DOI: 10.3901/JME.2021.09.051

楔形入口高度对气体止推箔片轴承 性能仿真和试验研究*

徐方程^{1,2} 侯留凯^{1,2} 吴斌³ 何波⁴

(1. 大连理工大学控制科学与工程学院 大连 116024;

2. 大连理工大学工业装备智能控制与优化教育部重点实验室 大连 116024;

3. 苏州东菱振动试验仪器有限公司 苏州 215163;

4. 石家庄金士顿轴承科技有限公司 石家庄 052360)

摘要: 简要介绍了气体止推箔片轴承的结构,建立了止推轴承数值求解的理论模型,利用有限元法和有限差分法耦合的方式求解气体雷诺方程和气膜厚度方程。通过仿真分析获得了止推轴承承载力随着楔形入口高度的变化关系,发现存在一个最佳的楔形入口高度使轴承的承载力达到最大;在最佳楔形入口高度之前,轴承承载力随着楔形入口高度的增大而急剧增大;在最佳楔形入口高度之后,轴承承载力随着楔形入口高度的增加而缓慢减小。搭建了止推轴承性能测试试验台,对试验台各部分及试验原理进行简单介绍。同时,加工制作了 3 个具有不同楔形入口高度(20 μm 、70 μm 、114 μm)的止推轴承,并在 15 000 r/min、21 000 r/min、25 000 r/min、28 000 r/min 转速下进行了极限承载力试验,与仿真分析进行对比。结果表明:楔形入口高度为 20 μm 的止推轴承所表现出来的轴承性能最好,楔形入口高度为 70 μm 和 114 μm 的止推轴承性能相差不大。在设计、制造止推轴承时,选取适当的轴承楔形入口高度是十分重要的。

关键词: 气体止推箔片轴承; 楔形入口高度; 轴承承载力; 摩擦力矩; 雷诺方程

中图分类号: V229; TH133

The Influence of Taper Inlet Height on the Performance of Gas Thrust Foil Bearing: Simulation and Experiment

XU Fangcheng^{1,2} HOU Liukai^{1,2} WU Bin³ HE Bo⁴

(1. School of Control Science and Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024;

2. Key Laboratory of Intelligent Control and Optimization for Industrial Equipment (Dalian University of Technology), Ministry of Education, Dalian 116024;

3. Suzhou Dongling Vibration Test Instrument Co., Ltd., Suzhou 215163;

4. Shijiazhuang Kingston Bearing Technology Co., Ltd, Shijiazhuang 052360)

Abstract: The structure of gas thrust foil bearing is briefly introduced and the theoretical model of thrust bearing is established. The gas Reynolds equation and gas film thickness equation are solved by the coupling of the finite element method and the finite difference method. The relationship between the bearing load capacity and the taper inlet height is obtained by simulation. It is found that there is an optimal taper inlet height to maximize the bearing load capacity. The load capacity increases sharply with the increase of taper inlet height before the optimal taper inlet height, and the load capacity decreases slowly with the taper inlet height after the optimal taper inlet height. The test rig of thrust bearing is built, and each part of the test rig and the test principle are briefly introduced. At the same time, three thrust bearings with different taper inlet heights (20 μm , 70 μm , 114 μm) were manufactured. The limited load capacity measurement was carried out at 15 000 r/min, 21 000 r/min, 25 000 r/min and 28 000 r/min and compared with the simulation results. The results showed that the thrust bearing with taper inlet height of 20 μm performs the best, and the performance

* 国家自然科学基金(11702050)和中国博士后科学基金(2018M641690)资助项目。20200530 收到初稿, 20210118 收到修改稿

of the thrust bearing with taper inlet height of $70\text{ }\mu\text{m}$ and $114\text{ }\mu\text{m}$ has little difference. Therefore, it is very important to choose the appropriate taper inlet during thrust bearing designing and manufacturing.

Key words: gas thrust foil bearing; taper inlet height; load capacity; friction torque; Reynolds equation

0 前言

动压气体止推箔片轴承是一种利用气体自润滑式的推力轴承,目前已被广泛应用在微小透平机械中用于平衡轴向承载力,如微型燃气轮机(Capstone C30, C200 等型号)、污水处理用曝气风机以及近年来受到广泛关注的氢燃料电池离心式空气压缩机等^[1-5]。与传统的滚动轴承和油润滑轴承不同,气体动压箔片轴承有着诸多优点,如工作转速高、耐高低温、无须专门的润滑辅助装置、结构简单等,因此具有巨大的发展前景^[6-8]。

然而,与传统的滚动轴承和油润滑轴承相比,止推箔片轴承的极限承载力相对较弱。影响止推箔片轴承承载力的因素有很多,如楔形区域入口高度、轴承波纹刚度和分布、平箔片厚度等,其中轴承楔形入口高度直接决定轴承平箔片与推力盘之间的气膜厚度分布,进而影响轴承平箔片与推力盘之间的气体压力分布情况,因此它对轴承承载力的影响尤为重要。

气体箔片轴承分为气体径向箔片轴承和气体止推箔片轴承,科研人员初期主要集中在气体径向轴承的研究上^[9-16]。随着径向轴承理论研究的日渐成熟,止推轴承随后被给予了越来越多的关注。1983 年, HESHMAT 和 WALOWIT 把波纹箔片简化为弹簧结构支承并建立了止推轴承的理论模型,仿真分析了止推轴承的静态特性,为后续的研究奠定了坚实的基础^[7]。ROGER 等建立了考虑波纹箔片和平箔片或底板之间的相互摩擦的波纹箔片刚度计算模型,研究了波纹数量以及摩擦因数对波纹箔片刚度的影响^[11]。IORDANOFF 后来考虑了箔片之间的摩擦效应,提出了一种新的波纹刚度计算公式。利用有限差分法求解气体雷诺方程,简化了结构分析,加快了数值计算的速度^[17]。PARK 和 KIM 考虑倾斜和滑移效应,仿真分析了不同楔形入口高度的止推轴承承载力与轴承数的变化关系,然而文章只是进行了理论分析,缺少试验数据^[18]。KIM 和 PARK 对止推轴承承载力进行优化研究,发现存在一个最佳的楔形区域角度和楔形入口高度,使得止推轴承承载力达到最优的状态^[19]。

相比较于国外,国内对气体轴承的研究较晚。

西安交通大学的侯予等^[20]进行了动压气体止推箔片轴承的承载性能研究,考虑了平箔片的局部变形,对止推轴承的承载性能进行仿真计算。提出可以根据气膜压力分布状态进行波纹箔片的结构形式,进而提高轴承的承载性能,但是研究缺少试验数据支撑。湖南大学的冯凯等^[21]对叠片式的止推箔片轴承进行了轴承静态特性分析,研究了轴承承载能力、摩擦力矩、动态刚度和动态阻尼随楔形入口高度的关系,发现合适的楔形入口高度能够实现止推轴承的高承载、低功耗,但是该篇文章仅是进行了理论研究。哈尔滨工业大学的徐方程等^[22]搭建了气体止推箔片轴承性能测试试验台并进行了轴承性能试验。后来,仿真分析了楔形入口高度对止推轴承特性的影响,发现适当降低楔形入口高度可以使气膜分布更加均匀,有利于提高轴承承载力,但楔形入口高度存在一个最佳值。同样,该项研究缺少试验数据的支撑^[23]。

目前针对楔形入口高度对止推轴承特性影响的相关试验研究较少,因此本文针对于此,设计制造了 3 个具有不同楔形入口高度($20\text{ }\mu\text{m}$ 、 $70\text{ }\mu\text{m}$ 、 $114\text{ }\mu\text{m}$)的轴承,并进行了轴承特性试验,研究了楔形入口高度对止推轴承特性的影响,为止推轴承的结构参数设计提供实际依据。

1 理论分析

1.1 止推箔片轴承的结构

如图 1 所示,动压气体止推箔片轴承主要由平箔片、波纹箔片、轴承底板、垫板(图中未标出)组成。

图 1 动压气体止推箔片轴承实物图

图 2 为止推轴承的结构示意图, 波纹箔片固定到轴承底板上, 平箔片位于波纹箔片的上方并固定于垫板上, 就理论上而言, 平箔片并不是完全平坦, 波纹箔片的波纹高度也并不是完全一致。波纹箔片的波纹高度(H_{bump})从固定端到自由端方向逐渐增大, 并趋于一致。因此, 平箔片和推力盘之间形成了楔形区域和非楔形区域(非楔形区域为主承载区)。波纹箔片最大的波纹高度与垫板厚度的差值即被称为轴承的楔形入口高度(H_T), 通过调整垫板的厚度即可改变轴承的楔形入口高度。推力盘和平箔片之间的距离即为气膜厚度, 因此可以发现止推轴承气膜厚度的分布情况与轴承的楔形入口高度密切相关。

图 2 动压气体止推箔片轴承的结构示意图

1.2 控制方程建立

如以往文献分析方法, 在这里同样简化止推箔片轴承的分析过程, 做出如下假设。

(1) 根据理想气体定律 $pv = \rho RT$, 假设气体为理想气体且是绝热的, 不考虑能量方程, 空气黏度为恒值。

(2) 气膜厚度尺寸与径向方向相比尺寸很小, 在气膜厚度方向上, 气体压力不发生变化。

(3) 轴承表面没有相对滑动, 遵守无滑移边界条件。

同时根据上述的动压气体止推箔片轴承的结构

示意图, 能够得出, 推力盘和止推箔片轴承之间的无量纲气体雷诺方程为

$$\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{r} \cdot \bar{h}^3 \cdot \bar{p} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}^3 \cdot \bar{p} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) = \Lambda \frac{\partial (\bar{p} \cdot \bar{h})}{\partial \theta} \quad (1)$$

式中 Λ ——轴承可压缩系数;

$$\Lambda = (6\mu\omega / p_a) (R_0^2 / C^2)$$

p_a ——环境大气压力;

μ ——气体的动力黏度系数;

$\bar{r}$ ——轴承计算域任一点到圆心的无量纲值;

$$\bar{r} = r / R_0;$$

r ——轴承计算域任一点到圆心的距离;

R_0 ——轴承外径;

θ ——轴承计算域任一点与扇形片固定端角度;

$\bar{h}$ ——轴承无量纲气膜厚度;

$$\bar{h} = h / C;$$

h ——轴承气膜厚度;

C ——轴承安装名义间隙;

$\bar{p}$ ——无量纲气膜压力;

$$\bar{p} = p / p_a;$$

p ——气膜压力。

推力盘和止推轴承平箔片之间的气膜厚度方程为

$$h = C + g(r, \theta) + w(r, \theta) \quad (2)$$

式中 $g(r, \theta)$ ——楔形高度;

$$g(\bar{r}, \theta) = \begin{cases} h_{Taper} (1 - \frac{\theta}{b\beta}), & (0 \leq \theta \leq b\beta) \\ 0, & (b\beta \leq \theta \leq \beta) \end{cases}$$

h_{Taper} ——楔形区域入口高度;

$w(r, \theta)$ ——箔片变形量;

止推轴承的边界条件为

$$\begin{cases} r = R_i, & r = R_0 \\ \theta = 0, & \theta = \beta \\ p = p_a \end{cases}$$

无量纲处理之后可得

$$\begin{cases} \bar{r} = R_i / R_0, & \bar{r} = 1 \\ \theta = 0, & \theta = \beta \\ \bar{p} = 1 \end{cases}$$

本文波纹箔片被简化为弹簧模型, 而平箔片简化为二维薄板模型, 通过有限单元法求解波纹箔片(平箔片和波纹箔片)的整体变形量 $w(r, \theta)$, 并将

该变形量计入止推轴承的气膜厚度 h 。其过程如下:

假设平箔片变形属于小变形并且为线性,因此在圆柱坐标系下平箔片的二维薄板单元的控制方程可写为^[24]

$$\frac{\partial^4 w}{\partial r^4} + \frac{2}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r^3} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial^4 w}{\partial r^2 \partial \theta^2} - \frac{2}{r^3} \frac{\partial^3 w}{\partial r \partial \theta^2} + \frac{4}{r^4} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r^4} \frac{\partial^4 w}{\partial \theta^4} = \frac{q}{D} \quad (3)$$

式中 D ——薄板的抗弯刚度;

$$D = Et_{\text{Top}}^3 / (12(1 - \nu^2));$$

t_{Top} ——平箔片的厚度;

ν ——泊松比;

q ——作用在平箔片单位面积上的总作用力;

$$q = p - k_b w - c_b \dot{w}$$

k_b ——波纹箔片的支承刚度;

c_b ——波纹箔片的阻尼。

由于求解轴承气膜压力和气膜厚度属于轴承稳态特性,因此假设波纹箔片的阻尼系数 c_b 为 0。

通过联立二维薄板控制方程和作用力方程,可以求解出不同气膜压力作用下箔片结构变形量 $w(r, \theta)$ 。

1.3 数值求解流程

采用有限元法和有限差分法耦合的方式求解气体雷诺方程(1)和气膜厚度方程(2),可以获得止推轴承的气膜压力分布情况、气膜厚度分布情况、箔片变形量以及轴承承载力,其中止推轴承承载力可以通过如下公式求解

$$W = N \int_{R_i}^{R_o} \int_0^\beta (p - p_a) r d\theta dr \quad (4)$$

整个求解流程如图 3 所示,首先给定止推轴承的结构参数和初始边界条件等参数,然后利用有限差分法和有限元法耦合的方式求解气体雷诺方程和气膜厚度方程,对更新所得到的止推轴承的气膜压力分布和气膜厚度分布情况进行收敛性的判断(须同时满足

$$\sqrt{\sum_{i=1}^{nr} \sum_{j=1}^{n\theta} \left(\frac{\Delta \bar{p}_{i,j}}{\bar{p}_{i,j}} \right)^2} \leq 10^{-6} \text{ 和 } \sqrt{\sum_{i=1}^{nr} \sum_{j=1}^{n\theta} \left(\frac{\Delta \bar{h}_{i,j}}{\bar{h}_{i,j}} \right)^2} \leq 10^{-6} \text{ 如果}$$

不收敛,则利用牛顿迭代法返回重新求解,直至收敛,输出计算结果。

2 轴承特性的仿真分析

2.1 止推轴承的结构参数

仿真所用的轴承的结构参数如表 1 所示,利用数值计算求解不同转速下(15 000 r/min、

图 3 求解流程图

21 000 r/min、25 000 r/min、28 000 r/min、50 000 r/min、100 000 r/min), 止推轴承的承载力随楔形入口高度的变化关系。

表 1 止推箔片轴承详细参数表

参数	数值
轴承内半径 R_i /mm	18
轴承外半径 R_o /mm	36
平箔片角度 β /(°)	58.5
楔形区域角度比 b	0.256
楔形入口高度 H_T /μm	0~120
扇形片数量 N	6
平箔片厚度 T_{top} /mm	0.2
波纹箔片厚度 T_b /mm	0.114
波纹箔片总刚度 K /(MN/m)	11.58
弹性模量 E /GPa	214
泊松比	0.29

2.2 仿真分析

仿真结果如图 4 所示,其中横坐标为止推轴承的楔形入口高度,纵坐标为止推轴承的轴承承载力。可以发现,当转速一定时,存在着一个最佳的楔形入口高度(20 μm 左右),使得轴承的承载力达到最大。在最佳楔形入口高度之前,随着楔形入口高度的增加,轴承承载力急剧增大;在最佳楔形入口之后,随着楔形入口高度的增加,轴承承载力缓慢减小。同时,随着转速的提高,轴承的承载力不断增大,最佳的楔形入口高度不断增大。

图4 轴承承载力随楔形入口高度的变化关系

图5为楔形入口高度为 $20\text{ }\mu\text{m}$ 的止推轴承在转子转速为 $28\text{ }000\text{ r/min}$ 时的气膜压力分布云图,可以发现气膜压力最大值出现在楔形区域和非楔形区域的交界处,这种压力分布和以往文献中的仿真结果趋势是一致的^[4,25-27]。图6为楔形入口高度为 $20\text{ }\mu\text{m}$ 的止推轴承在转子转速为 $28\text{ }000\text{ r/min}$ 时的气膜厚度分布云图,可以发现在楔形区域,气膜厚度值更大。图7为楔形入口高度为 $20\text{ }\mu\text{m}$ 的止推轴承在转子转速为 $28\text{ }000\text{ r/min}$ 时的箔片变形量分布云图,可以发现在非楔形区域的变形量最大,这是因为非楔形区域是止推轴承的主承载区,从图5的轴承气膜压力分布云图中可以得到验证,非楔形区域(主承载区)的压力比楔形区域的压力更大。

图5 气膜压力分布云图

图6 气膜厚度分布云图

图7 箔片变形量分布云图

3 止推轴承性能试验

3.1 试验台介绍

如图8为止推轴承性能测试试验台实物图,图9为试验台示意图,试验台主要由电动机驱动单元、被测轴承单元、活塞加载单元、以及数据采集单元组成,现结合实物图和示意图对试验台进行简单介绍。

(a) 电动机驱动单元

(b) 被测轴承单元

(c) 活塞加载单元

图8 止推轴承性能测试试验台实物图

图 9 止推轴承性能测试试验台示意图

电动机驱动单元包括高速电动机、变频器和过渡段，可以通过调节变频器的参数实现高速电动机在 $0 \sim 30\,000\text{ r/min}$ 中任意转速的稳定输出。过渡段和高速电机通过联轴器联接在一起，推力盘安装在过渡段上，安装过渡段的目的是为了防止试验过程中过大的轴向推力直接作用到高速电机上，对高速电动机造成损伤。

活塞加载单元主要由活塞和高压空气装置组成，通过调节阀可以调整高压空气流量的大小，使得被测轴承单元在导轨上进行移动，从而实现对止推轴承施加载荷。

数据采集系统主要包括两个力传感器、一个转速传感器、NI 公司的数据采集板以及计算机组成。数据采集板把传感器采集到的信号输入到计算机中，在计算机中通过 LabView 软件进行采集，编写的 LabView 采集程序界面如图 10 所示。

图 10 LabView 采集程序界面

3.2 试验原理

当对止推箔片轴承进行加载试验时，调节高压空气的阀门，使得气缸活塞推动被测止推轴承在导轨上水平移动至推力盘方向。高速旋转的推力盘将会带动推力盘和被测止推轴承之间的气流，气流的作用将会使被测止推轴承有一个旋转的趋势。被测

止推轴承旋转的趋势将会传递到摩擦力矩杆上，摩擦力矩杆与力传感器相连接，从而可以测得止推轴承所受的摩擦力大小，摩擦力与力臂的乘积即为被测止推轴承所受的摩擦力矩。当不断对止推轴承加载时，推力盘和止推轴承之间的间隙越来越小，直至发生接触，止推轴承和高速旋转之间的推力盘属于物理接触，摩擦力矩将会急剧增大，此时气缸活塞对轴承施加的载荷大小即为止推轴承的极限承载力。

3.3 被测轴承介绍

加工制造了 3 个不同楔形入口高度的止推轴承，其他结构参数与仿真所用的轴承详细参数表 1 一致。由于加工工艺和加工精度的原因，过小楔形入口高度的轴承很难被加工出来，因此加工的 3 个止推轴承的楔形入口高度分别为 $20\text{ }\mu\text{m}$ 、 $70\text{ }\mu\text{m}$ 和 $114\text{ }\mu\text{m}$ ，如图 11 为被测止推轴承的实物图。

图 11 止推轴承实物图

3.4 试验结果分析

被测的 3 个止推轴承分别在 $15\,000\text{ r/min}$ 、 $21\,000\text{ r/min}$ 、 $25\,000\text{ r/min}$ 、 $28\,000\text{ r/min}$ 进行了极限承载力的试验，试验结果如图 12~14 所示，其中

横坐标为止推轴承的承载力, 纵坐标为止推轴承所受的摩擦力矩。从图中可以看出, 转子转速越高, 在同一摩擦力矩下, 轴承承载力越大。当轴承的承载力逐渐增大时, 轴承所受的摩擦力矩首先是缓慢上升, 然后是急剧上升, 当摩擦力矩为 $100 \text{ N}\cdot\text{mm}$ 左右时, 轴承实际上已经达到极限承载力。

图 12 楔形入口高度为 $20 \mu\text{m}$ 的轴承试验结果

图 13 楔形入口高度为 $70 \mu\text{m}$ 的轴承试验结果

图 14 楔形入口高度为 $114 \mu\text{m}$ 的轴承试验结果

其中, 进行楔形入口高度为 $20 \mu\text{m}$ 的轴承在 $25\,000 \text{ r/min}$ 转速下试验(如图 12)时, 当轴承承载力达到 78 N , 摩擦力矩急剧上升, 于是试验过程中迅

速停止了对轴承的继续加载, 故而摩擦力矩值没有达到 $100 \text{ N}\cdot\text{mm}$, 但实际上 78 N 仍是该轴承在此转速下的极限承载力。

其中楔形入口高度为 $70 \mu\text{m}$ 的轴承在 $15\,000 \text{ r/min}$ 转速下、楔形入口高度为 $114 \mu\text{m}$ 的轴承在 $25\,000 \text{ r/min}$ 转速下, 试验数据曲线显示有些许毛刺, 这是由于在试验过程中, 对轴承施加载荷过快, 从而造成的波动。各轴承在不同转速下的极限承载力试验结果汇总至表 2 所示。

表 2 各轴承在不同转速下的极限承载力

转速 /(r/min)	#1 轴承(楔形入口 高度 $20 \mu\text{m}$) 承载力/N	#2 轴承(楔形入口 高度 $70 \mu\text{m}$) 承载力/N	#3 轴承(楔形入口 高度 $114 \mu\text{m}$) 承载力/N
15 000	60	46	38
21 000	73	60	53
25 000	78	72	69
28 000	100	84	82

图 15 为轴承进行极限承载力试验之后的照片, 可以发现轴承的平箔片发生了较为明显的磨损, 这是因为在极限承载力试验过程中, 高速旋转的推力盘与平箔片表面之间的接触所造成的, 其中非楔形区域(主承载区)磨损比楔形区域更为严重。

图 15 试验后的轴承照片

3.5 试验结果与仿真结果的对比

在各转速下, 将不同楔形入口高度的轴承的性能试验结果与理论仿真结果进行对比分析, 如图 16~19 所示, 其中横坐标为轴承楔形入口高度, 纵坐标为轴承承载力。从图中可以发现, 当轴承楔形入口高度为 $20 \mu\text{m}$ 时, 理论模型的预测结果与试验结果差距比较明显, 这可能由于楔形区域入口高度值较小, 而仿真结果显示在高度 $20 \mu\text{m}$ 附近轴承承载力变化较大, 因此实际轴承加工过程中楔形区域入口高度有细微偏差都会使得该高度下轴承承载力试验结果与数值仿真结果发生较大偏差。此外, 由

于平箔片下方的波纹箔片在气膜压力下会被压缩, 导致轴承楔形入口高度在任何载荷作用下都会降低, 这也造成了楔形入口高度为 $20\ \mu\text{m}$ 的轴承承载力试验值比仿真结果偏低。

图 16 转速为 15 000 r/min 的对比结果

图 17 转速为 21 000 r/min 的对比结果

图 18 转速为 25 000 r/min 的对比结果

虽然轴承楔形入口高度为 $20\ \mu\text{m}$ 时, 理论模型的预测结果与试验结果差距比较明显, 但是该楔形入口高度的止推轴承所表现出来的特性最好, 与理论分析所得出来的最佳楔形入口高度值相对应; 当轴承楔形入口高度为 $70\ \mu\text{m}$ 时, 理论模型预测结果和试验结果差距很小。

当推力盘转速为 28 000 r/min 时(图 19), 楔形

入口高度为 $114\ \mu\text{m}$ 的轴承承载力明显高于理论模型的预测结果, 这是由于推力轴承加工过程中存在着波纹高度和平箔片表面耐磨涂层厚度不一致的问题, 导致了轴承各个瓦块高度不是绝对相等, 因此在一定程度上造成了各个瓦块与推力盘面不等距的问题。但是, 箔片表面的涂层材料为聚四氟乙烯, 属于非金属软材料, 在与推力盘多次接触摩擦后使得平箔片局部涂层磨损后变薄, 这反而降低了原先瓦块较高的平箔片厚度, 使得轴承各个瓦块高度趋向一致, 轴承瓦块与推力盘之间不等距的问题得到改善, 分布在各个瓦块表面动压更均匀, 轴承承载力得到进一步提升。因此, 同一个轴承在进行多次承载力测试后, 在相同摩擦功耗下, 轴承承载力会有一定程度的提升, 尤其是在转速较高, 承载力较大的轴承试验条件下, 这种现象更显著。

图 19 转速为 28 000 r/min 的对比结果

从总体上来说, 试验结果和理论模型预测结果的变化趋势都是一致的, 即在最佳的楔形入口高度之后, 轴承承载力随着楔形入口高度的增大而缓慢减小。

4 结论

(1) 对不同楔形入口高度的轴承在不同转速下进行仿真分析, 得到止推轴承的特性变化规律, 发现存在一个最佳的楔形入口高度值, 使得止推轴承的承载力达到最大。

(2) 对三个不同楔形入口高度($20\ \mu\text{m}$ 、 $70\ \mu\text{m}$ 、 $114\ \mu\text{m}$)的止推箔片轴承进行了极限承载力试验, 发现轴承的极限承载力随着转子转速的增加而不断增大, 试验结果与理论模型预测结果变化趋势一致。楔形入口高度为 $20\ \mu\text{m}$ 的轴承表现特性最好, 与理论分析所得出的最佳楔形入口高度相对应。楔形入口高度为 $70\ \mu\text{m}$ 和 $114\ \mu\text{m}$ 的轴承, 在各转速下所测得的极限承载力的差距微乎其微。

(3) 实际制造过程中, 轴承的楔形入口高度可以通过理论仿真分析得出的最佳楔形入口高度值进行选取。由于小楔形入口高度止推轴承的制作比大楔形入口高度止推轴承的制作将会消耗更多的精力, 且制作精度不能得到很好的保证。所以尽量保证楔形入口高度不小于最佳楔形入口高度值, 在轴承能够满足正常工作条件的同时, 可以适当稍微增大楔形入口高度, 减小加工难度与加工成本。

参 考 文 献

- [1] AGRAWAL G L. Foil air/gas bearing technology — an overview[C]// ASME Turbo Expo, June 2–5, 1997, Orlando, Florida, USA, 1997.
- [2] HESHMAT H, WALTON J F, CORTE C D, et al. Oil-free turbocharger demonstration paves way to gas turbine engine applications[C]// ASME Turbo Expo, May 8–11, 2000, Munich, Germany, 2000.
- [3] CHOE B S, KIM T H, KIM C H, et al. Rotordynamic behavior of 225 kW (300 hp) class PMS motor-generator system supported by gas foil bearings[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, 137(9): 1-8.
- [4] FU G, UNTAROIU A, SWANSON E. Effect of foil geometry on the static performance of thrust foil bearings[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2018, 140(8): 1-9.
- [5] SAMANTA P, MURMU N C, KHONSARI M M. The evolution of foil bearing technology[J]. *Tribology International*, 2019, 135: 305-323.
- [6] XU F, KIM D, YAZDI B Z. Theoretical study of top foil sagging effect on the performance of air thrust foil bearing[C]// ASME Turbo Expo, June 13–17, 2016, Seoul, South Korea, 2016.
- [7] HESHMAT H, WALOWIT J A, PINKUS O. Analysis of gas lubricated compliant thrust-bearings[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1983, 105(4): 638-646.
- [8] KIM T H, LEE Y-B, KIM T Y, et al. Rotordynamic performance of an oil-free turbo blower focusing on load capacity of gas foil thrust bearings[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2012, 134(2): 1-7.
- [9] BLOK H, ROSSUM J J. The foil bearing – a new departure in hydrodynamic lubrication[J]. *Lubrication Engineering*, 1953, 9(6): 316-320.
- [10] HESHMAT H, WALOWIT J A, PINKUS O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1983, 105(4): 647-655.
- [11] KU C-P R, HESHMAT H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis: Part I—theoretical model including strip and variable bump foil geometry[J]. *Journal of Tribology*, 1992, 114(2): 394-400.
- [12] 崔明现, 侯予, 王林忠, 等. 波箔轴承结构刚度的计算[J]. *润滑与密封*, 2006, 177(5): 57-59.
CUI Mingxian, HOU Yu, WANG Linzhong, et al. On the calculation of structural stiffness of compliant bump foil bearing[J]. *Lubrication Engineering*, 2006, 177(5): 57-59.
- [13] PENG J-P, CARPINO M. Calculation of stiffness and damping coefficients for elastically supported gas foil bearings[J]. *Journal of Tribology*, 1993, 115(1): 20-27.
- [14] KIM D, CREARY A, CHANG S S, et al. Mesoscale foil gas bearings for palm-sized turbomachinery: Design, manufacturing, and modeling[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2009, 131(4): 74-83.
- [15] PENG Z, KHONSARI M M. A thermohydrodynamic analysis of foil journal bearings[J]. *Journal of Tribology*, 2006, 128(3): 534-541.
- [16] KAI F, KANEKO S. Analytical model of bump-type foil bearings using a link-spring structure and a finite-element shell model[J]. *Journal of Tribology*, 2010, 132(2): 1-11.
- [17] IORDANOFF I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: Method for a rapid design[J]. *Journal of Tribology*, 1999, 121(4): 816-822.
- [18] PARK D-J, KIM C-H, JANG G-H, et al. Theoretical considerations of static and dynamic characteristics of air foil thrust bearing with tilt and slip flow[J]. *Tribology International*, 2008, 41(4): 282-295.
- [19] KIM T H, PARK M, LEE T W. Design optimization of gas foil thrust bearings for maximum load capacity[J]. *Journal of Tribology*, 2017, 139(3): 1-11.
- [20] 戚社苗, 耿海鹏, 郭海刚, 等. 弹性箔片动压气体推力轴承承载性能研究[J]. 2006, *润滑与密封*, 177(5): 1-4.
QI Shemiao, GENG Haipeng, GUO Haigang, et al. Theoretical research on the load performance of aerodynamic compliant foil thrust bearings[J]. *Lubrication Engineering*, 2006, 177(5): 1-4.
- [21] 胡小强, 吕鹏, 冯凯, 等. 叠片式箔片气体动压推力轴承的静动态特性[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(12): 3022-3031.
HU Xiaoqiang, LÜ Peng, FENG Kai, et al. Static and dynamic performance of laminated gas foil thrust bearing[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2018, 33(12): 3022-3031.
- [22] 徐方程, 刘占生, 张广辉, 等. 气体止推箔片轴承试验台设计及试验[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(9): 2298-2304.
XU Fangcheng, LIU Zhansheng, ZHANG Guanghui,

- et al. Test rig design and experiment of gas thrust foil bearing[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(9): 2298-2304.
- [23] 徐方程, 张广辉, 孙毅, 等. 平箔片楔形高度对气体止推箔片轴承特性影响[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(12): 3064-3072.
- XU Fangcheng, ZHANG Guanghui, SUN Yi, et al. Performance analysis of air foil thrust bearings with different top foil taper heights[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(12): 3064-3072.
- [24] 周权, 赵祥雄, 陈汝刚, 等. 基于有限差分法的动压气体止推轴承静态特性分析[J]. *润滑与密封*, 2009, 34(8): 6-9.
- ZHOU Quan, ZHAO Xiangxiong, CHEN Rugang, et al. Static characteristic analysis of aerodynamic gas thrust bearing based on finite difference method[J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 34(8): 6-9.
- [25] XU Z, JI F, ZHOU Y, et al. Modelling on predicting pressure distribution and capacity of foil thrust bearing[C]// *ASME Turbo Expo*, November 9-15, 2018, Pittsburgh, Pennsylvania, USA, 2018.
- [26] QIN K, JAHN I H, JACOBS P A. Effect of operating conditions on the elasto-hydrodynamic performance of foil thrust bearings for supercritical CO₂ cycles[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2017, 139(4): 1-10.
- [27] GAD A M, KANEKO S. A new structural stiffness model for bump-type foil bearings: Application to generation II gas lubricated foil thrust bearing[J]. *Journal of Tribology*, 2014, 136(4): 1-13.
-
- 作者简介:** 徐方程, 男, 1985 年出生, 副教授。主要研究方向为气体箔片轴承、箔片密封、挤压油膜阻尼器及转子动力学。
E-mail: fcxu@dlut.edu.cn
- 侯留凯(通信作者), 男, 1996 年出生, 硕士。主要研究方向为气体箔片轴承。
E-mail: houliukai@mail.dlut.edu.cn
- 吴斌, 男, 1965 年出生, 副教授。主要研究方向为振动与冲击。
E-mail: wubin@donglingtech.com
- 何波, 男, 高级工程师。主要研究方向为压缩机设计、制造与测试。
E-mail: jsdkj007@163.com