

T 型槽密封结构的有限元分析及试验验证

孟理华, 刘浩阔, 边智, 黄爽

(中国航空综合技术研究所, 北京 100028)

摘要: **目的** 通过有限元分析, 实现 T 型密封结构的优化设计。**方法** 利用 ABAQUS 建立液压系统用 T 型槽密封结构的二维轴对称模型, 分析计算密封结构中过渡圆角、槽宽、倾斜角度等对密封圈应力分布、接触应力的影响, 通过设计密封圈老化寿命试验, 验证分析结论。**结果** 随着过渡圆角 ($R0.5\sim R2$) 的增大、倾斜角度 ($10^\circ\sim 3^\circ$) 的减小, 密封圈的局部应力最大值和接触应力均减小。随着槽宽 (10~18 mm) 的增加, 密封圈的局部应力最大值逐渐增加, 接触应力逐渐减小。分析用密封结构的接触应力均大于密封介质压力 0.7 MPa。最终通过试验证实了分析用密封结构均满足密封性能, 且不合理的设计会降低密封圈寿命。**结论** 在密封介质压力较小的情况下, 建议选用较大的过渡圆角 (推荐值为 $R2$), 较小的倾斜角度 (推荐值为 $5^\circ\sim 6^\circ$) 及槽宽 (推荐值为密封圈截面直径的 1.2~1.5 倍)。

关键词: T 型密封结构; 有限元分析; 密封失效; 老化寿命

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2020.07.011

中图分类号: TH16; TH136

文献标识码: A

文章编号: 1672-9242(2020)07-0057-07

Finite Element Analysis and Test Verification of T-groove Seal Structure

MENG Li-hua¹, LIU Hao-kuo¹, BIAN Zhi¹, HUANG Shuang¹

(AVIC China Aero-polytechnology Establishment, Beijing 100028, China)

ABSTRACT: The paper aims to optimize the design of T-type seal structure by finite element analysis. In this paper, a two-dimensional axisymmetric model of T-groove seal structure for hydraulic system was established by ABAQUS. The effects of transition fillet, groove width and inclination angle on the stress distribution and contact stress of the seal ring were analyzed and calculated. The analysis conclusion was verified by designing aging life test of the seal ring. With the increase of transition fillet ($R0.5\sim R2$) and the decrease of inclination angle ($10^\circ\sim 3^\circ$), the maximum local stress and contact stress of the sealing ring decreased; while with the increase of groove width (10~18 mm), the maximum local stress of the sealing ring increased and the contact stress decreased gradually. The contact stress of the sealing structure was larger than that of the sealing medium pressure by 0.7 MPa. Finally, it was proved by experiments that the sealing structure used for analysis satisfied the sealing performance, and unreasonable design would reduce the life of the sealing ring. In case of low pressure of sealing medium, it is recommended to select big transition fillet (recommended value of $R2$), small inclination angle (recommended value is $5^\circ\sim 6^\circ$), small slot width (recommended value is 1.2~1.5 times of the diameter of sealing ring cross section).

KEY WORDS: T-groove seal structure; finite element analysis; seal failure; aging life

收稿日期: 2020-01-15; 修订日期: 2020-03-15

Received: 2020-01-15; Revised: 2020-03-15

作者简介: 孟理华 (1985—), 男, 硕士, 高级工程师, 主要研究方向为机械产品寿命预测。

Biography: MENG Li-hua (1985—), Male, Master, Senior engineer, Research focus: life prediction of mechanical products.

机载设备液压系统中包含很多液压传动类装置。由于长时间处于高压、动载、强振动作用下,其系统工况复杂、使用环境恶劣,而且具有多体接触、多构件撞击的特性。随着长航时、远距离运行要求的提出,该类液压系统的寿命要求也越来越高。密封件作为该类液压系统产品中重要的零件,其性能好坏、寿命长短直接制约了产品寿命的提升。航空机载设备常用的密封槽结构主要包括矩形槽和T型槽。针对密封结构的密封机理、失效形式和改进设计等方面,国内外学者做了大量的工作。Fribourg D等^[1]对矩形槽结构的密封机理做了比较系统的研究分析。钱文强等^[2]应用有限元分析方法分析了初始压缩率和介质压力对矩形槽结构变形和接触压力的影响。张婧^[3]利用ANSYS对矩形槽结构中的密封圈在空气介质中不同截面尺寸、内径、压缩率等的变形与受力情况进行了分析研究,得出了不同参数对密封圈接触应力的影响关系。运飞宏等^[4]建立了矩形槽密封的接触力学模型,以最小压紧力为目标函数,对其进行了结构优化。虽然对于密封机理、改进设计的研究很多,但是大多针对矩形槽,对T形槽研究相对不足。美国Flowserve公司对此类槽型机械密封的研究相对较多,偏工程产品应用。国内对T型槽的研究以理论分析为主,多应用仿真方法分析T型槽密封端面压力场分布规律、工作参数对密封性能影响等^[5]。但是仿真用材料输入多采用经验数据输入或橡胶材料数据,并未考虑密封圈成品后的性能变化,且仿真结果未经过验证,无法直接指导工程应用。文中应用ABAQUS软件,通过拉伸实验得到产品级O型密封圈的力学性能数据,对液压系统用T型密封结构进行有限元分析,找出接触应力与密封结构尺寸的关系,并通过试验进行了相关验证,分析结果可为密封结构的选型设计提供参考。

1 O型密封圈的有限元分析模型

由于该整体结构具有对称性,故只取其截面做分析对象,建立密封圈与密封结构的截面2D模型,利用ABAQUS的镜像原理旋转生成三维仿真分析模型。

1.1 基本假设

由于边界条件较多,做出以下假设^[6]:橡胶材料各项同性、均匀连续,且完全弹性;忽略因热辐射而导致的热损失;忽略橡胶材料的蠕变特性和应力松弛特性;为提高计算速度,把法兰盘的内侧进行分割并做刚体化处理。

1.2 密封结构几何及材料模型

文中选用液压系统的密封结构如图1所示,主要有上、下法兰和O型圈组成。密封圈尺寸为 $\phi 110\text{ mm}\times 10\text{ mm}$,材料为三元乙丙橡胶,法兰材料均为铝合金,密封圈预压缩量为22%。

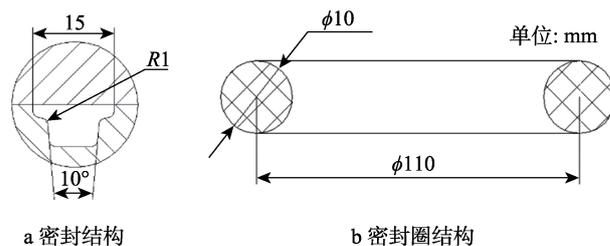


图1 T型槽结构

Fig.1 T-groove structure: a) sealing structure; b) seal ring structure

为了精确模拟密封圈工作状态下的应力状态,准确地输入材料特性是有限元分析的关键。文中O型密封圈选取真实产品,硬度为IRHD70(国际橡胶硬度等级),抗剪切强度近似为8.1 MPa。具体的试验设备及试验数据如图2所示。密封法兰的材料为铝合金,弹性模量为 $7\times 10^4\text{ MPa}$,泊松比为0.3,密度为 2700 kg/m^3 。

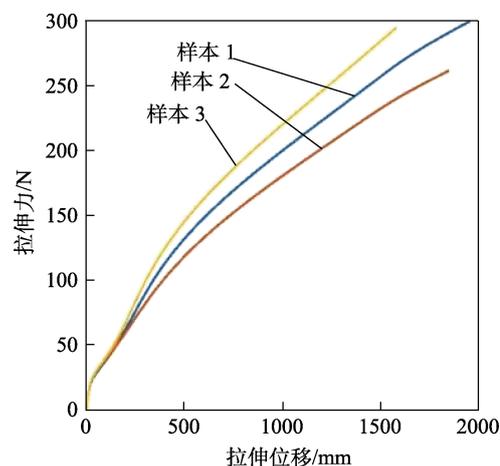


图2 密封圈力学性能拉伸试验数据

Fig.2 Tensile test data of mechanical properties of sealing ring

1.3 边界条件及载荷设置

为了模拟密封圈实际工作状态,将壳体底面固定,并对法兰施加垂直向下的位移载荷,直至法兰面与壳体表面压紧。具体设置如图3所示。约束壳体后,

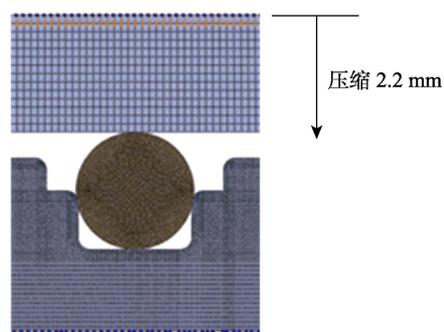


图3 密封结构固定边界条件及载荷设置

Fig.3 Fixed boundary condition and load setting of sealing structure

在法兰上端面施加位移载荷 2.2 mm, 使得法兰压紧橡胶圈。设定螺栓拧紧力矩为 110 N·m, 即设定预紧力为 27.8 N。施加的环境载荷: 环境温度为 25 °C, 环境压强为 0.1 MPa, 介质压强为 0.7 MPa, 法兰温度为 45 °C。

1.4 接触设置及有限元模型建立

在模型中全部接触面之间设置为摩擦接触, 参照已发表的非金属-金属摩擦系数表, 设定摩擦系数为 0.2。具体设置如图 4a 所示。所有结构均采用 CAX4RH 单元类型, 该单元为 4 节点对称四边形杂交单元, 可以模拟三元乙丙橡胶的大变形大应变。各个接触对均采用罚函数法, 将向下压缩位移调整为两个分析步, 即分别向下移动 0.1、2 mm。通过迭代调整分析步长和局部细化网格来实现分析结果的收敛^[7]。最终建立的整体有限元模型如图 4b 所示。

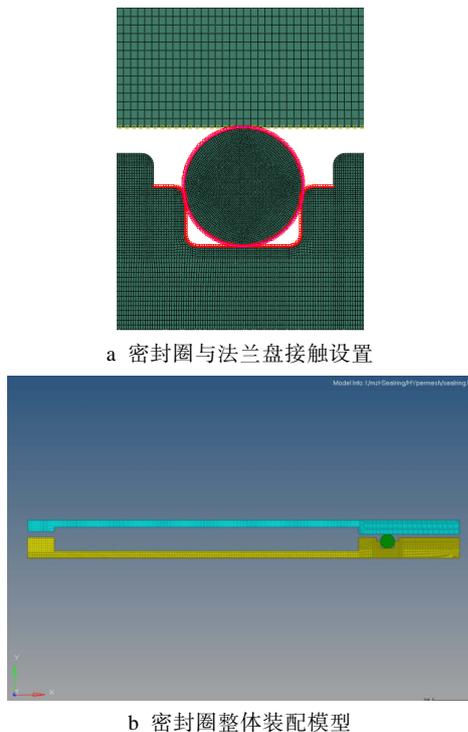


图 4 密封圈与工装接触设置

Fig.4 Contact setting of sealing ring and tooling:
a) contact setting of sealing ring and flange;
b) integral assembly model of seal ring

1.5 密封失效准则

研究表明, 用于静密封的密封圈失效原因主要为老化和破裂^[8]。具体到仿真计算中, 密封圈主要有以下两个失效准则。

1) 最大接触应力判据。当密封圈与密封面两侧接触应力大于所密封的介质压力值时, 才能实现介质的密封, 否则发生泄漏, 导致密封失效。

2) 最大剪切应力判据。密封圈在承受一定预压缩量作用时, 所承受的剪切力大于密封圈抗剪强度时, 密封圈会产生裂纹, 进而发生剪切破坏失效。

2 结果与分析

等效应力 (Von Mises 应力) 反应了截面上各主应力差值的大小。等效应力 (Von Mises 应力) 越大, 橡胶材料的松弛速度越快, 从而造成刚度下降, 材料越容易出现裂纹, 导致密封失效。等效应力是基于剪应变的一种等效应力。文中利用有限元法研究不同结构参数对密封结构中密封件变形、Von Mises 应力和密封面最大接触应力的影响。

2.1 过渡圆角对应力分布及接触应力值的影响

由于 T 型槽结构中存在上槽宽和下槽宽处的过渡圆角, 导致密封圈在压缩变形的过程中该处存在应力集中。不同过渡圆角下的密封圈等效应力分布如图 5 所示。在其他条件不变的情况下, 随着过渡圆角的增大, 局部应力最大值由过渡圆角处逐渐向密封圈中心转移, 并且分布区域逐渐扩大, 分布更加均匀, 局部应力最大值也逐渐降低。

密封圈局部应力和接触应力的最大值随过渡圆角的变化曲线如图 6 所示 (图中局部最大应力为密封圈所受应力局部最大值, 接触应力为密封圈与法兰接触平面最大接触应力, 局部最大应力原始值和接触应力原始值均表示通过仿真得到的密封圈相应应力值)。对仿真得到的原始值进行非线性回归分析, 可以得到各应力值随过渡圆角变化曲线。由此可知, 在其他条件不变的情况下, 随着过渡圆角的增大, 等效应力和接触应力逐渐减小。这表明过渡圆角较小时, 等效应力过大, 容易导致密封圈出现剪切裂纹失效, 同时接触应力过大也不利于安装。综合考虑密封圈抗剪切强度和密封性能的要求, 选用过渡圆角值为 R2。

2.2 槽宽对应力分布和接触应力值的影响

密封结构设计虽已列入国家标准^[9], 但在实际工作中, 考虑实际密封需要或产品外形需求, 进行非标准密封设计。而橡胶作为超弹性近似不可压缩材料, 密封槽槽宽是直接影响预压缩量的重要因素。不同的槽宽使得密封圈变形不一致, 导致密封圈产生不同的内应力。T 型槽中槽宽尺寸包括上槽宽和下槽宽, 由于影响密封效果的主要是密封圈和法兰盘接触面面积和接触应力的大小, 因此固定下槽宽和下槽高、上槽高尺寸不变, 逐步改变上槽宽的尺寸, 分析上槽宽尺寸的改变对密封圈局部应力最大值、接触应力最大值的影响, 结果如图 7 所示。

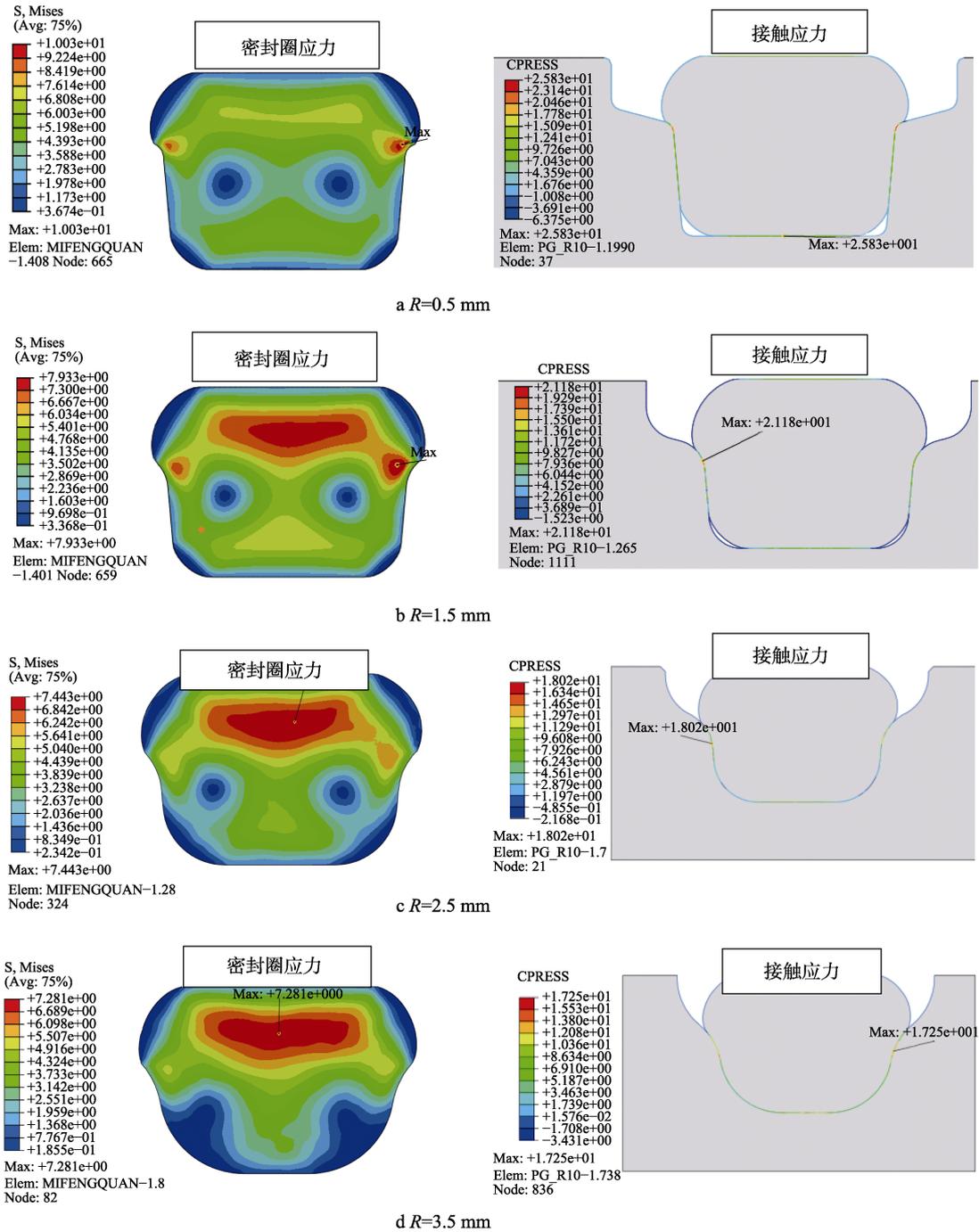


图5 不同过渡圆角时的密封圈应力分布
Fig.5 Stress distribution of seal ring with different transition fillet

密封圈局部应力和接触应力随槽宽变化的曲线如图8所示。可以看出，随着上槽宽的逐步增加，密封圈局部最大应力逐渐增大，而接触应力随之减小。因此在保证密封的条件下，上槽宽应选择的尽量小。但如果上槽宽过小，又会导致密封接触面积较小，影响密封效果；上槽宽过大又会导致密封圈局部应力最大值过大，对密封圈形成极大的剪切力，极易形成密封圈的剪切破坏而降低密封圈的使用性能和使用寿命。当上槽宽尺寸与密封圈截面直径比达到1.5倍时，局部应力最大值已经超过了文中所

用密封圈剪切强度极限。综合考虑密封圈剪切强度和密封接触面积大小，选取上槽宽尺寸为密封圈截面直径的1.2~1.5倍。

2.3 倾斜角度对应力分布和接触应力值的影响

密封槽深方向的倾斜角度虽不能影响密封圈的预压缩量^[10]，但是不同的倾斜角度会导致不同的密封圈变形，不同的变形会导致密封圈应力分布和接触应力值的不同，如图9所示。

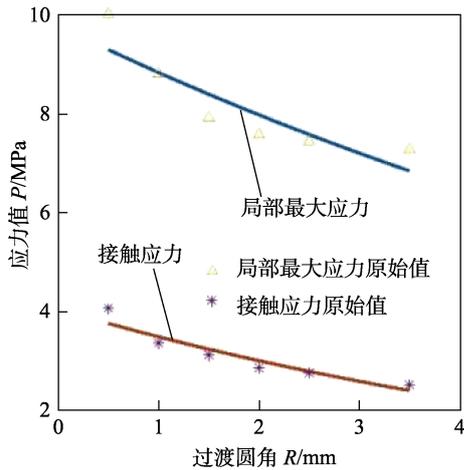


图 6 密封圈局部应力和接触应力随过渡圆角变化曲线
Fig.6 Curve of local stress and contact stress of sealing ring with transition fillet

由图 10 可以看出，密封圈局部应力最大值和接触应力随倾斜角度 ($1^{\circ}\sim 10^{\circ}$) 的增加在逐步增加。接触应力增加使得密封性能得到提升，然而局部应力最大值的增加却加大了密封圈剪切破坏的风险，降低了密封圈的使用寿命。综合考虑，选取倾斜角度为 $5^{\circ}\sim 6^{\circ}$ ，密封介质压力越大选取的倾斜角度也越大。

3 试验验证

为了验证文中有限元分析结论的有效性，选取密封结构设计了密封圈老化寿命实验。具体密封结构尺寸见表 1。

每种尺寸选取 6 个试验样本，试验条件见表 2。

开始试验后，每间隔 48 h 取出密封圈，在空气中冷却 1 h 后，拆除密封圈工装，静止恢复 24 h，然

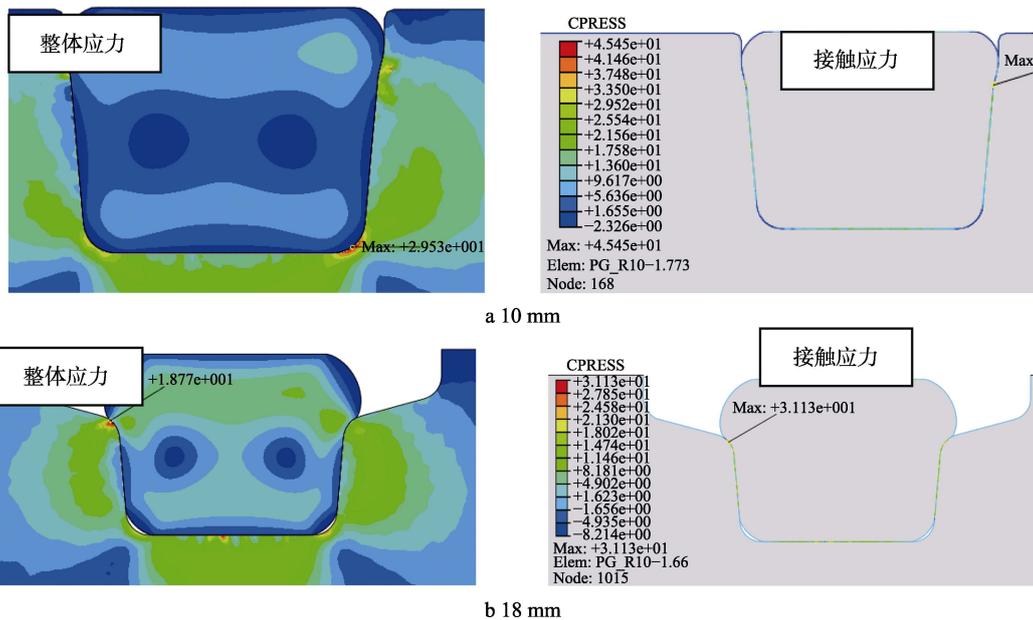


图 7 不同槽宽时的密封圈应力分布
Fig.7 Stress distribution of seal ring with different groove width

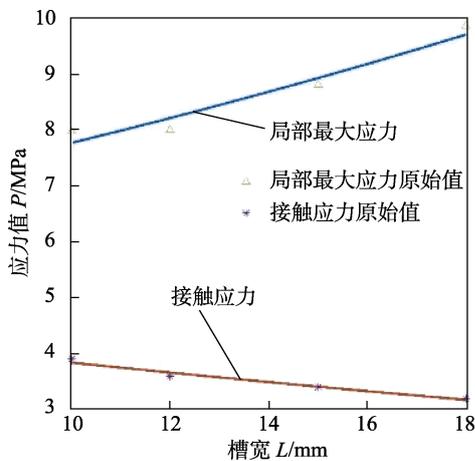


图 8 密封圈局部应力和接触应力随槽宽变化曲线
Fig.8 Variation curve of local stress and contact stress of sealing ring with groove width

表 1 试验用密封结构
Tab.1 Sealing structure for test

序号	局部圆角/mm	槽宽/mm	倾斜角度/($^{\circ}$)
1	2	12	5
2	0.5	12	5
3	0.5	20	5
4	0.5	20	15

表 2 试验条件
Tab.2 Test conditions

	温度/ $^{\circ}\text{C}$	相对湿度/%	压强/MPa
环境条件	25	40	0.1
老化寿命试验条件	140	40	0.1
氦检漏试验条件	25	40	0.7

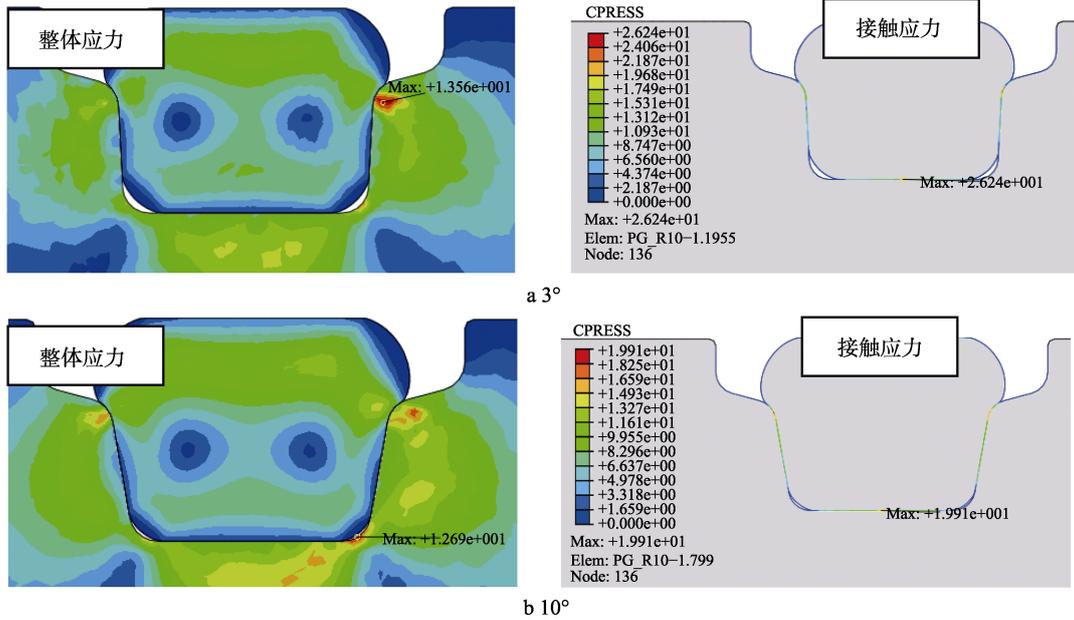


图 9 不同倾斜角度时的密封圈应力分布

Fig.9 Stress distribution of seal ring with different inclination angles

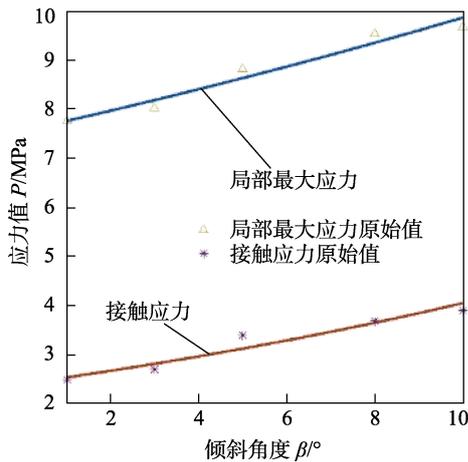


图 10 密封圈局部应力和接触应力随倾斜角度变化曲线
Fig.10 Variation curve of local stress and contact stress of sealing ring with inclination angle

后将密封圈装配至氦检漏工装完成检漏测试。最终试验截止判据以试验时间达到 336 h 或泄漏率（年泄漏

率为 0.01%，换算为 100 Pa·L/s）超标中任一个达到为准。最终的试验结果见表 3。

表 3 中各条件下的泄露率均为当前条件下 6 个样本中的最大泄露率值。由表 3 可以看出，条件 1 和条件 2 的样本在试验过程中均未发生泄漏超标，而条件 3、条件 4 分别在进行了第 7 次、第 6 次氦检漏时发生泄露率超标。经拆卸密封工装后，检查密封圈样本后发现，条件 3 和条件 4 的所有样本均发生剪切破坏，条件 1 样本均完好，而条件 2 中只有 2 个样本完好，4 个样本在沿过渡圆角处的边缘发生多处可见裂纹。试验后密封圈样本图片如图 11 所示。

由此可以看出，在局部圆角过小、槽宽尺寸较大、倾斜角度较大时，密封圈与密封结构的接触压力均大于密封介质压力，并且密封圈局部应力最大值偏大。随着密封圈老化程度的增加，其抗剪切强度也在逐渐减小。当局部应力最大值大于其抗剪切强度时，密封圈即发生破裂，进而导致密封失效。

表 3 氦检漏结果

Tab.3 Results of helium leak detection

Pa·L/s

	第 1 次	第 2 次	第 3 次	第 4 次	第 5 次	第 6 次	第 7 次
泄漏率本底值	1.6×10^{-8}	1.7×10^{-8}	1.8×10^{-8}	1.6×10^{-8}	1.7×10^{-8}	1.6×10^{-8}	1.6×10^{-8}
条件 1 泄漏率	5.0×10^{-5}	5.0×10^{-5}	1.0×10^{-5}	6.2×10^{-5}	1.2×10^{-4}	1.6×10^{-4}	7.7×10^{-4}
条件 2 泄漏率	9.2×10^{-5}	7.5×10^{-5}	5.2×10^{-5}	1.9×10^{-4}	3.8×10^{-4}	6.2×10^{-4}	9.0×10^{-4}
条件 3 泄漏率	2.1×10^{-4}	1.9×10^{-4}	5.4×10^{-4}	6.2×10^{-4}	1.8×10^{-3}	3.2×10^{-3}	5.0×10^{-2}
条件 4 泄漏率	3.6×10^{-4}	6.0×10^{-4}	8.1×10^{-4}	9.1×10^{-4}	2.2×10^{-3}	1.2×10^{-2}	0.1

4 结论

文中采用有限元法，基于 T 型槽密封结构参数的

变化对其应力分布和接触应力的影响进行了分析，总结了它们之间的变化规律并进行了试验验证，为液压系统 T 型密封槽的设计提供了理论指导。结果表明，



图 11 试验后样本

Fig.11 Sample after test: a) condition 1; b) condition 2; c) condition 3; d) condition 4

过渡圆角、上槽宽、倾斜角度的增大都会导致密封圈局部应力最大值的变大,使得密封圈剪切破坏的风险提高。而过渡圆角、倾斜角度的减小,上槽宽的增大又会导致接触应力的减小,同时影响密封接触面积。因此,对于液压系统 T 型槽结构在满足密封性能要求的前提下,建议选用较大的过渡圆角(推荐值为 $R2$),较小的倾斜角度(推荐值为 $5^\circ\sim 6^\circ$)及槽宽(推荐值为密封圈截面直径的 1.2~1.5 倍)。

参考文献:

- [1] FRIBOURG D, AUDRAIN A, COUGNON L. The Performance of Mechanical Seals Used in a High Vibration Environment[J]. *Sealing Technology*, 2010(2): 7-11.
- [2] 钱文强, 蒋国璋, 谢良喜, 等. 矩形密封圈应力和接触压力的影响因素[J]. *液压与气动*, 2015, 7(3): 32-35.
QIAN Wen-qiang, JIANG Guo-zhang, XIE Liang-xi, et al. Influencing Factors of Stress and Contact Pressure in Rectangular Seal[J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2015, 7(3): 32-35.
- [3] 张婧, 金圭. O 形密封圈接触应力的有限元分析[J]. *润滑与密封*, 2010, 35(2): 80-83.
ZHANG Jing, JIN Gui. Finite Element Analysis of Contact Stress of O-ring Seal[J]. *Lubrication Engineering*, 2010, 35(2): 80-83.
- [4] 运飞宏, 王立权, 刘军, 等. 深水卡爪式连接器密封优化分析及试验研究[J]. *华中科技大学学报(自然科学版)*, 2017, 45(4): 23-56.
YUN Fei-hong, WANG Li-quan, LIU Jun, et al. Optimization Analysis and Experimental Research on Seal of Subsea Collet Connector[J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology (Nature Science Edition)*, 2017, 45(4): 23-56.
- [5] 李仁年, 沈建峰, 韩伟, 等. T 型槽干气密封内微流动特性的数值计算[J]. *兰州理工大学学报*, 2009, 35(5): 42-46.
LI Ren-nian, SHEN Jian-feng, HAN Wei, et al. Numerical Evaluation of Micro-channel Flow Characteristics in T-groove Dry Gas Seal[J]. *Journal of Lanzhou University of Technology*, 2009, 35(5): 42-46.
- [6] 王文瑞, 顾亮, 王国丽, 等. 叶片减振器静密封结构设计及性能分析[J]. *北京理工大学学报*, 2008, 28(11): 979-1034.
WANG Wen-rui, GU Liang, WANG Guo-li, et al. Design and Performance Analysis of the Static Seal Structure of a Vaned Damp[J]. *Transactions of Beijing Institute of Technology*, 2008, 28(11): 979-1034.
- [7] 黄乐, 贾晓红, 郭飞, 等. 基于有限元分析方法的 Y 形圈性能优化设计[J]. *润滑与密封*, 2014, 39(4): 83-88.
HUANG Le, JIA Xiao-hong, GUO Fei, et al. Optimization Design of Y-Sealing Ring Based on Finite Element Analysis[J]. *Lubrication Engineering*, 2014, 39(4): 83-88.
- [8] 郑金鹏, 沈明学, 孟祥铠, 等. 机械密封用 O 形橡胶密封圈微动特性[J]. *上海交通大学学报*, 2014, 48(6): 856-862.
ZHENG Jin-peng, SHEN Ming-xue, MENG Xiang-kai, et al. Fretting Characteristics of the Rubber O-Ring for a Mechanical Seal[J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2014, 48(6): 856-862.
- [9] BAFNA S. Factors Influencing Hardness and Compression Set Measurements on O-rings[J]. *Polymer-Plastics Technology and Engineering*, 2013, 52(11): 1069-1073.
- [10] 石莹, 陈平, 周淑敏. 高压大型天然气快开盲板用 C 形橡胶圈密封性能分析[J]. *润滑与密封*, 2015, 40(5): 89-93.
SHI Ying, CHEN Ping, ZHOU Shu-min. Sealing Performance Analysis of Rubber C-ring for High-pressure Natural Gas Quick-opening Closure[J]. *Lubrication Engineering*, 2015, 40(5): 89-93.