基于 APDL 的液压作动器漏油管密封圈 失效机理分析

高通锋^{*},闫文辉,李育超 中国飞行试验研究院,陕西西安 710089

摘 要:针对液压协调加载系统中作动器漏油管的密封泄漏问题,本文利用 ANSYS 有限元软件对密封圈进行参数化建模, 分别模拟了密封圈在各种工况(压缩率 5%~25%,油压 5~20MPa)下的密封泄漏故障,从机理上解释了漏油管发生漏油故障 的原因,同时结合 Matlab 软件对其进行可靠性评估。结果表明,基于 ANSYS 和 Matlab 的联合仿真,对于漏油管处结构破坏较 大的是 von Mises 应力,对于密封效果影响最大的是接触应力;通过可靠性分析表明,造成上述结果最大的是漏油管的液压 油压力,这与实际工程相符合,也为实际液压协调加载试验中漏油管密封泄漏故障提供了理论依据。

关键词:漏油管;密封圈;接触应力;可靠性

中图分类号: V214.8 文献标识码: A DOI: 10.19452/j.issn1007-5453.2018.02.039

在液压协调加载系统中,密封装置十分常见,而整个液 压加载系统的核心部件作动器漏油管处经常有由于密封圈 失效而导致的漏油故障发生,从而引起试验无法顺利进行, 对校准试验的稳定性和安全性造成严重影响。因此,对于其 密封性能及可靠性的研究十分必要。

针对液压系统密封装置的密封泄漏问题,众多学者^[1-3] 采用有限元计算方法对结构进行分析,在此基础上,一些学 者^[4-8]将可靠性分析方法引入液压元器件评估之中,但对于 密封装置的可靠性分析却很少。本文针对液压协调加载系 统中作动器漏油管密封圈做了系统分析,对于漏油管密封圈 的泄漏问题进行了机理性的研究。首先利用大变形、接触的 非线性有限元理论建立密封圈分析模型,讨论结构在不同工 况下的 von—Mises 应力及接触应力,阐述了结构产生泄漏 故障的机理性原因,首次采用可靠性分析方法对结构进行评 估,给出结构在此工况下的失效概率,并判断出对漏油管发 生泄漏影响最大的因素是液压油压力,为工程实际的应用提 供了理论依据。同时描述了加载试验中油压大小对于试验 的影响,给出在保证加载试验安全稳定前提下油压的控制 范围。

1 漏油管密封圈密封分析

1.1 漏油管密封圈密封失效准则和失效判据

橡胶 O 形密封圈的失效准则和失效判据普遍采用的是 最大接触应力判据与最大应力判据。具体如下:

(1) 最大接触应力判据

接触应力的形成与密封件的安装结构有关,通常是由 两部分组成:与初始压缩量有关的预压缩应力 σ₀ 和液压油 压力 *p*,用公式表示为:

$$\sigma_{x\max} = \sigma_0 + kp \tag{1}$$

(2) 最大应力判据

当密封圈的主应力σ逐渐接近甚至大于屈服强度时密 封失效。因此,最大应力必须满足:

$$\sigma_{\rm max} < \sigma_{\rm y}$$
 (2)

式中: σ_{max} 为密封圈在不同工况下的最大应力; σ_y 为橡胶密封圈的屈服强度。

1.2 橡胶材料理论研究

密封圈被认为是超弹性不可压缩体,其应力应变曲线 呈现一种非线性状态,这无疑增加了仿真的难度。在工程 实际中,为了更加准确地对其进行仿真分析,通常采用非线

收稿日期:2017-11-29; 退修日期:2017-12-13; 录用日期:2018-01-04

* 通信作者 . Tel.: 18709258643 E-mail: gaotongfeng0120@163.com

引用格式: Gao Tongfeng, Yan Wenhui, Li Yuchao. The failure mechanism simulation analysis of the APDL hydraulic actuator oil pipe seal component[J]. Aeronautical Science & Technology, 2018, 29 (02): 39–45. 高通锋,闫文辉,李育超. 基于 APDL 的 液压作动器漏油管密封圈失效机理分析[J]. 航空科学技术, 2018, 29 (02): 39–45.

性的应变能函数代替其应力应变曲线,常用的非线性应变能函数有:Polynomid Form 模型、Mooney-Rivlin^[8]模型、Blatz-Ko模型^[9]和Ogden-Tschoegl模型^[10-12]等。

本文在进行仿真模拟时就采用 ANSYS 中的 Mooney-Rivlin 模型。Mooney-Rivlin 模型的应变能函数用式(3) 表示:

$$W = C_1 (I_1 - 3) + C_2 (I_2 - 3)$$
(3)

式中:W为应变能密度;C₁,C₂为材料力学性能常数;I₁, I₂为第一、第二应变张量不变量,I₁,I₂表达式如式(4) 所示:

$$\begin{cases} I_1 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 \\ I_2 = \sigma_1^2 \sigma^2 + \sigma_2^2 \sigma_3^2 + \sigma_1^2 \sigma_3^2 \end{cases}$$
(4)

式中: σ_1 , σ_2 , σ_3 分别为三个方向的主应变。

但式(4)只能满足橡胶材料变形小的力学性能,但 在实际应用中,橡胶材料的变形的实际需求远远达不到 35%,因此,在模拟时,式(4)能够很好地描述其力学行 为。此外橡胶材料弹性模量*E*与切变模量*G*有下述关 系:

$$G = E/2(1+\mu) \tag{5}$$

对于橡胶材料的泊松比 μ 为 0.49,因此, $E \approx 3G$,其应 力应变关系即为:

 $\sigma = \partial W / \partial \varepsilon \tag{6}$

橡胶材料弹性模量 $E 与 C_1$ 和 C_2 的关系为:

$$E = 6C_1(1 + C_2 / C_1) \tag{7}$$

根据橡胶材料 IRHD 硬度 H 与弹性模量的试验数据, 有:

 $lgE = 0.0198H - 0.54326 \tag{8}$

 $C_1/C_2 = 0.25$ (9)

式中:*H*为材料硬度;*E*为弹性模量;若已知*H*=85, *μ*=0.499,代入式(8)可得*E*=13.8MPa;代入式(6),结合式 (9)得*C*₁=1.84MPa;*C*₂=0.47MPa。

1.3 漏油管密封圈计算模型

本文计算模型选取液压协调加载系统中作动器漏油管 处的密封圈,其弹性模量 *E*=14.4MPa, 泊松比 *v*=0.499, 密封 圈的直径为 6mm,摩擦因数 0.3。

鉴于其边界条件的复杂性,将密封圈的上下刚体(活塞杆、密封槽)作为整体进行分析。考虑到密封圈结构的几何 形状、材料和边界条件的特点,结合 ANSYS 建立密封圈的 二维轴对称模型,建立的有限元分析模型如图1所示。其 ANSYS 三维模型的情况如图2所示。



图 1 密封圈有限元模型 Fig.1 Finite element model of seal ring



图 2 扩展后的 1/2 三维模型 Fig.2 Expanded 1/2 3D model

1.4 边界条件与分析步骤

在分析前,去除压缩对密封圈的影响,将上下刚体施加全约束,在创建的二维模型密封圈左侧面加载 5~20MPa的液压油。载荷的施加主要分两个步骤:第一步,去除油压的影响,将密封槽的 X和 Y方向同时固定,活塞杆 X方向固定,施加 Y方向的位移载荷来模拟不同时段的压缩率(计算公式如式(10)所示)对于密封圈的影响。第二步,活塞杆不同程度的压缩载荷,同时对密封圈施加不同程度的液压油,查看密封圈在各个工况下的承载能力。

$$\lambda = (d_0 - h)/d_0 \times 100\% \tag{10}$$

式中:d₀为密封圈的直径,h为压缩后的截面高度。

1.5 仿真结果分析

在1.3节中,载荷施加分为两个步骤,因此,在提取 结果时需要讨论压缩率及液压油两种载荷步在不同工 况下对密封圈的影响。当压缩率为0时,在密封圈左侧 施加不同大小的均匀液压油压力,图 3~图10为压缩率 为0时密封圈在5~20MPa下最大应力及接触应力分布云 图。



图 3 油压 5MPa下 von Mises 应力云图 Fig.3 von Mises stress cloud of oil pressure at 5MPa



图 4 油压 5MPa下 von Mises 应力云图 Fig.4 von Mises stress cloud of oil pressure at 5MPa



图 5 油压 10MPa下 von Mises 应力云图 Fig.5 von Mises stress cloud of oil pressure at 10MPa



图 6 油压 10MPa下 von Mises 应力云图 Fig.6 von Mises stress cloud of oil pressure at 10MPa



图 7 油压 15MPa下 von Mises 应力云图 Fig.7 von Mises stress cloud of oil pressure at 15MPa



图 8 油压 15MPa下 von Mises 应力云图 Fig.8 von Mises stress cloud of oil pressure at 15MPa



图 9 油压 20MPa下 von Mises 应力云图 Fig.9 von Mises stress cloud of oil pressure at 20MPa



图 10 油压 20MPa 下 von Mises 应力云图 Fig.10 von Mises stress cloud of oil pressure at 20MPa

分析密封圈 von Mises 应力云图可知,当压缩率为0时,最大 von Mises 随着液压油的变化而改变,初始加载时,最大应力值位于右侧中部,随着液压油压力增大,最大应力值部位逐步出现在密封圈右上角,因此,在密封圈的右侧,即没有与液压油作用的表面最容易出现裂纹。表 1~表3分别为压缩率为5%,15%,25%时,密封圈接触应力与最大应力在不同液压油压力下的具体值。

表 1 von Mises 及接触应力值 (压缩率为 5%) Table 1 The value of von Mises stress and contact stress (Compression ratio of 5%)

油压 /MPa	5	10	15	20
最大应力 /MPa	3.5558	6.30352	8.0546	11.3639
接触应力 /MPa	5.9987	11.3709	16.5116	22.5598

表 2 Von Mises 及接触应力值 (压缩率为 10%)

Table 2 The value of Von Mises stress and contact stress (Compression ratio of 10%)

油压 /MPa	5	10	15	20
最大应力 / MPa	4.6985	7.42674	10.5459	13.0533
接触应力 /MPa	8.6741	16.0726	19.8514	27.9954

表 3 von Mises 及接触应力值 (压缩率为 15%)

Table 3 The value of von Mises stress and contact stress (Compression ratio of 15%)

油压 /MPa	5	10	15	20
最大应力 /MPa	5.7908	9.82022	13.3193	15.7531
接触应力 /MPa	9.8798	24.4462	28.9644	37.8504

分析表 1~表 3 可知,当液压油压力增大时,接触应力 随之增大,且随着压缩率的增大;当压缩率较小时,密封圈 最大应力值与接触应力值一样,约呈线性增长,当压缩率为 25%时,最大应力值达到 15.7531MPa,说明此时最大应力值 达到材料屈服强度,此时按照密封准则,虽能保证密封圈密 封效果,但由应力云图发现,应力集中部位随着液压油增大 慢慢向拐角处靠近,应力集中部位可能发生破坏。

为了更好地了解在接触面上接触应力的分布,为了简 要说明,这里只给出了压缩率 5%~15%、油压 10MPa 下密封 圈接触应力在接触面上(即接触宽度)的具体分布情况,如 图 11 所示。

分析图 11 可知,当液压油压在 10MPa 时,接触应力随 着压缩率的增大而增大,且接触应力在接触面上的分布约 呈现抛物线的形式,其接触应力的峰值出现在接触宽度为 3.3mm 左右, 三种压缩率下所对应的接触应力峰值分别为 10.023MPa、12.168MPa 及 14.306MPa。当接触应力到达峰 值后, 下降速度较为缓慢, 此时是由于液压油压力逐渐增大, 密封圈柔性体与刚体之间的接触更加充分, 密封效果较为 理想。





综述,在不同压缩率下随着密封圈左侧油压的增加,其 接触应力在接触面上出现峰值的接触宽度也随之增加,当 油压增加到一定程度时,会使密封圈柔性体与刚体之间的 接触部分出现较大变形,而在保证大变形不会破坏材料的 情况下,超弹性材料的较大变形有助于密封圈的密封效果。 但当接触宽度增大时,即密封圈与刚体接触过大,则会增加 摩擦力,摩擦力的产生会使密封圈柔性体与刚体之间发生 磨损,这对于超弹性材料是非常严重的,导致密封圈的寿命 减小。

2 密封装置可靠性评估

2.1 漏油管密封圈可靠性失效模型

根据 1.1 节中所述,密封圈的失效主要有两种判断依据:接触应力和最大正应力。由 1.5 节中密封圈有限元分析可知,密封装置的最大应力发生在压缩率为 25% 时,油 压为 20MPa 工况下,此时最大应力为 15.246MPa,小于材料 所能承受的极限强度,所以在对密封圈进行可靠性分析时, 主要考虑接触应力。基于此,建立密封件密封失效的功能 函数为:

 $Z = g_i = \sigma(x_i)_{\text{con}} - p(x_i) \quad (i=1, 2, 3, 4)$ (11)

式中: x_i 为可靠性分析参数变量; $\sigma(x_i)_{con}$ 为计算所得到的接触应力; $p(x_i)$ 为仿真时所施加的液压油压力。

2.2 基于随机变量下的密封圈可靠性分析

本文利用 ANSYS 自带随机响应面法对密封圈结构进 行仿真分析,式(11)中 $\sigma(x_i)_{con}$ 是关于结构基本参数的隐函 数,在进行密封可靠性分析时,每次对于接触应力的计算都 要调用一次有限元软件。针对密封圈结构随机变量,将其定 义为随机状态下的正态分布,具体分布见表 4。

表 4 密封圈结构参数和分布 Table 4 The structure parameters and distribution of sealing ring

变量名	标示符	分布类型	均值	方差
弹性模量 E	x_1	正态分布	13.8	0.5
密封圈直径量 d	x_2	正态分布	6.0	0.5
油压 <i>p</i>	<i>x</i> ₃	正态分布	12.5	3.0
压缩量	x_4	正态分布	-0.6	0.02

利用随机响应面法拟合出液压系统密封圈密封功能函 数为:

 $g(x) = 5.7962549 - 0.037715497 \times x_1 + 1.0248776256 \times x_2 - 0.14194195 \times x_3 + 0.0013665035 \times x_1^2 + 0.8540646881 \times x_2^2 - 0.043012657 \times x_3^2 + 0.0013665035 \times x_4^2$

利用改进一次二阶矩法计算得到结构的失效概率为: P_f =5.130266E-3。

2.3 密封圈可靠性灵敏度分析

可靠性灵敏度分析方法是建立在可靠性分析方法基础 之上,对于一般的可靠性工程问题,往往需要显式的功能函 数。本文通过采用随机响应面法拟合出结构的功能函数,利 用改进型一次二阶矩法计算其可靠性灵敏度。改进型的一 次二阶矩法可靠性灵敏度公式求解如下:

$$\frac{\partial P_{\rm f}}{\partial \mu_{x_i}} = \frac{\partial P_{\rm f}}{\partial \beta} \frac{\partial \beta}{\partial \mu_{x_i}} = -\frac{c_i}{\sqrt{2\pi\sigma_{\rm G}}} \exp\left[-\frac{1}{2} \left(\frac{\mu_{\rm G}}{\sigma_{\rm G}}\right)^2\right]$$
(13)

$$\frac{\partial P_{\rm f}}{\partial \sigma_{x_i}} = \frac{\partial P_{\rm f}}{\partial \beta} \frac{\partial \beta}{\partial \sigma_{x_i}} = -\frac{c_i^2 \sigma_{x_i} \mu_{\rm G}}{\sqrt{2\pi\sigma_{\rm G}^3}} \exp\left[-\frac{1}{2} \left(\frac{\mu_{\rm G}}{\sigma_{\rm G}}\right)^2\right]$$
(14)

式中: μ_x 与 σ_x 分别为随机变量的 $x=(x_1, x_2, \dots, x_n)$ 的均值 矢量和标准差矢量; P_f 为结构失效概率; β 为结构可靠性 指标。

计算的灵敏度计算结果见表 5,均值灵敏度和方差灵敏 度折线图如图 12 所示。

由灵敏度分析结果可以看出对密封圈密封失效影响最 大的参数变量是曲线第三拐点处的变量 x₃,即油压,因此,在 液压协调加载试验中应该严格控制液压油压力的大小。

表 5 灵敏度计算结果 Table 5 The calculation results of sensitivity

变量名称	均值灵敏度	标准差灵敏度
x_1	9.326E-07	4.91234E-08
x_2	8.62021E-07	3.4906E-07
x_3	1.73495E-05	3.24655E-06
x_4	6.37215E-06	1.82635E-06





3 结论

(12)

本文针对液压协调加载系统中作动器漏油管处的密 封圈进行了机理性的研究分析。首先,利用有限元软件 ANSYS模拟了密封装置在各种工况下的密封泄漏故障,计 算出 von Mises 应力及接触应力在不同工况下的大小,从机 理上阐述了漏油管发生泄漏的原因,结果表明 von Mises 应 力是导致结构产生破坏的直接原因,而密封失效是由于接触 应力。在此基础上,针对全随机变量,利用响应面法计算出 可靠性失效概率,并利用一次二阶矩法计算了结构变量的灵 敏度。基于可靠性分析,表明对于密封失效影响最大的是液 压油压力,与实际工程相符合,验证了本文仿真分析及可靠 性评估的正确性,这为液压协调加载中漏油管密封泄露故障 提供了理论依据。

综述分析结果可知:

(1)在密封圈尺寸及外界因素一定的情况下,油压大小 是整个试验加载过程中影响密封效果最关键的因素:油压 过小,虽然不会对结构产生较大的破坏,但接触应力变小, 从而导致较差的密封效果,油压过大,接触应力也会随之过 大,从而产生良好的密封效果,但结构会产生较大变形,von Mises 应力增大,影响试验安全。由仿真分析及可靠性分析 结果可知,将油压控制在合理范围内,不仅能够保障密封效 果,同时也提高了整个加载试验的稳定性和安全性,为实际 加载试验提供了参考。

(2) 在工程实际中,油压在 10~15MPa 时,密封装置必须采用保护挡圈,在条件允许的情况下,对于作动筒处的密封应采用组合密封,不能用单一橡胶的密封设计。

参考文献

- [1] 陈国定, Haiser 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): 740-745.
 Chen Guoding, Haiser H, Haas W, et al. Finite element mechanical analysis of O-ring[J]. Mechanical Science and Technology, 2000, 19 (5): 740-745. (in Chinese)
- [2] 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 O-ring's contact stress[J]. Lubrication and Sealing, 2010, 35 (2) : 80–83. (in Chinese)

[3] 王忠,许志沛,刘泽超,等.基于 ABAQUS 的 O 型密封圈在往
 复直线滑移密封下的泄漏量研究 [J].现代制造工程,2013,21
 (9):74-82.

Wang Zhong, Xu Zhipei, Liu Zechao, et al. Analysis on leakage of O-ring based on ABAQUS with reciprocating linear sliding seal[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2013, 21 (9) : 74– 82. (in Chinese)

- [4] 邓亚雄,徐飞云,贾民平.基于 GO 法的液压系统可靠性分析
 [J].液压与气动,2007 (10): 3-6.
 Deng Yaxiong, Xu Feiyun, Jia Minping. Reliability analysis of hydraulic system based on GO method[J]. Hydraulic and Pneumatic, 2007 (10): 3-6. (in Chinese)
- [5] 苏春,王圣金,许映秋.基于蒙特卡罗仿真的液压系统动态可 靠性[J].东南大学学报,2006,36(3):370-373.
 Su Chun, Wang Shengjin, Xu Yingqiu. Dynamic reliability of hydraulic system based on Monte Carlo simulation [J]. Journal of Southeast University, 2006, 36(3):370-373. (in Chinese)
- [6] 李景魁.基于蒙特卡罗法数控机床液压系统可靠性分析 [J]. 液压与气动, 2011 (11): 115-117.
 Li Jingkui. Reliability analysis of CNC machine tool's hydraulic

system based on Monte Carlo method[J]. Hydraulic and Pneumatic, 2011 (11): 115–117. (in Chinese)

- [7] 任博,吕震宙,周长聪,等.基于失效数据的液压系统可靠性和重要性分析[J].应用力学学报.2014,31(1):126-131.
 Ren Bo, Lv Zhenzhou, Zhou Changcong, et al. Reliability and importance of hydraulic system based on failure data[J]. Journal of Applied Mechanics, 2014, 31(1):126-131. (in Chinese)
- [8] 任全彬,蔡体敏,安春利,等.硅橡胶"O"形密封圈 Mooney-Rivlin 模型常数的确定[J].固体火箭技术,2006,29(2): 130-134.

Ren Quanbin, Cai Timin, An Chunli, et al. Determination of mooney-rivlin model constants of silicone rubber "O" ring[J]. Solid Rocket Technology, 2006, 29 (2): 130–134. (in Chinese)

- [9] Zhang Zhenxiu, Nie Jun, Shen Mei, et al. The hyperelasfic model in ANSYS and the application the rubber engineering [J]. Technology and Equipment of Rubber, 2005, 31 (9): 1–5.
- [10] Rivin R S, Saunders D W. Large elastic deformations of isotropic materials (VII). Strain distribution around a hole in a sheett[J]. Philosophy Transaction of Royal, 1951, A243:289– 298.
- [11] Marc Analysis Research Corporation. Nonlinear finite element analysis of elastomers[C]//Marc User Proceedings. Shanghai: Marc Analysis Reserch Corporation, 1996.
- [12] Fired I, Johonson A R. Nonlinear computation of axisymmetric solid rubber deformation[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1998, 67: 241–253.

作者简介

高通锋(1989-) 男,硕士,助理工程师。主要研究方向: 飞行载荷与强度规范。 Tel:18709258643 E-mail:gaotongfeng0120@163.com 闫文辉(1991-) 男,硕士,助理工程师。主要研究方向: 飞行载荷与强度规范。 Tel:17789100598 E-mail:fourse@126.com 李育超(1989-) 男,硕士,助理工程师。主要研究方向: 航空器结构完整性。 Tel:18182692371 E-mail:410958024@qq.com

The Failure Mechanism Simulation Analysis of the APDL Hydraulic Actuator Oil Pipe Seal Component

Gao Tongfeng*, Yan Wenhui, Li Yuchao

Chinese Flight Test Establishment, Xi'an 710089, China

Abstract: Focusing on the seal leakage problem of the hydraulic coordination loading system actuator oil pipe sealing component, the parametric modeling of the sealing component was achieved with the finite element software ANSYS. The sealing failure at different working condition (compression rate 5%~25%, oil pressure5~20MPa) was simulated. Thus, the reason for the leakage of oil pipe was explained and the reliability evaluation was carried out with Matlab software. The results show that on basis of the correctness of the ANSYS and Matlab couping simulation, the most impact on structural damage is Von Mises stress and the greater effect on the seals is contact stress. The reliability analysis shows that the oil pressure has the most significant influence on the seals, which is in line with actual engineering situations. The simulation results have also provided the theoretical basis for actual engineering seal failure problems.

Key Words: oil pipe sealing component; seal ring; contact stress; reliability