

O形圈和矩形圈静密封性能仿真对比研究

陆云江¹, 黄敬²

[1. 苏州工业园区职业技术学院, 江苏 苏州 215123; 2. 景旺电子科技(龙川)有限公司, 广东 河源 517373]

摘要:基于有限元分析软件Ansys建立O形圈和矩形圈的有限元分析模型,分析对比预安装、介质压力、尺寸公差波动对两种密封圈接触压力和径向力等密封性能参数的影响。结果表明:预安装时,O形圈和矩形圈的接触压力分布差异明显,矩形圈的密封性能参数明显大于O形圈;承受介质压力时,O形圈和矩形圈的密封性能参数均随着介质压力的提高而提高,但矩形圈径向力随着介质压力的提高而提高的速度大于O形圈;尺寸公差波动时,O形圈和矩形圈的密封性能参数均随着尺寸的减小而降低,截面尺寸波动对O形圈和矩形圈密封性能参数的影响远大于内径尺寸波动的影响。

关键词:O形圈;矩形圈;Ansys软件;有限元分析;接触压力;径向力;密封性能

中图分类号:TQ336.4⁺2

文章编号:2095-5448(2023)02-0061-08

文献标志码:A

DOI:10.12137/j.issn.2095-5448.2023.02.0061



OSID开放科学标识码
(扫码与作者交流)

橡塑密封按是否存在相对运动可分为静密封和动密封,静密封是依靠封闭接合面间的间隙实现密封功能,O形圈和矩形圈是两种常见的静密封制品,具有结构紧凑、制造简单、安装方便、成本低廉等优点。相对而言O形圈的应用更为普遍,相关学者对O形圈的研究也较多^[1-4],但矩形圈作为O形圈的替代品之一,很少有学者对其展开研究。

本工作基于有限元分析软件Ansys建立了O形圈和矩形圈的二维轴对称模型,分析对比预安装、介质压力、尺寸公差波动对两者的密封性能,如接触压力和径向力的影响,以期对两者的选型互换提供参考。

1 有限元分析模型的建立

GB/T 3452.1—2005推荐的O形圈截面直径有5档,分别为1.80、2.65、3.55、5.30和7.00 mm,选择中间档3.55 mm直径的截面作为研究对象,公差为±0.1 mm,O形圈内径选择100 mm,公差为±0.65 mm。为了便于对比,矩形圈的尺寸及公差

取值与O形圈保持一致。

借助绘图软件分别建立O形圈和矩形圈组成的密封系统(主要包括密封圈和沟槽)几何模型,如图1所示。其中沟槽尺寸与GB/T 3452.1—2005中径向密封的静密封沟槽尺寸相符,槽宽为4.8 mm,槽深为2.9 mm,孔径为105 mm。

密封圈的材料为橡胶,选用两参数Mooney-Rivlin模型进行定义, C_{10} 取3.38, C_{01} 取-0.43,沟槽的材料为金属,定义其弹性模量(E)为200 GPa,泊松比(ν)为0.3。

由于密封圈受力具有轴对称特点,采用PLANE182单元建立二维轴对称有限元分析模型进行分析,设置两个载荷步进行分析,载荷步1用于分析密封圈预安装状态,通过位移加载实现;载荷步2用于分析密封圈承受介质压力状态(以下简称承压状态),通过介质压力加载实现。

2 影响因素分析

2.1 预安装状态

预安装状态下O形圈和矩形圈的有限元分析结果如图2所示。通过对有限元分析结果进行处理得到O形圈和矩形圈预安装状态下的接触压力分布(见图3)和预安装过程中的径向力变化

作者简介:陆云江(1974—),男,江苏苏州人,苏州工业园区职业技术学院高级工程师,硕士,主要从事非标类橡胶产品设计研发工作。

E-mail:137187784@qq.com

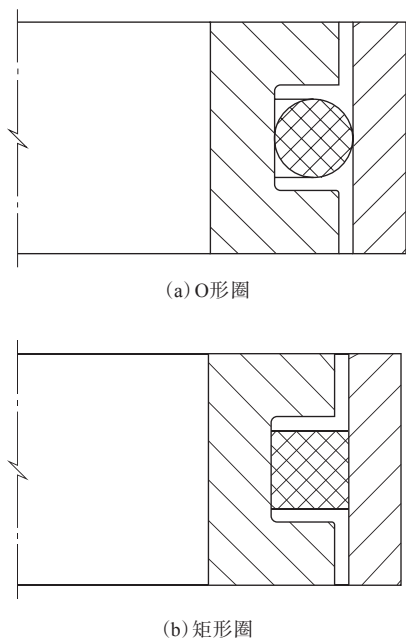


图1 密封系统几何模型

(见图4),其中接触宽度以密封件截面的中点作为零点。

从图3和4可知,预安装状态下矩形圈的接触

压力分布宽度、最大接触压力和径向力明显大于O形圈,且两种结构密封圈的接触压力分布形式也不相同,矩形圈的接触压力峰值分布在接触区两侧,接触区中间呈近似均匀分布,而O形圈的接触压力峰值位于接触区中间,整体呈抛物线分布。

2.2 承压状态

5和10 MPa承压状态下O形圈和矩形圈的有限元分析结果分别如图5和6所示。通过对结果进行处理得到O形圈和矩形圈承压状态下的接触压力分布(见图7)和承压过程中的径向力变化(见图8)。承压状态下O形圈和矩形圈最大接触压力与径向力随着介质压力的变化情况如图9所示。

从图7和8可知,与预安装状态相似,相同介质压力下矩形圈的接触压力分布宽度、最大接触压力和径向力明显大于O形圈。

从图9可知,O形圈和矩形圈的最大接触压力和径向力都会随着介质压力的提高而提高,其中两者最大接触压力随介质压力的提高而提高的趋势相同,而矩形圈径向力随介质压力的提高而提

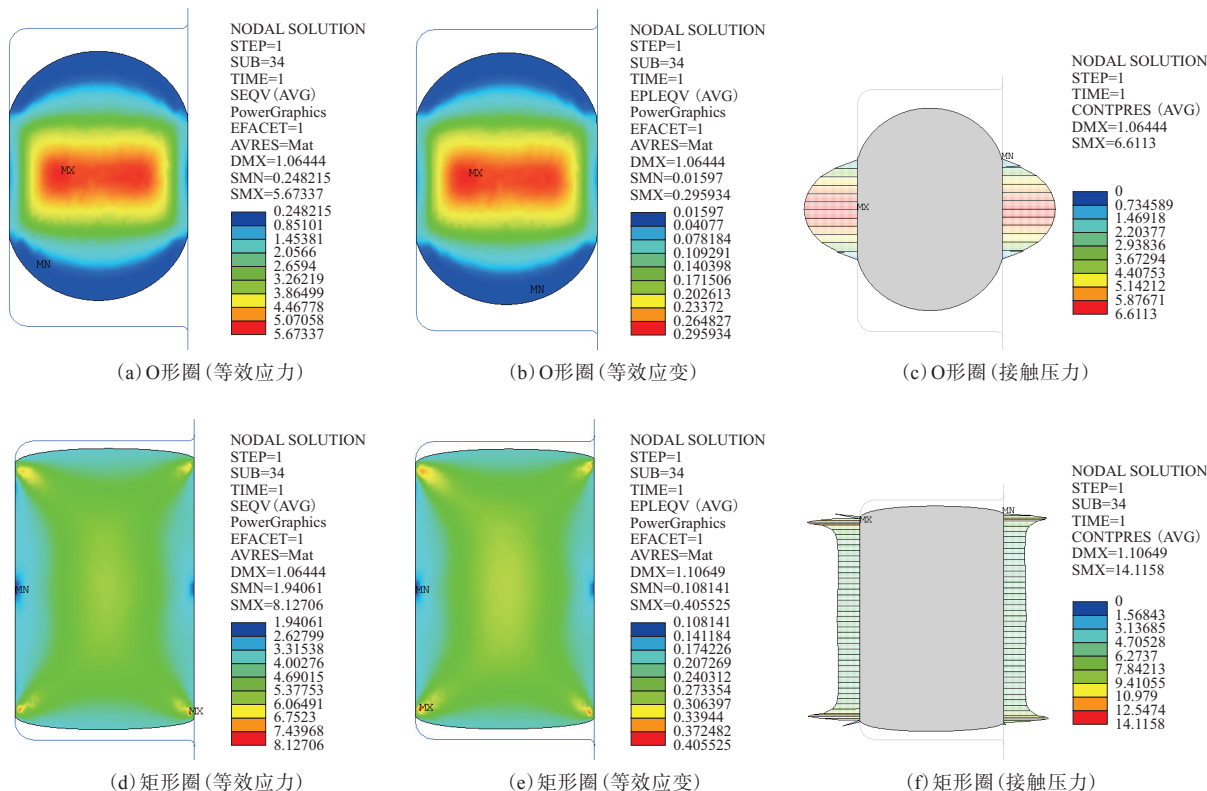


图2 预安装状态下两种密封圈的有限元分析结果

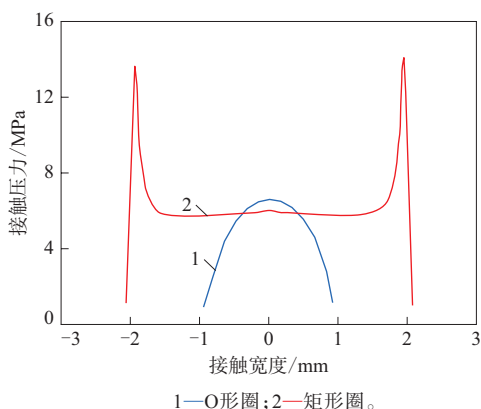


图3 预安装状态下密封圈的接触压力分布

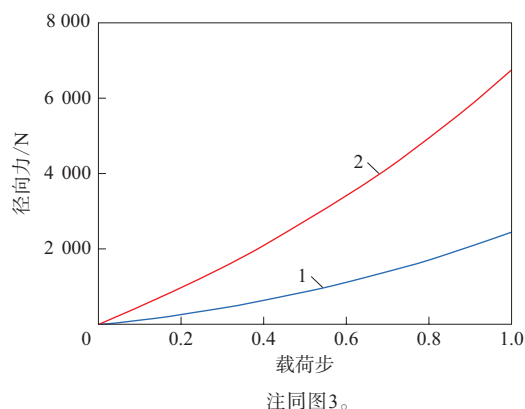


图4 预安装过程中密封圈径向力的变化

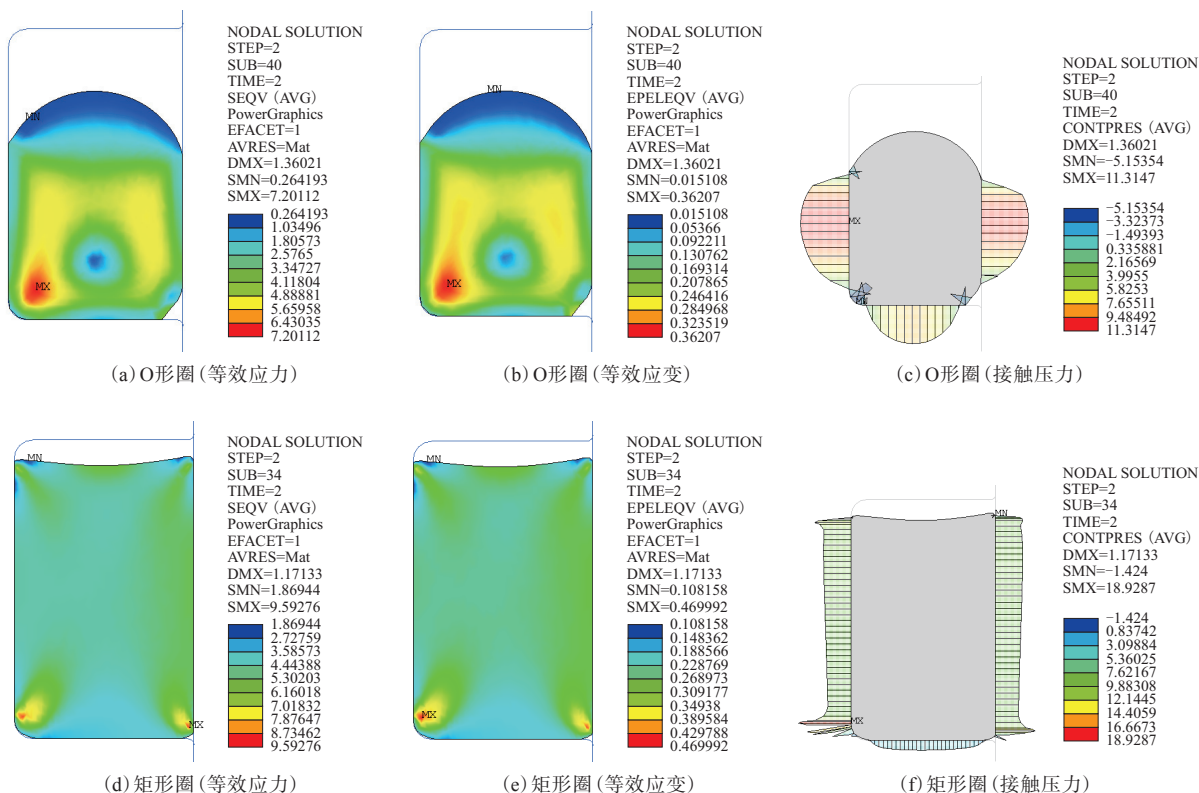


图5 5 MPa承压状态下两种密封圈的有限元分析结果

高的速度要大于O形圈。

2.3 公差波动影响

O形圈和矩形圈截面上公差和下公差波动对有限元分析结果的影响如图10和11所示。O形圈和矩形圈内径上公差和下公差波动对有限元分析结果的影响如图12和13所示。对比分析截面和内径尺寸取上、下公差时与取理论公称值时的差异。

图14及表1示出了尺寸公差波动对O形圈和矩

形圈接触压力的影响,图15及表2示出了尺寸公差波动对O形圈和矩形圈径向力的影响。

从图14和15以及表1和2可以看出,无论是产品内径还是截面,尺寸下公差都会使O形圈和矩形圈接触压力和径向力降低,尺寸上公差会使之提高,在O形圈和矩形圈内径和截面尺寸公差允许的波动范围内,截面尺寸波动对O形圈和矩形圈接触压力和径向力的影响远比内径尺寸波动的影响大。同时,尺寸公差波动对矩形圈最大接触压力

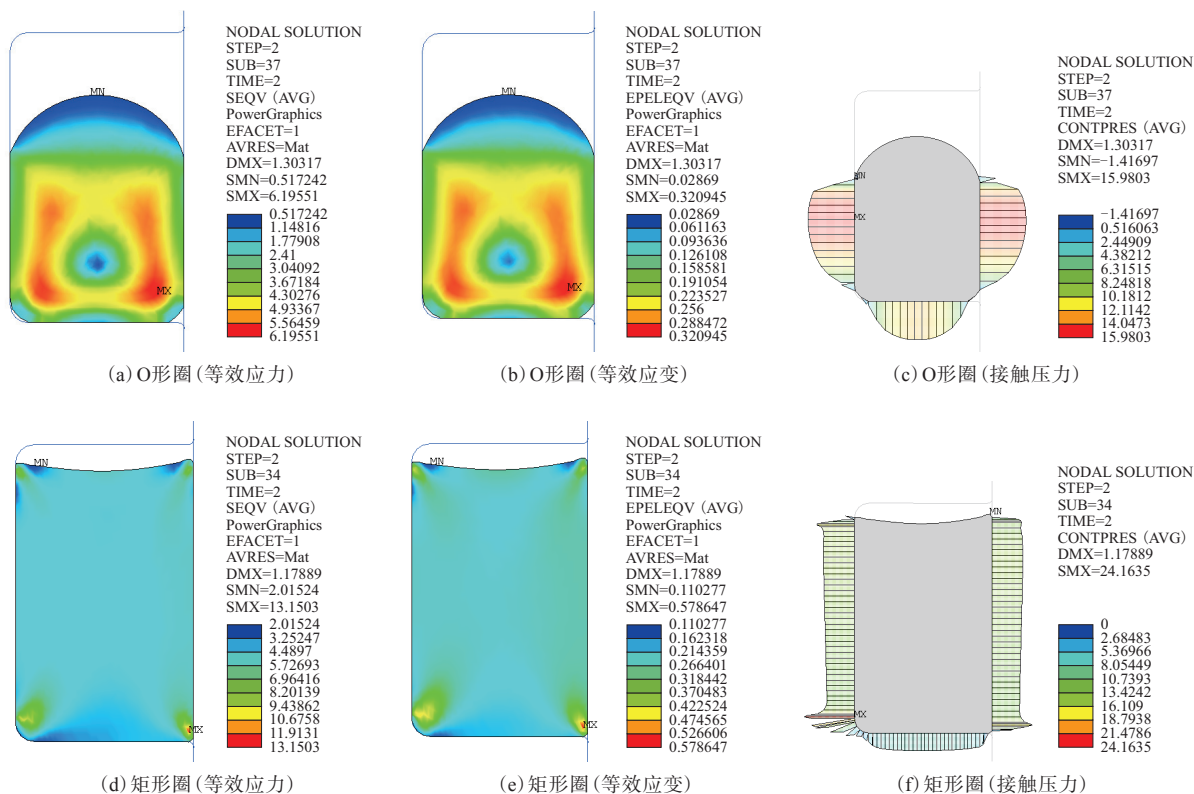


图6 10 MPa承压状态下两种密封圈的有限元分析结果

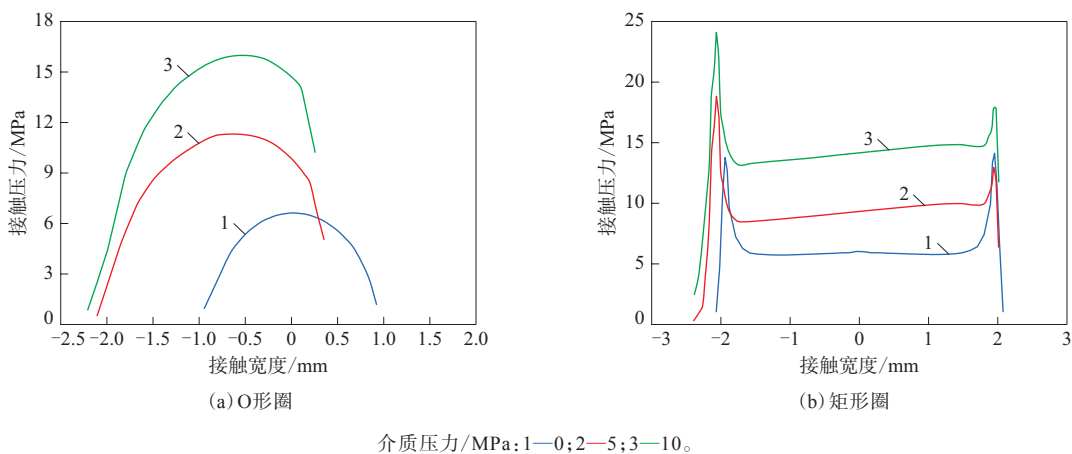


图7 承压状态下密封圈的接触压力分布

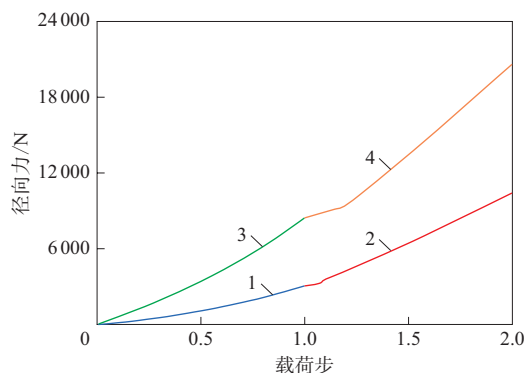
的影响显著大于对O形圈的影响,但对O形圈和矩形圈最大径向力的影响相近。

3 结论

通过Ansys软件建立O形圈和矩形圈的有限元分析模型,对比预安装状态、介质压力、尺寸公差波动等因素对两种密封圈接触压力和径向力的影响,得出以下结论。

(1) 预安装时,矩形圈的接触压力分布宽度、最大接触压力和径向力明显大于O形圈,其中矩形圈的接触压力峰值分布在接触区两侧,接触区中间压力呈近似均匀分布,而O形圈的接触压力峰值位于接触区中间,整体呈抛物线分布。

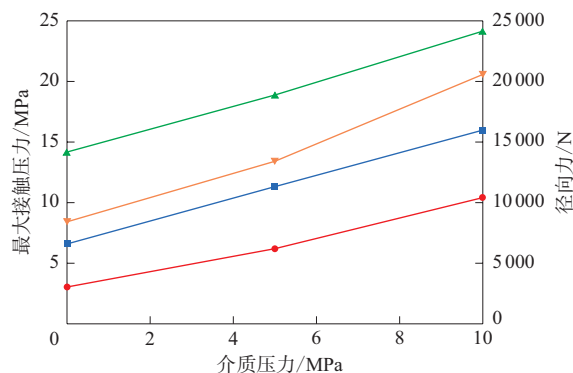
(2) 承受介质压力时,O形圈和矩形圈的接触压力分布与预安装状态下相似,两种密封圈的最大接触压力和径向力都会随着介质压力的提高而



压力/MPa: 1—0 (O形圈); 2—10 (O形圈); 3—0 (矩形圈);

4—10 (矩形圈)。

图8 承压过程中密封圈径向力的变化



—O形圈 (最大接触压力); —O形圈 (径向力); —矩形圈

(最大接触压力); —矩形圈 (径向力)。

图9 最大接触压力与径向力随介质压力的变化

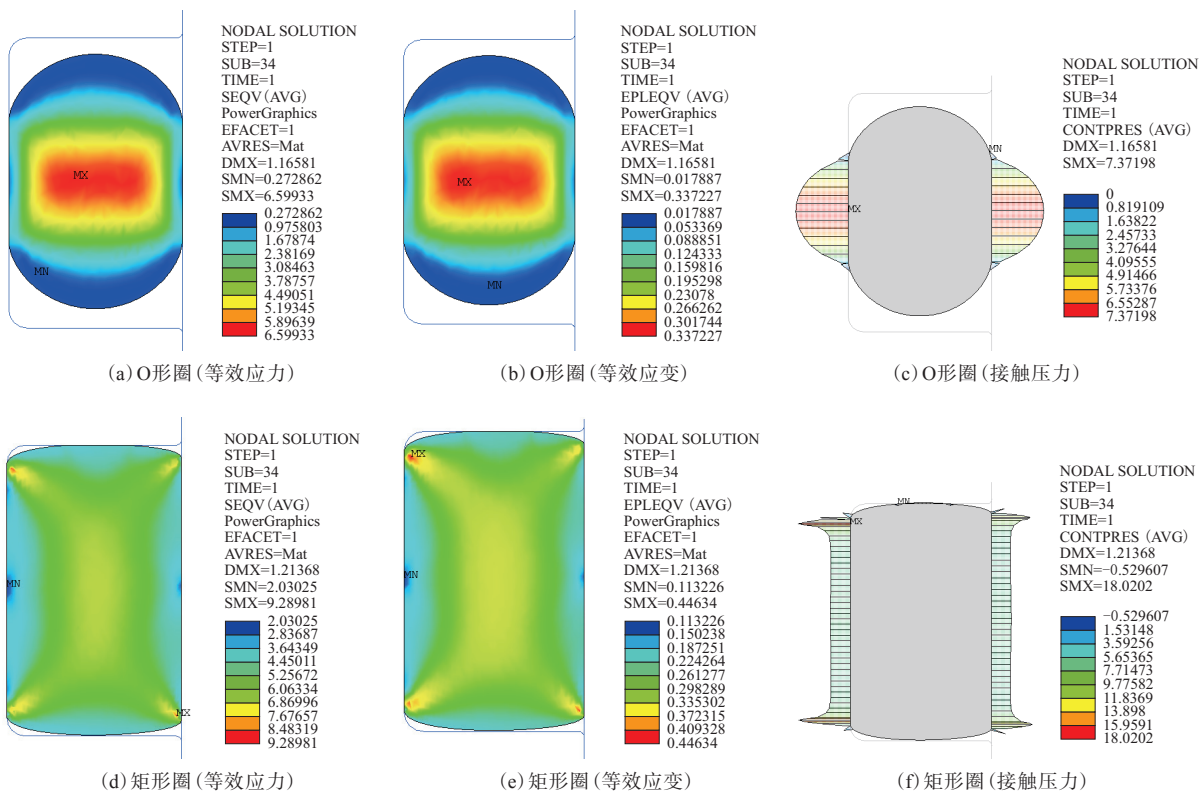


图10 密封圈截面上公差波动分析结果

提高,其中最大接触压力随着介质压力的提高而提高的趋势相同,而矩形圈径向力的提高速度大于O形圈。

(3) 尺寸公差波动时,无论是O形圈和矩形圈的內径还是截面,其尺寸下公差都会使接触压力和径向力降低,尺寸上公差都会使接触压力和径向力提高,在公差允许波动范围内,截面尺寸波动对接触压力和径向力的影响远比內径尺寸波动的影响大。尺寸公差波动对O形圈和矩形圈最大径

向力的影响相近,但尺寸波动对矩形圈最大接触压力的影响显著大于对O形圈的影响。

参考文献:

- [1] 代晓瑛,雷兴平. 丁腈橡胶O形密封圈失效原因分析[J]. 橡胶科技, 2020, 18(1): 17-22.
- [2] 赵敏敏,黄乐,张岐,等. 基于Ansys的O形橡胶密封圈密封性能及可靠性研究[J]. 橡胶工业, 2020, 67(2): 131-134.
- [3] 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, 314(10): 27-33.

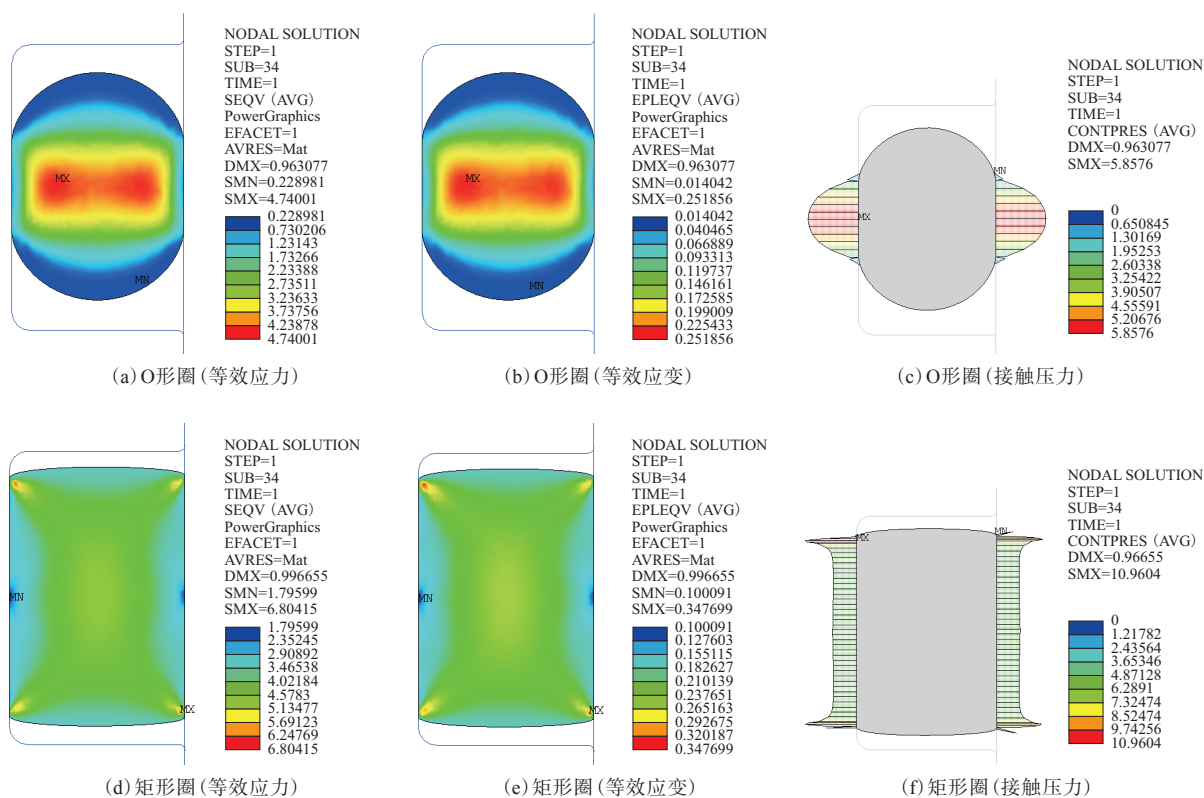


图11 密封圈截面下公差波动分析结果

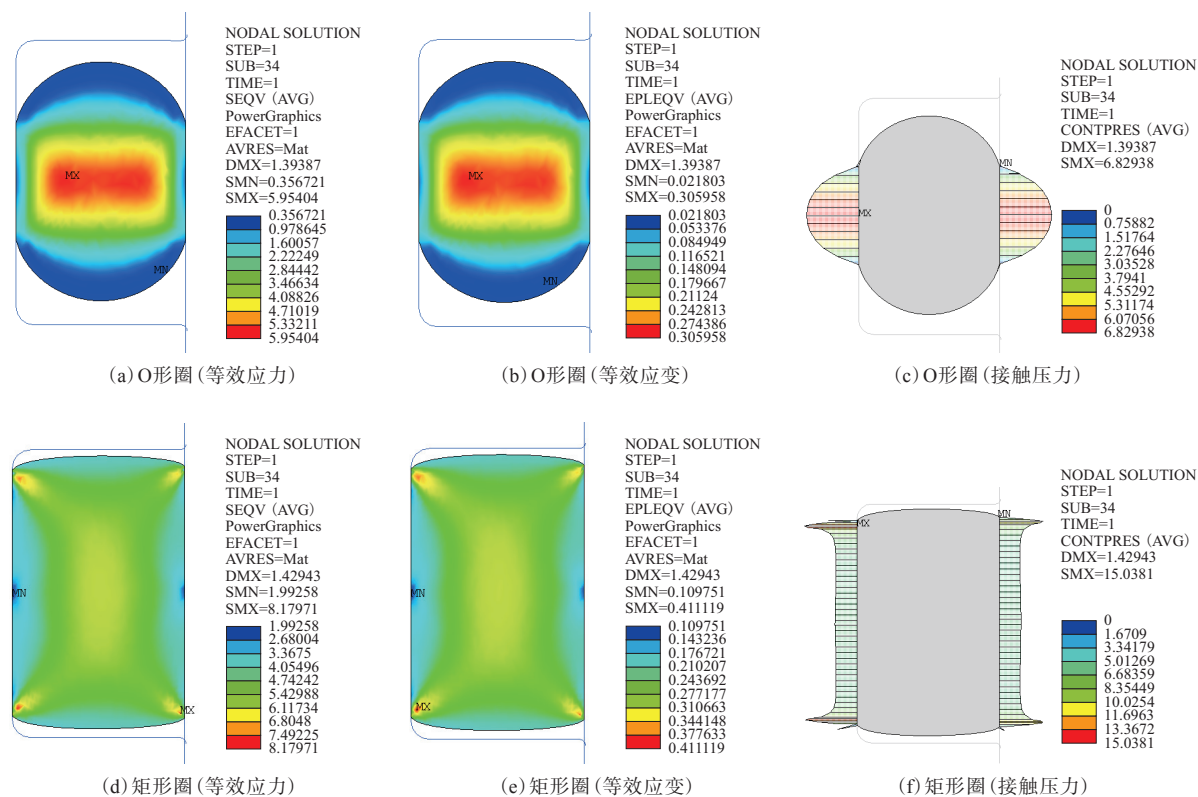


图12 密封圈内径上公差波动分析结果

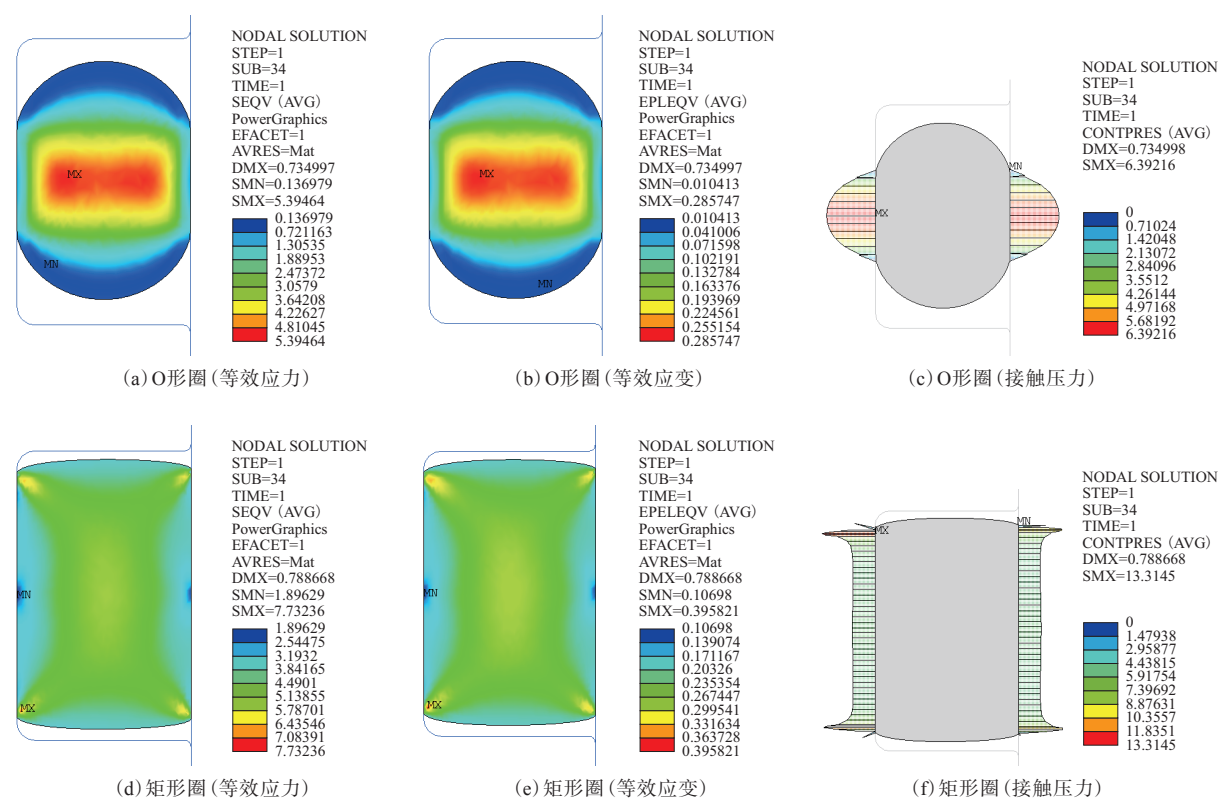
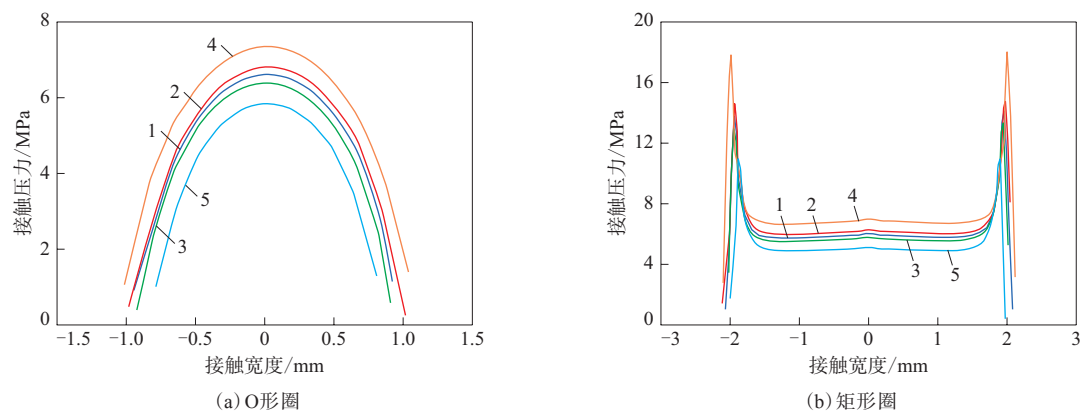


图13 密封圈内径下公差波动分析结果

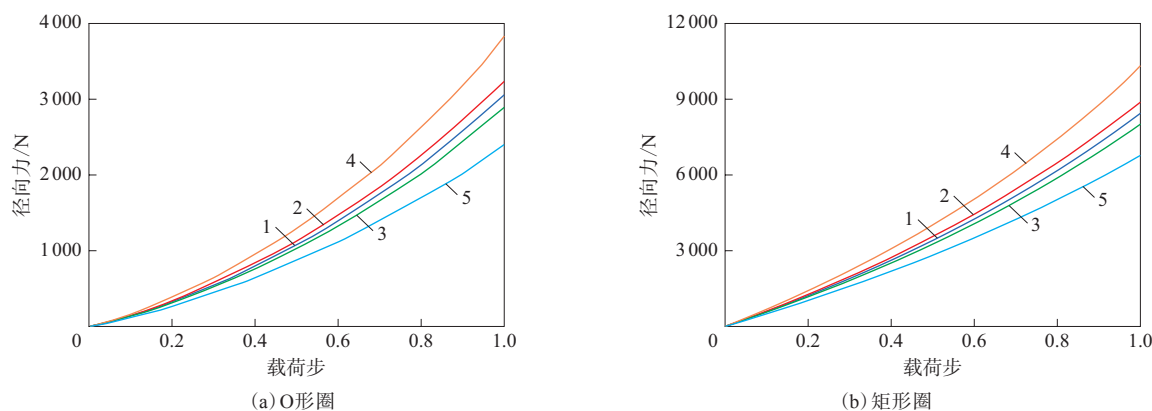


1—理论公称值;2—内径上公差;3—内径下公差;4—截面上公差;5—截面下公差。

图14 尺寸公差波动对密封圈接触压力的影响

表1 尺寸公差波动对O形圈和矩形圈最大接触压力的影响

项 目	O形圈	矩形圈	项 目	O形圈	矩形圈
最大接触压力理论值/MPa	6.6	14.1	截面影响		
内径影响			截面上公差时最大接触压力/MPa	7.4	18.0
内径上公差时最大接触压力/MPa	6.8	15.0	截面下公差时最大接触压力/MPa	5.9	11.0
内径下公差时最大接触压力/MPa	6.4	13.3	波动量/MPa	1.5	7.0
波动量/MPa	0.4	1.7	波动率/%	22.7	49.6
波动率/%	6.1	12.1			



注同图14。

图15 尺寸公差波动对密封圈径向力的影响

表2 尺寸公差波动对O形圈和矩形圈最大径向力的影响

项 目	O形圈	矩形圈	项 目	O形圈	矩形圈
最大径向力理论值/N	3 055	8 435	截面影响		
内径影响			截面上公差时最大径向力/N	3 825	10 329
内径上公差时最大径向力/N	3 233	8 877	截面下公差时最大径向力/N	2 397	6 763
内径下公差时最大径向力/N	2 887	8 005	波动量/N	1 428	3 566
波动量/N	346	872	波动率/%	46.7	42.3
波动率/%	11.3	10.3			

[4] 郭海丰,张萱芮,李巍,等.基于ABAQUS的O形密封圈自力式密封方式的研究[J].沈阳建筑大学学报(自然科学版),2016,32(5): 904-913.

收稿日期:2022-11-20

Simulation and Comparison on Static Sealing Performance of O-ring and Rectangular Ring

LU Yunjiang¹, HUANG Jing²

[1. Suzhou Industrial Park Vocational and Technical College, Suzhou 215123, China; 2. Jingwang Electronic Technology (Longchuan) Co., Ltd, Heyuan 517373, China]

Abstract: In this study, the finite element analysis models of O-rings and rectangular rings were established using Ansys, and the influence of pre-installation, medium pressure and dimensional tolerance fluctuation on the sealing performance parameters such as contact pressure and radial force of these two kinds of sealing rings was analyzed and compared. The results showed that the contact pressure distributions of the O-ring and the rectangular ring were obviously different, and the contact pressure and radial force of the rectangular ring were obviously larger than those of the O-ring. Under medium pressure, the contact pressure and radial force of both O-ring and rectangular ring increased with the increase of medium pressure, but the radial force of the rectangular ring increased faster. In addition, when the size of the sealing rings decreased, the contact pressure and radial force of the O-ring and rectangular ring decreased. The influence of section size fluctuation on the sealing performance parameters of the O-ring and rectangular ring was greater than the influence of the size fluctuation of inner diameter.

Key words: O-ring; rectangular ring; Ansys software; finite element analysis; contact pressure; radial force; sealing performance