

航空发动机流体动压密封优化设计与验证

熊伟¹, 王建磊², 嵇佳佳³, 李神龙³

¹中国航发南方工业有限公司(331厂), 湖南 株洲

²西安理工大学机械与精密仪器工程学院, 陕西 西安

³中国航发长江动力有限公司, 研发中心, 湖南 岳阳

收稿日期: 2022年3月29日; 录用日期: 2022年6月17日; 发布日期: 2022年6月29日

摘要

针对航空发动机用接触式机械密封存在泄漏量大、寿命较短等问题, 首先采用无限长平面平行槽的惠普尔理论构建上游泵机械密封计算模型, 然后仿真计算密封结构参数对液膜刚度及泄漏量等密封性能的影响, 最后以泄漏量最小、最大液膜刚度为优化目标, 对上游泵送密封结构参数进行优化设计, 并通过模拟运转试验验证了优化结构的正确性。

关键词

航空发动机, 上游泵送机械密封, 螺旋槽, 参数优化

Parameter Optimization and Experimental Verification of Hydrodynamic Pressure Mechanical Seal in Aero Engine

Wei Xiong¹, Jianlei Wang², Jiajia Ji³, Shenlong Li³

¹Aecc South Industry Co., Ltd. (331), Zhuzhou Hunan

²School of Machinery and Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an Shaanxi

³Aecc Changjiang Engine Company Limited, Research and Development Centre, Yueyang Hunan

Received: Mar. 29th, 2022; accepted: Jun. 17th, 2022; published: Jun. 29th, 2022

Abstract

Aiming at the shortcomings of traditional mechanical seal in the Aero engine, such as large leakage and short seal life, the model of Upstream pumping mechanical seal was established on the basis of infinitely long plane parallel groove theory named as Whipple theory, the effects of the

seal structure parameters on sealing performance including fluid film stiffness and leakage were simulated, and the structural parameters of Upstream pumping mechanical seal were optimized to obtain the film stiffness. The correctness of optimal results were proved by the simulation test.

Keywords

Aero Engine, Upstream Pumping Mechanical Seal, Spiral Groove, Optimization

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着航空发动机技术的发展,动密封装置的工作条件也愈发苛刻。如某型发动机齿轮轴转速接近 30,000 rpm,轴端采用石墨密封装置进行封严,密封摩擦线速度达 80 m/s 以上[1]。如此苛刻的工作环境要求下,现有密封装置不能满足发动机性能要求:密封泄漏量大,寿命较短,亟待采用新型密封技术以提高密封性能和寿命。

据相关资料[2][3]可知,在接触式端面密封的端面开设螺旋线浅槽,利用高速条件下流体的动压效应来实现密封端面间的非接触,可大幅度降低密封端面的摩擦热,提高密封的工作寿命。

本文以航空发动机燃油系统用机械密封为研究对象,根据航空发动机工况参数构建上游泵送机械密封的理论分析模型,对密封结构参数对密封性能(主要是液膜刚度、泄漏量等)的影响进行了研究,以最小泄漏量为优化目标对槽型结构进行优化,最后通过模拟试验验证新型密封的性能。

2. 机械密封结构和理论分析模型

2.1. 上游泵送机械密封结构

航空发动机燃油系统用上游泵送机械密封如图 1 所示,由动环、石墨环、密封壳体、波形弹簧、密封圈等部分组成,在动环端面设置螺旋槽;工作原理是借助密封端面开设的流体动压槽在旋转条件下的粘性剪切作用把流体泵入密封端面之间,使液膜的压力增加,并把两密封端面分开微米级间隙,可大幅度减少密封磨损[4][5][6];该类密封可以将由高压侧泄漏至低压侧的介质反输至高压侧,故称之为上游泵送密封,消除密封介质由高压侧向低压侧的泄漏,在理论上实现密封零泄漏[7]。

上游泵送密封动环端面螺旋槽线型选用对数螺旋线,其数学表达式如式(1)示:

$$r = r_g e^{\theta \tan \alpha} \quad (1)$$

式中: r 为起始半径; θ 为角度坐标; α 为螺旋角; r_g 为槽根半径。

2.2. 上游泵送机械密封控制方程

上游泵送机械密封端面槽堰区压力分布如式(2)、(3)所示,其余性能参数计算公式和参数含义可参考文献[4]。

螺旋槽堰区膜压分布为:

$$p = p_f + \frac{3\mu\omega g_1 C_b}{h_0^2} (r^2 - r_i^2) - \frac{6\mu(1+\gamma)}{\pi h_0^2 h_1} g_2 \ln\left(\frac{r}{r_i}\right) Q \quad (2)$$

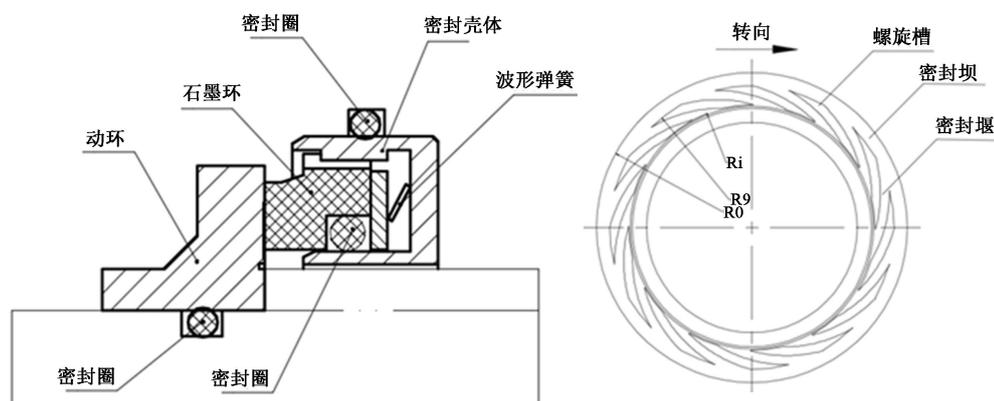


Figure 1. Upstream pumping mechanical seal structure
图 1. 上游泵送机械密封结构

密封坝区流体膜压力分布:

$$p' = p_l + \frac{6\mu Q'}{\pi h_0^3} \ln\left(\frac{r_0}{r}\right) \quad (3)$$

3. 结构参数对机械密封性能的影响

本文对机械密封性能的评价主要通过开启力 F 和刚度 K 两个指标[8], 利用课题组已有的机械密封性能计算程序, 计算获得了不同槽数 N 和螺旋角 a 下的开启力和刚度。

3.1. 槽数对密封开启力影响

从图 2 可以看出, 螺旋槽槽数从 10 变化到 18 开启力大小几乎没有太大变化, 说明在其他条件一定的情况下, 槽数对开启力影响较小。

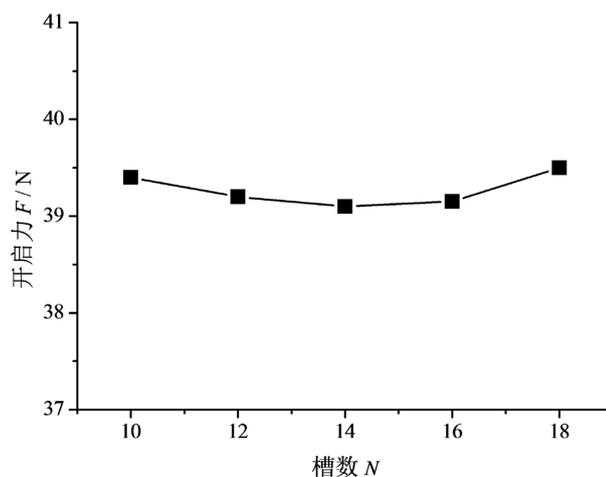


Figure 2. Effect of spiral groove number on seal opening force
图 2. 螺旋槽数对密封开启力影响

3.2. 螺旋角对密封开启力影响

从图 3 可以看出, 螺旋角在从 12° 至 21° 的范围内变化时, 密封端面间开启力随角度增加而增大, 增

大趋势逐渐减缓, 在螺旋角为 21° 时达到最大值; 螺旋角从 21° 增大到 24° 时, 开启力减小。这是因为螺旋角的大小影响动压效应的强度, 可以看出螺旋角在 21° 时动压效应最强。

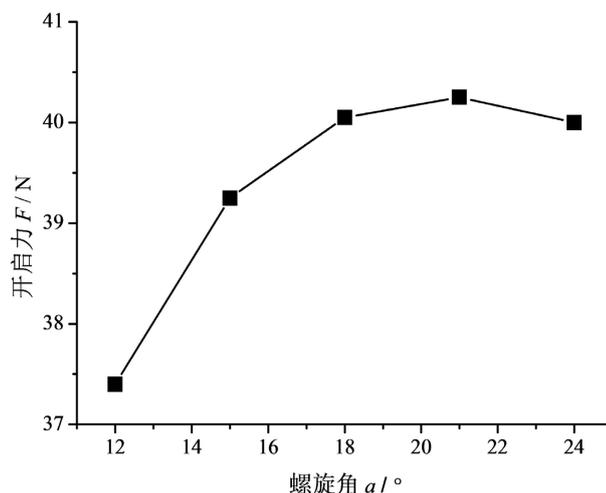


Figure 3. Effect of helix angle on seal opening force

图 3. 螺旋角对密封开启力影响

3.3. 螺旋角对液膜刚度影响

图 4 可以看出, 螺旋角的大小对刚度的影响比较大, 螺旋槽干气密封气膜刚度随螺旋角度的增加先增大后减小, 在螺旋角为 15° 时达到最大值。由图 4 可知, 上游泵送密封性能(液膜刚度、开启力等)受螺旋角等影响较大。据此下文采用正交试验的方法对密封型面槽型结构参数进行优化。

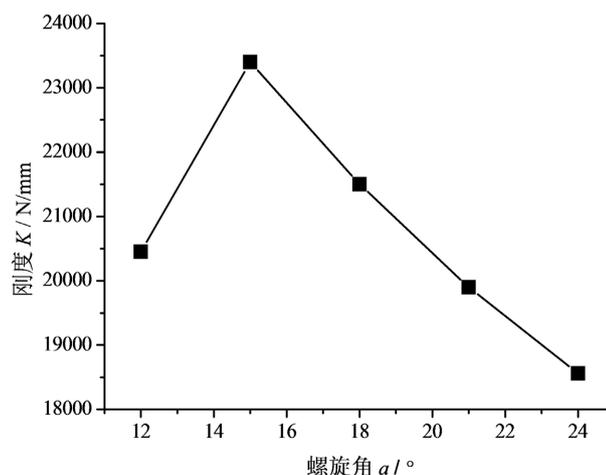


Figure 4. Effect of helix angle on liquid film stiffness

图 4. 螺旋角对液膜刚度影响

4. 上游泵送机械密封的槽型优化

4.1. 机械密封的结构和工况参数

上游泵送密封结构参数和工况参数见表 1。

Table 1. Sealing structure and working condition parameters**表 1.** 密封结构和工况参数

参数	数值	参数	数值
动环外半径 r_0 /mm	38.7	槽宽比 B	1
动环内半径 r_i /mm	32.7	螺旋角 $\alpha/^\circ$	8
槽根圆半径 r_g /mm	36.9	槽深 $H_g/\mu\text{m}$	8
转速 n/rpm	30,000	槽数 N_g /个	18
介质	滑油	压力 P/MPa	0.05

4.2. 优化空间

槽深范围 h_0 : [4 μm 、6 μm 、8 μm 、10 μm];

槽数范围 N_g : [14、16、18、20];

螺旋角 α : [6°、8°、10°、15°];

槽宽比: [0.6、0.7、0.8、1.0、1.2];

优化目标: 泄漏量小, 液膜刚度大。

4.3. 密封性能正交试验

结合上游泵送密封性能(开启力、泄漏量)影响因素, 密封槽型结构优化采用正交试验方法, 见表 2 所示。

Table 2. Orthogonal test table of influencing factors of sealing performance**表 2.** 密封性能影响因素的正交试验表

试验号	试验因素				计算结果	
	螺旋角 α	槽深 h_g	槽台宽比 B	槽数 N_g	开启力 F_0/N	泄漏量 $Q/\text{ml/s}$
1	6	4	0.6	14	363.93	0.1513
2	6	6	0.8	16	620.43	0.2959
3	6	8	1	18	775.69	0.3617
4	6	10	1.2	20	794.56	0.3490
5	8	4	0.8	18	412.86	0.1733
6	8	6	0.6	20	630.21	0.2874
7	8	8	1	14	994.21	0.6943
8	8	10	1.2	16	1305.3	0.8108
9	10	4	1	20	432.56	0.1861
10	10	6	1.2	18	803.82	0.4782
11	10	8	0.6	16	1231.2	0.8927
12	10	10	0.8	14	1583.2	1.4038
13	15	4	1.2	16	481.13	0.3483
14	15	6	1	14	813.01	0.7516
15	15	8	0.8	20	1250.6	0.7985
16	15	10	0.6	18	1746.6	1.2957

分析开启力和泄漏量极差分析见表 3、表 4，以泄漏量为优化目标时，选取最优组参数组合为螺旋角 6°、槽深 4 μm 、槽宽比 1.2、槽数 20，计算结果为泄漏量 $Q = 0.087 \text{ ml/s}$ ，开启力 $F = 305.75 \text{ N}$ ；以开启力为优化目标时，选取最优组参数组合为螺旋角 15°、槽深 10 μm 、槽宽比 0.6、槽数 14，计算结果为泄漏量 $Q = 1.4774 \text{ ml/s}$ ，开启力 $F = 1510.6 \text{ N}$ 。

Table 3. Leakage range analysis

表 3. 泄漏量极差分析

试验指标	试验号	A 螺旋角	B 槽深	C 槽台宽比	D 槽数
泄漏量 $Q/\text{ml/s}$	K_1	1.1579	0.859	2.6271	3.0064
	K_2	2.0145	1.8131	2.7271	2.391
	K_3	2.9608	2.7526	1.9937	2.3089
	K_4	3.1941	3.9026	1.9863	1.6210
	k_1	0.2894	0.2148	0.6568	0.7516
	k_2	0.5036	0.4533	0.6818	0.5978
	k_3	0.7402	0.6882	0.4984	0.5772
	k_4	0.7985	0.9757	0.4966	0.4053
	极差 R	0.5091	0.7609	0.1852	0.3463
	主次顺序		B > A > D > C		
优水平		A_1	B_1	C_4	D_4
优组合		$A_1 B_1 C_4 D_4$			

Table 4. Analysis of opening force range

表 4. 开启力极差分析

试验指标	试验号	A 螺旋角	B 槽深	C 槽台宽比	D 槽数
开启力 F_0/N	K_1	2554.61	1690.4	3971.94	3754.35
	K_2	3342.58	2867.47	3867.09	3638.06
	K_3	4050.78	4251.7	3015.47	3738.97
	K_4	4291.34	5429.66	3384.81	3107.93
	k_1	638.65	422.6	992.99	938.59
	k_2	835.65	716.87	966.77	909.52
	k_3	1012.70	1062.93	753.87	934.74
	k_4	1072.84	1357.42	846.20	776.98
	极差 R	434.19	934.82	239.12	161.61
	主次顺序		B > A > C > D		
优水平		A_4	B_4	C_1	D_1
优组合		$A_4 B_4 C_1 D_1$			

考虑到螺旋槽加工工艺，槽数越多加工难度越大可以尽量减少槽数，槽数取 12；螺旋角 15°时的开启力能达到动压要求且气膜刚度最大，动压效果最稳定，因此螺旋角最优值取 15°。航空发动机密封要求

泄漏量小，故最终以泄漏量为优化目标，兼顾加工经济性，密封槽型结构：螺旋角 6° 、槽深 $4\ \mu\text{m}$ 、槽宽比 1.2、槽数 15，根据优化结果进行样件试制与试验。

5. 机械密封性能的试验验证

5.1. 模拟运转试验参数

试验介质：滑油；

密封腔介质压力：0.05 MPa；

转速：15,000 rpm~30,000 rpm；

运转时间：不低于 8 h。

5.2. 模拟运转试验

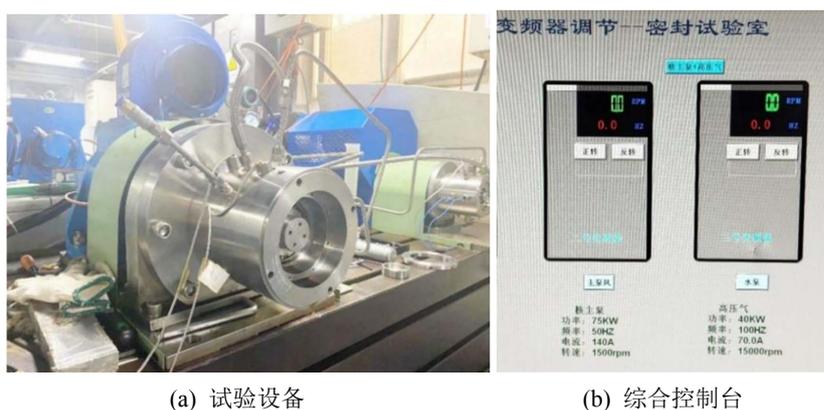


Figure 5. Mechanical seal test system
图 5. 机械密封试验系统

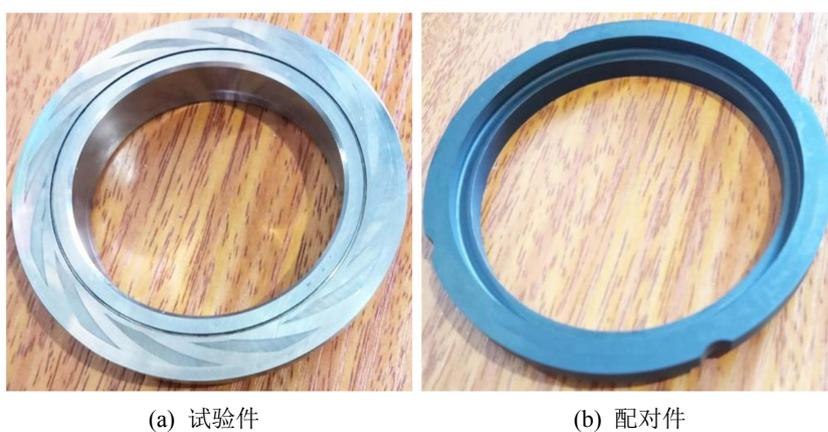


Figure 6. Sealing product after test
图 6. 试后密封产品实物

对上游泵送密封槽型优化结果进行运转试验，试验系统如图 5 所示。试验过程中对密封泄漏量进行了测量，共进行三套密封产品试验，连续运转 60 小时，试验过程中未发生泄漏。密封产品试后形貌图 6 所示，密封面几乎无磨痕，表明密封动静环工作过程中运行良好：密封面液膜分布均匀，工作中未出现密封面接触。

6. 结论

针对航空发动机用动密封存在的问题,提出了上游泵机械密封方案,采用数值分析法和正交试验相结合的方法,对密封性能进行研究和槽型结构优化设计,试验验证了方案的正确性,主要结论如下:

- 1) 上游泵送密封方案满足航空发动机要求:密封泄漏量小、磨损量小等;
- 2) 试验结果验证了上游泵送密封方案布局正确,优化设计方法有效,为后续上游泵送密封在航空领域应用提供了技术支持。

基金项目

科技部创新方法工作专项课题(2019IM010203)。

参考文献

- [1] 尹源,黄伟峰,刘向锋,等.机械密封智能化的技术基础和发展趋势[J].机械工程学报,2021,57(3):116-128.
- [2] Shapiro, W., Walowit, J. and Jones, H.F. (2016) Analysis of Spiral-Groove Face Seals for Liquid Oxygen. *Asle Transactions*, **27**, 177-188. <https://doi.org/10.1080/05698198408981559>
- [3] Fesanghary, M. and Khonsari, M.M. (2013) On the Optimum Groove Shapes for Load-Carrying Capacity Enhancement in Parallel Flat Surface Bearings: Theory and Experiment. *Tribology International*, **67**, 254-262. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2013.08.001>
- [4] 盛尊详.非接触式机械密封在轻烃泵上的应用研究[D]:[硕士学位论文].东营:中国石油大学,2006.
- [5] 陈杰,李建克,王少鹏.低温非接触式端面密封参数优化与试验验证[J].火箭推进,2013,39(4):56-61.
- [6] 宋鹏云.螺旋槽干气密封端面气膜压力计算方法讨论[J].润滑与密封,2009,34(7):7-10.
- [7] 周剑峰,顾伯勤.上游泵送机械密封在真空装备中的应用[J].润滑与密封,2008,33(1):129-132.
- [8] 张志勇,李军,江生科.透平机械旋转密封试验台设计和数值验证[J].东方汽轮机,2014(3):11-16.