

往复式密封中 O 形密封圈组合的有限元分析

钟亮, 赵俊利

(中北大学 机电工程学院, 山西 太原 030051)

摘要: 基于非线性有限元接触理论, 建立橡胶 O 形密封圈组合的有限元模型, 分析了初始压缩率、介质压力、橡胶硬度、往复运动速率及摩擦因数对 O 形密封圈密封性能的影响。结果表明: 压缩率对 O 形密封圈组合的密封性能影响较小, 橡胶硬度和摩擦因数是 O 形密封圈组合密封性能的重要影响因素, 合理选择各 O 形密封圈材料硬度可以提高 O 形密封圈组合整体的使用效率。

关键词: 往复式密封; O 形密封圈; 接触压力

中图分类号: TQ336.4; O241.82

文献标志码: A

文章编号: 1000-890X(2014)04-0231-05

O 形密封圈因结构简单, 尺寸紧凑, 拆装方便, 密封性能良好, 适用范围广, 能在各类零件内外径、端面或其他表面形成密封而被广泛应用于液压气动系统^[1-2]。橡胶 O 形密封圈的密封性能涉及到固体力学、摩擦学、高分子材料科学以及机械制造工艺学等多方面理论知识^[3], 对其进行精确研究存在诸多困难。本研究借助有限元软件 ABAQUS, 建立 O 形密封圈组合的有限元模型, 计算分析各相关因素对 O 形密封圈变形、等效应力和接触应力的影响, 以期 O 形密封圈组合结构设计和效果预判提供理论基础。

1 O 形密封圈组合的结构及工作原理

某弹射液压气动装置见图 1, 在外力作用下液体缓慢推动活塞向左压缩气体进行储能, 解脱外力后, 被压缩的气体迅速膨胀, 推动活塞反向做功, 完成工作行程。

O 形密封圈属于挤压型密封圈^[2], 工作时将

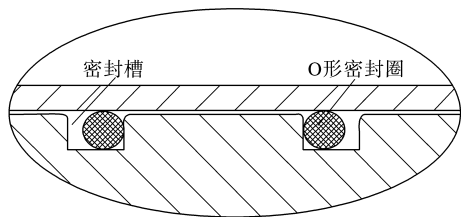


图 1 弹射液压气动装置结构示意图

其安装在密封槽内, 通过安装时的预压力使其变形实现密封(见图 2)。O 形密封圈良好的密封效果很大程度上取决于 O 形密封圈与沟槽尺寸正确配合形成合理的密封圈压缩量。O 形密封圈压缩率(σ)的计算公式为^[4]

$$\sigma = \frac{d_1 - h}{d_1} \cdot 100\% \quad (1)$$

式中, d_1 为 O 形密封圈自由状态下的截面直径; h 为 O 形密封圈压缩后高度。

该液压气动装置密封结构活塞直径为 48 mm, 密封槽长度为 4.8 mm、深度为 3 mm、倒角半径为 0.5 mm, d_1 为 3.55 mm, O 形密封圈直径(d_2)为 42 mm。

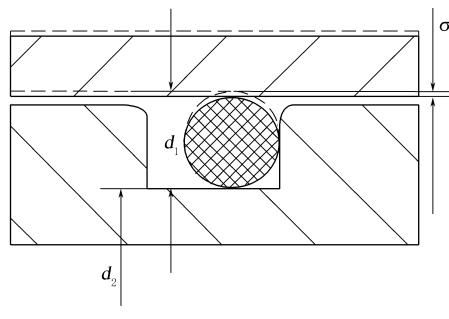


图 2 O 形密封圈工作原理示意

2 O 形密封圈组合的有限元模型

对 O 形密封圈组合进行有限元分析时, 由于边界条件复杂, 为简化模型, 提高计算效率, 在 ABAQUS 有限元软件中建立 O 形密封圈组合、密封槽、液压缸的二维平面轴对称模型, 见图 3。

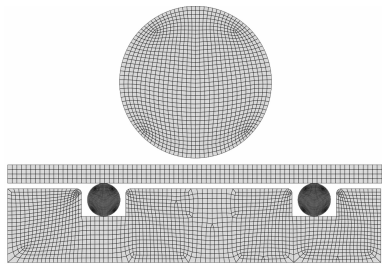


图3 O形密封圈组合的有限元模型

2.1 模型的材料

O形密封圈的橡胶材料是具有高度非线性性的复合材料,即存在几何非线性、材料非线性和接触非线性。

为了对O形密封圈组合进行高效率的有限元求解,做如下合理假设^[5-6]:①材料具有对应的模型参数;②密封圈受到的纵向压缩是由约束边界的指定位移引起的;③密封组合结构的液压缸、活塞弹性模量远大于密封圈,分析时作为刚体处理;④忽略温度变化对密封圈密封性能的影响。

橡胶材料为弹性材料,确定其非线性特性非常困难。为了得到表征橡胶材料的一般表达式,将应变能密度这个概念应用于大变形模型,得到几种橡胶材料的本构模型^[6]。本研究为了表征不可压缩橡胶材料的超弹性特性,采用两个材料参数的Mooney-Rivlin模型,其应变能函数表达式为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (2)$$

式中, W 为应变能密度; I_1 和 I_2 为应变张量的2个主不变量; C_{10} 和 C_{01} 为材料常数。

确定橡胶密度为 $1.2 \text{ Mg} \cdot \text{m}^{-3}$, C_{10} 和 C_{01} 参考文献^[7]的数据选取。

2.2 模型的接触问题

在O形密封圈与密封槽、O形密封圈与液压缸之间要分别定义接触,以实现其间相互作用的有限元计算。

接触问题指的是:密封圈、密封槽和液压缸两两接触时,接触面法向力作用接触的两物体上,如果接触面之间存在摩擦,将产生阻碍物体切向滑动的阻力。接触模拟的一般性目的是:确定密封结构两接触物体表面上发生接触的面积和计算两物体接触产生的接触压力^[8]。在进行有限元分析的过程中,接触条件属于不连续约束,允许力从密封结构有限元模型的一部分传递到另一部分。

2.3 模型计算的边界条件和加载方法

模拟O形密封圈组合的工作情况可分为3个过程:O形密封圈安装过程、加载工作压力的过程和O形密封圈随活塞往复运动过程。

液压缸向上移开一段距离,使其与O形密封圈组合分离即不接触,给一指定的径向位移使液压缸到达安装位置,实现对O形密封圈安装过程的有限元模拟。在O形密封圈一侧逐步施加压强模拟加载工作压力的过程。给活塞一指定的轴向运动速度,模拟活塞往复运动过程。

3 各参数对O形密封圈组合的影响

对O形密封圈有限元计算结果的分析主要是分析各种工况下O形密封圈的von Mises应力和接触压力的变化情况。von Mises应力是基于剪应变的一种等效应力,可以用来对O形密封圈破损失效和疲劳失效进行评价。一般情况下,橡胶材料在von Mises应力越大的区域越易发生永久变形。

接触压力的大小反映了O形密封圈的密封性能的好坏。接触压力的最大值恒大于液体或气体压力,这就保证了O形密封圈的密封能力,从而满足密封要求。

3.1 初始压缩率

对于往复式密封装置,O形密封圈的初始压缩率一般在 $10\% \sim 15\%$ 之间^[4]。

O形密封圈的von Mises应力云图见图4。无介质压力时,两个O形密封圈受力分布一致,均呈鼓形分布,在上、下接触面上的von Mises应力最大[图4(a)]。当介质压力为 3.1 MPa 时,由于活塞两侧介质压力不同,因此两个O形密封圈受力不同,但受力分布情况一致[图4(b)]。对比图4(a)和(b),由于介质压力作用,最大von Mises应力转移到O形密封圈与密封槽侧面的接触面上,因此O形密封圈在此面上最易产生永久变形。

O形密封圈最大von Mises应力和最大接触压力随压缩率变化的曲线见图5和6。从图5和6可见:无介质压力时,O形密封圈最大von Mises应力和最大接触压力均随压缩率的增大而增大;有介质压力时,O形密封圈最大von Mises应力和最大接触压力随压缩率的增大略微减小。且

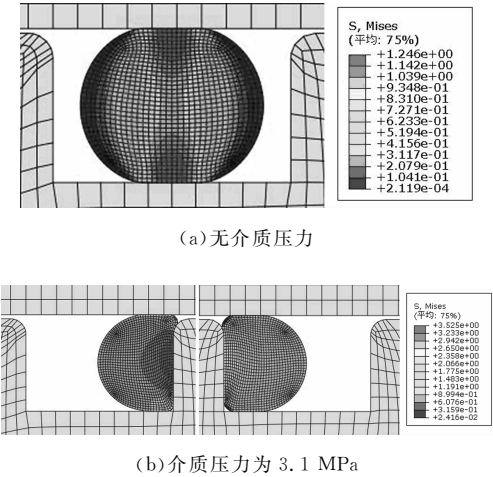


图 4 O 形密封圈的 von Mises 应力云图

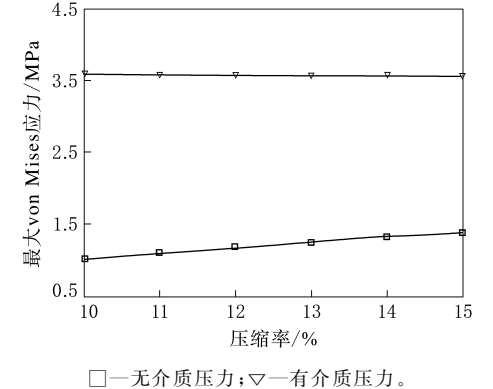


图 5 不同压缩率下的最大 von Mises 应力

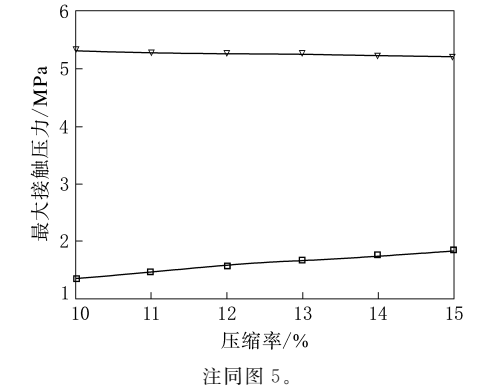


图 6 不同压缩率下的最大接触压力

有介质时,O 形密封圈的最大接触压力恒大于介质工作压力,说明 O 形密封圈满足密封要求。

3.2 介质压力

当初始压缩率为 13%时,对不同介质压力下的 O 形密封圈进行有限元分析,得最大 von Mises 应力和最大接触压力变化曲线,如图 7 所示。

从图 7 可见:随着介质压力的增大,O 形密封

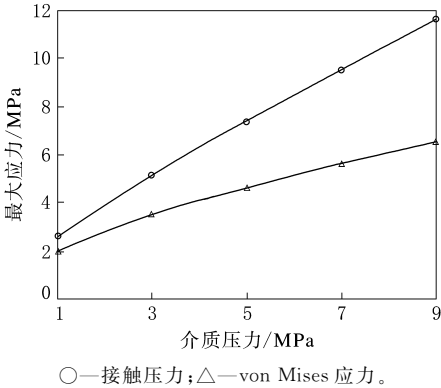


图 7 不同介质压力下的最大应力

圈最大 von Mises 应力和最大接触应力均增大;最大接触应力对介质压力更敏感,增幅更明显;当介质压力增大到一定值后,最大 von Mises 应力增幅减小,且数值开始小于介质压力。此外,O 形密封圈最大接触应力始终大于介质压力,满足密封要求。

3.3 橡胶材料硬度

当初始压缩率为 13%、介质压力为 5 MPa 时,对橡胶硬度不同的 O 形密封圈组合进行有限元分析,不同硬度橡胶材料常数见表 1^[3]。有限元计算得到的 O 形密封圈最大 von Mises 应力和最大接触压力变化曲线如图 8 所示。

从图8可见:无介质压力时,最大 von Mises

项 目	邵尔 A 型硬度/度				
	70	75	80	85	90
C_{10}	1.137	1.444	1.833	2.334	2.972
C_{01}	0.023	0.016 5	-0.003	-0.034	-0.082

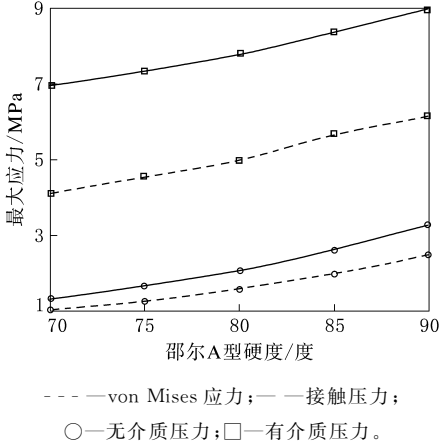
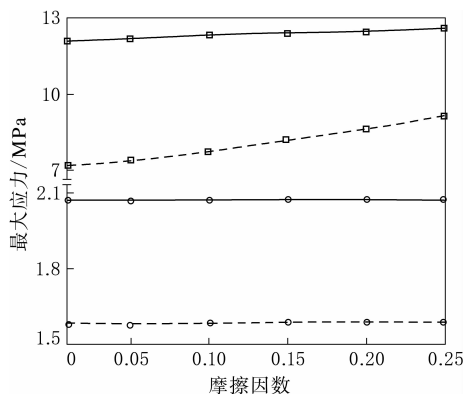


图 8 不同硬度橡胶材料的最大应力

应力和最大接触压力均随橡胶硬度的增大而非线性增大,且增速亦增大;有介质压力时,最大 von Mises 应力和最大接触压力随橡胶硬度的增大大致呈线性增大,说明介质压力会降低橡胶硬度对最大 von Mises 应力和最大接触压力的影响。

3.4 介质材料及摩擦因数

本研究液压气动装置活塞两侧工作介质不同,左侧为气体,右侧为液体,导致活塞左右 2 个 O 形密封圈摩擦状态不同,需要分析摩擦因数对 O 形密封圈的作用机理。不同摩擦因数下 O 形密封圈的最大 von Mises 应力和最大接触压力变化曲线见图 9。



注同图 8。

图 9 不同摩擦因数下的最大压力

从图 9 可以看出:无介质压力时,摩擦因数对 O 形密封圈受力几乎无影响;有介质压力时,O 形密封圈最大接触压力增幅较小,最大 von Mises 应力增幅较大,说明摩擦因数对 O 形密封圈工作时的受力作用明显,这将对 O 形密封圈使用寿命产生影响,最大 von Mises 应力越大,寿命越短。

3.5 活塞往复运动速率

规定活塞向左运动为储能行程,向右运动为工作行程,活塞左侧 O 形密封圈为 A 圈,右侧为 B 圈(见图 10)。往复运动过程对 2 个 O 形密封圈产生相反作用:储能行程中 A 圈有被推出间隙的趋势,B 圈有被挤进间隙的趋势;工作行程恰好相反。以 A 圈为例分析介质压力为 5 MPa 时活塞运动速率和运动方向对 O 形密封圈最大 von Mises 应力和最大接触压力的影响,结果见图 11。

从图 11 可以看出:储能行程中 A 圈最大 von Mises 应力和最大接触压力均减小,但最大接触

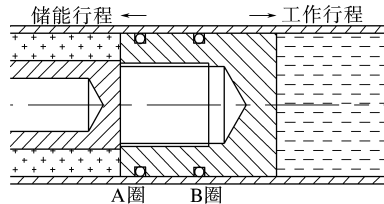


图 10 活塞运动示意

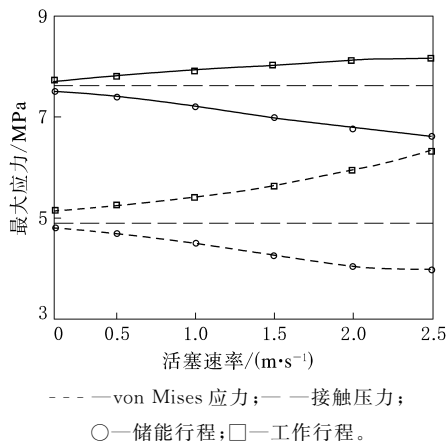


图 11 活塞不同运动速率和方向下的最大应力

压力始终大于介质压力,说明 A 圈满足密封性要求;工作行程中,A 圈因有挤进间隙的趋势,因此其最大 von Mises 应力和最大接触压力均有所增大,且最大 von Mises 应力增幅随活塞运动速率的增大而变大,说明活塞运动速率过大将加大对 O 形密封圈的损伤,缩短使用寿命。

A 圈挤进间隙前后应力对比如图 12 所示。可见 A 圈挤进间隙后应力分布发生变化,在挤进处因应力增大,易发生损伤。

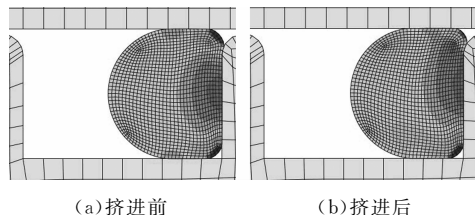


图 12 A 圈挤进间隙前后应力对比

4 O 形密封圈组合优化设计

O 形密封圈组合在动密封过程中,接触压力决定了密封圈滑动面的润滑状态,适当的接触压力能使密封接触面间形成润滑油膜,减小磨损。接触压力过小不能保证密封性能,反之则将破坏润滑油膜,加剧接触面间磨损。从图 8 可见,橡胶

材料硬度对最大接触压力影响较大。根据活塞结构尺寸,确定 A 和 B 圈介质压力分别为 5 和 3.047 MPa,分别计算得出 A 和 B 圈在不同硬度橡胶材料下的接触应力见表 2。

表 2 不同硬度橡胶材料下 A 和 B 圈的应力 MPa					
项 目	邵尔 A 型硬度/度				
	70	75	80	85	90
A 圈					
von Mises 应力	4.127	4.565	4.974	5.690	6.146
接触压力	6.954	7.326	7.778	8.349	8.967
B 圈					
von Mises 应力	3.187	3.544	3.932	4.266	4.791
接触压力	4.847	5.205	5.590	6.031	6.629

对于往复式液压气动密封装置,若 A 和 B 圈使用同一材料,A 圈接触压力大,如均采用邵尔 A 型硬度为 70 度的材料,接触压力相差30.3%。当 A 和 B 圈分别采用 70 和 90 度材料,接触压力仅差 4.67%。综上所述,通过选用不同硬度的密封圈材料,可以使 A 和 B 圈的最大接触压力相差较小,磨损情况相近,从而在确保密封结构密封性能的前提下,提高 O 形密封圈组合整体的使用效率。

5 结 论

(1)对于 O 形密封圈,随着初始压缩率的增大,最大 von Mises 应力略有增大,最大接触压力略有下降;随着介质压力的增大,最大 von Mises 应力和最大接触应力均增大,且最大接触应力对

介质压力更敏感;橡胶硬度对其密封性能影响较大;随着摩擦因数的增大,最大 von Mises 应力明显增大,因此在满足密封性能的前提下,应尽可能降低密封装置的摩擦因数以延长使用寿命。

(2)动密封中,活塞往复运动会加剧 O 形密封圈磨损,当介质压力较大时,应在密封槽内增加挡圈,以防止 O 形密封圈过度挤进间隙而损坏。

(3)合理选择各 O 形密封圈材料硬度,能在保证往复式液压气动装置密封性能的前提下,提高 O 形密封圈组合的使用效率。

参 考 文 献:

[1] 黄志坚. 现代密封技术应用[M]. 北京:机械工业出版社, 2008;5.

[2] 黄述梅. 液压气动密封与泄漏防治[M]. 北京:机械工业出版社,2003;3.

[3] 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,2005,170(4):108-110.

[4] 崔建昆. 密封设计与实用数据查询[M]. 北京:机械工业出版社,2010;6.

[5] 韩传军,张杰. 矩形橡胶密封圈的有限元分析及优化[J]. 橡胶工业,2013,60(2):98-103.

[6] 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.

[7] 周志鸿,张康雷. 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,2006,31(4):86-89.

[8] 庄茁,张帆,岑松,等. ABAQUS 非线性有限元分析实例[M]. 北京:科学出版社,2005.

收稿日期:2013-10-15

Finite Element Analysis for O-ring Combination in Reciprocating Seal

ZHONG Liang,ZHAO Jun-li

(North University of China,Taiyuan 030051,China)

Abstract:Based on the theory of nonlinear finite element contact, the finite element model of rubber O-ring combination was established. The effects of the initial compression ratio,media pressure, hardness of rubber material,reciprocating movement speed and friction coefficient on the sealing performance of O-ring were analyzed. The results showed that the influence of initial compression ratio on the sealing performance of O-ring was small,while the hardness of rubber material and friction coefficient were the important factors. Therefore,proper selection and combination of rubber materials with different hardness could improve the sealing performance.

Key words:reciprocating seal;O-ring;contact pressure