

文章编号:1000-8055(2011)04-0947-07

可控式液体润滑高速螺旋槽端面密封试验

张国渊¹, 赵伟刚², 闫秀天¹, 袁小阳³

(1. 西北工业大学 机电学院, 西安 710072;

2. 中国航天科技集团公司 西安航天动力研究所, 西安 710100;

3. 西安交通大学 机械工程学院

现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 西安 710049)

摘 要: 研制了电磁加载装置和摩擦力矩测试装置,并将其应用于液体润滑的螺旋槽端面密封试验中. 试验研究了端面密封坝处液膜特性、端面温升、端面摩擦力等密封性能参数以及端面闭合力对密封性能的影响. 试验结果表明,密封坝处压力随转速的增加而增加,当转速较大时,端面的温升也较高. 端面密封在液膜润滑下具有较小的摩擦力. 利用电磁加载装置和摩擦力矩测试装置实现了对端面密封端面接触及润滑状态的监控,体现了可控式端面密封的设计概念,这对进一步发展动态端面密封性能动态监控技术及其主动控制具有重要的工程参考价值.

关 键 词: 端面密封; 可控性; 螺旋槽密封; 水润滑; 端面摩擦力

中图分类号: TH117

文献标志码: A

Experimental study for water-lubricated high-speed controllable spiral-groove face seals

ZHANG Guo-yuan¹, ZHAO Wei-gang²,

YAN Xiu-tian¹, YUAN Xiao-yang³

(1. School of Mechanical Engineering,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Xi'an Aerospace Propulsion Institute,

China Aerospace Science and Technology Corporation, Xi'an 710100, China;

3. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System,
School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Electromagnetic loadable device and testing device for face friction torque were developed, and applied into experimental study of controllable, full water-film lubricated spiral-groove mechanical face seals. Controllable parameters of face seal, such as face temperature, friction torque, and face pressure, were measured, and the influence of axial balancing controlled load on the controllable parameters was studied. Experimental results show that the face pressure increases with increasing rotation speed, and the face temperature is higher with higher speed. The full water-film lubricated face seal has less friction force. The performance parameters of electromagnetic loadable device and testing device for

收稿日期:2010-04-02; 修订日期:2010-06-09

基金项目:中国博士后科学基金(20100481367)

作者简介:张国渊(1979-),男,甘肃靖远人,博士后,研究方向为润滑技术、转子动力学、生物制造.

E-mail:gyzhang@nwpu.edu.cn

face friction torque were tested in the experiment process, and the target for testing and verifying the controllability of spiral-groove face seals was implemented. The study has the important engineering value for developing real-time monitoring and active control of the spiral-groove face seal.

Key words: mechanical face seal; controllability; spiral-groove seal; water lubricated; friction force

端面密封已经在许多工业生产中得以广泛的应用,尤其在石油化工领域,目前也有一种新型结构的浅槽端面密封被应用于新一代的发动机涡轮泵轴端密封中,涡轮泵主轴的高转速使得开浅槽的端面密封动压效应极大增强^[1].普通的端面密封一般只能在设计点稳定运行,当环境工作条件发生变化时,其端面可能产生高的轴向载荷或者瞬时脉动^[2-3].涡轮泵主轴用端面密封更是受到了泵体轴向载荷的极大影响,载荷较大可能导致密封端面的剧烈磨损,而间隙较大则可能导致密封失效^[4].因此研究不同载荷下的密封接触特性及其液膜特性就变得非常重要;同时对于密封系统的主动性控制而言,若设计一种通过检测端面温升和端面摩擦力的可控式机械密封并付诸于工程应用中,将对提高机械端面密封的工作寿命和可靠性具有重要的工程实践价值.

可控式端面密封概念自提出以来,一直受到众多学者研究^[5-10];已有的研究(如 Salant R F 和 Wolff P 等^[5-6], Heilala J 等^[7], Etsion Z 等^[8], Zou M 等^[9], 周剑锋等^[10])均采用通过对端面温升的监测来实现对密封的控制,然而在实际的密封工作过程中,端面间温升不仅仅是由于端面间接触摩擦引起的,诸如散热、热传导、运行工况的变化等也会造成温升的增加,同时检测的热偶元件放在离端面 1~2 mm 附近的密封静环内,对端面液膜温升的测量也不太准确.本文提出直接测试密封端面摩擦力和端面温升的方法,并将其应用于测试试验中;在对比分析测试结果基础上,通过控制电磁加载装置的电流变化来实现对密封的主动控制;此外,已有的关于螺旋槽端面密封的试验主要针对气体密封或较低运转条件进行^[11-12],对于其液体润滑的高速螺旋槽端面密封研究鲜有试验研究结果,本文的研究也有助于为该方面的研究积累必要的试验数据.

1 试验系统及测试单元设计

整个试验系统由传动系统、密封系统和数据

采集系统组成.传动系统由变频调速电机、增速箱、联轴器、滚动轴承等组成.密封系统有工艺密封(所有可能的泄漏都使用 O 型密封圈)、被测试端面密封等.数据测量系统和采集系统采用计算机实时快速采集,能准确捕捉测量值的变化.试验台组成示意图见图 1,其中 6 被测试的端面密封的结构图如图 2 所示.

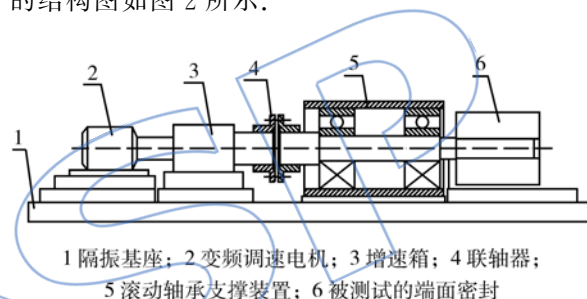
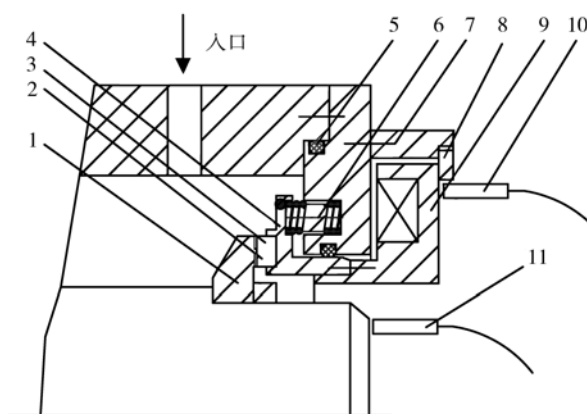


图 1 试验台组成示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the test system



1 动环; 2 压力传感器; 3 温度传感器; 4 静环; 5 O型密封圈;
6 弹簧; 7 电磁端盖; 8 摩擦力矩传感器; 9 电磁加载装置;
10 测静环跳动位移传感器; 11 测主轴跳动位移传感器

图 2 螺旋槽密封试验结构图

Fig. 2 Structural diagram of the experimental seal with the grooved rotor

试验的测量参数分常规参数测量和端面液膜参数测量.常规参数有:试验台运转功率 N 、介质

入口压力 p_{in} 、介质入口流量 Q_{in} 、介质入口温度 T_1 、端面密封后介质压力 p_{out} 、介质出口流量 Q_{out} 、介质出口温度 T_2 等。端面液膜参数测量有:密封坝某点压力 p_i 、电磁加载电流 I (对应为轴向力 F)、端面液膜温度 (T_1, T_2)、端面摩擦力矩 M 。为了准确地测量液膜温度 (T_1, T_2)、采用静环背部沿直径方向对称地打两个小孔来测量,孔底距石墨接触端面约 1 mm,径向位置在密封坝中间;在小孔内放入热电偶,通过测量底部的温度来近似测量液膜的温度。端面液膜温度和摩擦力矩是此次试验的关键测量参数,它的大小可直接反映出密封端面的实际工作状况,同时可充分反映出端面是否实现非接触运转。此外,端面密封的弹簧力通过测量其压缩量得到,弹簧的压力和压缩关系由拉压试验机测定。

先前大多数密封试验中的闭合力由流体静压和弹簧力组成,在密封运转过程中,无法实现动态调节,只能通过停机状态下,通过更换弹簧的数量来实现。为此专门设计了电磁加载闭合力调控装置,可以实现在运转过程中对密封闭合力的实时调节,从而更有效地研究轴向载荷对密封性能的影响及密封的可控性。

另外一方面,已有的密封试验中对功耗的测试包括了电机、辅助支撑轴承和密封三部分,没能准确地测出实际密封副的摩擦功耗,本文中提出的摩擦力矩测试系统,不仅可以准确地测出密封副的摩擦力矩,并由此得到端面密封配副的摩擦功耗,同时也可以通过摩擦力矩的大小来评价密封膜是否形成以及密封是否失效等。如此以测试得到的摩擦力矩作为反馈信号,根据其值大小来调节闭合力(增加或减小电磁加载装置的电流),以达到控制密封动态行为的目的,将建立可控式密封系统。

密封闭合力电磁加载装置和摩擦力矩测试单元组成了可控式密封系统的核心部分,其设计、标定和安装直接影响到密封系统的性能。

1.1 电磁加载装置的设计和标定

电磁加载装置的使用,使得作用在密封面上的压力由三部分组成:压力腔内的介质压力、静环的弹簧压力、电磁加载装置通电后产生的电磁力。电磁加载装置在试验中方便地改变密封面上的压力,从而提高试验研究水平。电磁加载装置结构参数涉及机电两个领域的内容,就其参数设计而言,往往需要反复多次才能完成。

在试验前,必须对该装置的电磁性能进行测试,以获得准确的电流与电磁力的曲线关系,从而保证密封试验过程高的测量精度。采用麦克斯韦公式和安培环路定律,按照安装空间和装置的调整间隙设计电磁力和电流的理论关系如下:

$$F = 14.82 \times 10^{-6} \frac{I^2}{\delta} \quad (1)$$

式中 F 为电磁加载装置产生的电磁力, I 为电流, δ 为工作气隙。该系统的标定试验单元如图 3 所示。

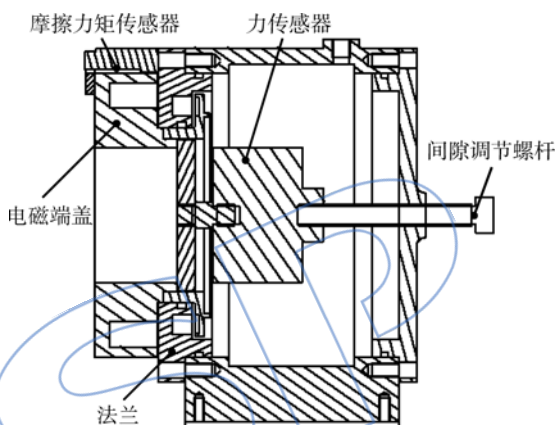


图3 电磁加载和摩擦力矩传感单元标定试验台结构
Fig.3 Calibration units for the electromagnetic loading and friction torque

通过调节间隙调节螺杆来改变电磁端盖与法兰之间的间隙,在调节电流时,可通过力传感器测量电磁力的值。图4给出了工作气隙为 0.35 mm 时试验标定数据和理论计算数据对比。

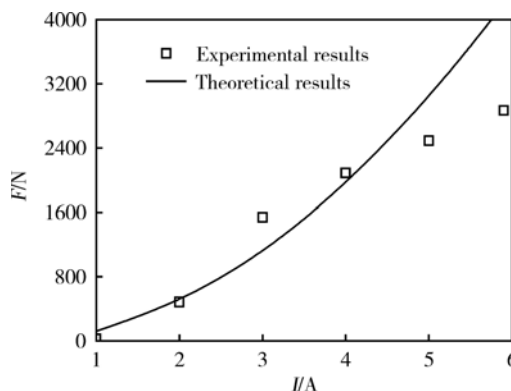


图4 电磁加载装置标定曲线

Fig.4 Calibration curve of the electromagnetic loading device

1.2 密封端面摩擦力矩测试装置的设计

通过自制的端面摩擦力矩测试装置来测试密

封端面的摩擦力. 带有摩擦力矩测试装置和电磁加载装置的密封测试结构图见图2所示, 对应的实物照片如图5所示. 系统的标定是在某传感器公司试验台上完成的, 整个过程模拟实际受力工况进行.

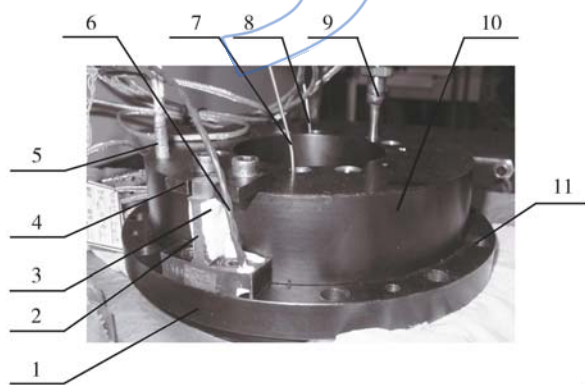
结合图5, 说明端面摩擦力矩测试装置的设计思路及其安装方式:

1) 将电磁端盖1与静环座用螺钉连接, 使得摩擦力直接传递到处在密封腔体外部的电磁端盖上(如图2所示).

2) 设计一个U型拨插4, 并将其安装在电磁加载装置10上.

3) 设计图5中2所示摩擦力矩传感器单元(上贴应变片), 应变片贴在悬臂梁的两侧, 可以测量反方向的摩擦力, 同时实现温度补偿. 安装时将磁传感器的头部圆柱部分卡如U型拨插4中, 实现将电磁端盖所受到的摩擦力矩传递到传感器单元的功能.

4) 摩擦力矩传感器单元2另一端通过两个M5×0.5的螺钉固定在电磁加载装置的法兰上; 由于电磁加载装置与端面密封静环的内圈用螺钉固定成为一体, 如图2所示. 因此工作时, 静环上所受的摩擦力矩可直接通过电磁加载装置的刚性外壳作用在压电压力传感器上, 达到测量的目的. 静环内圈与端盖之间为间隙配合, 不会影响摩擦力矩的测量.



1 电磁端盖; 2 传感器单元; 3 应变片; 4 U型拨插;
5 电磁加载装置引线; 6 传感器单元输出线;
7, 8 温度传感器引出线; 9 压力传感器;
10 电磁加载装置; 11 电磁端盖法兰及其连接螺钉孔

图5 电磁加载装置及相关附件照片

Fig. 5 Photo of the electromagnetic loading device together with relevant accessories

2 试验结果与分析

试验研究采用的研究对象为流体动压型螺旋槽端面密封, 其中动环结构为内外双螺旋槽结构, 其结构示意图如图6所示, 材质为9Cr18不锈钢. 采用双槽结构, 密封在高速运转过程中, 流体动压效应将使密封端面内外径处受力均衡, 在密封的运转过程中, 密封接触端面间不易发生径向偏斜, 能够较好地保持结构的轴对称以及接触面的平行. 同时对于外径处的单列螺旋槽, 具有较好的液体泵吸效应, 能够产生较大的液膜推力和产生较好的液膜刚度; 内径处螺旋槽的存在, 将有利于密封面的脱开和形成较为完整的密封间隙内流体膜. 动环表面开设浅槽, 槽深 $3\mu\text{m}$.

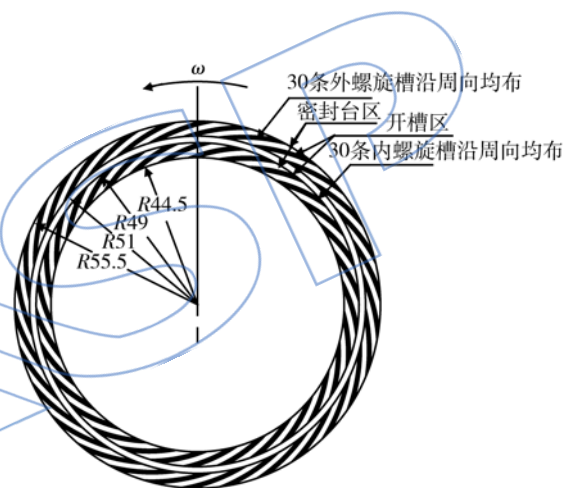


图6 试验用动环结构图(单位:mm)

Fig. 6 Structure diagram of the rotor used in the experiment (unit:mm)

与动环配副的静环表面焊有3mm厚的石墨材料. 试验中共使用了8根弹簧提供初始的端面闭合合力, 弹簧的刚度为 3.04 N/mm , 压缩量为 9.3 mm , 总的弹簧力为 $F_z = 226.176\text{ N}$. 试验过程中, 密封的出口处压力为大气压, 因此近似取压差为入口压力.

2.1 端面干摩擦因数的试验确定

无内外压差条件下, 通过手动旋转主轴通过摩擦力传感器单元测得干摩擦力为 $F_s = 18\text{ N}$, 传感器的作用半径为 $r = 87.5\text{ mm}$, 摩擦力的作用面积的平均值为 $R = 50\text{ mm}$.

根据力矩平衡方程及摩擦因数的定义有

$$f = \frac{F_s}{F_z} \cdot \frac{r}{R} = \frac{18 \times 87.5}{226.176 \times 50} = 0.139 \quad (2)$$

由文献[13]可知,硬钢与石墨的推荐摩擦因数为 0.15 左右,测量结果与理论结果误差在 8% 之内。

2.2 闭合力计算

当介质充满密封腔后,无加载电流条件下,闭合力就由两部分组成:流体静压作用在动环或静环背面产生的力和弹簧力,即

$$F_c = p\pi(55.5^2 - 49^2) \times 10^{-6} + F_z = 2143.9 \times 10^{-6} p + 226.176 \quad (3)$$

其中 p 为介质压力,当压力分别为 0.5 MPa 和 1 MPa 时,端面闭合力分别为 1298.126 N 和 2370.076 N。

2.3 端面间温升测量

图 7 给出了密封在不同密封压差、转速从 0 增加至 20000 r/min 两个测量密封端面温升的变化关系,从中可以看出速度变化对于端面温升的影响较大,压差越大端面温升变化也越大。密封流体在高速旋转作用下的搅拌功耗是密封端面温升的最直接原因。

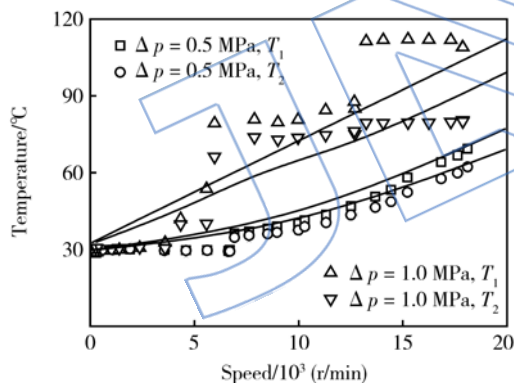


图 7 端面温升随转速的变化

Fig. 7 Face temperature vs rotating speed

2.4 密封坝某点处压力分布

如图 8 为不同密封压差、转速从 0 增加至 20000 r/min 下密封坝某一点处压力的变化情况,转速增加使得密封压力分布有增加的趋势;随着被密封介质压力的增加,在密封坝处的压力也增加;这是浅槽螺旋槽端面密封的特性所决定,转速的增加会使得流体动压效应增强。对于密封坝上的单独某点的压力值来说,与所选择的位置密切相关;本文所选择的压力点位于密封坝上靠近内螺旋槽的 1/3 密封坝上。

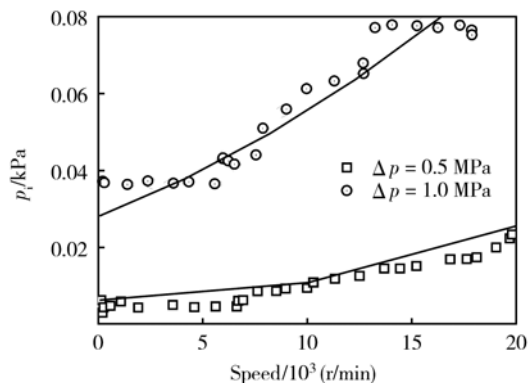


图 8 端面密封坝处某点压力随转速变化

Fig. 8 Pressure at a particular point of the seal dam vs rotating speed

2.5 密封摩擦力矩的测量

图 9 为密封端面间摩擦力矩的变化,在低压及低转速情况下密封端面间的摩擦力矩较小,但是当密封压差较大时,随着转速的增高,密封摩擦力将较快地增加。这是因为密封流体在高速旋转作用下的搅拌功耗损失大从而形成了较大的密封力矩。

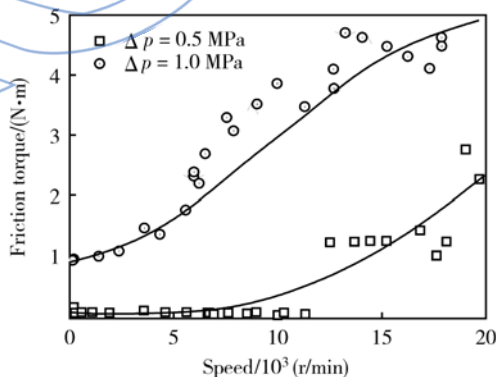


图 9 摩擦力矩随转速的变化

Fig. 9 Friction torque vs rotating speed

2.6 电磁加载轴向力对密封性能的影响

图 10、图 11 给出了在密封闭合力为 2370 N 情况下,电磁加载装置进行轴向力加载过程对密封特性(功耗、摩擦力矩和端面温度变化)的影响情况,从中可以看出,当密封处在稳定运转阶段,轴向载荷的增加对摩擦力矩的影响不大,这是因为当密封处在全流体膜主导作用的润滑状态下,轴向力引起的密封液膜间隙变化对流体壁面剪切应力的影响较小,流体润滑下的摩擦因素产生的功耗将不会发生大的变化。

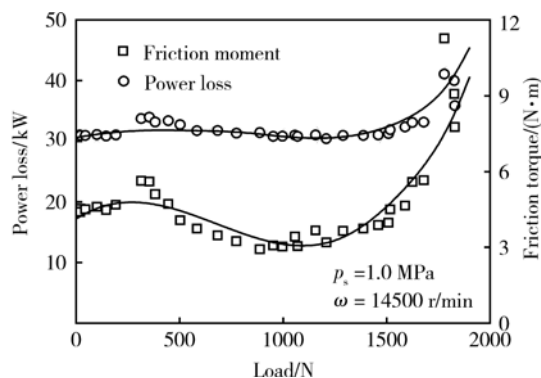


图10 轴向载荷对密封功耗和摩擦力矩的影响

Fig. 10 Effect of the axial load on the friction power and friction torque

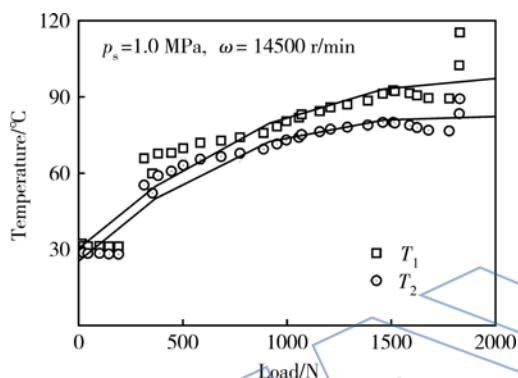


图11 轴向载荷对端面温度的影响

Fig. 11 Effect of the axial load on the face temperature

图10中摩擦力矩值在密封轴向力约为3370 N(闭合力2370 N+电磁加载力约1000 N)时达到最小,这与端面密封接触端面的脱开程度直接相关;密封摩擦力矩在载荷增加过程中,在电磁加载载荷在500~1000 N范围内,可能出现从存在部分微凸体接触到边界润滑再到全流体润滑的全状态转变过程,在摩擦力矩最小时,达到了流体动压作用产生的密封开启力和密封系统闭合力完全相等的临界情况(可定义此时为密封系统的静态工作点);此时的密封膜厚(间隙)应该与设定的轴向力下理论计算得到的密封膜厚完全相等。此后随着载荷的增加,密封膜厚减小,挤压作用下使得液膜的剪切功耗和摩擦力矩都逐步增加。由此可见,对于端面密封的控制来说,结合摩擦力矩测试结果,可在不能获得膜厚的情况下,做到对密封的控制,实现对密封接触状态的主动控制;调节电磁加载装置的电流大小,使得密封总保持在最小的摩擦力矩状况下工作。

图11给出了对端面密封温度的测试结果,相比较摩擦力矩的测试结果,温度测试并不能反映实际的端面密封工作状态,对由于轴向力引起密封间隙变化而导致的温升测量会由于散热不好等因素形成的热量累积而产生较大的误差。

3 结 论

1) 设计了电磁加载装置和摩擦力矩测试单元,并将其用于液体润滑的双螺旋槽端面密封测试中,通过调节电磁加载装置电流,可以实现对端面密封的主动性调节,能够较好地获得较为满意的端面摩擦力和功耗,这对进一步发展可控式密封系统具有重要的工程应用价值。

2) 试验结果表明对于液体润滑的螺旋槽端面密封,转速变化对于端面温升的影响较大;压差越大端面温升变化也越大;密封流体在高速旋转作用下产生较大的端面密封摩擦力矩,并且搅拌功耗损失较大。

3) 轴向载荷的变化对密封性能影响较大,通过对轴向载荷的控制可以使得高速螺旋槽端面密封处在良好的液膜润滑情况下,使得密封具有较小的摩擦力矩和较低的功耗;以摩擦力矩作为可控制密封的监控量较监测端面温升更有效。

参考文献:

- [1] YUAN Xiaoyang, ZHANG Guoyuan, ZHAO Weigang, et al. Theoretical and experimental approach for the characteristics of water-lubricated, high-speed double spiral-groove face seals[C]// Proceedings of IJTC2006, STLE/ASME International Joint Tribology Conference, San Antonio, Texas, USA: Tribology Division of ASME, 2006: 399-407.
- [2] 叶建槐,刘占生.非线性转子-密封系统稳定性与分岔[J].航空动力学报,2007,22(5):779-784.
YE Jianhuai, LIU Zhansheng. Study on the stability and bifurcation of nonlinear rotor-seal system[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(5): 779-784. (in Chinese)
- [3] 张国渊,袁小阳,赵维刚,等.螺旋槽端面密封脱开转速的理论及试验研究[J].机械工程学报,2008,44(8):55-60.
ZHANG Guoyuan, YUAN Xiaoyang, ZHAO Weigang, et al. Theoretical and experimental approach of separation speed of spiral groove face seals[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(8): 55-60. (in Chinese)
- [4] 林基恕,张振波.21世纪航空发动机动力传输系统的展望[J].航空动力学报,2001,16(2):108-114.
LIN Jishu, ZHANG Zhenbo. Prospects of aeroengine power transmission system in the 21st century[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(2): 108-114. (in Chinese)
- [5] Salant R F, Miller A L, Kay P L, et al. Development of an

- electrically controlled mechanical seal[C]//Proc. 11th Int. Conf. Fluid Sealing, Cranfield; BHRA Fluid Engineering, 1987;576-595.
- [6] Wolff P, Salant R F. Electronically controlled mechanical seal for aerospace applications Part II: transient tests[J]. Tribology Trans., 1995, 38(1): 51-56.
- [7] Heilala J, Kangasneimi A. Adjustment and control of a mechanical seal against dry running and severe wear[C]//Proc. 11th Int. Conf. Fluid Sealing, Cranfield; BHRA Fluid Engineering, 1987; 548-575.
- [8] Etsion Z, Palmor J, Harari N. Feasibility study of a controlled mechanical seal[J]. Lubrication Eng., 1991, 47(8): 621-625.
- [9] Zou M, Dayan J, Green I. Dynamic simulation and monitoring of a noncontacting flexibly mounted rotor mechanical face seal[J]. IMechE, J. Mech. Eng. Sci., 2000, 214(9): 1195-1206.
- [10] 周剑锋, 顾伯勤. 螺旋槽机械密封的可控性[J]. 机械工程学报, 2009, 45(1): 106-110.
ZHOU Jianfeng, GU Boqin. Controllability of spiral groove mechanical seal[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(1): 106-110. (in Chinese)
- [11] 徐万孚, 刘玉川, 李广宇, 等. 螺旋槽干运转非接触气体密封的理论分析与试验[J]. 机械工程学报, 2003, 39(4): 124-127.
XU Wanfu, LIU Yuchuan, LI Guangyu, et al. Theoretical analysis and experimental investigation of spiral groove dry running noncontacting gas seals[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(4): 124-127. (in Chinese)
- [12] 宋鹏云, 陈匡民, 董宗玉, 等. “零压差零泄漏”液体润滑螺旋槽机械密封性能的实验研究[J]. 流体机械, 2000, 28(7): 11-13.
SONG Pengyun, CHEN Kuangmin, DONG Zongyu, et al. An experimental investigation of the sealing characteristics of a zero pressure, zero leakage lubricated spiral groove mechanical seal[J]. Fluid Machinery, 2000, 28(7): 11-13. (in Chinese)
- [13] 顾永泉. 机械密封实用手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.