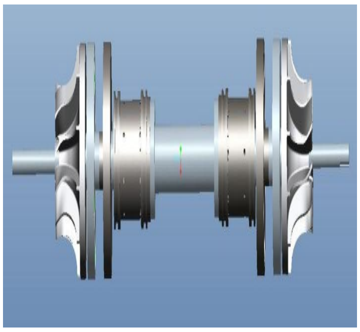


图 3 转子结构示意图

1.2 试验测试方案

为测量气体轴承—转子系统升速过程中的振动特性，在压气机和涡轮端部均布置了水平和垂直方向的电涡流振动位移信号传感器，另外在压气机端部布置了转速信号传感器。

为了研究轴承供气压力对转子系统振动特性的影响，进行了两组试验，见表1。

(1) 第一组试验保持升速过程中两端轴承供气压力稳定在0.66 MPa，不接入负载进行发电；

(2) 保证和第一组试验其他条件相同的情况下，在转速为34 000 r/min时将两端轴承供气压力提高到0.80 MPa。

表 1 两组试验的试验方案

试验序号	轴承供气压力/MPa	轴承供气压力改变时所对应的转速/ (r/min)	是否接入发电负载
1	0.66		否
2	0.66 0.80	34 000	否

2 试验结果及分析

2.1 试验1的气膜振荡特性

升速过程中，保持轴承供气压力为0.66 MPa不变，进行第一组试验。图4是试验1升速过程中的时间三维谱图，图中横坐标为频率，纵坐标为时间，图谱颜色的深浅表示各频率幅值的大小，颜色越亮表示幅值越大。如图可得，在转速33 320 r/min～39 933 r/min区间时出现了139.42 Hz～149.04 Hz的气膜振荡。整个气膜振荡过程的分岔图和典型的轴心轨迹如图5所示。转速33 320 r/min为分岔图形的幅值边界急剧扩大的起点，该转速后的轴心轨迹为多周期，转速34 597 r/min（周期四）和转速38 225 r/min时的轨迹为期末振动的典型的轴心轨迹。转子在转速33 320 r/min以后呈现了多周期混沌现象，分岔图形幅值边界急剧增大，这是由于气膜振荡和系统固有频率耦合共振使得低频幅值由8.911 μm（转速33 320 r/min）急剧增大到108.850 μm（转速34 478 r/min）导致的。转速达到34 478 r/min之后，混沌运动明显处于一个界限之内，这表明了混沌自有的有界特性。所以，根据工程判别准则[6]，即使系统出现了气膜振荡，产生混沌行为，依然可以利用混沌的有界特性，将最大的振动幅值界限控制在轴承的最大安全界限（该界限由轴承间隙确定）内，则转子系统可以继续稳定运行而不必停车。

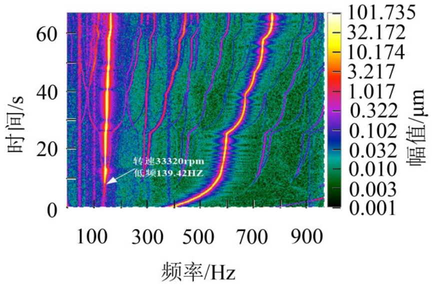
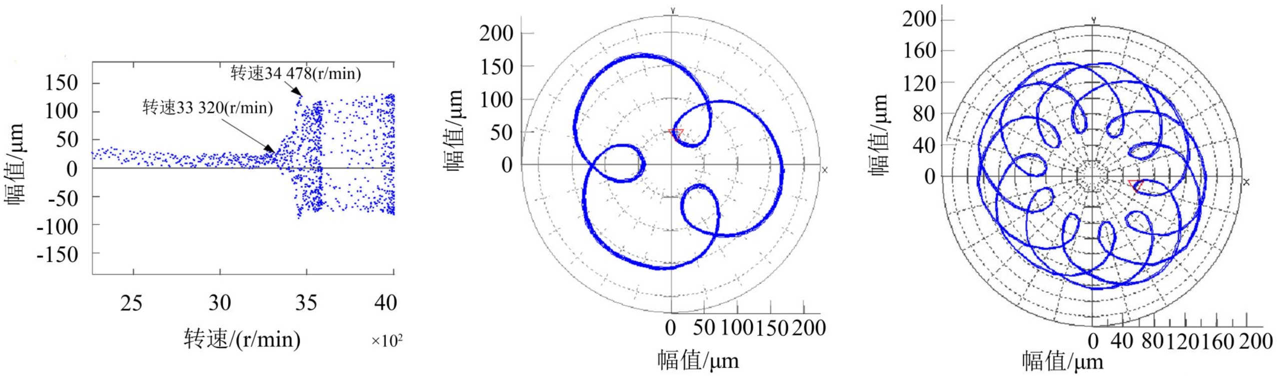


图 4 试验1升速过程的时间三维谱图

2. 2 试验2的气膜振荡特性

由上一小节可以知道，只要控制混沌幅值边界在最大安全界限之内，转子系统就能够继续安全运行。因而，为了控制气膜振荡混沌幅值边界的发展，根据杨金福流固耦合调频原理[6]，气膜振荡产生后，基于试验1，在转速为34 000 r/min时，将轴承供气压力提高到0.80 MPa，进行第二组试验。由图6中1区域可得，在转速为32 578 r/min时出现气膜振荡现象（低频为139.42 Hz），由于在转速为34 000 r/min时，轴承供气压力由0.66 MPa提高到0.80 MPa，所以1区域的气膜振荡在转速为34 871 r/min时消失（低频为149.04 Hz）；随着转速的升高，在转速到达35 778 r/min～39 933 r/min区域（2区域）重新产生了低频为149.04 Hz的气膜锁频振荡现象。

1区域的气膜振荡到2区域的气膜振荡的分岔发展过程如图7所示，1区域气膜振荡的起始点为



转速为34 597 r/min　　　　转速为38 225 r/min

图5 试验1气膜振荡过程的分岔图及典型轴心轨迹

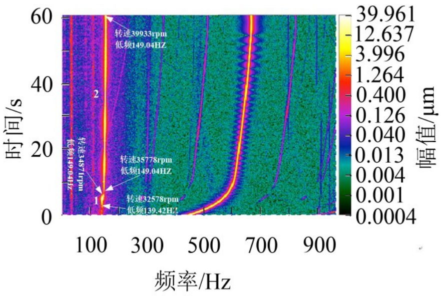
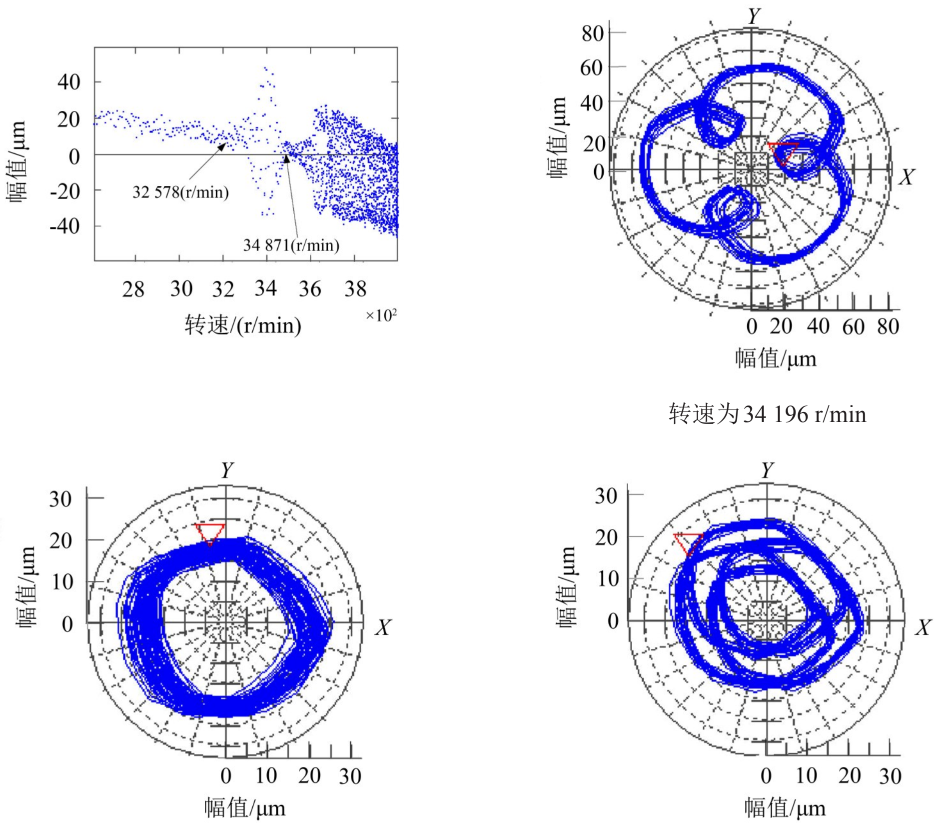


图6 试验2升速过程的时间三维谱图(见图4说明)

图32 578 r/min，典型的轴心轨迹出现在34 196 r/min时(周期四)；2区域气膜振荡的典型轴心轨迹出现在35 690 r/min(周期四)。

2.3 试验1和试验2对比分析

对比图7和图5可得，由于在转速34 000 r/min时提高了轴承供气压力，使得试验2中1区域气膜振荡混沌边界的发展从转速34 196 r/min开始受到抑制，使得气膜振荡混沌边界逐渐收敛，最后退出气膜振荡多周期混沌状态，呈现准周期一状态(如图7中34 871 r/min时轴心轨迹所示)。这是由于在转速34 000 r/min时，轴承供气压力由0.66 MPa提高到0.80 MPa，试验2的气膜振荡低频幅值由37.368 μm(转速为34 196 r/min时)降为1.600 μm(转速为34 855 r/min时)导致的(如图8所示)。



转速为34 871 r/min　　　　转速为35 690 r/min

图7 试验2气膜振荡过程的分岔图及典型轴心轨迹

之后，随着转速的升高，在转速35 778 r/min～39 933 r/min 区域（试验2中气膜振荡2区域）产生了第二次气膜振荡的混沌行为，但是混沌的幅值边界（最大幅值小于40 μm）相对于试验1的混沌的幅值边界（最大幅值大于100 μm）小很多。这是由于，如图8所示，试验2过程中，在转速为34 000 r/min时轴承供气压力提高到了0.80 MPa，从而抑制了试验2中2区域的气膜振荡的低频幅值，使得试验2的气膜振荡低频最大值为37.368 μm，远小于试验1的气膜振荡低频幅值106.027 μm（转速399 933 r/min时）导致的。

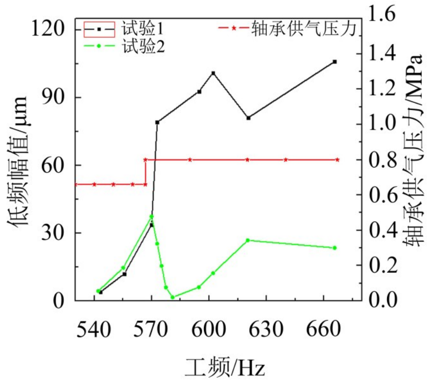


图8 试验1和试验2中气膜振荡低频幅值随工频变化曲线

这表明气膜振荡发生后，轴承供气压力的提高能够抑制甚至消除气膜振荡的发展，并且对整个气膜振荡过程的低频幅值有明显抑制作用，从而有效地控制混沌的幅值边界，最终达到使转子系统稳定运行的目的。

3 结 语

（1）在转速33 300 r/min左右，转子系统出现气膜振荡现象，并且随着转速的增加，由于气膜振荡与固有频率耦合共振导致了振荡低频幅值的急剧增到，从而引起了气膜振荡区域分岔图形的幅值边界急剧增大；

（2）对比试验2和试验1得出，由于在转速34 000 r/min将轴承供气压力提高到0.80 MPa，从而使得试验2中1区域的气膜振荡混沌幅值边界收敛，转子系统从多周期混沌状态退出，呈现为周期一状态，并且在相同转速下，试验2中2区域的低频振荡幅值远小于试验1中的低频振荡幅值；

（3）气膜振荡发生后，轴承供气压力的提高能够抑制甚至消除气膜振荡的发展，从而有效地控制了混沌的幅值边界，达到提高转子系统运行的稳定性的目的。

参考文献：

[1] 王凯，黄葆华，田云峰. 微型燃气轮机在分布式供能中应用的可行性研究[J]. **华北电力技术**，2011(5)：1-5+15.

[2] 徐庆郎. 微型燃气轮机的发展、技术特点及市场应用[J]. **上海电力**，2009，5：355-357.

[3] 夏均忠，苏涛，安相璧，等. 滚动轴承故障模式识别方法现状分析[J]. **噪声与振动控制**，2013，33(4)：185-189.

[4] 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.

[5] 孙加丰，荆建平，贾林. 滑动轴承动态油膜压力的实时测量方法研究[J]. **噪声与振动控制**，2013，33(4)：227-231.

[6] G Belforte, F Colombo, T Raparelli, et al. High- speed rotor with air bearings mounted on flexible supports: test bench and experimental results[J]. **Journal of Tribology**，APRIL 2008, Vol. 130. 021103, 1-021103, 7.

[7] Luis San Andrs, KeunRyu. Hybrid gas bearings with controlled supply pressure to eliminate rotor vibrations while crossing system critical speeds[J]. **Journal of Engineering,** 2008

[8] Florin Dimofte, Sorin Cioc. On the influence of the supply pressure on the dynamic stability of hybrid gas journal wave beawrings. WTC 2005- 64108, World Tribology Congress III, USA, Washington, D. C., September 12-16, 2005.

[9] 杨金福，刘占生，于达仁，等. 滑动轴承非线性动态油膜力及稳定性的研究[J]. **动力工程**，2004(1)：501-504+597.

[10] 陈策. 轴承—转子系统非线性动力学行为及其耦合调频技术研究[D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所，2008.

[11] 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(6)：680-685.

[12] 韩东江，杨金福，耿加民，等. 高速永磁电动机气体轴承—转子系统振动特性[J]. **航空动力学报**，2013(8)：1791-1796.

[13] 马文琦，黄鑫，刘海艳. 供气压力对气体轴承—转子系统稳定性影响的实验研究[J]. **机床与液压**，2012(24)：56-60.