

# 箔片摩擦效应对转子-箔片轴承系统 动力学特性影响试验

徐方程<sup>1</sup>, 刘占生<sup>1</sup>, 张 雯<sup>2</sup>, 马瑞贤<sup>1</sup>, 王 羽<sup>1</sup>

(1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001;

2. 中国航天科技集团公司 中国运载火箭技术研究院, 北京 100076)

**摘 要:** 为了研究波纹箔片和轴承壳之间的摩擦特性对转子-箔片轴承系统动力学特性的影响,设计了波箔型径向气体箔片轴承-转子试验台,通过在该试验台上对以两组不同轴承壳圆柱孔内表面粗糙度的箔片轴承支承的质量为 0.458 kg 的转子进行转速为 0~8000 r/min 的运行试验,对比分析了波纹箔片与轴承壳内壁之间的摩擦效应对系统转子动力学特性的影响.结果表明:直径为 19.98 mm 的波箔型径向气体箔片轴承能够实现转子高速运行,在转子起飞后具有良好的运行稳定性,其轴承支承处的振动幅值一直维持在 20  $\mu\text{m}$  附近,并且降低轴承壳内表面粗糙度(摩擦因数)能够让波纹箔片相对容易地在平箔片和轴承壳之间周向滑移,使其吸收并消除转子高频振动,提高转子系统运行稳定性.

**关 键 词:** 波箔型径向气体箔片轴承; 表面粗糙度; 振动幅值; 轴心轨迹; 稳定性

中图分类号: V229<sup>+</sup>.2; TH133.37

文献标志码: A

## Experimental of foil friction effects on dynamics characteristic of rotor-foil bearing system

XU Fang-cheng<sup>1</sup>, LIU Zhan-sheng<sup>1</sup>, ZHANG Wen<sup>2</sup>,  
MA Rui-xian<sup>1</sup>, WANG Yu<sup>1</sup>

(1. School of Energy Science and Engineering,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

2. China Academy of Launch Vehicle Technology,

China Aerospace Science and Technology Corporation, Beijing 100076, China)

**Abstract:** In order to study the effects of foil friction between bump foil and bearing housing on dynamics characterict of rotor-foil bearing system, a test rig was developed for bump-type gas foil bearing. By experiment comparing between two sets of bearing supporting a 0.458 kg rotor which have different surface roughness of bearing housing cylindrical hole with speed from 0—80000 r/min, the effects of friction between bump foil and bearing housing on rotor dynamics charecteristic are studied. The results indicate that bump-type gas foil journal bearing with 19.98 mm diameter can support the rotor's stable running at a quite high speed, and the vibration amplitude at bearing support is around 20  $\mu\text{m}$ . Reducing the surface roughness (friction coefficient) of bearing housing cylindrical hole enables relatively easy slippage of bump foil between the top foil and bearing housing, helping to absorb and eliminate high frequency vibration of rotor, and improve the stability of rotor system.

收稿日期:2013-07-08

基金项目:国家自然科学基金(11176010);航空科学基金(20110377005)

作者简介:徐方程(1985-),男,浙江金华人,博士后,主要从事气体箔片轴承、挤压油膜阻尼器及转子动力学等研究.

**Key words:** bump-type gas foil journal bearing; surface roughness; vibration amplitude; axis orbits; stability

波箔型径向气体箔片轴承是一种以箔片为弹性表面的自作用式动压气体轴承,与传统的气体轴承相比,箔片轴承具有运转速度高、抗冲击能力强、承载能力高、运行寿命长、稳定性好等特点,广泛应用于高速旋转机械,如透平膨胀机<sup>[1]</sup>和小型透平机械<sup>[2]</sup>。

波箔型径向气体箔片轴承由平箔片、波纹箔片和轴承壳组成,其中平箔片和波纹箔片之间、波纹箔片和轴承壳之间存在大量的摩擦,并且能够提供给轴承部分刚度和阻尼。早先学者们认为箔片轴承的结构刚度只和箔片的结构尺寸(如箔片厚度、波纹长度和波纹高度等)相关<sup>[3-5]</sup>,但 Roger 和 Heshmat 通过试验证明了将波纹结构中的库伦摩擦力引入到箔片结构刚度的正确性,使得人们对箔片轴承自身特性问题有了新的认识<sup>[6-7]</sup>。目前对箔片结构中库伦摩擦效应的研究多数停留在将箔片之间摩擦因数引入到有限元模型或者等效弹簧模型的理论建模仿真上<sup>[8-17]</sup>,只有极少数学者对其进行了试验研究<sup>[18]</sup>,但目前还少有箔片结构摩擦效应对轴承-转子系统动力学特性影响的相关文献。

箔片轴承中波纹箔片与轴承壳之间存在的库伦摩擦不仅影响着箔片轴承的刚度特性,同时也影响着箔片轴承-转子系统的动力学特性,因此本文设计了波箔型径向气体箔片轴承-转子试验台,加工制造了两个不同轴承壳圆柱孔内表面粗糙度的波箔型径向气体箔片轴承,对比分析了两组不同轴承支撑下轴颈振动试验结果,研究了波纹箔片和轴承壳之间的摩擦特性对转子系统动力学特性的影响。

## 1 箔片轴承试验台介绍

整个试验装置主要由试验台本体、驱动系统和数据采集分析系统 3 部分组成。试验台转子采用高压气体直接驱动涡轮方式,高压气体由活塞压缩机提供。

### 1.1 试验台本体结构介绍

试验台本体结构如图 1 所示,波箔型径向气体箔片轴承(以下简称径向箔片轴承)和多叶箔片止推轴承(以下简称多叶止推轴承)同时固定在轴承座上,并且两个轴承座分别通过各自的底角嵌入基座的导轨中,便于两个轴承座之间的安装和

定位。涡轮与径向轴承之间安装一石墨密封盘,用来消除驱动气体对径向箔片轴承的影响。试验台转子部件具体尺寸如表 1 所示。

由于气体轴承的气膜半径间隙很小,因此在试验台零部件设计以及加工过程中考虑了安装精度,径向箔片轴承和轴承座之间通过凸台定位,而轴承座与基座通过导轨定位,并且加工时轴承和轴承座都是通过单个胚料线切割分割而成,因此两个径向轴承孔之间具有良好的同轴度。

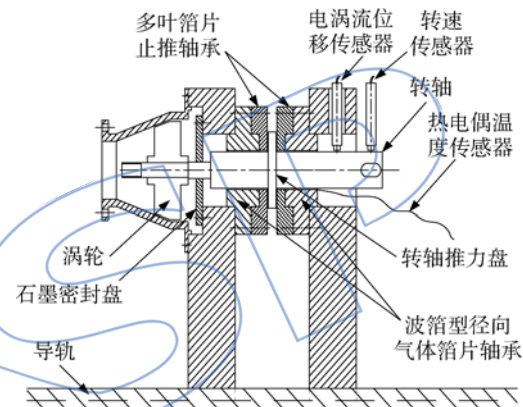


图 1 波箔型径向气体箔片轴承-转子系统试验台结构

Fig. 1 Structure of bump-type gas foil journal bearing-rotor system test bed

表 1 试验台结构参数

Table 1 Structural parameters of test bed

参数	数值
转轴直径/mm	19.78
转轴推力盘厚度/mm	5
转轴推力盘直径/mm	42
转轴长度/mm	166
径向轴承半径间隙/mm	0.01
转轴质量/kg	0.458
涡轮质量/kg	0.122

### 1.2 径向箔片轴承和多叶止推轴承箔片介绍

径向箔片轴承和多叶止推轴承的箔片材料均选用高弹合金钢 Inconel-718,两种轴承的箔片设计图和实物图分别如图 2 和图 3 所示。

为了对箔片结构的库伦摩擦效应进行试验研究,在轴承壳加工时特意将两组轴承壳圆柱孔内

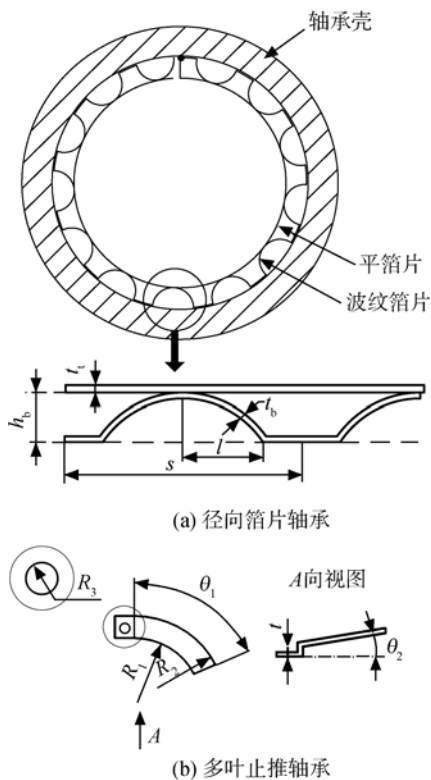


图 2 径向箔片轴承和多叶止推轴承箔片设计图  
Fig. 2 Design configuration of foil of journal bearing and thrust bearing

表 2 径向箔片轴承和多叶止推轴承箔片设计参数  
Table 2 Foil design parameters of foils of journal bearing and thrust bearing

轴承	参数	数值
径向箔片	径向箔片轴承长度 $l_b$ /mm	$20 \pm 0.1$
	平箔片厚度 $t_f/10^{-3}$ mm	160
	波纹箔片厚度 $t_b/10^{-3}$ mm	160
	波纹箔片半波纹长度 $l$ /mm	1.75
	波纹箔片高度 $h_b$ /mm	0.5
	波纹箔片单位长度 $s$ /mm	4.2
	波纹箔片波纹个数 $N_b$	13
轴承壳内孔孔径/mm	$21.44 \pm 0.01$	
轴承壳圆柱孔内表面粗糙度/ $\mu\text{m}$	0.4, 1.6	
多叶止推	止推箔片内半径 $R_1$ /mm	12.5
	止推箔片外半径 $R_2$ /mm	17.0
	止推箔片定位孔半径 $R_3$ /mm	1.0
	止推箔片弯折角度 $\theta_1$ /°	65
	止推箔片仰角 $\theta_2$ /°	10
	止推箔片厚度 $t$ /mm	0.16
	止推箔片弹性模量 $E_b$ /GPa	214

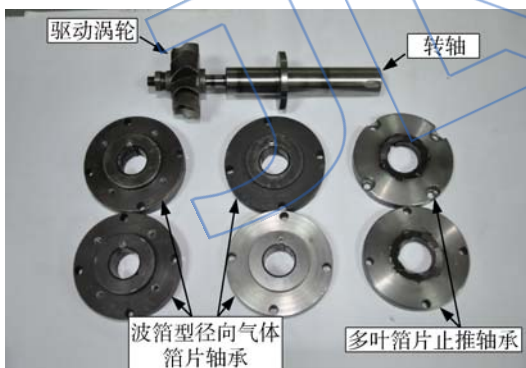


图 3 转子和轴承零件实物图  
Fig. 3 Photo of rotor and bearing parts

表面粗糙度加工成  $0.4\mu\text{m}$  和  $1.6\mu\text{m}$ , 以此改变轴承壳内孔的摩擦因数, 进而改变波纹箔片和轴承壳之间的摩擦力. 在对轴承内径进行测量时, 由于轴承表面具有弹性, 因此用传统的机械测量法(游标卡尺)会使得轴承表面变形, 使得测量精度没有保障, 因此这里采用光学成像原理对轴承内径进行测量, 具体方法为用微距相机将轴承和标尺拍到同一张照片里, 后将图像放大, 通过比例关系就能换算出轴承内径的真实大小. 径向箔片轴承以及多叶止推轴承的结构参数如表 2 所示.

### 1.3 试验台测试系统介绍

试验台传感器安装实物照片如图 4 所示, 转轴非驱动端径向箔片轴承附近水平和垂直方向的振动特性分别由电涡流位移传感器 1 和传感器 2 测得, 因为涡轮与驱动端径向箔片轴承距离较近, 没有足够的空间安装电涡流位移传感器, 所以仅在转轴非驱动端径向箔片轴承附近布置电涡流位移传感器测量转子水平和垂直方向的振动特性.

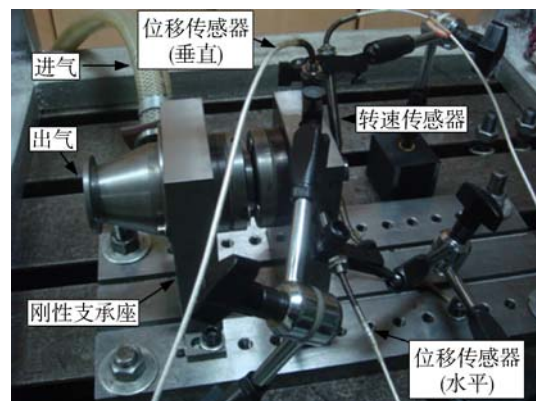


图 4 试验台本体实物图  
Fig. 4 Photo of main body for test bed

此外在转轴末端安装传感器 3 用以测量转轴转速.各振动信号经过前置放大器进入数据采集系统,并对振动信号进行实时监测分析,前置放大器和在线数据采集系统如图 5 所示,传感器及数据采集系统特性如表 3 所示.

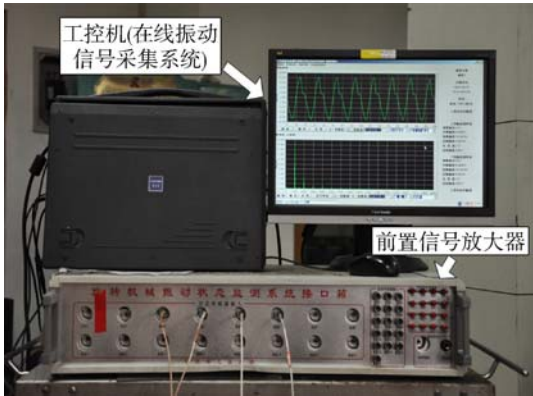


图 5 振动信号采集系统

Fig. 5 Vibration signal acquisition system

表 3 测试系统特性表

Table 3 Test system characteristics

编号	名称	特性
1	电涡流位移传感器	测量精度:0.1 $\mu\text{m}$ 频响范围:0~8000 Hz
2	数据采集系统	频响范围:0~10000 Hz

## 2 试验测试结果及对比分析

为了研究箔片结构摩擦效应对箔片轴承-转

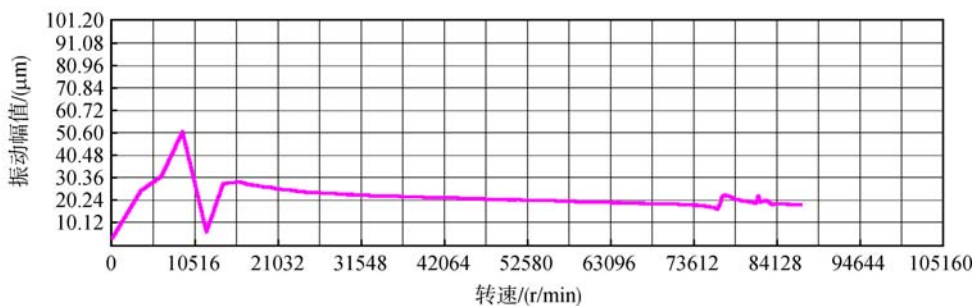
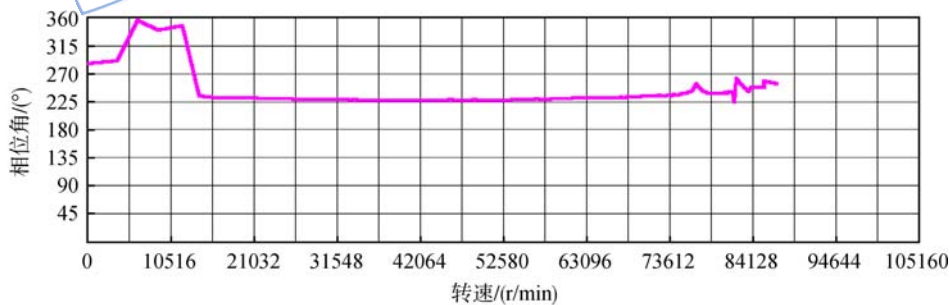
子系统转子动力学特性的影响,下面将两组不同轴承圆柱孔内表面粗糙度轴承支承下试验结果进行比较.试验最高转速为80000 r/min,为消除涡轮气流力对试验结果的影响,试验结果采用停车降速过程进行对比<sup>[18]</sup>.

### 2.1 转子基频振动试验结果

图 6 和图 7 分别是以轴承圆柱孔内表面粗糙度为 0.4 $\mu\text{m}$  和 1.6 $\mu\text{m}$  的轴承支承下转子降速过程非驱动端轴承支承处水平和垂直方向基频振动波德图,图中各转速下对应的振动幅值是对应转速下各个采样周期的平均值.从两张图中可以明显看出,转子基频振动幅值在高转速下非常稳定,两种轴承支承下基频振动幅值一直分别维持在 20 $\mu\text{m}$  和 17 $\mu\text{m}$  附近,反映出以径向箔片轴承为支承的转子具有在高转速下振动幅值小的特点.此外从图 6 可以看出,当转速降到15000 r/min左右时,水平方向和垂直方向的基频振动相位角发生大幅度变化,同时转子基频振动幅值突然降低,然后随着转速进一步降低振动幅值又突然增大,呈现出振动幅值不稳定的现象,而对于以轴承圆柱孔内表面粗糙度为 1.6 $\mu\text{m}$  轴承支承情况下,发生基频振动幅值和相位角突变不稳定的转速提前到了23000 r/min,这说明轴承圆柱孔内表面粗糙度的改变引起的波纹箔片和轴承壳之间摩擦特性的改变影响了转子振动特性,这部分原因在文章后面有提到.

### 2.2 频域及轴心轨迹

图 8 为轴承壳圆柱孔内表面粗糙度为 0.4



(a) 水平方向

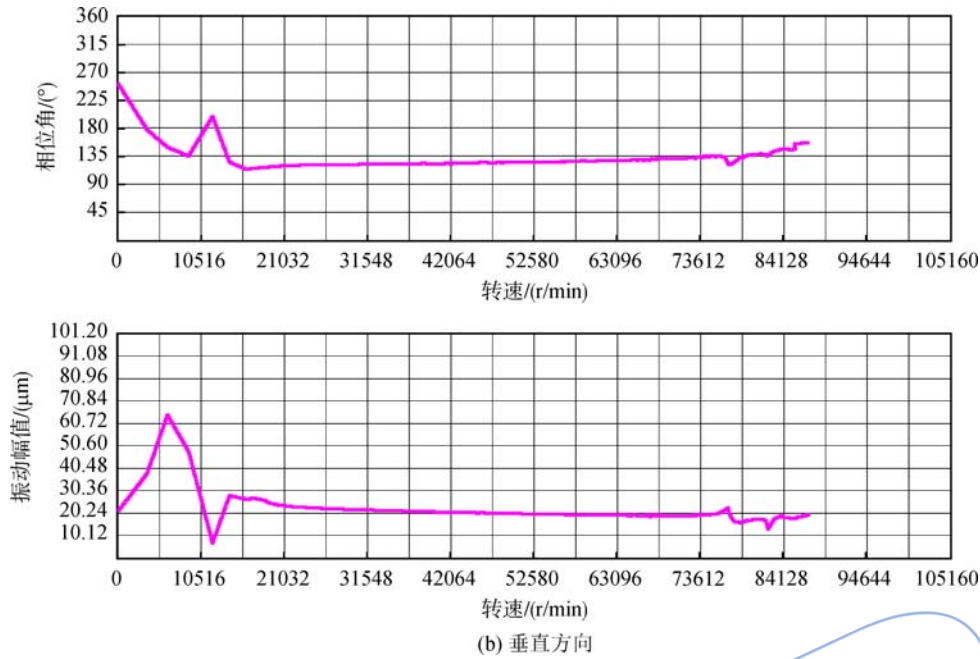


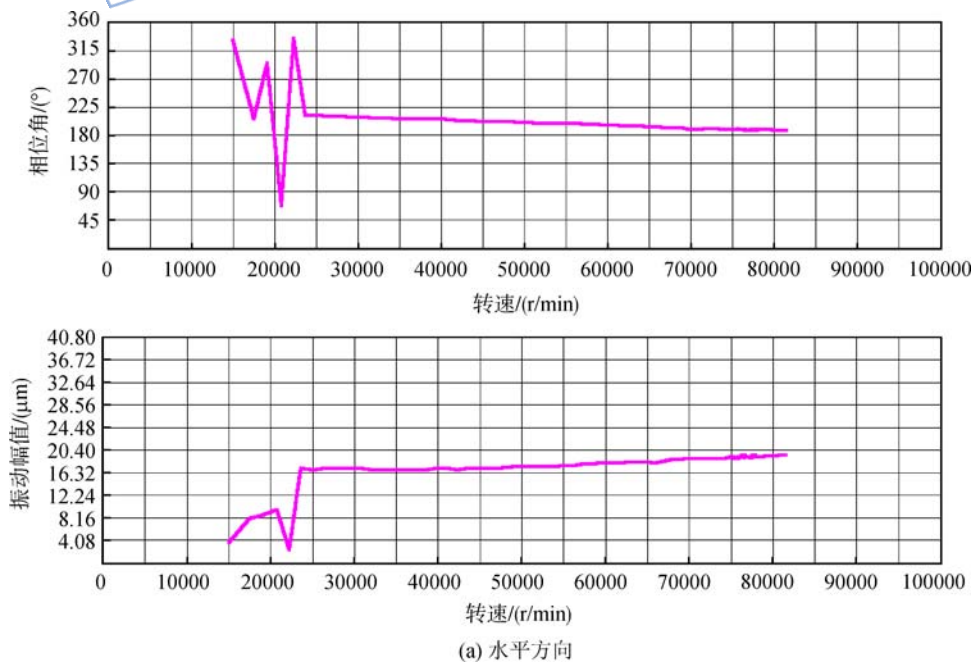
图 6 表面粗糙度为 0.4 μm 时降速过程非驱动端轴承支承处基频振动波德图

Fig. 6 Bode diagrams of fundamental frequency at non-drive end journal bearing support in shut-down procedure for surface roughness 0.4 μm

μm 时, 转速为 80 133, 16 244, 14 116 r/min 时转子非驱动端水平方向和垂直方向振动频域及基频轴心轨迹图。对比 3 个转速下轴承支承处转子振动特性可知, 转轴在最高转速为 80 133 r/min 时以基频振动为主, 同时伴随微小的低频分量, 并且随着转速的降低, 转轴水平和垂直方向的基频振动幅值增大, 从最高转速为 80 133 r/min 时的小于 20 μm 增大到 16 244 r/min 的 28 μm。并且当转速降低到 16 244 r/min 时, 低频振动明显, 基频轴心轨迹

有紊乱的趋势, 随着转速进一步降低到 14 116 r/min, 低频振动更加明显, 基频轴心轨迹变得紊乱, 说明转轴表面和径向轴承表面产生不了足够的气膜力, 而使得转轴和径向轴承表面产生摩擦, 出现了较大的低频振动, 从而可以判断降速时转轴的起飞转速为 14 116 r/min 附近。

图 9 为在降速过程中轴承壳圆柱孔内表面粗糙度为 1.6 μm 时, 转速为 81 521, 23 590, 22 229 r/min 时转子非驱动端水平方向和垂直方向振动



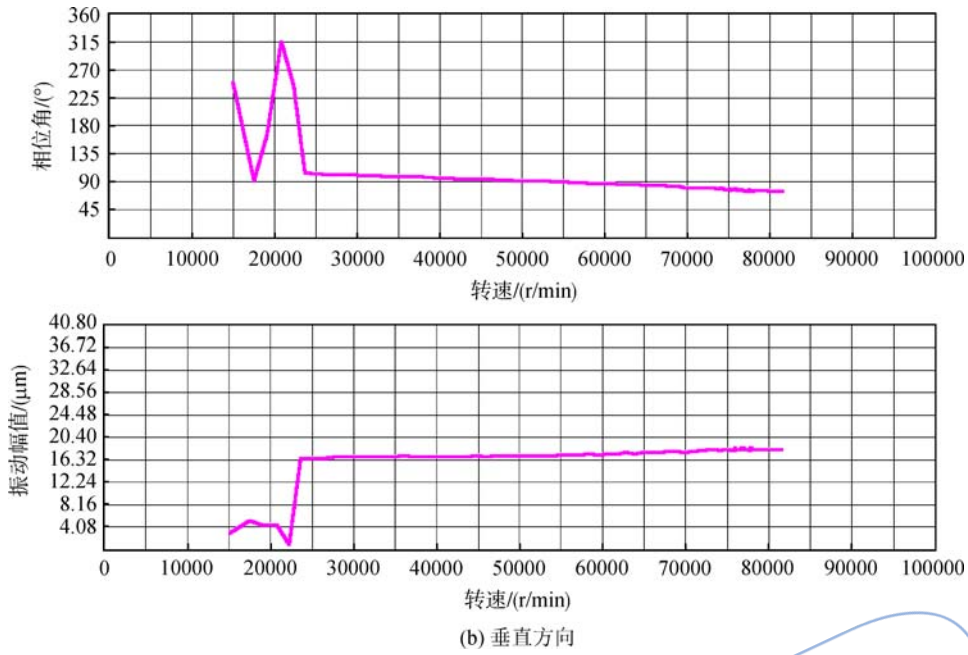


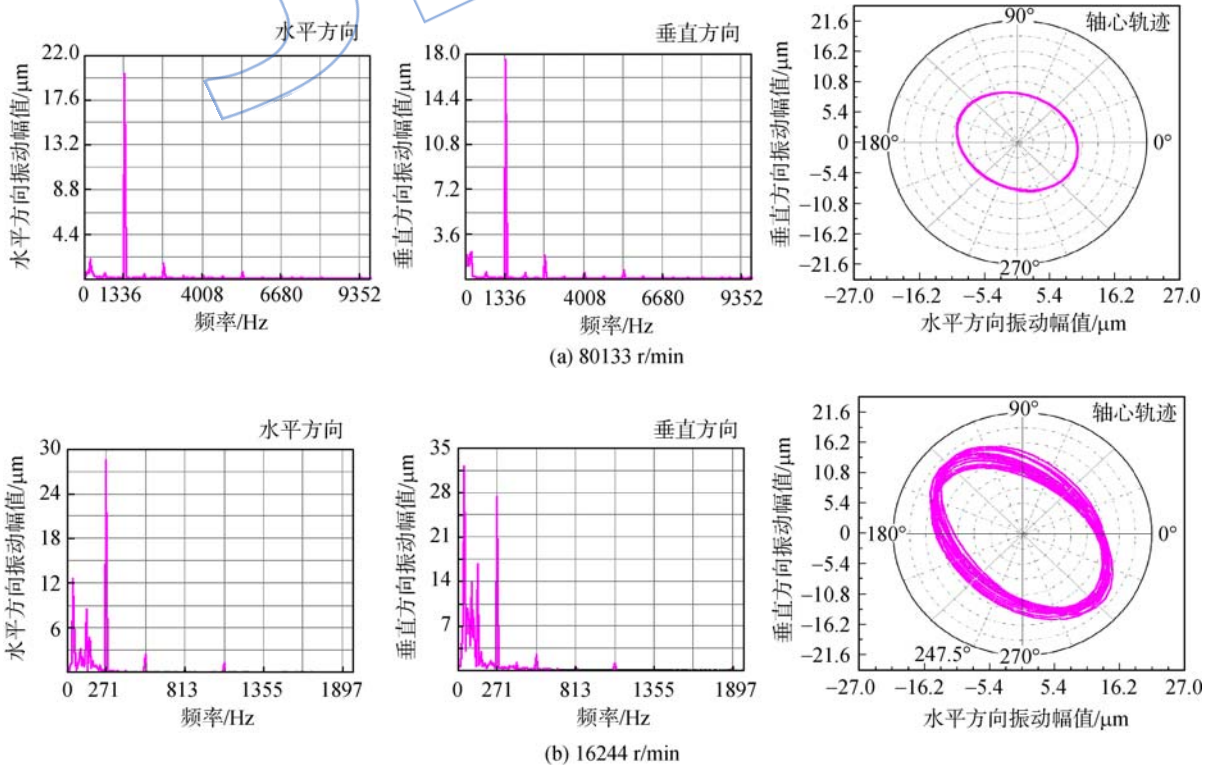
图 7 表面粗糙度为  $1.6\mu\text{m}$  时降速过程非驱动端轴承支承处基频振动波德图  
 Fig. 7 Bode diagrams of fundamental frequency at non-drive end journal bearing support in shut-down procedure for surface roughness  $1.6\mu\text{m}$

频域及基频轴心轨迹图. 通过各转速下测试结果可知,随着转子转速的降低,转子水平和垂直方向的基频振动幅值基本保持不变,维持在  $17\mu\text{m}$  附近,而 2 倍频振动幅值有所增大,当转速降低到  $23590\text{ r/min}$  时,低频振动幅值明显增大,尤其是水平方向振动幅值,由之前的小于  $2\mu\text{m}$  突然增大到  $9\mu\text{m}$ ,并且基频轴心轨迹有紊乱的趋势,随着

转速进一步降低到  $22229\text{ r/min}$ ,低频振动更加明显,轴心轨迹变得紊乱,说明降速时转子的起飞转速为  $22229\text{ r/min}$  附近.

### 2.3 瀑布图

图 10 为两组箔片轴承支承的转子非驱动端在降速 ( $80000\sim 0\text{ r/min}$ ) 过程垂直方向的瀑布



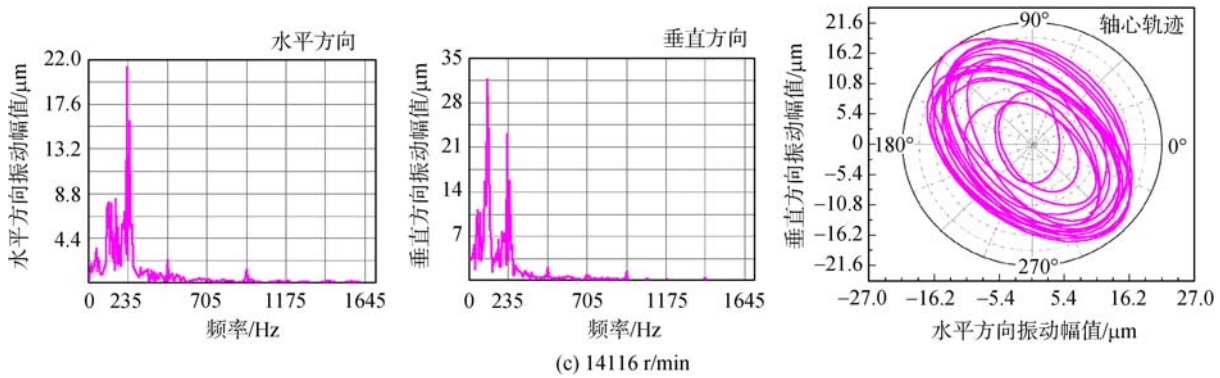


图 8 表面粗糙度为  $0.4\mu\text{m}$ , 转速为 80 133, 16 244, 14 116 r/min 时转子非驱动端轴承支承处频域及基频轴心轨迹图  
 Fig. 8 Frequency domain and fundamental frequency axis orbit at non-drive end journal bearing support for roughness  $0.4\mu\text{m}$  at shaft speed of 80 133, 16 244, 14 116 r/min

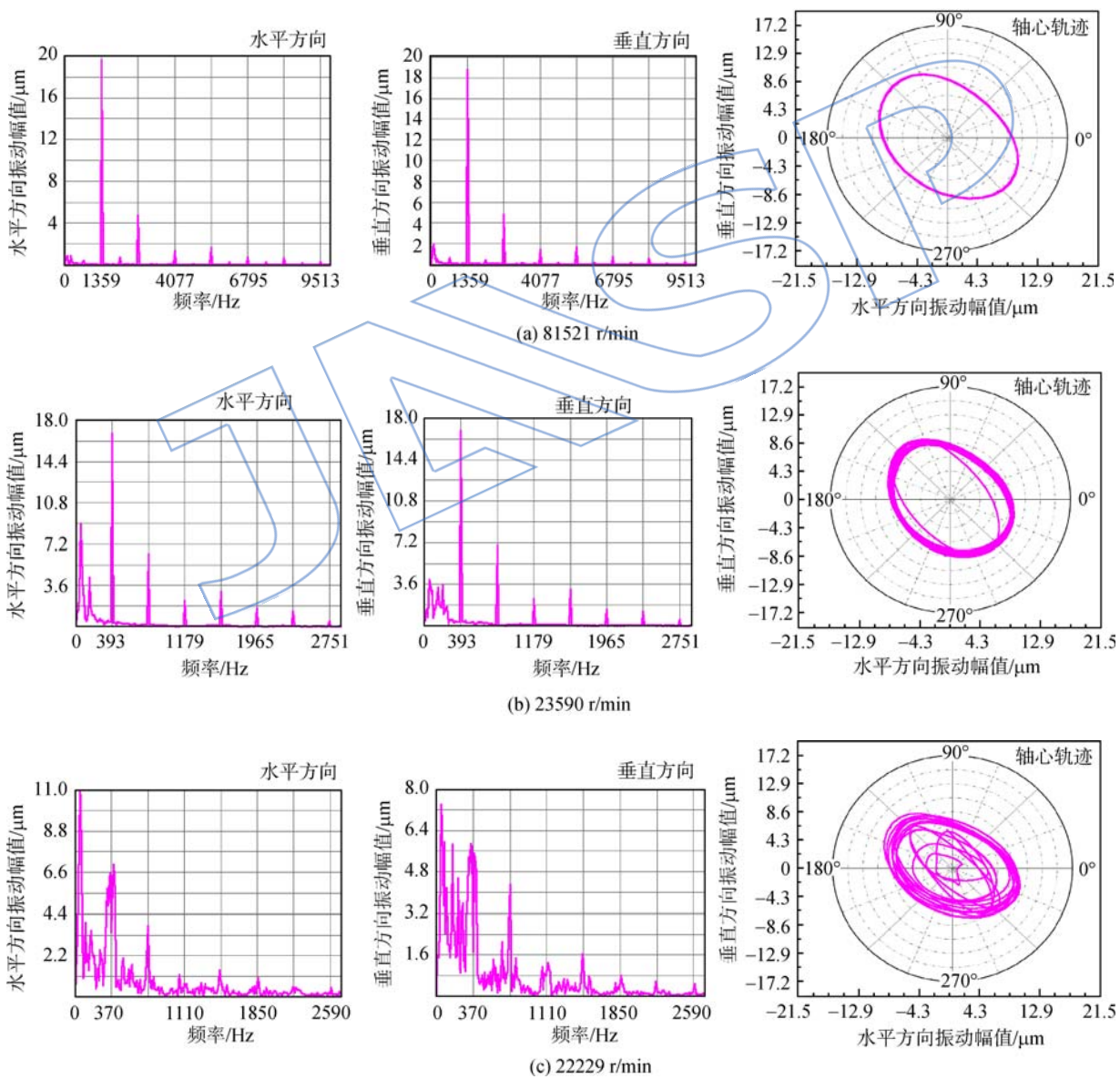


图 9 表面粗糙度为  $1.6\mu\text{m}$ , 转速为 81 521, 23 590, 22 229 r/min 时转子非驱动端轴承支承处频域及基频轴心轨迹图  
 Fig. 9 Frequency domain and fundamental frequency axis orbit at non-drive end journal bearing support for roughness  $1.6\mu\text{m}$  at shaft speed of 81 521, 23 590, 22 229 r/min

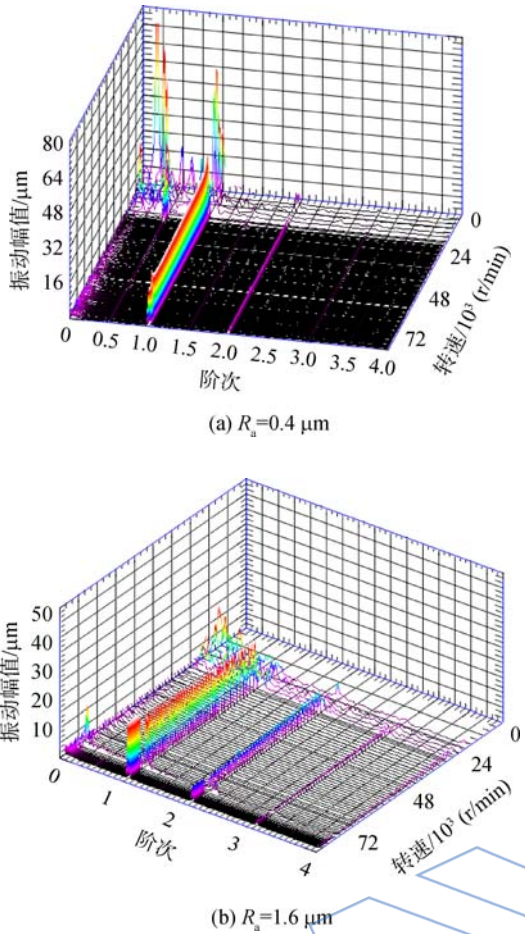


图 10 转子非驱动端在降速过程(80 000~0 r/min)垂直方向的瀑布图  
Fig. 10 Waterfalls of journal in vertical motion at non-drive end in shut-down procedure (80 000~0 r/min)

图,通过对比发现,在转子起飞后,以轴承壳圆柱孔内表面粗糙度大的轴承为支承的非驱动端垂直方向基频振动幅值要略微小于轴承内表面粗糙度小的轴承支承结果,这是由箔片结构摩擦效应导致箔片轴承气膜刚度增大而引起的,并且轴承壳圆柱孔内表面粗糙度小时,转子高频振动幅值明显小于轴承壳圆柱孔内表面粗糙度大的试验结果,说明适当地降低轴承壳圆柱孔内表面粗糙度可以提高转子系统的稳定性,这可能是由于轴承壳圆柱孔内表面粗糙度较小时,波纹箔片在平箔片和轴承壳之间滑动较轴承壳圆柱孔内表面粗糙度大时容易,因此吸收了更多的高频振动能量,使得转子 2 倍频和 3 倍频的振幅幅值很小.当转速低到转子降落时,两组轴承支承下非驱动端轴承支承处转子振动都以低频为主,且轴承壳圆柱孔内表面粗糙度  $R_a = 1.6 \mu\text{m}$  的转子基频振动幅值要小于轴承壳圆柱孔内表面粗糙度  $R_a = 0.4 \mu\text{m}$

的试验结果,这是因为在转子起飞之前,轴承支承刚度全部由箔片结构提供,而轴承壳圆柱孔内表面粗糙度越大,箔片结构刚度越大,在相同载荷作用下箔片越不容易变形,因此在相同转速下,轴承壳圆柱孔内表面粗糙度的增大抑制了转子在起飞之前的振动.

最后将两组不同轴承壳圆柱孔内表面粗糙度的箔片轴承支承下转子振动情况对比结果汇总为表 4 所示.从结果可以看出,在各转速下轴承壳圆柱孔内表面粗糙度大的转子基频振动幅值基本上小于轴承壳圆柱孔内表面粗糙度小的试验结果,并且轴承壳圆柱孔内表面粗糙度越大,其起飞转速也越大.

表 4 试验对比结果汇总表

Table 4 Summary of experimental results comparison

转速/ (r/min)	垂直方向基频振动幅值/ $\mu\text{m}$	
	$R_a = 0.4 \mu\text{m}$	$R_a = 1.6 \mu\text{m}$
80 000	17.4	18.6
70 000	19.2	17.0
60 000	19.4	17.8
50 000	20.2	17.4
40 000	20.8	17.2
30 000	21.8	17.2
20 000	23.8	
起飞转速/(r/min)	14 116	22 229

### 3 结 论

本文搭建了波箔型径向气体箔片轴承-转子系统试验台,进行了以两组不同轴承壳圆柱孔内表面粗糙度的箔片轴承为支承的转子系统动力学特性试验,对比分析波纹箔片和轴承壳之间摩擦效应对转子系统动力学特性的影响,得到了如下结论:

1) 波箔型径向气体箔片轴承能够实现转子高速运行,最高转速超过了 80 000 r/min. 转子起飞前转子振动以低频为主,振动幅值较大,转子起飞后振动以基频为主,其轴承支承处振动幅值一直维持在  $20 \mu\text{m}$  之内,而且随着转速的升高,轴承壳圆柱孔内表面粗糙度小的轴承-转子系统振动幅值略微降低,而轴承壳圆柱孔内表面粗糙度大的轴承-转子系统振动幅值略微升高,但都保持在  $20 \mu\text{m}$  附近.



2) 增大轴承壳圆柱孔内表面粗糙度能够降低转子起飞之前的低频振动以及起飞之后的基频振动幅值,但会在转子起飞后引起高频振动,而降低轴承壳圆柱孔内表面粗糙度(摩擦因数)能够让波纹箔片相对容易地在平箔片和轴承壳之间周向滑移,使其吸收并消除转子高频振动,提高转子系统运行稳定性。

由于在转子运行时箔片本身的运动很复杂,因此建立准确的箔片动力学模型对分析箔片轴承-转子系统动力学特性具有重要意义,在下面的研究中将重点研究箔片轴承-转子系统动力学建模。

### 参考文献:

- [1] Agrawal G L. Foil air/gas bearing technology-an overview [R]. ASME Paper 1997-GT-347, 1997.
- [2] Kim D J, Andron C, Chang S S, et al. Mesoscale foil gas bearings for palm-sized turbomachinery: design, manufacturing, and modeling[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2009, 131(4): 042502. 1-042502. 10.
- [3] Walowit J A, Anno J N. Modern developments in lubrication mechanics [M]. London: Applied Science Publishers Limited, 1975.
- [4] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings[J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 647-655.
- [5] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of gas-lubricated compliant thrust bearings[J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 638-646.
- [6] Roger Ku C P, Heshmat H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis: Part I theoretical model including strip and variable bump foil[J]. ASME Journal of Tribology, 1992, 144(2): 394-400.
- [7] Roger Ku C P, Heshmat H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis: Part II experimental investigation [J]. ASME Journal of Tribology, 1993, 115(3): 364-369.
- [8] Roger Ku C P, Heshmat H. Structural stiffness and Coulomb damping in compliant foil journal bearings: theoretical considerations[J]. Society of Tribologists and Lubrication Engineers Tribology Transactions, 1994, 37(3): 525-533.
- [9] Iordanoff I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: method for a rapid design[J]. ASME Journal of Tribology, 1999, 121(4): 816-822.
- [10] Carpino M, Talmage G. Prediction of rotor dynamic coefficients in gas lubricated foil journal bearings with corrugated sub-foils [J]. Tribology Transactions, 2006, 49(3): 400-409.
- [11] Swanson E E. Bump foil damping using a simplified model [J]. ASME Journal of Tribology, 2006, 128(3): 542-550.
- [12] Lez S L, Arghir M, Frene J. Static and dynamic characterization of a bump-type foil bearing structure [J]. ASME Journal of Tribology, 2007, 129(1): 75-83.
- [13] Lez S L, Arghir M, Frene J. A new bump-type foil bearing structure analytical model [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2007, 129(4): 1047-1057.
- [14] Lee Y B, Park D J, Kim C H, et al. Operating characteristics of the bump foil bearings with top foil bending phenomenon and correlation among bump foils [J]. Tribology International, 2008, 41(4): 221-233.
- [15] Kai F, Kaneko S. Link-spring model of bump-type foil [R]. ASME Paper 2009-GT-59260, 2009.
- [16] Lee D H, Kim Y C, Kim K W. The effect of coulomb friction on the static performance of foil journal bearings [J]. Tribology International, 2010, 43(2): 1065-1072.
- [17] Lee D H, Kim Y C, Kim K W. The dynamic performance analysis of foil journal bearings considering coulomb friction: rotating unbalance response [J]. Tribology Transactions, 2009, 52(2): 146-156.
- [18] 徐方程, 刘占生, 马瑞贤, 等. 箔片摩擦对波箔型径向气体轴承静刚度和悬浮转速影响实验 [J]. 航空动力学报, 2013, 28, (10): 2194-2201.
- XU Fangcheng, LIU Zhansheng, MA Ruixian, et al. Experiment of foil friction effect on static stiffness and lift off speed of bump foil journal bearing [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28, (10): 2194-2201. (in Chinese)