

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.02.004

深海高压环境下 O 形密封圈密封性能分析*

樊智敏, 李 龙, 王启林

(青岛科技大学 机电工程学院, 山东 青岛 266061)

摘要:针对深海高压环境密封壳体用 O 形密封圈研究不足问题,对 O 形密封圈在不同压缩率、不同硬度、高介质压力下接触应力大小及应力分布情况等方面进行了研究。对判断 O 形密封圈失效的方法进行了归纳,提出了基于失效准则判断 O 形密封圈在深海中所能承受最大压力的方法,利用非线性有限元分析方法进行了分析及预测。研究表明:压缩率及材料硬度对 O 形密封圈的密封能力有重要影响,介质压力的变化会引起 O 形密封圈内部应力分布的变化;材料硬度为 90HA 的丁腈橡胶 O 形密封圈在压缩率为 21% 的工况中,可以满足 5 000 m 水深的密封要求。

关键词:密封壳体;O 形密封圈;非线性有限元;接触应力

中图分类号:TH136;TH145.4⁺1;TB42

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2019)02-0131-05

Sealing performance analysis of O-ring seals in deep sea and high pressure environment

FAN Zhi-min, LI Long, WANG Qi-lin

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: Aiming at insufficient research on O-ring seals for sealed shell in deep sea and high pressure environment, the contact stress and stress distribution of O-ring seals under different compression ratio, different hardness and high medium pressure were studied. The method of judging the failure of the O-ring seals was summarized. A method based on failure criteria to determine the maximum pressure of O-ring seals in deep sea was proposed. Nonlinear finite element analysis methods were used for analysis and prediction. The results indicate that the compression rate and material hardness has an important influence on the sealing ability of the O-ring seals. The change of medium pressure can cause the change of internal stress distribution in the O-ring seals. Nitrile rubber O-ring with material hardness of 90HA can meet the sealing requirement of 5000 meters water depth under 21% compression condition.

Key words: sealed shell; O-ring seals; nonlinear finite element; contact pressure

0 引 言

因结构简单、密封能力好等优点,O形密封圈被广泛应用于海洋设备中。与普通工况相比,海洋环境中设备下潜深度每增加 100 m,其压力增加约 1 MPa,5 000 m 深时压力高达约 50 MPa。因此,深海环境中

的 O 形密封圈需要承受巨大的介质压力,受挤压变形更加明显,内部应力更加集中,甚至因压力过大造成疲劳破坏。保证 O 形密封圈在深海环境密封要求和设备的安全是人们研究的重点。

很多学者针对 O 形密封圈的变形问题展开了研究。钟亮等^[1]利用 Abaqus 有限元分析软件分析了初

收稿日期:2018-08-06

基金项目:山东省自然科学基金资助项目(ZR2018MEE014)

作者简介:樊智敏(1963-),男,山东青岛人,博士,教授,博士生导师,主要从事机械传动设计理论与方法、机械系统创新设计等方面的研究。

E-mail:zmfan@163.com

始压缩率、介质压力、摩擦系数以及运动速度对 O 形密封圈密封性能的影响,得出了各个因素对 O 形密封圈密封性能的影响关系;张婧等^[2]分析了在空气介质中 O 形密封圈截面尺寸、内径、压缩率等与接触应力的关系,并用统计分析法得到了回归方程;刘健等^[3]利用有限元软件对 O 形密封圈的材料特性及压缩率进行了模拟研究,得出不同材质、不同压缩率对接触应力的影响;王国志等^[4]针对深海高压特殊环境,将现有 O 形圈密封结构进行了改进和优化使其在海下具有更好的密封性能。

以上研究大多在介质压力小于 15 MPa,且压力变化范围较窄的工况下进行的分析,分析结果易收敛、分析类型较单一,未对不同硬度的 O 形密封圈加以分析比较。顾东升等^[5]通过实验方法测量了 O 形密封圈在不同压缩率、不同介质压力下的接触应力,得出了接触应力与压缩率和介质压力的关系;周博等^[6]通过实验的方法对深海环境下 3 种不同密封材料进行了轴向压缩实验,结果表明高压环境下的密封结构仍可以按常压密封结构进行设计,但实验的方法周期较长、成本较高,且不同工况、不同参数的分析结果对比困难。

本文将以截面直径为 5.3 mm 的 O 形密封圈为例,对不同压缩率、不同硬度、高介质压下的 O 形密封圈进行密封性能分析,讨论不同工况下 O 形密封圈的变形情况及密封能力,旨在为设计人员提供参考。

1 O 形密封圈模型

1.1 数学模型

由于橡胶是超弹性材料,其仿真分析属于典型的非线性问题。针对橡胶的本构关系,各国学者提出了不同的本构模型,由于 Mooney-Rivlin 模型更接近橡胶材料的实际情况,应用最为广泛,本文确定以 Mooney-Rivlin 模型为 O 形密封圈非线性有限元分析模型。

Mooney-Rivlin 模型将应变能密度表示成变形张量不变量的级数形式^[7],其表达式为:

$$W(I_1, I_2) = \sum_{i,j=0}^N C_{i,j} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j \quad (1)$$

式中:W—应变能密度函数; I_1, I_2 —第一、第二 Green 应变不变量; C_{ij} —Rivlin 系数。

由于常数测量具有一定的难度,实际应用中,结合有限元分析软件给定的含有 2 个材料常数的应变能函数,令 $N = 1$,其表达式为:

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

式中: C_{01}, C_{10} —Rivlin 系数。

由于橡胶材料被近似看为不可压缩,本研究取泊松比值 $\mu \approx 0.5$ 。其弹性模量 E_0 和剪切模量 G 满足下列关系式^[8]:

$$\frac{E_0}{3} = G = 2(C_{10} + C_{01}) \quad (3)$$

再根据橡胶材料硬度 HA 与弹性模量 E_0 的实验数据,拟合关系式如下^[9]:

$$E_0 = \frac{15.75 + 2.15HA}{100 - HA} \quad (4)$$

$$4C_{01} = C_{10} \quad (5)$$

求解式(3 ~ 5)便可求得 C_{01}, C_{10} 的值。

由于深海环境下低温、腐蚀性等特点,本文选取 O 形密封圈的材料为丁腈橡胶,其邵氏硬度在 20HA ~ 90HA 之间^[10]。

笔者选取材料硬度为 70HA、75HA、80HA、85HA、90HA 作为本文研究对象,结合式(4,5) 得到其性能参数,如表 1 所示。

表 1 丁腈橡胶性能参数

硬度 /HA	70	75	80	85	90
E_0 /MPa	5.541	7.08	9.388	13.233	20.92
C_{10} /MPa	0.739	0.944	1.252	1.76	2.79
C_{01} /MPa	0.185	0.236	0.313	0.44	0.698

1.2 实体模型

本文所选 O 形密封圈截面直径为 5.3 mm,以此为例进行实体建模,密封槽有关尺寸参考文献[11]设计。

由于密封圈、密封沟槽、所受载荷皆为对称性质,建模时将三维模型简化为二维模型^[12]。

其二维模型如图 1 所示。

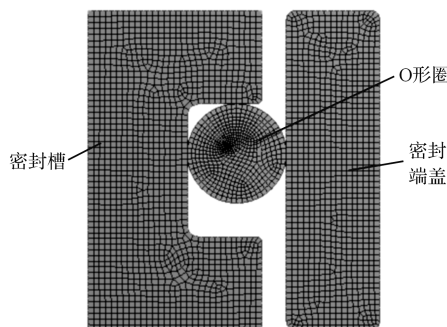


图 1 O 形密封圈实体模型

因为 O 形密封圈材料弹性模量远小于密封槽材料弹性模量,在进行有限元分析时将密封槽假设为刚体,视为 O 形密封圈的边界约束。在实际分析过程中本研究将 O 形密封圈表面设置为接触面,密封槽与密封端盖面为目标面,接触类型设置为摩擦接触,摩擦因

数取0.15。

此外,理论上密封槽端盖与密封槽之间为无缝接触^[13],在实际生产过程中由于加工误差,安装条件等外在原因,密封槽端盖与密封槽之间存在间隙,本文假设安装间隙为0.02 mm。

2 计算结果与分析

本文分别分析O形密封圈在不同的初始压缩率(15%、17%、19%、21%)、不同硬度(70 HA、75 HA、80 HA、85 HA、90 HA)、不同介质压力(5 MPa、10 MPa、30 MPa、40 MPa)时,O形密封圈的应力分布及变形情况。

2.1 不同压缩率下应力分布及变形

根据国际标准 ISO 3601 - 2. 2008 提供的 O 形密封圈所允许的初始压缩率范围,对直径为 5.3 mm 时,本研究选取硬度为 70 HA,初始压缩率为 15%、17%、19%、21% 的 O 形密封圈进行压缩变形分析。

其应力分布及变形结果如图 2 所示。

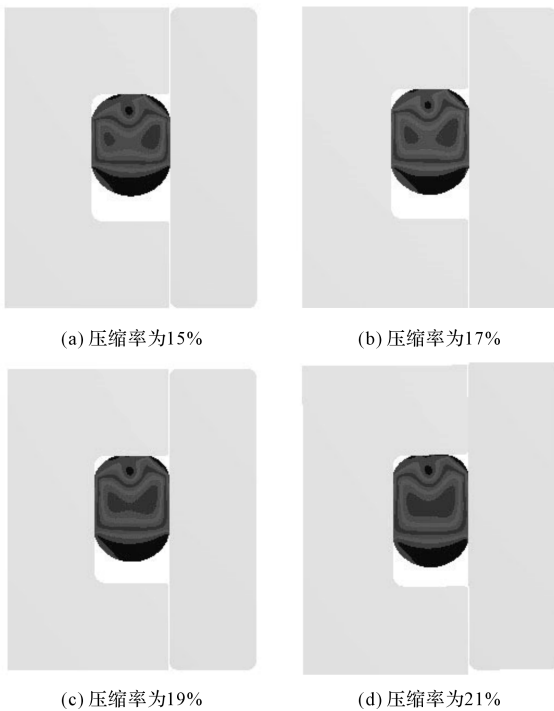


图2 应力分布及变形图

由图2可以看到:

在预压缩状态下,O形密封圈内部区域会出现应力集中。初始压缩率在增加过程中,应力集中区域会不断增大,且呈现从两边向中心区域扩张趋势。

为更加直观描述压缩率不同对O形密封圈初始状态变化的影响,绘制不同压缩率下的最大Von-Mises应力和接触应力折线图,如图3所示。

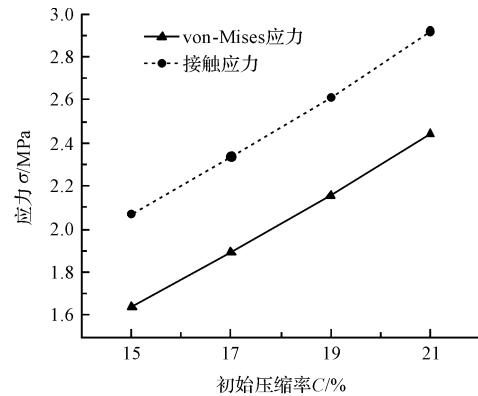


图3 应力大小折线图

由图3可以看出:

随着初始压缩率的提高,最大 Von-Mises 应力和最大接触应力均出现增大趋势。初始压缩率变大,O形密封圈与密封端盖间最大接触应力亦变大,意味着承受外部介质压力的能力提高。压缩率变大,虽然会提高O形密封圈的密封能力,过大的压缩率会加快O形密封圈的永久变形,使其丧失密封能力。

因此,在保证密封的情况下压缩率选择应尽量小^[14-15]。

2.2 材料硬度对密封性能影响

为探究材料硬度对O形密封圈密封能力的影响,分析压缩率19%、无介质压力状态下,不同硬度的O形密封圈 Von-Mises 应力和最大接触应力,如图4所示。

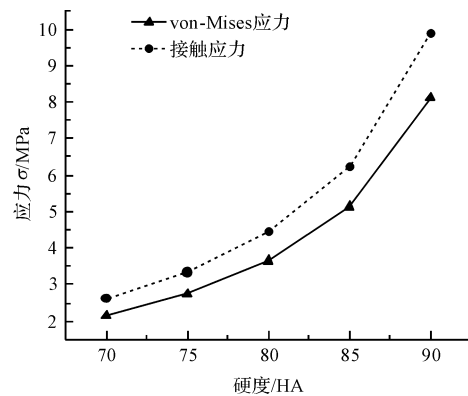


图4 应力大小折线图

由图4可看出:

压缩率一定时,O形密封圈材料硬度越大,其最大 Von-Mises 应力和最大接触应力越大,由于O形密封圈有良好的自密封机理^[16],接触应力增大意味着密封能力的提高。将材料硬度80 HA 提高到硬度为90 HA 时,O形密封圈的最大接触应力增大较快,表明其密封能力在此范围内提高较明显。

因此,应对深海高压环境时,密封装置所选密封圈材料硬度在 80 HA ~ 90 HA 之间时密封效果更为理想。

2.3 介质压力不同时应力分布及变形

模拟海洋环境中,O形密封圈在不同介质压力下的变形,旨在探索 O 形密封圈所能承受的最大压力。仿真过程分两个载荷步进行:

第一个载荷步模拟 O 形密封圈安装过程,使密封端盖左移一定距离,观察 O 形密封圈变形情况;

第二个载荷步在 O 形密封圈受压测对 O 形密封圈在实际工况中与海水接触的部分分别施加 5 MPa、10 MPa、30 MPa、40 MPa 均布压力,分析 O 形密封圈的应力分布和变形。同时选取压缩率为 19%,硬度为 90 HA 作为常量。

其分析结果如图 5 所示。

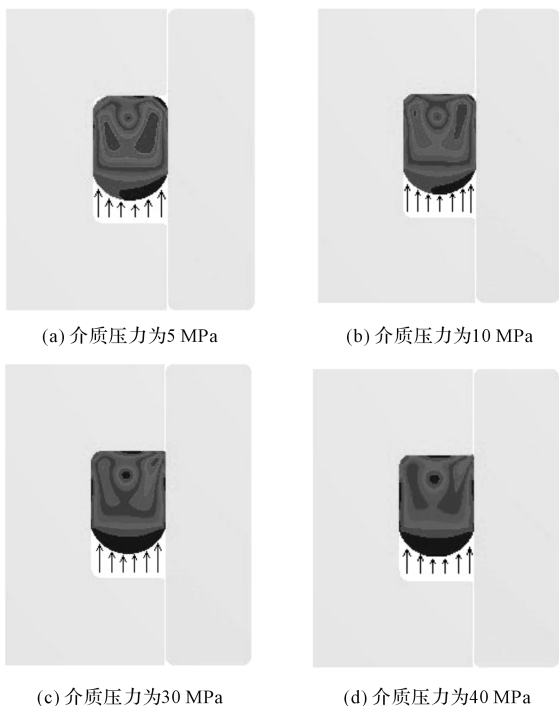


图 5 应力分布及变形图

比较图 5 可看出:

在介质压力不断增大过程中,O形密封圈应力集中区域逐渐由中心部位向图中右上角安装间隙处移动,这也反映随着介质压力不断增大,O形密封圈被挤压变形,不断向安装间隙处移动的过程。

当介质压力达到 40 MPa 时,应力集中部分已经从 O 形密封圈内部移到了边缘处,此时 O 形圈已经产生较大变形,其接触应力在 50 MPa 以上,仍大于介质压力。通过比较 O 形密封圈的变形、最大接触应力,结

合橡胶材料的物理性能,可以推断此 O 形密封圈在 40 MPa 以下的深海环境中还具有良好的密封性能。

超过 45 MPa 时,O 形密封圈被挤压变形严重,边缘应力集中明显,剪应力急剧增大,会出现间隙咬伤等永久性损伤。

某公司深海设备在大洋 4 000 m (压力约 40 MPa) 水深下使用同规格 O 形密封圈的成功案例也证实了本文的分析。

其详细参数如表 2 所示。

表 2 产品参数

名称	直径/mm	长度/mm	最大水深/m	外壳材料
KNDDR - 1050	40	230	4000	钛合金

2.4 O形密封圈失效分析及密封能力预测

判断 O 形密封圈失效的方法和依据,目前理论分析通常将最大接触应力与介质压力比较,当最大接触应力大于介质压力时,密封圈正常工作,反之密封圈泄露失效。

但是在实际操作中密封圈的失效形式多种多样,如 O 形密封圈被挤出、O 形密封圈发生永久变形、被间隙咬伤等。因此,在实际使用前应对不同工况下所需要 O 形密封圈的密封性能进行合理的计算,以满足密封要求,保证设备在水下的正常运转。

结合上文提到的深海环境中,所用橡胶圈硬度为 80HA ~ 90HA 最为合适,本研究用非线性有限元分析方法,将硬度为 80HA、90HA 的 O 形密封圈作为研究对象,通过在不同工况下施加不同压力,比较 O 形密封圈最大接触应力、最大切应力及变形情况,基于最大接触压力小于所施加介质压力,或当材料的切应力大于许用切应力时 O 形密封圈失效的判断准则^[17],对两种材料硬度、不同压缩率下所能承受的最大介质压力进行预测。

可承受最大介质压力图如图 6 所示。

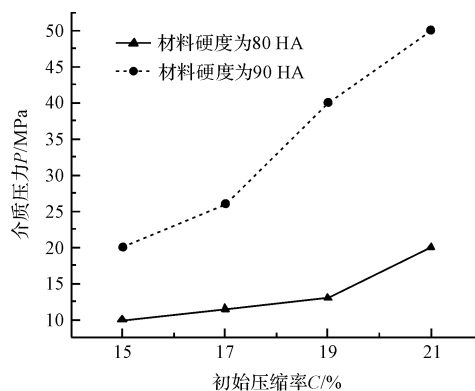


图 6 可承受最大介质压力图

3 结束语

本文对不同压缩率、不同硬度、高介质压力下的 O 形密封圈进行了密封性能分析,讨论了不同工况下 O 形密封圈的变形情况及密封能力,结论如下:

(1)不同压缩率下,O形密封圈密封能力不同,随着压缩率增大,密封能力随之提高,用于海洋设备中的 O 形密封圈在安装时应随着深度增加适当增大初始压缩率;

(2)不同硬度的 O 形密封圈的密封能力差别较大。深海高压环境下,选择材料硬度在 80HA ~ 90HA 之间的 O 形密封圈较为理想,可以承受较大的压力;

(3)随着介质压力增大,O形密封圈的应力集中区域也在不断变化,在较小的介质压力下,应力主要集中在 O 形密封圈内部靠近中心位置,当介质压力增大,应力集中区域逐渐向非受压端的密封间隙处移动,当介质压力过大时,O形密封圈在受到剪切力作用下容易撕裂破坏;

(4)经分析,深海高压环境中,密封设备选用材料为丁腈橡胶,硬度为 90HA,初始压缩率为 21% 的 O 形密封圈可以满足 50MPa 高压力的密封要求。

参考文献 (References):

- [1] 钟 亮,赵俊利,范社卫.基于 ABAQUS 的 O 形密封圈密封性能仿真研究[J].煤矿机械,2014,35(3):52-54.
- [2] 张 婧,金 圭.O形密封圈接触压力的有限元分析[J].润滑与密封,2010,35(2):80-83.
- [3] 刘 健,仇性启,薄万顺,等.橡胶 O 形密封圈最大接触压力数值分析[J].润滑与密封,2010,35(1):41-44.
- [4] 王国志,张 毅,刘桓龙,等.深海环境下的 O 形圈静密封设计[J].润滑与密封,2014,39(10):88-91.

- [5] 顾东升,涂桥安,孙见君,等.丁腈橡胶 O 形圈密封性能试验研究[J].润滑与密封,2015,40(8):71-75.
- [6] 周 博,陈家旺,顾临怡,等.深海高压环境下的密封材料变形特性分析[J].中国机械工程,2010,21(12):1481-1484.
- [7] YEOH O H. Characterization of elastic properties of carbon black filled rubber vulcanization[J]. **Rubber Chemical and Technology**,1990,63(5):792-805.
- [8] 刘 萌,王青春,王国权.橡胶 Mooney-Rivlin 模型中材料常数的确定[J].橡胶工业,2011,58(4):241-245.
- [9] 王朝晖,何康康.O形橡胶密封圈的非线性有限元分析[J].制造技术研究,2016,4(2):4-8.
- [10] 郝木明,李振涛,任宝杰,等.机械密封技术及应用[M].2版.北京:中国石化出版社,2014.
- [11] 闻邦椿.机械设计手册[M].5版.北京:机械工业出版社,2007.
- [12] 刘 鹏,宋文杰,蒋庆林,等.深海高压环境下 O 形密封圈的密封性能研究[J].液压与气动,2017(4):66-70.
- [13] 秦亚军.基于有限元的 O 形橡胶圈密封性能分析[J].液压气动与密封,2014(8):31-33.
- [14] 周新蓉,吴晨晖,丁 巍.安全壳闸门用 O 形密封圈非线性有限元分析[J].中国新技术新产品,2018(1):37-39.
- [15] 孙宪栋,善绪强,李双喜.机械密封覆层端面开裂有限元分析[J].流体机械,2018(10):29-34.
- [16] 杜晓琼,陈国海,闫晓亮,等.考虑安装过程的 O 形密封圈有限元分析模型[J].液压与气动,2017,10(5):27-33.
- [17] 张 毅,王国志,刘桓龙,等.深海液动力源 O 形圈密封性能分析[J].液压与气动,2014(8):23-25.

[编辑:周昱晨]

本文引用格式:

樊智敏,李 龙,王启林.深海高压环境下 O 形密封圈密封性能分析[J].机电工程,2019,36(2):131-135.

FAN Zhi-min, LI Long, WANG Qi-lin. Sealing performance analysis of O-ring seals in deep sea and high pressure environment[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2019,36(2):131-135.

《机电工程》杂志;<http://www.meem.com.cn>