

船用轴流压气机推力轴承特性计算及试验研究

孙勇^{1,2}, 徐宁^{1,2}, 高思华^{1,2}, 于海涛^{1,2}

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078;

2. 船舶与海洋工程特种装备和动力系统国家工程研究中心-燃气轮机研发与检测实验室, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘要:为获得某新型推力轴承在某船用轴流压气机中的工作特性并进行试验验证,基于 ARMD-Bearings 软件及自编程序对推力轴承特性进行了模拟计算,在全尺寸高速大推力滑动轴承试验台上进行了轴承特性试验研究,并在实机台架试验中对轴瓦温度进行了监测。计算分析了 15 种工作条件下油膜的厚度、温度、刚度、阻尼及能量损失与推力和转速关系。轴承特性试验主要包括 9 种稳定工况下的性能试验,以及轴承超载、超速试验中每块轴瓦表面温度及油膜压力的测量。结果表明:模拟计算结果及试验测试得到的油膜温度、压力随推力及转速变化规律基本一致;轴瓦表面最大油膜压力位于支承块背部附近,与推力基本呈线性关系;转子转速越低、推力越大,则油膜厚度越小、油膜刚度及阻尼越大;转子转速越高、推力越大,则油膜温度越高、能量损失越大;在设计点轴承运行参数均有一定安全裕度,该推力轴承可以满足机组使用要求。

关键词:推力轴承;特性计算;试验研究;油膜压力;油膜温度

中图分类号:TK221

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2024.02.007

[引用本文格式]孙勇,徐宁,高思华,等.船用轴流压气机推力轴承特性计算及试验研究[J].热能动力工程,2024,39(2):50-58. SUN Yong, XU Ning, GAO Si-hua, et al. Performance calculation and experimental study for marine axial compressor thrust bearing [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(2): 50-58.

Performance Calculation and Experimental Study for Marine Axial Compressor Thrust Bearing

SUN Yong^{1,2}, XU Ning^{1,2}, GAO Si-hua^{1,2}, YU Hai-tao^{1,2}

(1. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078;

2. National Engineering Research Center of Special Equipment and Power System for Ship and Marine Engineering - Gas Turbine R&D and Testing Laboratory, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: In order to obtain a newly-designed thrust bearing operating characteristics in a marine axial compressor and conduct test verification, thrust bearing characteristics simulation calculation was carried out based on ARMD-Bearings software and self-developed program. Bearing performance tests were conducted on the full-scale high speed and high thrust sliding bearing test bed. Further more, the bearing pad temperatures were monitored in the real gas turbine bench test. The relationships among the thrust load, rotating speed and the characters of oil film pressure, thickness, temperature, stiffness, damping and power loss were analyzed under 15 working conditions. In the bearing performance experiments, performance experiment was conducted under 9 kinds of stable working conditions and each pad surface temperature and oil film pressure were measured under overload and overspeed conditions. The results show that the variation law of the oil film temperature and pressure versus thrust and rotating speed obtained by experimental test are identical with the simulation calculation results; the biggest oil film pressure on the

收稿日期:2022-11-24; 修订日期:2023-01-11

基金项目:中船集团自立科技项目(202109Z);黑龙江省自然科学基金(TD2021E001)

Fund-supported Project: Self-supporting Technology Project of CSSC (202109Z); Natural Science Foundation of Heilongjiang Province (TD2021E001)

作者简介:孙勇(1990-),男,中国船舶集团有限公司第七〇三研究所高级工程师。

bearing pad surface is around the support block back and linear with the thrust; the lower the rotating speed and the bigger the thrust, the thinner the oil film thickness and the bigger the oil film stiffness and damping; the higher the rotating speed and the bigger the thrust, the higher the oil film temperature and power loss; there is a margin of safety of the thrust bearing operating parameters at the design point. The thrust bearing can meet the engine running requirements.

Key words: thrust bearing, performance calculation, experimental study, oil film pressure, oil film temperature

引 言

在船用轴流压气机支承结构设计中,滚动轴承因其所需润滑油量少、结构尺寸小、可靠性高等优点,而被广泛应用。而推力轴承装置仅在动力传动系统中采用,作为在滚动轴承无法承受重载条件下的备选方案。对推力轴承特性的研究基本停留在理论分析层面^[1-5],更未见在实机试验中的相关报道。胡朝阳^[6]、朱鸿等人^[7]建立的试验台,也集中于对低速重载推力轴承的性能等进行试验,试验项目较少。现代船用燃气轮机不断向大型化发展^[8],在进行某型船用轴流高压压气机研制时,前支承轴向力超过母型机纯滚动轴承支承结构^[9]的承载能力,同时要求减少运行过程中的级间放气^[10-11]等调节轴向力的手段,拟采用推力轴承^[12]与滚动轴承联合支承结构形式^[13]来代替,故亟需开展对船用轴流压气机用推力轴承的设计研究及试验验证。

本文基于 ARMD-Bearings 软件及自编程序对高压压气机推力轴承的承载能力、润滑特性、能量损失等进行了计算分析,获得了稳定工况下推力轴承的工作特性。基于全尺寸高速大推力滑动轴承试验台,开展了推力轴承稳定工况性能试验,以及超载、超速试验等试验项目,并通过在实机台架试验中对轴瓦温度的监测,全面验证并考核了高压推力轴承的承载能力与润滑特性,为高压推力轴承的安全应用提供了理论及试验支撑。

1 轴承特性计算模型

1.1 支承结构形式

某型船用燃气轮机高压压气机前支承采用双向推力轴承与滚柱轴承联合支承结构形式,滚柱轴承承受径向载荷,双向推力轴承承受高压压气机向前或前后的轴向载荷。每侧推力轴承包含 9 个扇形可倾瓦,装配在每个轴瓦侧面的喷嘴将润滑油喷入轴

瓦与推力盘间的缝隙进行润滑。前支承结构如图 1 所示。

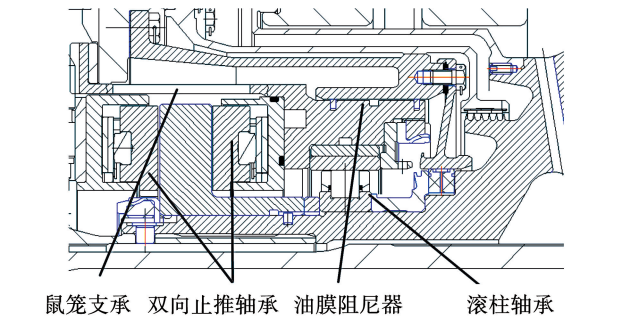


图 1 高压压气机前支承结构示意图
Fig. 1 Schematic diagram of HP compressor front support structure

1.2 轴瓦设计参数

因进油方向相反,推力盘两侧轴瓦安装呈旋转对称结构^[14],采用球面点支承方式,支承块嵌入轴瓦。轴瓦采用双层结构,其基体材料由 T2 紫铜构成,利于工作时轴承热量的快速传导,面层材料由 Ag10 组成。同时,在轴瓦进油边 5 mm 宽度范围内设计坡度为 1:25 的斜坡,以利于轴承启动时润滑油快速进入工作表面。轴瓦设计参数见表 1。

表 1 轴瓦设计参数
Tab. 1 Design parameters of bearing pads

设计参数	数 值
设计承载能力/kN	50
额定转速/r·min ⁻¹	9 061
慢车转速/r·min ⁻¹	4 000
滑油进口温度/℃	40
轴瓦允许运行温度/℃	120
滑油供油量/kg·h ⁻¹	2 000
轴瓦扇形角 $\theta_1/(\text{°})$	25.3
轴瓦内径 R_2/mm	183
轴瓦外径 R_1/mm	274
轴瓦中心所在半径 R_3/mm	114.25
推力轴瓦面积/cm ²	22.94
轴瓦单位载荷/MPa	2.42

2 模拟计算结果及分析

压气机转子的额定转速为 9 061 r/min,设计载荷能力为 50 kN,根据额定转速近似三等分,在 3 000,6 000,9 061 r/min 3 个转速下分别对推力为 10,20,30,40 和 50 kN 共 15 种工况进行模拟计算。基于 ARMD-Bearings 软件及自编程序进行计算求解,获得包括轴瓦表面油膜压力分布、油膜厚度、温度、刚度、阻尼等主要参数的计算结果。

2.1 油膜压力与推力关系

计算得到油膜压力在轴瓦表面扇形区域上的分布结果。图 5 给出了在转速为 9 061 r/min、推力为 50 kN 时轴瓦表面的油膜压力分布。由图 5 可见,轴瓦表面油膜压力最大位置位于支承块背部附近,以油膜压力最大位置为中心,沿径向油膜压力逐渐减小,最大压力为 6.04 MPa,约为平均压力的 2.5 倍^[19]。

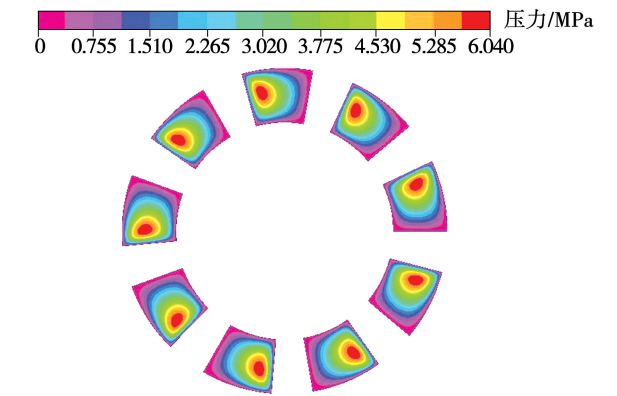


图 5 轴瓦表面油膜压力分布

Fig.5 Oil film pressure distribution on bearing pad surfaces

图 6 为不同推力下最大油膜压力曲线。可以看出,最大油膜压力与推力基本呈线性关系。

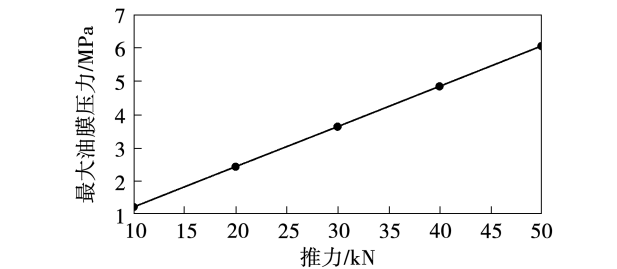


图 6 最大油膜压力与推力关系曲线

Fig.6 Variation curve of maximum oil film pressure vs. thrust

2.2 油膜厚度与推力及转速关系

图 7 和图 8 为 15 种模拟计算条件下的平均油

膜厚度、最小油膜厚度与推力及转子转速关系曲线。可以发现,在同一转速下随着推力不断增加油膜厚度逐渐减小且减小速度逐渐变慢。在同一推力下,转速越高,平均油膜厚度及最小油膜厚度也越大;越高的转速区间,油膜厚度差值越小。平均油膜厚度最小值 28 μm 及最小油膜厚度最小值 15 μm 出现在转速为 3 000 r/min、推力为 50 kN 时。

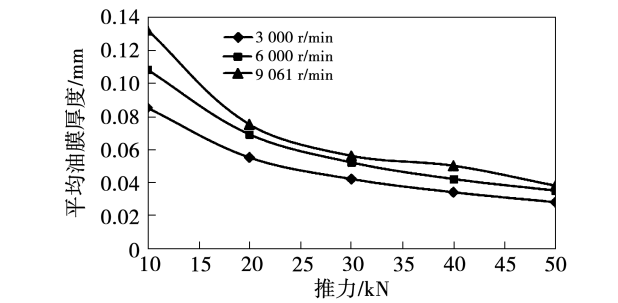


图 7 平均油膜厚度随推力及转速的变化关系曲线

Fig.7 Variation curve of average oil film thickness vs. thrust and rotating speed

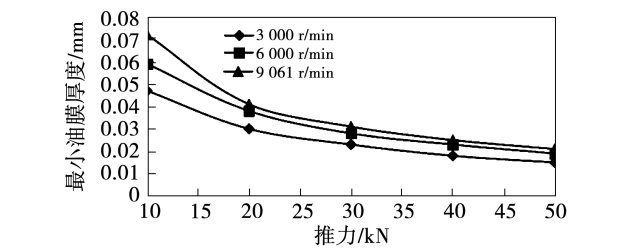


图 8 最小油膜厚度随推力及转速的变化关系曲线

Fig.8 Variation curve of minimum oil film thickness vs. thrust and rotating speed

2.3 油膜温度与推力及转速关系

图 9 和图 10 为 15 种模拟计算条件下的平均油膜温度、最大油膜温度与推力及转速关系曲线。可以发现,转速越高,推力越大,平均油膜温度及最大油膜温度越高。

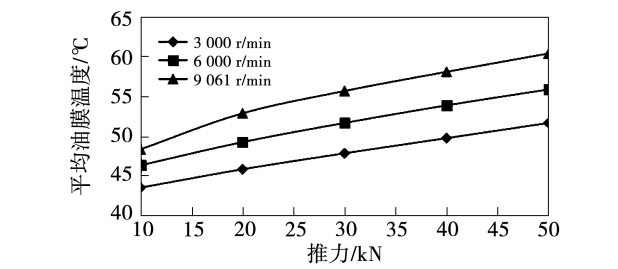


图 9 平均油膜温度随推力及转速变化关系曲线

Fig.9 Variation curve of average oil film temperature vs. thrust and rotating speed

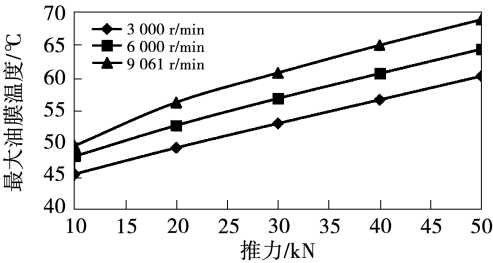


图 10 最大油膜温度随推力及转速变化关系曲线
Fig. 10 Variation curve of maximum oil film temperature vs. thrust and rotating speed

2.4 油膜刚度、阻尼与推力及转速关系

图 11 和图 12 为 15 种模拟计算条件下的油膜刚度、阻尼与推力及转速关系曲线。可以发现,推力越大转速越低,油膜刚度及阻尼越大。由 2.2 节计算结果可得,推力越大,油膜厚度越小,此时的油膜刚度越大^[20],转速越低,油膜温度越低,润滑油的密度及粘度越高,油膜阻尼也更大^[21]。

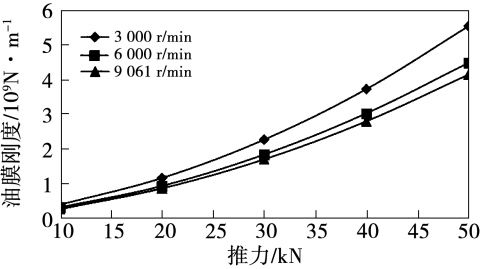


图 11 油膜刚度随推力及转速变化关系曲线
Fig. 11 Variation curve of oil film stiffness vs. thrust and rotating speed

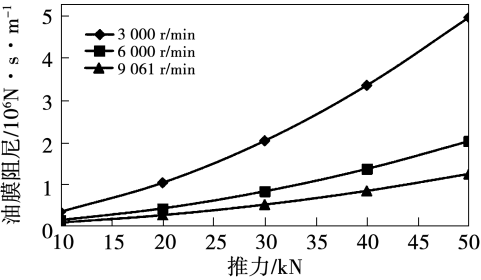


图 12 油膜阻尼随推力及转速变化关系曲线
Fig. 12 Variation curve of oil film damping vs. thrust and rotating speed

2.5 能量损失与推力及转速关系

图 13 为 15 种模拟计算条件下的能量损失与推力及转速关系曲线。可以发现,推力越大转速越高,能量损失越大。

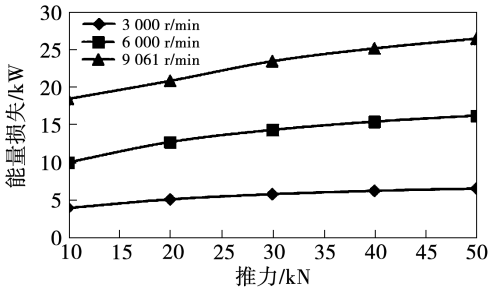


图 13 能量损失随推力及转速变化关系曲线
Fig. 13 Variation curve of power loss vs. thrust and rotating speed

3 轴承特性试验研究

搭建了船用燃气轮机全尺寸高速大推力滑动轴承试验台,试验台许用转速 10 000 r/min,持续推力最大为 100 kN,润滑油采用航空 8A 润滑油(GB 439-90)。由于双向推力轴承的结构对称,只对其一侧轴承进行试验,试验轴承安装方式、推力载荷加载方式以及轴承润滑方法都与预装机轴承一致。试验台布置见图 14。

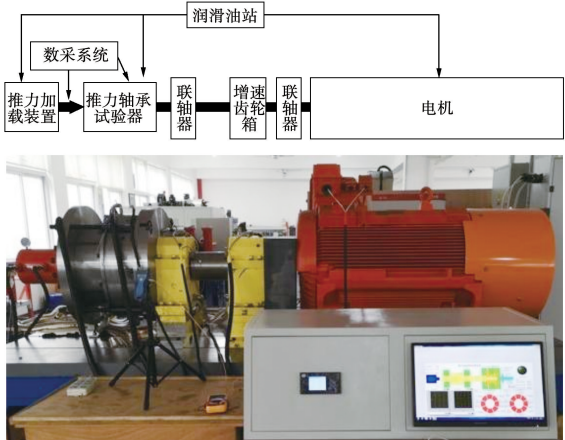


图 14 试验台布置
Fig. 14 Layout diagram of test bed

测温点及测压孔布置如图 15 所示。轴承试验件上每块轴瓦接近回油侧设置 1 个测温点和 1 个测压孔^[22]。温度传感器距轴瓦表面 5 mm,插深 25 mm,接近支承块位置,忽略沿瓦厚方向的温降,以轴瓦温度近似代表轴瓦表面的油膜温度;压力测量孔与支承块在同一径向上,分为上、中、下 3 个位置,每个位置布置 3 个轴瓦,以便更好地反映轴瓦表面油膜压力分布情况。

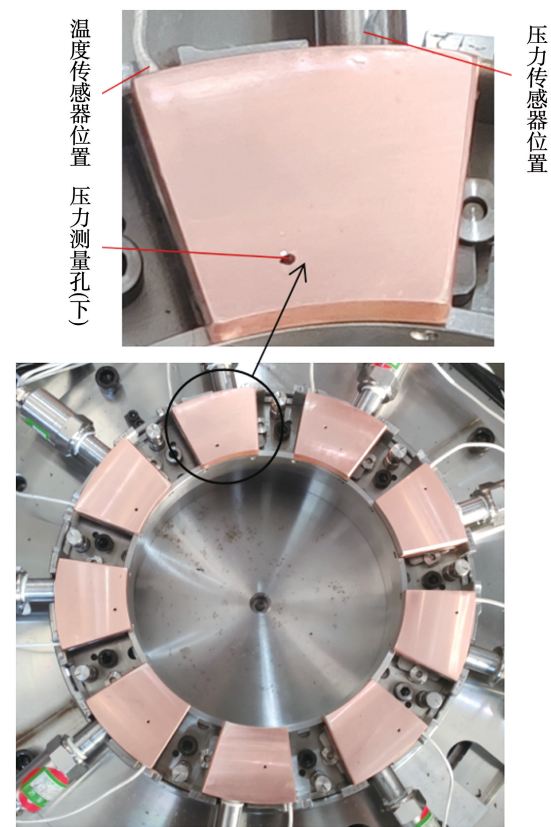


图 15 测温点及测压孔布置

Fig. 15 Position layout of temperature and pressure measurement

3.1 稳定工况性能试验结果

试验以 45 kN 推力为额定推力载荷,考虑到一般情况下高压压气机在工作中转速越高,推力载荷越大,故按表 2 进行稳定工况性能试验。每个工况运行 20 h,整个试验过程中供油温度保持在 35 ~ 45 ℃。

表 2 稳定工况性能试验载荷

Tab. 2 Performance test load under stable working condition

序号	转速/r·min ⁻¹	载荷/kN	负荷/%
1	9 061	27	60
2	9 061	36	80
3	9 061	45	100
4	6 500	18	40
5	6 500	27	60
6	6 500	36	80
7	4 000	9	20
8	4 000	18	40
9	4 000	27	60

对载荷谱 3 试验过程中轴瓦温度变化进行实时统计,试验开始后 9 块轴瓦瓦温迅速上升至稳定。轴瓦在工况 1 ~ 9 的稳定瓦温分别为 86. 9, 89. 9, 94. 7, 99. 6, 88. 9, 89. 6, 89. 5, 94 和 91. 4 ℃, 平均温度 91. 6 ℃, 最大温差为 12. 7 ℃, 均在正常范围内。同时,比较各载荷谱可知,同一转速下推力越大,最大轴瓦温差越小。

对载荷谱 3 试验过程中轴瓦表面油膜压力变化进行实时统计,试验开始后 9 块轴瓦表面油膜压力迅速上升到稳定。油膜压力稳定时,下部 3 个压力测点油膜压力分别为 1. 21, 1. 34 和 2. 75 MPa, 平均油膜压力为 1. 77 MPa; 上部 3 个压力测点油膜压力分别为 3. 30, 3. 12 和 3. 45 MPa, 平均油膜压力为 3. 29 MPa; 中部 3 个压力测点油膜压力分别为 4. 18, 5. 94 及 5. 16 MPa, 平均油膜压力为 5. 09 MPa。

在载荷谱 3 下,轴瓦 9 稳定后的平均油膜温度 91. 4 ℃ 与 9 块轴瓦的平均油膜温度 91. 6 ℃ 接近,油膜压力 5. 16 MPa 与中部测点平均油膜压力 5. 09 MPa 接近。选取轴瓦 9 不同载荷谱稳定后的油膜温度及轴瓦表面油膜压力进行统计,结果如图 16 和图 17 所示。

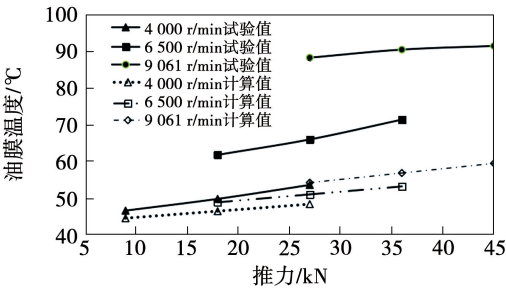


图 16 轴瓦 9 稳定工况油膜温度

Fig. 16 Oil film temperature of ninth bearing pad under stable working condition

由图 16 可见,试验测得的轴瓦温度较计算值高,转速越高差别越大,但变化规律接近。由图 17 可见,虽然布置在轴瓦相同位置的压力测点测得的轴瓦表面油膜压力相差略大,但中部测点轴瓦表面油膜压力平均值与计算值较为接近,轴瓦表面油膜压力变化规律与计算基本一致。

3.2 超载试验结果

超载试验中,转子转速达到 9 061 r/min 稳定运行 10 min 后,载荷加到 45 kN,运行 2 h,然后提升载荷 10% 至 49.5 kN,运行 30 min,油膜压力提高接近 10%,与计算值一致。此外,试验测得超载后各瓦面温度比超载前高了 1~2 ℃,与计算值接近。

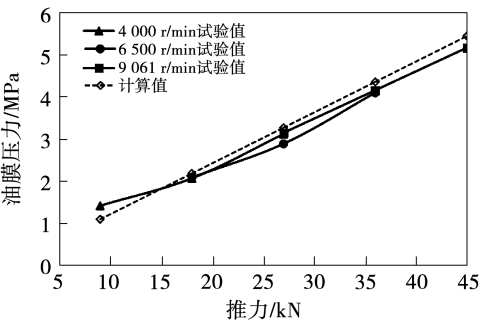


图 17 轴瓦 9 稳定工况油膜压力

Fig. 17 Oil film pressures of ninth bearing pad under stable working condition

3.3 超速试验结果

超速试验中,转子转速达到 9 061 r/min 稳定运行 5 min 后,载荷加到 45 kN,稳定 5 min,然后提升转速 10% 至 9 967 r/min,稳定 5 min,保持载荷不变运行 7 个循环。超速时瓦面温度较低的轴瓦温度升高 10 ℃ 左右,瓦面温度较高的轴瓦温度升高 5 ℃ 左右,均大于计算温升值。未超速时轴瓦温差为 13.6 ℃,超速时轴瓦温差为 8.2 ℃,未超速时轴瓦温差大于超速时轴瓦温差。最高轴瓦温度约 105 ℃,仍有一定的安全裕度。试验过程中各轴瓦油膜压力变化较小。

3.4 滑油流量试验

滑油流量试验分别在 4 000 r/min、推力 15 kN 及 9 061 r/min、推力 45 kN 两种试验条件下进行,每 30 min 降低 5% 设计流量,直至降低至设计值的 80%。前一试验条件下,每次降低 5% 流量,各轴瓦温度约升高 1.5 ℃;后一试验条件下,每次降低 5% 流量,各轴瓦温度约升高 2 ℃,继续降低滑油流量,小于 1 600 kg/h 时各轴瓦瓦温均超过 100 ℃,其中一只轴瓦瓦温达到 110 ℃。可以认为,为保证该推力轴承正常工作,滑油流量最少需达到 1 600 kg/h。试验过程中各轴瓦油膜压力几乎无变化。

3.5 其他试验结果

此外,还进行了超温试验、快速启停试验和破坏试验。超温试验中,在 4 000 r/min、推力 15 kN 试验条件下将进油温度提升到 60 ℃。试验数据显示,进油温度每上升 1 ℃,轴瓦温度也约上升 1 ℃,考虑到试验安全因素,未进行高转速下的超温试验。

快速启停试验分为两类:在 50 s 内转子转速由 0 r/min 升至 4 000 r/min,载荷加到 15 kN 后稳定 20 s,然后卸载,转速降至 0 r/min;转速达到 4 000 r/min 后,突加载荷 15 kN,随后 70 s 内转速持续提升至 9 061 r/min,载荷加到 45 kN 后稳定 30 s,然后卸载,转速降至 0 r/min。分别运行 10 个循环。

最后,进行了破坏试验,转子转速达到 9 061 r/min 后,加载推力至 80 kN,轴瓦表面油膜压力不再增大,可以判断此时的油膜已经非常稀薄,该推力轴承不应在超过 80 kN 的条件下使用。

上述每项试验后,均对轴承进行一次拆卸检查,试验瓦面表现良好,基本无磨损。

4 实机台架试验

在实机台架试验时测量了双侧轴瓦温度,每侧测量 4 块轴瓦,测量位置与轴承特性试验时相同。试验机组转速最高运行到约 8 200 r/min,工作侧 4 块轴瓦温度接近,平均温度 58.3 ℃,与模拟计算结果 65.1 ℃ 接近。试验后轴承拆卸检查可见各轴瓦表面状态良好。转速在 7 700~8 200 r/min 区间内的轴瓦温度随时间变化如图 18 所示。

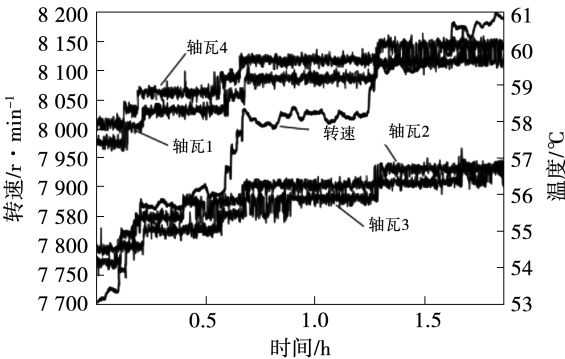


图 18 转速及轴瓦温度随时间的变化

Fig. 18 Variation curve of rotating speed and bearing pad temperature vs. time

3.1 节中试验轴瓦温度大于计算值,3.3 节中轴

瓦温升大于计算值。参考台架试验结果,产生上述现象的原因可能为:轴瓦特性试验器油腔较小,不能较好地进行冷热油掺混降温,散热边界条件与计算有差别。

5 结 论

对某型船用燃气轮机高压压气机推力轴承特性进行了模拟计算及试验研究,并在实机试验中对轴瓦温度进行了监测,得出以下结论:

(1) 模拟计算结果表明,轴瓦表面油膜压力最大位置位于支承块背部附近,以油膜压力最大位置为中心,沿径向油膜压力逐渐减小。最大油膜压力与推力基本呈线性关系。转速越低,推力越大,油膜厚度越小,油膜刚度及阻尼越大。转速越高,推力越大,油膜温度越高,能量损失越大。

(2) 轴承特性试验表明,高压压气机推力轴承能够满足设计承载能力,最大可达 80 kN。额定推力及设计滑油流量条件下,该轴承可在超出额定转速 10% 状态下安全运行,转速越高,轴瓦温差越小;额定推力及转速条件下,滑油流量最小需满足 1 600 kg/h;该轴承能够满足机组短时间内频繁快速启停要求。

(3) 对比模拟计算结果及试验测试结果,两者油膜温度及油膜压力随推力及转速变化规律基本一致。稳定工况性能试验中,油膜压力平均值与计算值较为接近;超载试验中,油膜温升与计算值较为接近;实机试验中,轴瓦平均温度与计算结果较为接近,可以验证模拟计算的准确性。

(4) 通过轴承特性模拟计算以及特性试验研究,同时参考该轴承在实机上的试用表现,可以判断该推力轴承可以满足某型船用燃气轮机常规状态下的使用要求。

参考文献:

- [1] 俞翔栋,刘 渊,李岳峰,等.瓦面进油对推力轴承承载能力的影响分析[J].机械传动,2019,43(11):156-160.
YU Xiang-dong, LIU Yuan, LI Yue-feng, et al. Analysis of the influence of tile surface oil-taking on bearing capacity of thrust bearing[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(11): 156-160.
- [2] 贾天宇.燃气轮机高速重载推力滑动轴承及试验系统设计分析[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2019.
JIA Tian-yu. Analysis of high speed heavy load thrust bearing for gas turbine and design and analysis of test-stand[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2019.
- [3] 李贤毅.船用推力轴承润滑油膜静动特性分析方法及其应用研究[D].武汉:华中科技大学,2017.
LI Xian-yi. Study on static and dynamic characteristics of lubricating oil film for marine thrust bearing and its application[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2017.
- [4] 胡朝阳,陈营利,薛志宏,等.大比压推力轴承性能试验研究[J].船用科学技术,2010,32(8):146-147,161.
HU Chao-yang, CHEN Ying-li, XUE Zhi-hong, et al. Experimental study on the performance of a large specific pressure thrust bearing[J]. Ship Science and Technology, 2010, 32(8): 146-147, 161.
- [5] 胡荣华.船用滑动推力轴承结构设计研究[J].船舶工程,2007,29(5):60-64.
HU Rong-hua. Structural design research of the marine thrust bearing[J]. Ship Engineering, 2007, 29(5): 60-64.
- [6] 胡朝阳,常 山.大型径向和推力滑动轴承试验台结构设计与应用[J].齐齐哈尔大学学报(自然科学版),2005,21(2):79-82.
HU Chao-yang, CHANG Shan. The structural design and the application of the large-scale radial plain bearing and thrust plain bearing platform[J]. Journal of Qiqihar University(Natural Science Edition), 2005, 21(2): 79-82.
- [7] 朱 鸿,邹冬林,卢 坤,等.船舶轴系推力轴承油膜刚度与综合支承刚度测量[J].船舶力学,2017,21(4):455-463.
ZHU Hong, ZOU Dong-lin, LU Kun, et al. Experiment of oil-film stiffness and composite support stiffness of thrust bearing in marine propulsion shafting[J]. Journal of Ship Mechanics, 2017, 21(4): 455-463.
- [8] 徐 宁,汪作心,李 冬,等.大功率舰船燃气轮机压气机增容模化设计研究[J].推进技术,2020,41(11):2483-2489.
XU Ning, WANG Zuo-xin, LI Dong, et al. Study on capacity increasing of high-power marine gas turbine compressor by modeling design[J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(11): 2483-2489.
- [9] 徐 宁,孙 勇,王 廷,等.一种燃气轮机用耦合弹支油膜阻尼器轴承系统:ZL201820305922.7[P].2018-09-25.
XU Ning, SUN Yong, WANG Ting, et al. A coupling bullet oil film attenuator bearing system for gas turbine: ZL201820305922.7 [P]. 2018-09-25.
- [10] 张善科.船用间冷循环燃气轮机性能仿真研究[D].北京:中国舰船研究院,2012.
ZHANG Shan-ke. Simulation research on performance of marine

intercooled cycle gas turbine [D]. Beijing: China Ship Research and Development Academy, 2012.

[11] 唐庆如. 轴流压气机转子内流场试验研究 [J]. 航空发动机, 2007, 33 (1): 18 – 20.

TANG Qing-ru. Experimental investigation of axial compressor rotor flow field [J]. Aeroengine, 2007, 33 (1): 18 – 20.

[12] 孙 勇, 邓庆锋, 徐 宁, 等. 一种燃气轮机用双向止推滑动轴承: ZL201922211978. 3 [P]. 2020 – 09 – 08.

SUN Yong, DENG Qing-feng, XU Ning, et al. Bidirectional thrust sliding bearing for gas turbine: ZL201922211978. 3 [P]. 2020 – 09 – 08.

[13] 孙 勇, 刘 震, 徐 宁, 等. 一种燃气轮机用耦合双向止推油膜阻尼器支承系统: ZL201920751848. 6 [P]. 2019 – 12 – 31.

SUN Yong, LIU Zhen, XU Ning, et al. Coupling bidirectional thrust oil film damper supporting system for gas turbine: ZL201920751848. 6 [P]. 2019 – 12 – 31.

[14] 高 景, 赵丙乾, 欧阳武. 计入轴线偏斜的船舶可倾瓦推力轴承润滑性能分析 [J]. 船海工程, 2020, 49 (1): 83 – 86.

GAO Jing, ZHAO Bing-qian, OUYANG Wu. Lubrication performance analysis of tilting-pad thrust bearing under the misalignment [J]. Ship & Ocean Engineering, 2020, 49 (1): 83 – 86.

[15] 张植忠. 核主泵推力滑动轴承流体动力润滑分析与实验研究 [D]. 湘潭: 湘潭大学, 2015.

ZHANG Zhi-zhong. Hydrodynamic lubrication analysis and experiment development of a nuclear reactor coolant pump thrust bearing [D]. Xiangtan: Xiangtan University, 2015.

[16] 王 林. 大型扇形可倾瓦推力轴承润滑性能研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2018.

WANG Lin. Study on lubrication performance of large titling-pad thrust bearing [D]. Harbin: Harbin University of Science and Technology, 2018.

[17] 甄 帅. 基于 APDL 的扇形可倾瓦推力轴承弹流润滑性能研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2016.

ZHEN Shuai. Research on elastohydrodynamic lubrication performance of tilting pad thrust bearing based on APDL [D]. Harbin: Harbin University of Science and Technology, 2016.

[18] 李永海, 赵倩妮, 赖 锋, 等. 浸油润滑推力轴承瓦间滑油温度场研究 [J]. 哈尔滨理工大学学报, 2018, 23 (4): 37 – 42.

LI Yong-hai, ZHAO Qian-ni, LAI Feng, et al. Oil lubricated thrust bearing lubricating oil between two bearing pads temperature field research [J]. Journal of Harbin University of Science and Technology, 2018, 23 (4): 37 – 42.

[19] 王海军. 对推力轴瓦油膜特性分析 [J]. 西北水电, 2010 (5): 50 – 52, 56.

WANG Hai-jun. Property analysis of thrust shoe oil film [J]. Northeast Hydropower, 2010 (5): 50 – 52, 56.

[20] 叶荣学, 孙 伟. 油膜刚度变化对转子刚度的影响 [J]. 汽轮机技术, 2013, 55 (4): 313 – 314, 318.

YE Rong-xue, SUN Wei. Oil layer stiffness change affect on rotate stiffness [J]. Turbine Technology, 2013, 55 (4): 313 – 314, 318.

[21] 杨期江, 李伟光, 赵学智, 等. 挠性支承可倾瓦轴承动力特性研究 [J]. 振动与冲击, 2018, 37 (16): 111 – 117.

YANG Qi-jiang, LI Wei-guang, ZHAO Xue-zhi, et al. A study on dynamic characteristics of flexure pivot tilting pad bearings [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37 (16): 111 – 117.

[22] 王维民, 刘宾宾, 张 娅. 推力轴承试验研究技术发展综述 [J]. 风机技术, 2015, 57 (2): 71 – 78.

WANG Wei-min, LIU Bin-bin, ZHANG Ya. Overview of technology development of experimental study on the thrust bearings [J]. Compressor, Blower & Fan Technology, 2015, 57 (2): 71 – 78.

(丛 敏 编辑)