

# 基于格来圈结构的 O 形密封圈动密封分析

刘 菁,赵 旭,冯 刚,刘 飞

(中国航发北京航科发动机控制系统科技有限公司,北京 102200)

**摘要:**针对导向叶片作动筒漏油故障,采用 ANSYS WORKBENCH 软件分析格来圈动密封性能。依据密封理论通过分析接触压力,发现了结构、材料及间隙等关键因素,模拟了活塞杆-保护圈、保护圈-密封圈、密封圈-密封槽之间的密封效果。计算结果表明:在同等条件下,氟橡胶相对氟硅橡胶密封效果更优。采用 Archard 磨损理论进行校验计算,间接证明了仿真结果与实际情况较吻合,仿真结果与实际工作时间误差为 14.8%,具备较高的可信度。最后提出提高动密封性能应从提高接触面的光洁度入手,从而达到降低磨损的目的。

**关键词:** 格来圈;动密封;漏油;接触压力;磨损理论;航空发动机

**中图分类号:** V233.7+33

**文献标识码:** A

**doi:** 10.13477/j.cnki.aeroengine.2020.04.007

## Analysis of O-ring Dynamic Sealing Based on Glyd Ring

LIU Jing,ZHAO Xu,FENG Gang,LIU Fei

(AECC Beijing Hangke Engine Control System Science and Technology Co.,Ltd.,Beijing 102200,China)

**Abstract:** In view of the oil leakage fault of the guide vane actuator, the dynamic sealing performance of glyd ring was analyzed using ANSYS WORKBENCH software. According to sealing theory, the key factors such as structure, material and clearance were found by analyzing contact pressure. The sealing effect between piston rod and protection ring, protection ring and sealing ring and sealing ring and sealing groove were simulated. The calculation results show that the sealing effect of fluoro rubber is better than that of fluorosilicone rubber under the same conditions. To check the calculation using Archard wear theory, it is indirectly proved that the simulation results are consistent with the actual situation, and the error between the simulation results and the actual working time is 14.8%, which has high credibility. Finally, it is suggested that the improvement of dynamic sealing performance should start with the improvement of the contact surface finish, so as to reduce the wear.

**Key words:** glyd ring; dynamic sealing; oil leakage; contact pressure; wear theory; aeroengine

## 0 引言

O 形密封圈是 1 种广泛使用的密封元器件,其结构简单,由橡胶制成,而橡胶属于高分子材料,本构关系复杂,不同胶料牌号的 O 形密封圈性能也不同,是非线性材料,因此,开展 O 形密封圈密封性能评估一直是仿真分析的难点。对于 O 形密封圈密封性能评估,目前公认的理论判据是最大接触压力必须大于密封压力,才能保证不泄漏<sup>[1-3]</sup>。众多学者基于该理论借助有限元分析软件开展了大量仿真分析工作<sup>[4-13]</sup>,并对 O 形密封圈密封性能影响的关键要素进行探讨<sup>[14-15]</sup>。但上

述研究普遍存在以下局限性:(1)仿真的密封结构形式相对简单,对单一密封形式的 O 形密封圈的密封性能<sup>[1-16]</sup>的研究较多,而对更复杂的组合式密封的仿真研究极少开展;(2)对静密封性能的研究较多,而对动密封性能的研究<sup>[16]</sup>较少;(3)仿真结果缺乏验证<sup>[1-17]</sup>。

本文在消化上述研究基础上,以某型格来圈组合密封形式的漏油故障为分析对象,摸索出组合式密封的动密封性能仿真流程,并对仿真结果可信度进行间接验证。

收稿日期:2019-05-29 基金项目:航空动力基础研究项目资助

作者简介:刘菁(1981),男,硕士,高级工程师,主要从事航空发动机燃油与控制系统产品设计与仿真研究工作;E-mail:ljofox@126.com。

引用格式:刘菁,赵旭,冯刚,等.基于格来圈结构的 O 形密封圈动密封分析[J].航空发动机,2020,46(4):36-40. LIU Jing,ZHAO Xu,FENG Gang, et al. Analysis of O-ring dynamic sealing based on glyd ring[J]. Aeroengine, 2020, 46(4): 36-40

## 1 仿真分析流程

### 1.1 故障背景

某型号产品导叶作动筒发生了漏油故障,初始不漏油,但在作动筒一段时间后(约1350 h)发生漏油故障,初步分析是密封性能下降所引起的,该O形密封圈材料为FS6265氟硅橡胶,将其更换为FX-2氟橡胶后,漏油现象消失。经过故障树分析,不能排除密封结构设计不合理、O形密封圈选材不当等原因,为了进一步分析具体故障原因,利用仿真手段开展相关的密封性能研究工作。

密封结构如图1所示。从图中可见,中间为活塞杆,最外面的零件为铜套,在铜套密封槽里装配O形密封圈与聚四氟乙烯材料的保护圈,即格来圈密封结构,其为组合式密封结构,优于单一O形密封圈形式的密封,对动密封结构形式也适用。

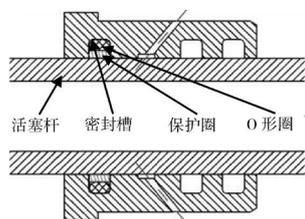


图1 密封结构

仿真分析过程是典型的非线性分析过程,涉及结构非线性、接触非线性、材料非线性,分析过程中不易收敛。

### 1.2 引入泄漏判据

在光洁密封接触时,如果接触压力大于密封油压,则2个接触面不分离,被密封的油液将无法冲破接触面而发生渗漏,与密封油压相比,接触压力越大,密封效果越好<sup>[1-2]</sup>,基于该原理将密封效果评估方式转化为接触压力的量化进行分析。

### 1.3 简化网格模型

通过对密封结构的分析建立简化模型,将3维模型回转体转化成2维轴对称模型后,开展仿真<sup>[3-17]</sup>,降低网格数量,既满足仿真基本精度,又降低运算量,简化后的网格模型如图2所示。

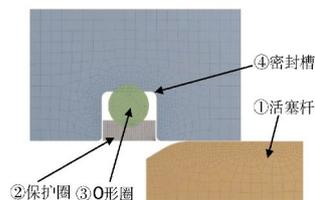


图2 简化后的2维轴对称网格模型

### 1.4 引入流体压力渗透法

为兼顾求解精度和较低的求解计算量,而引入流体压力渗透法<sup>[17]</sup>,该方法专门用于分析密封结构中接触面分离过程,具体原理如下:

为了模拟流体穿过两相互接触的表面,通过定义活塞杆-保护圈接触对(简称为①②接触对)、保护圈-O形密封圈接触对(简称为②③接触对)、O形密封圈-密封槽底接触对(简称为③④接触对),分析是否存在泄漏现象。根据流体压力渗透原理(如图3所示),指定1个起始点,该起始点完全暴露于流体中,流体来流压力将沿着起始点向接触面加载,并且压力加载的方向垂直于单元面,直到到达某个节点,当该节点的接触压力大于流体压力时,停止加载。当节点102的接触压力小于流体压力,流体将继续向前加载;反之如果节点102的接触压力大于流体压力,流体到达该节点将停止向前加载。利用此方式能动态找到临界点,最终得到更客观的计算结果。

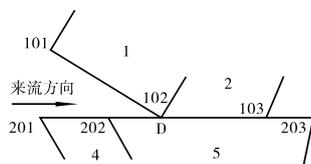


图3 流体压力渗透法原理

### 1.5 创建材料模型

分析对象O形胶料牌号分别为FS6265氟硅橡胶、FX-2氟橡胶,为保证O形密封圈的材料模型真实可靠,对2种胶料的O形密封圈进行专门试验获得相关性能参数,并通过Yeoh橡胶数学模型拟合得到材料特性曲线,确保材料模型的完备性。

### 1.6 明确边界条件

边界条件归纳为以下几种:

- (1)密封油压不同,分别为3.93、7 MPa,其中7 MPa油压为极限工况;
- (2)温度不同,分别为常温23℃和高温70℃;
- (3)O形密封圈胶料牌号分别为氟硅橡胶FS6265和氟橡胶FX-2;
- (4)活塞杆有偏载和无偏载。

偏载故障指活塞杆尾部有时会受到径向力载荷,在该载荷作用下,活塞杆相对铜套产生轻微径向转动,从而引起①②接触对之间的间隙变化<sup>[15]</sup>,经计算偏载导致的间隙将增大至0.054 mm。

### 1.7 优化载荷加载

为促进仿真求解过程收敛,模拟O形密封圈装配及密封油液充填过程引起的格来圈结构变化,将仿真过程分为3阶段。第1阶段是活塞杆推入铜套中,挤压“②③”接触对对组合密封结构;第2阶段是O形密封圈回弹挤压保护圈,使保护圈与活塞杆之间贴合;第3阶段是密封油液充填(通过①④之间的间隙

从右至左方向流入),液压力作用在 O 形密封圈和保护圈上使二者发生变形,同时活塞杆沿轴来回往复运动,与保护圈发生摩擦,该阶段在密封油液充填后再设置活塞杆往复运动,模拟动密封过程。在 ANSYS WORKBENCH 中,设置多个 Step,逐步加载。求解结果显示了各接触面的变化,某工况下 Equivalent Elastic Strain 结果如图 4 所示。从图中可见 O 形密封圈、保护圈受密封油压综合作用发生明显变形<sup>[13]</sup>。

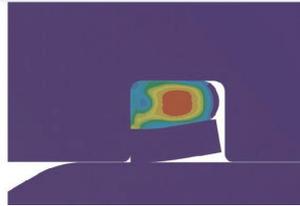


图 4 某工况 Equivalent Elastic Strain 结果

## 2 仿真结果

### 2.1 接触压力分析

各工况各接触面的接触压力仿真结果见表 1。

表 1 各工况各接触面的接触压力仿真结果

序号	接触对	接触压力 /MPa		密封油压 /MPa	胶料牌号	环境温度 /°C
		无偏载	有偏载			
1	③④	10.232	10.140	3.93	FS6265 氟硅橡胶	23
2	②③	9.8948	9.7932	3.93	FS6265 氟硅橡胶	23
3	①②	11.707	11.345	3.93	FS6265 氟硅橡胶	23
4	③④	11.424	11.285	3.93	FX-2 氟橡胶	23
5	②③	10.889	9.8950	3.93	FX-2 氟橡胶	23
6	①②	11.968	11.941	3.93	FX-2 氟橡胶	23
7	③④	17.661	17.499	7.00	FS6265 氟硅橡胶	23
8	②③	16.870	16.574	7.00	FS6265 氟硅橡胶	23
9	①②	21.378	18.863	7.00	FS6265 氟硅橡胶	23
10	③④	19.650	19.331	7.00	FX-2 氟橡胶	23
11	②③	18.342	18.168	7.00	FX-2 氟橡胶	23
12	①②	22.046	19.078	7.00	FX-2 氟橡胶	23
13	③④	17.474	17.324	7.00	FS6265 氟硅橡胶	70
14	②③	16.685	16.535	7.00	FS6265 氟硅橡胶	70
15	①②	21.304	18.193	7.00	FS6265 氟硅橡胶	70
16	③④	18.270	18.170	7.00	FX-2 氟橡胶	70
17	②③	17.665	17.525	7.00	FX-2 氟橡胶	70
18	①②	21.919	18.829	7.00	FX-2 氟橡胶	70

从仿真结果可见:

(1)各密封接触面的接触压力随密封油压的升高而升高<sup>[9]</sup>,符合格来圈结构特点;

(2)在相同工况下氟橡胶接触压力大于氟硅橡胶的;

(3)同种材料随着温度升高接触压力会降低<sup>[16]</sup>;

(4)各工况接触压力均大于密封油压,但①②接触对被密封油液渗透程度较严重,属于相对薄弱环节;

(5)偏载导致各工况各接触面接触压力降低<sup>[15]</sup>,且对①②接触对影响最大。

### 2.2 ①②接触对沿程接触压力分析

由于①②接触对是密封相对薄弱环节,为量化分析密封油液在其中的渗透程度,根据图 3 流体压力渗透法原理,当接触压力小于流体渗透压力时,2 个接触面分离,通过分析接触压力大小可以得到 2 个接触面接触情况,引入沿程接触压力分析<sup>[9-10]</sup>。定义①②接触对之间的密封路径(path),如图 5 所示,点 1 和点 2 之

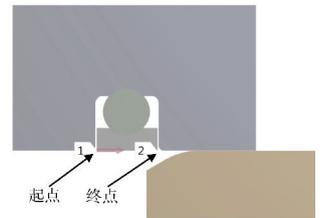


图 5 接触面密封路径(path)定义

2 种胶料密封圈在 3.93 MPa 密封油压作用下的接触压力分布如图 6、7 所示。从图 6 中可见,在有偏载影响(0.054 mm)的接触应力分布中,氟硅橡胶阻隔泄漏的尚未分离接触面长约 0.4 mm,占保护圈宽度的 16%,而氟橡胶长约 0.8mm,占保护圈宽度的 32%。从图 7 中可见,在无偏载时相同位置处的接触应力分布中,接触面长分别为 0.5、和 1.0 mm,分别占保护圈宽度的 20%和 40%,2 种情况下氟橡胶接触压力分布均呈“山峰”形状,而氟硅橡胶均呈“半山峰”形状,二者密封效果显然不同。接触应力小于密封油压的位置表明该处接触面已经分离,处于油液渗透状态。

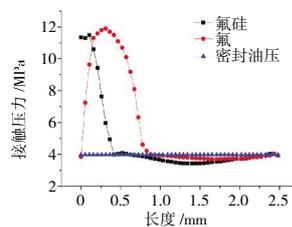


图 6 有偏载密封路径接触压力分布

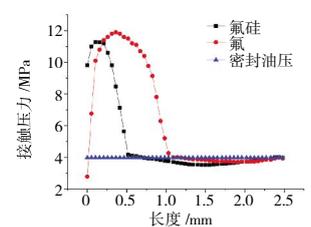


图 7 无偏载密封路径接触压力分布

(1)偏载会降低密封效果,缩短阻隔泄漏尚未分离的接触面长度;

(2)①②接触对被密封油液渗透长度超过保护圈宽度的 50%以上。

## 3 基于 Archard 理论磨损量分析与验证

基于相关仿真结果开展直接试验验证十分困难,

因此,只能以间接验证的方式入手,其基本原理是将仿真结果中得到的接触压力代入磨损计算式(1)中计算磨损量,对比实际磨损量,如果二者误差不大,即可表明仿真得到的接触压力结果可信。

根据 Archard 理论,2个相对运动摩擦的物体,摩擦产生的体积损失与滑动距离、载荷、材料硬度的相关性为

$$W=K \cdot S \cdot P/P_m \quad (1)$$

式中: $W$ 为磨损体积, $\text{m}^3$ ;  $S$ 为滑动距离, $\text{m}$ ,其中取控制杆总长为43.2 mm;  $P$ 为载荷, $\text{Pa}$ ,对应接触面的接触压力,由仿真得到;  $P_m$ 为材料布氏硬度,在本故障中杆的硬度约为HB300;  $K$ 为磨损系数(与摩擦系数成一定正比关系),用于衡量2个接触对之间相互磨损程度,查找《机械设计手册》,未找到“聚四氟乙烯-铝合金硬质阳极化”摩擦副的磨损系数,但通过类似摩擦副对比,可以确定该系数的数量级约为10~18,本参数是无量纲量。

从定性上分析,根据式(1)可知磨损系数  $K$  受接触面的接触压力影响最大(接触应力越大磨损越严重),这是因为材料硬度、滑动距离受环境因素影响相对较小,而接触压力根据表1数据可以推断磨损系数  $K$  与温度成反比,说明故障中温度越高,磨损情况反而得到改善。

选取表1序号3有偏载载荷接触压力结果为载荷  $P$ (该工况与实际工作环境最接近),即取  $P=11.345 \text{ MPa}$ ,根据式(1),活塞杆拉动距离为43.2 mm时的磨损量为

$$W = \frac{10^{-18} \times 43.2 \times 10^{-3} \times 11.345 \times 10^6}{300} = 1.63 \times 10^{-15} \text{ m}^3$$

活塞杆每运动43.2 mm,硬质阳极化膜层厚度将降低,令  $\Delta h$  为硬质阳极化膜层磨损厚度变化值,则有

$$\Delta h = \frac{W}{43.2 \times 10^{-3} \times 14 \times 10^{-3} \times \pi} \approx 8.6 \times 10^{-4} \text{ } \mu\text{m}$$

另根据载荷谱估算,活塞杆每小时往复运动的距离约为总长度的12倍,令  $\Delta h_0$  为每小时累计磨损厚度,则有

$$\Delta h_0 = 8.6 \times 10^{-4} \times 12 \approx 1.032 \times 10^{-2} \text{ } \mu\text{m}$$

以故障产品的活塞杆为例,工作1350 h后经过计量,发现硬质阳极化膜层磨掉了直径变化范围为5~16  $\mu\text{m}$ ,考虑偏载极限工况,单边磨掉按最大16

$\mu\text{m}$  计算,磨损时间为

$$t = \frac{16}{\Delta h_0} \approx 1550 \text{ h} \text{ 令 } \xi \text{ 为误差,则有}$$

$$\xi = \frac{1550 - 1350}{1350} \times 100\% = 14.8\%$$

以磨损量为衡量标准,间接证明了仿真分析得到的接触压力的真实性,其具备一定的可信度。

## 4 总结

本文以某漏油故障为例,介绍了格来圈结构O形密封圈动密封性仿真流程与方法,引入流体压力渗透法,通过分析接触压力判断密封接触面是否泄漏,并采用 Archard 理论验证,表明流体压力渗透法在此类仿真中应用效果较好,误差约为14.8%。

针对漏油故障,依据仿真结果和 Archard 原理,在相同条件下的氟橡胶相对氟硅橡胶在列举的温度工况下有更好的密封性能,其较高的接触压力阻碍了流体的渗透。但提高密封性能要与实际工况相结合<sup>[6]</sup>,只有选择合适的接触压力才能既保证密封性能又兼顾磨损寿命。

另外提高接触面的光洁度,降低摩擦系数,从而达到降低磨损系数,延缓磨损恶化程度、显著改善动密封性能的目的。

### 参考文献:

- [1] 胡殿印,王荣桥,任全彬,等. 橡胶O形圈密封结构的有限元分析[J]. 北京航空航天大学学报,2005,31(2):255-260.  
HU Dianyin, WANG Rongqiao, REN Quanbin, et al. Finite element analysis of O-ring seal structure [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2005, 31(2): 255-260. (in Chinese)
- [2] 赵宏宇. O形金属橡胶密封件性能分析及应用研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.  
ZHAO Hongyu. O-shaped metal rubber seals performance analysis and application research [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2011. (in Chinese)
- [3] 徐同江. 基于ANSYS的O形密封圈的有限元分析[D]. 济南: 山东大学, 2012.  
XU Tongjiang. Finite element analysis of O-ring based on ANSYS [D]. Jinan: Shandong University, 2012. (in Chinese)
- [4] 杨春明, 谢禹钧. 基于ANSYS的橡胶O形密封圈的密封性能有限元分析[J]. 弹性体, 2010, 20(3): 49-52.  
YANG Chunming, XIE Yujun. Finite element analysis of sealing performance of rubber O-ring based on ANSYS [J]. China Elastomerics, 2010, 20(3): 49-52. (in Chinese)
- [5] 王刚, 张晞, 张戈. 基于ANSYS WORKBENCH的O形密封圈有限元

- 分析研究[J].煤矿机械,2015,36(10):263-265.  
WANG Gang, ZHANG Xi, ZHANG Ge. Finite element analysis of O-ring based on ANSYS WORKBENCH [J]. Coal Mine Machinery, 2015,36(10):263-265. (in Chinese)
- [6] 王杰,谢禹钧.关于橡胶O形密封圈的Ansys分析[J].辽宁石油化工大学学报,2008,28(4):48-50.  
WANG Jie, XIE Yujun. Ansys analysis of rubber O-sealing ring [J]. Journal of Liaoning University of Petroleum and Chemical Technology, 2008,28(4):48-50. (in Chinese)
- [7] 周志鸿,张康雷,李静,等.O形橡胶密封圈应力与接触压力的有限元分析[J].润滑与密封,2006(4):86-89.  
ZHOU Zhihong, ZHANG Kanglei, LI Jing, et al. Finite element analysis of stress and contact pressure on the rubber sealing O-ring [J]. Lubrication Engineering, 2006(4):86-89. (in Chinese)
- [8] 王伟,赵树高.橡胶O形密封圈的非线性有限元分析[J].润滑与密封,2005(4):106-107.  
WANG Wei, ZHAO Shugao. Nonlinear finite element analysis of rubber O-sealing ring [J]. Lubrication Engineering, 2005(4):106-107. (in Chinese)
- [9] 王伟,赵树高.橡胶O形密封圈的接触变形及应力分析[J].弹性体,2005,15(4):28-31.  
WANG Wei, ZHAO Shugao. Analysis on contact deformation and stress for rubber O-sealing ring [J]. China Elastomerics, 2005,15(4):28-31. (in Chinese)
- [10] 王伟,赵树高.应力松弛下橡胶O形密封圈的有限元分析[J].润滑与密封,2008,33(10):24-26,30.  
WANG Wei, ZHAO Shugao. Finite element analysis of rubber O-ring seal with stress relaxation[J]. Lubrication Engineering, 2008,33(10):24-26,30. (in Chinese)
- [11] 沈锋钢,颜永年,吴任东,等.O形橡胶密封圈静密封应力分析及密封性能研究[J].新技术新工艺,2007(1):22-24,2.  
SHEN Fenggang, YAN Yongnian, WU Rendong, et al. Stress analysis and sealing capability research of rubber sealing O-ring for Static sealing [J]. New Technology and New Process, 2007(1):22-24,2. (in Chinese)
- [12] 陈国定,Haier H, Haas W, 等. O形密封圈的有限元力学分析[J].机械科学与技术,2000,19(5):740-741,744.  
CHEN Guoding, Haier H, Haas W, et al. Analysis of elastomeric O-ring seals using the finite element method[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2000, 19(5):740-741, 744. (in Chinese)
- [13] 李振涛,孙鑫晖,张玉满,等.O形密封圈密封性能非线性有限元数值模拟[J].润滑与密封,2011,36(9):86-90.  
LI Zhentao, SUN Xinhui, ZHANG Yuman, et al. Finite element numerical simulation of the sealing performance of O-ring seals [J]. Lubrication Engineering, 2011,36(9):86-90. (in Chinese)
- [14] 王建军,高新陵.O形橡胶密封圈尺寸公差对密封性能的影响[J].机电产品开发与创新,2008,21(5):79-80,95.  
WANG Jianjun, GAO Xinling. Effects of dimensional tolerance on sealing characteristic of O-ring [J]. Development and Innovation of Machinery and Electrical Products, 2008,21(5):79-80,95. (in Chinese)
- [15] 任全彬,蔡体敏,王荣桥,等.橡胶“O”形密封圈结构参数和失效准则研究[J].固体火箭技术,2006,29(1):9-14.  
REN Quanbin, CAI Timin, WANG Rongqiao, et al. Investigation on structure parameters and failure criteria of "O"-type rubber sealing ring [J]. Journal of Solid Rocket Technology, 2006,29(1):9-14. (in Chinese)
- [16] 方桂花,梁宏伟.往复运动密封圈非稳态温度场的有限元分析[J].矿山机械,2014,42(4):114-117.  
FANG Guihua, LIANG Hongwei. FEA on unsteady state temperature field of reciprocating seal ring [J]. Mining Processing Equipment, 2014,42(4):114-117. (in Chinese)
- [17] 吴长贵,索双富,张开会,等.基于ABAQUS的航空作动器VL密封圈有限元分析[J].液压与气动,2016(1):60-65.  
WU Changgui, SUO Shuangfu, ZHANG Kaihui, et al. Aircraft actuator VL seal finite element analysis based on ABAQUS [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2016(1):60-65. (in Chinese)

(编辑:贺红井)