

文章编号: 1000-8055(2007)01-0030-07

特殊形状橡胶密封圈的性能分析

孙 健, 迟可伟, 冯茂林, 张文明

(北京科技大学 土木与环境工程学院车辆工程研究所, 北京 100083)

摘 要: 采用非线性有限元法对特殊截面形状的橡胶密封圈进行了分析. 通过轴对称有限元分析模型, 分析了其在矩形沟槽内装配压缩过程中的变形和应力变化, 以及应力的分布情况, 同时还对承受单侧压力的密封情况进行了研究. 对于密封圈的抗扭转特性以及在特殊压力负载情况下的密封特性也进行了模拟并且和普通 O 形圈进行了对比. 结果表明, 所采用的方法能够预测特殊形状的密封圈在压缩中的变形和应力等特征参数, 加深了对其密封性能的了解, 并对同类密封结构设计有一定的指导意义.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 橡胶密封圈; 特殊形状; 非线性; 有限元

中图分类号: TB42

文献标识码: A

Performance analysis of special cross section rubber seal ring

SUN Jian, CHI Ke-wei, FENG Mao-lin, ZHANG Wen-ming

(Vehicle Engineering Research Center, Civil and Environmental Engineering School,
University of Science and Technology, Beijing 100083, China)

Abstract: The response of special cross section rubber seal ring during squeeze and pressurization was studied by non-linear finite element method. A finite element model had been built to approximate the response of an axisymmetric special cross section rubber seal ring in a rectangular joint groove. The deformation and stress distribution during squeeze and pressurization were studied based on the large displacement, incompressible finite element model with two terms Moone-Rivlin in the strain energy function. Meanwhile, the simulated results were compared with those of general O-ring in the same case. The model is proved to be able to predict the characteristic parameters of deformation and stress of special shape seal rings during pressurization. Deeper understanding of the seal performance is obtained, and it is useful for further designing of this type of sealing structure.

Key words: aerospace propulsion system; rubber seal ring; special cross section; non-linear; finite element

橡胶密封圈是常见的密封元件, 它以其独特的结构和性能优势被广泛地应用于航空发动机等许多机械设备之中. 目前, 国内外 O 形橡胶密封圈的设计基本上是依赖经验数据和定性原则, 制定了一些设计规范, 比如设计合理的压缩率以及合理的伸长率等, 对于发挥密封圈的效用起到了

很好的效果. 但是, 经验的积累和规范的提出大多是基于 O 形圈, 而对于特殊形状的密封圈则很少提到^{[1][2]}.

国内外对 O 形橡胶密封圈的有限元分析曾有所探讨. 吕和祥针对橡皮轴对称大变形和橡皮环大变形接触问题提出了有效的有限元分析方

收稿日期: 2005-10-17; 修订日期: 2005-12-01

作者简介: 孙健(1978-)男, 山东临沂人, 北京科技大学土木与环境工程学院博士生, 主要从事非公路用车设计, 机械设计和计算机辅助分析等研究.

法,并对简单的例子编制了有限元程序^{[3][4]}.廖日东,左正兴和邹文胜等人分析了 O 形圈超弹性接触问题,主要是分析了橡胶圈在同样的压缩量下,由于密封压力不同而带来的 O 形圈与接触壁面的接触带宽度的变化^[5].任全彬,陈汝训,杨卫国等人也对橡胶 O 形圈的变形及应力分析进行了分析^[6].M. Salita 针对 O 形圈建立了一个简单的有限元程序,对 O 形圈密封结构进行了较为系统的研究,包括 O 形圈的材料属性,与接触面的摩擦特性等^[7].Gadia 对超弹性材料的不可压缩性进行了研究^[8].对于特殊形状密封圈相关研究较少.

特殊形状橡胶弹性体密封有 D 形圈、T 形圈、X 形圈等多种形式,本文选择 X 形圈作为研究对象.X 形圈截面呈 X 形,其上有四个圆形突起.X 形圈的突起部分之间在工作时充满润滑油,起到减小摩擦阻力的作用.但是在较大的压缩率下,如果圈中间部分参与接触,摩擦力剧烈地增加^{[1][2]}.

1 橡胶弹性体的有限元分析

橡胶材料属于超弹性近似不可压缩体.其本构关系是复杂的非线性函数,目前广泛采用 Mooney-Rivlin 模型描述橡胶材料的应变能函数,同时附加体积约束能量项,得到修正的应变能函数^{[9][10]}.

ANSYS 程序两个参数的不可压缩的超弹性体模型 Mooney-Rivlin 为:

$$W = c_{10}(J_1 - 3) + c_{01}(J_2 - 3) + K(J_3 - 1)^2/2 \quad (1)$$

其中 W 为修正的应变势能, c_{10} , c_{01} 为 Mooney-Rivlin 材料常数, K 为材料的体积模量.

$$K = 2(c_{10} + c_{01})/(1 - 2\nu) \quad (2)$$

其中 ν 为泊松比.

$$J_1 = I_1 I_3^{1/3}, J_2 = I_2 I_3^{2/3}, J_3 = I_3^{1/2} \quad (3)$$

J_1 , J_2 和 J_3 分别为应力张量的第一,第二和第三的缩减不变量.

ANSYS 中用户通过对实验数据的曲线拟合来确定 Mooney-Rivlin 模型中的材料参数. Mooney-Rivlin 模型中 c_{10} 与材料的刚度直接相关.常数 c_{01} 与发生在拉应力区的梯度增长的斜率有关,如果 $c_{01} = 0$,在拉应力区斜率将在应变超过 100 % 时变为一常数.这种情况, Mooney-Rivlin 模型就演变为 Neo-Hookean 模型. c_{10} 与 c_{01} 值的和必须大于 0, ANSYS 以此避免产生负的应变能. 本文

所采用橡胶圈参数,在 21 °C 时, $c_{10} = 0.425 \text{ MPa}$, $c_{01} = 0.753 \text{ MPa}$, 泊松比为 0.499.

2 接触问题的分析理论

接触问题在 X 形橡胶圈的密封结构中有着十分突出的地位.对于接触问题的求解通常有基于求接触面的直接约束法,拉各朗日乘子法以及罚函数法,本文采用对接触面应用罚函数法进行处理^{[9][11][12]}.

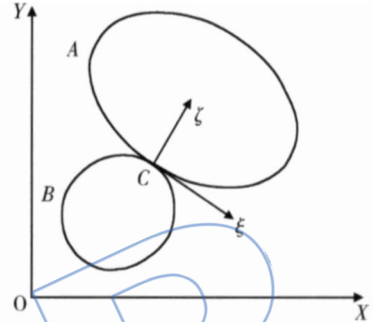


图 1 两物体接触

Fig. 1 Two objects contact

如图所示为相互接触的 A、B 两个物体,设 S_σ 和 S_u 分别是给定的载荷和位移边界条件.选择局部坐标系 (ξ, ζ) 使 ξ 与接触面相切, ζ 为接触面法向,为接触点.两物体接触一般可归为三种状态:

(1) 开式:两物体分离,此时接触约束释放.

$$\Delta U_\xi^A - \Delta U_\xi^B + {}^0 D_\zeta > 0 \quad (4)$$

(2) 粘式:两物体接触无相对滑移.

$$\begin{cases} {}^0 P_\zeta + \Delta P_\zeta > 0 \\ |{}^0 P_\xi + \Delta P_\xi| \leq \mu ({}^0 P_\zeta + \Delta P_\zeta) \end{cases} \quad (5)$$

(3) 滑移:两物体接触,且沿接触面相对滑动.

$$\begin{cases} {}^0 P_\zeta + \Delta P_\zeta > 0 \\ ({}^0 P_\xi + \Delta P_\xi)(\Delta U_\xi^A - \Delta U_\xi^B) \leq 0 \end{cases} \quad (6)$$

其中 P_ζ 和 P_ξ 分别代表 B 作用于 A 的法向接触力和切向力, ${}^0 D_\zeta$ 表示物体间的初始间隙, U_ζ 及 U_ξ 分别代表物体法向和切向位移, μ 为静摩擦系数. ${}^0(\cdot)$ 和 $\Delta(\cdot)$ 分别表示初始值和增量值.公式(4)~(6)将用于判断接触状态的变化.

3 X 形橡胶圈密封结构有限元模型

所讨论的橡胶圈密封结构沟槽宽度 7.7 mm, 深度 5.3 mm, X 形圈处于边长为 7.1 mm 的正方形的包络之中.上壁面到沟槽顶端壁面距离为 1.8 mm.上壁面到沟槽顶端壁面的最大位移为 1.5 mm,也就是说在装配后达到最大位移,上壁面和

沟槽顶端壁面之间要有 0.3 mm 的间隙. 图 2 中窗口 1(4 个窗口左上为 1,右上为 2,左下为 3,右下为 4,以下同)所示为有限元计算模型. 橡胶体本身共有 484 个 hyper56 单元,由于壁面为金属材料,刚度远大于橡胶,故边界约束采用 spar3 单元建立,共有 6 个单元. 另外还有 143 个接触单元 contac48(伪单元,图中未示出). 在计算中为了与普通 O 形圈进行对比,所模拟的 O 形橡胶圈直径也为 7.1 mm.

分析中,先是施加上壁面向下的位移,最大为 1.5 mm,然后右侧施加密封压力. 这里仅在右侧施加压力,左侧不施加压力,以计算存在内外压差的情况,最大压力为 6.52 MPa,施加在 X 形圈暴露在密封流体的表面上. 在计算中,还考虑了上壁面向左侧位移的情况,最大位移为 2 mm. 壁面金属材料弹性模量为 210 GPa,泊松比 0.3. 装配中要涂抹润滑油脂,O 形圈与接触壁面之间摩擦系数是较低的,本文中如果无特殊说明,接触摩擦系数均采用 0.3.

4 计算结果分析

4.1 压缩过程模拟

图 2 所示为上接触壁面向下位移过程中,X 形圈的变形图. 图中窗口 1 位移为 0.35 mm,窗口 2 位移为 0.70 mm,窗口 3 位移为 0.9 mm,窗口 4 位移为 1.5 mm. 可以看出,如图 2 中窗口 4 所示,此时的压缩量过大,X 形圈在变形后呈矩形,顶端两个突起之间的间隙减小,储油空间也减小,在动密封中会导致摩擦力过大,加速密封圈的磨损.

图 3 所示为上壁面向下位移过程中,X 形圈顶端两个突起与上壁面接触的节点的 Y 向应力曲线. 曲线直接在 ANSYS 的时间历程后处理器

中拟合. 将曲线分为 3 段,这个变化规律体现了橡胶弹性体应力变化的 3 个典型阶段. 第一段为近似虎克变形部分,材料特性近似虎克弹性定律,应力基本呈线性变化,杨氏模量基本不变. 位移进一步加大时,材料首先变软(模量减小),进入第二阶段,然后越来越硬(模量增加),进入到塑性硬化阶段,即图中的第三阶段. 使用中,应尽量使弹性体密封控制在前两个变形阶段中. 本文以如此大的压缩量进行分析,仅为示例,图 2 中窗口 4 所示的情况,在实际使用中,压缩量过大,应该是不合理的.

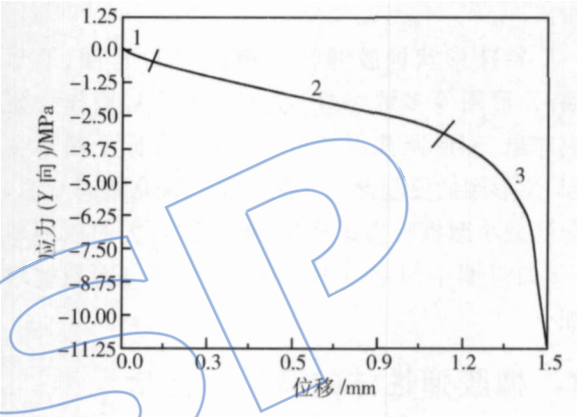


图 3 上壁面向下位移过程中顶端节点 σ_y 应力变化曲线

Fig. 3 Stress (σ_y) of top node during top-wall downward

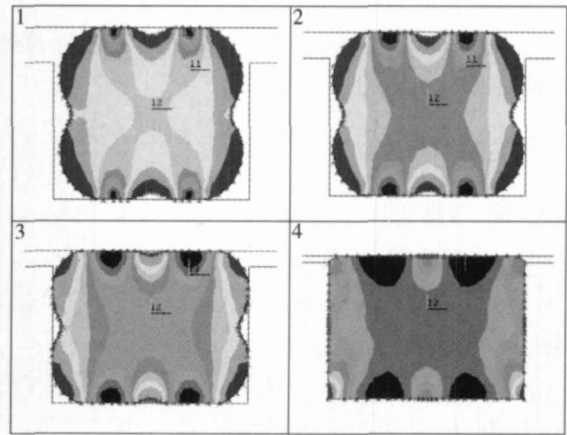


图 4 X 形圈在上壁面向下位移过程中 σ_y 应力变化云图

Fig. 4 Stress (σ_y) contour during top wall downward

图 4 所示为上壁面向下位移过程中 X 形圈的 Y 向应力云图的变化过程,每个窗口的最大值如表 1 所示.

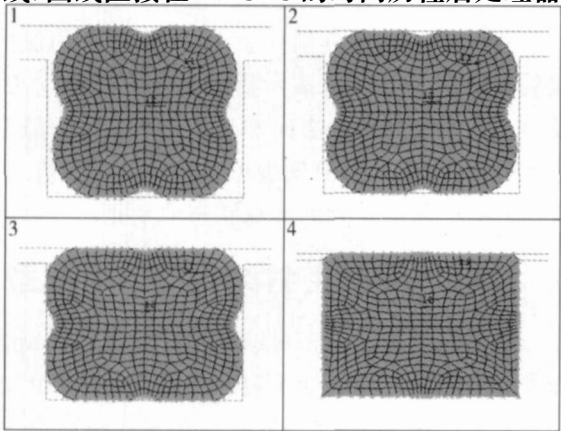


图 2 X 形圈变形图

Fig. 2 X-ring deformation

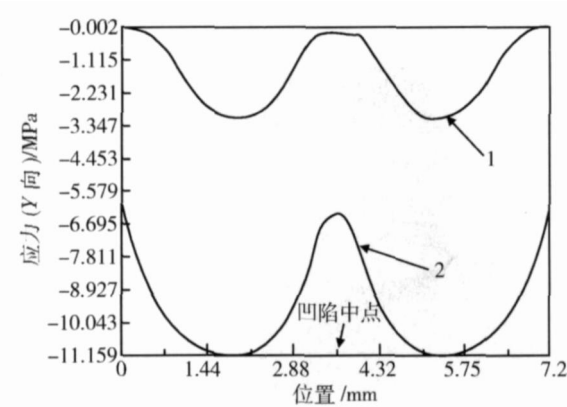


图 5 X 形圈顶端节点的 σ_y 应力分布

1) 上壁面下移 = 0.9 mm; 2) 上壁面位移 = 1.5 mm

Fig. 5 σ_y stress distribution of top node on X ring

表 1 上壁面不同向下位移时顶端节点 Y 向应力值(MPa)

Table 1 Stress Y of top node under different displacement of top wall(MPa)				
位移/mm	0.35	0.7	0.9	1.5
顶端节点 Y 向应力/MPa	1.21	2.09	3.13	11.20

图 5 所示为 X 形圈在压缩过程中,上壁面位移为 0.9 mm 和 1.5 mm 时 X 形圈顶端节点 Y 向应力的分布图.可以看出应力分布呈倒马鞍形,这是因为 Y 向应力为压应力,在计算中显示为负值.通过对比可以发现,上壁面向下位移从 0.9 mm 增长到 1.5 mm,最大压应力从 3.13 MPa 增长到 11.2 MPa,增长了 2.57 倍.

图 6 所示为上壁面向下位移 0.9 mm 时,也就是图 2 中窗口 3 的变形情况下的 X 形圈的各种应力云图,窗口 1 为等效应力云图,窗口 2 为 X 向应力云图,窗口 3 为 Y 向应力云图,窗口 4 为静水压云图.图中还显示出了最大和最小值的位置.

需要指出对于 X 向和 Y 向应力云图,由于其为压应力,计算中显示为负值,所以应力的最大值应为图中标识的最小值发生处.各应力最大值见表 2.

表 2 上壁面向下位移 0.9 mm 时各应力最大值(MPa)

Table 2 Max. stress(MPa) under 0.9 mm displacement of top wall			
等效应力	X 向应力	Y 向应力	静水压 HYDRO
EQV	σ_x	σ_y	STATIC
2.22	2.55	3.13	2.77

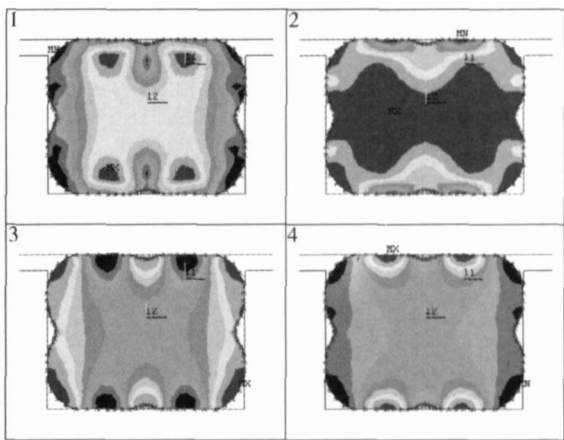


图 6 X 形圈在上端壁面向下位移

0.9mm 时的应力云图

Fig. 6 Stress contour

(top wall moving 0.9mm down)

4.2 密封压力工况

计算中还模拟了存在内外压差的情况,最大压差为 6.52 MPa.压力施加在右侧 X 形圈暴露在密封流体的表面上,左侧不施加压力.选择压缩量比较合理的情况(上壁面向下位移 0.9 mm)进行分析.压力的施加如图 7 所示.

图 8 所示为逐步施加压力后 X 形圈的变形图:从窗口 1 到窗口 4 压力分别为 0.45,1.46,3.28,6.52 MPa.图中可以看出,随着压力的增加,X 形圈进一步变形,往沟槽的左边挤压,X 形圈与接触壁面的接触范围扩大,到压力差增加大最大时,X 形圈的顶部的左侧突起基本上已经全部与上接触面接触了,两个突起间的储油空间此时变小,这是不理想的情况.

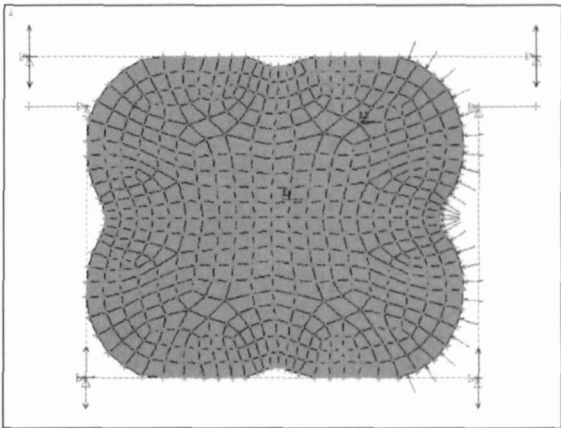


图 7 右侧压力施加示意图

Fig. 7 Pressure on right sidewall

图 9 中四个窗口为对应于图 8 中窗口 4 的状态下的各种应力云图,窗口 1 为等效应力云图,窗

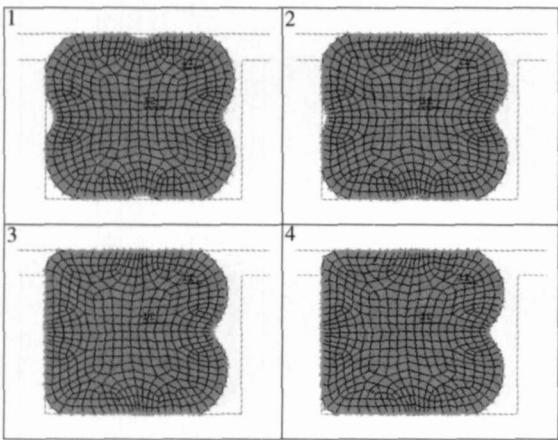


图 8 施加右侧压力后的变形图
Fig. 8 Deformation under pressure on right side

窗口 2 为 x 向应力云图,窗口 3 为 y 向应力云图,窗口 4 为静水压. 各应力的最大值见表 3. 图 10 为上壁面向下位移 0.9 mm 后,施加右侧 6.52 MPa 压力后密封圈各个节点的位移矢量图. 结果显示,所有节点中,左侧两个突起中间的凹陷部分最低点的节点位移在整个变形过程中最大, x 向位移为 0.83 mm, y 向位移为 0.39 mm.

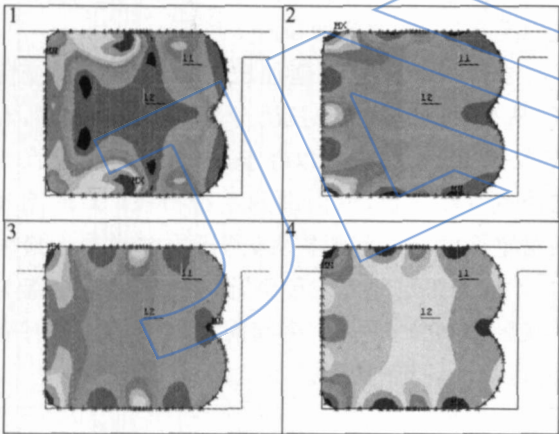


图 9 X 形圈在上端壁面向下位移 0.9 mm 后
右侧施加 6.52 MPa 压力后应力云图
Fig. 9 Stress contour after topwall 0.9 mm
downward and 6.52 MPa pressure on
right sidewall

4.3 摩擦力对变形的影响

图 11 分析了在上壁面向左移动的情况下,X 形圈的变形情况. X 形圈与所有接触面之间的摩擦系数都设为 0.3,上壁面向下的位移为 0.9 mm. 窗口 1 为上接触面向下位移 0.9 mm,窗口 2 为上接触面向左位移 0.5 mm,窗口 3 为向左位移 1 mm,窗口 4 为向左位移 2 mm. 从各个窗口

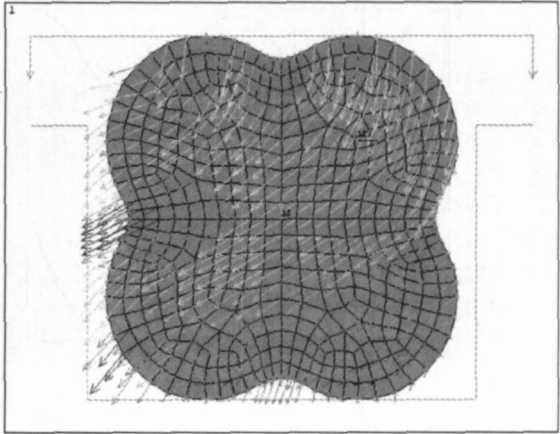


图 10 X 形圈在图 9 中所示情况下各节点
位移矢量图

Fig. 10 Displacement vector of nodes in case of
Fig. 9

表 3 两种工况下的各项应力最大值(MPa)

Table 3 Max. stress(MPa) in two case

	等效应力 EQV	x 向应力 S_x	y 向应力 S_y	静水压 HYDRO STATIC
上壁面向下位移 0.9 mm	2.22	2.55	3.13	2.77
位移 0.9 mm + 右侧压 6.52 MPa	3.09	5.92	7.29	6.10

的变形情况,尤其是窗口 4 的变形情况来看,网格的变形基本不大,X 形圈基本上没有发生扭转,这体现了 X 形圈的良好抗扭转特性. 图 12 为直径为 7.1 mm 的 O 形圈,摩擦系数相同的情况下,在上壁面向左位移情况下的变形的比较图,从图中看出,O 形圈的扭转变形是比较明显的.

4.4 特殊负载工况

在弹性体密封圈使用中,有一种较危险的情况:如图 13 和图 14 的窗口 1. 密封圈安装过程中,由于密封圈与沟槽的接触,压力可能仅仅施加在右上角. 两图中,从窗口 1 到窗口 4 压力分别为 0.45,1.46,3.28,6.52 MPa. 这种情况,压力差在接触表面上的递减状况就改变了. 对 O 形圈,在压力施加在整个右侧的范围内时,压力在接触面可以假设为基本上呈线性递减. 如果仅仅是施加在右上角时,此时上端的接触表面的最大接触力发生部位将不再居于接触表面的中间,而是往接触带的左侧偏移,整个压力降将发生在顶端接触带靠左侧的部分,这种情况密封流体就容易泄漏.

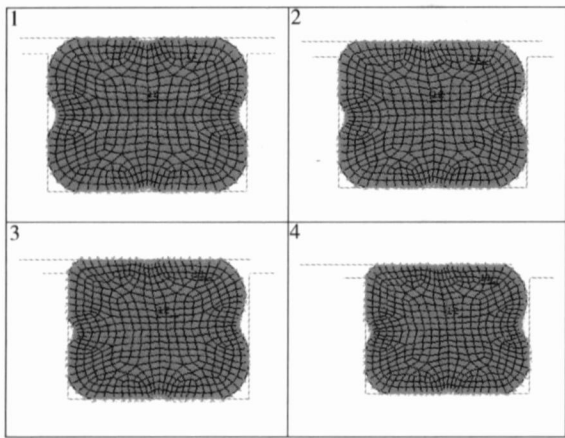


图 11 上壁面向左移动时 X 形圈的变形图
Fig. 11 X-ring deformation when topwall moving left-ward

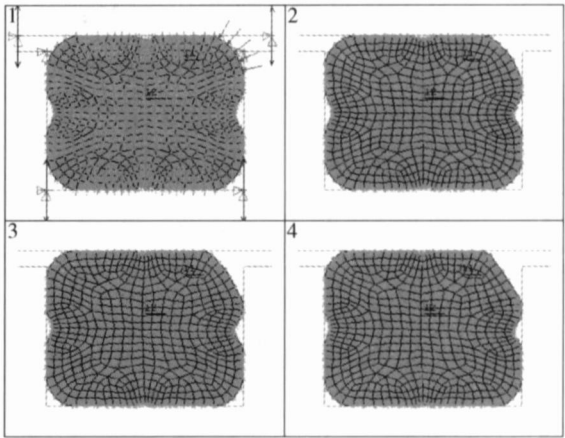


图 13 X 形圈右上角受压时变形图
Fig. 13 X-ring deformation under pressure on top-right

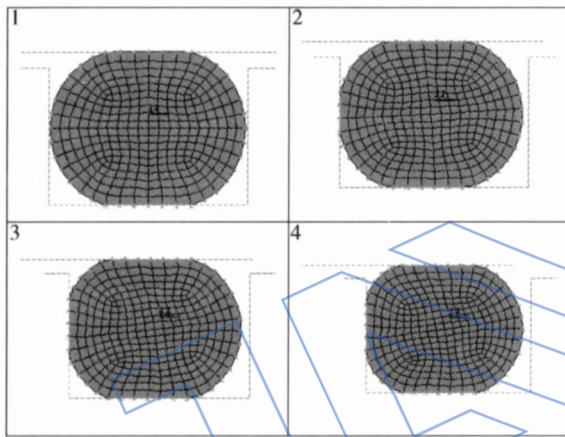


图 12 上壁面向左移动时 O 形圈的变形图
Fig. 12 O-ring deformation when topwall moving left-ward

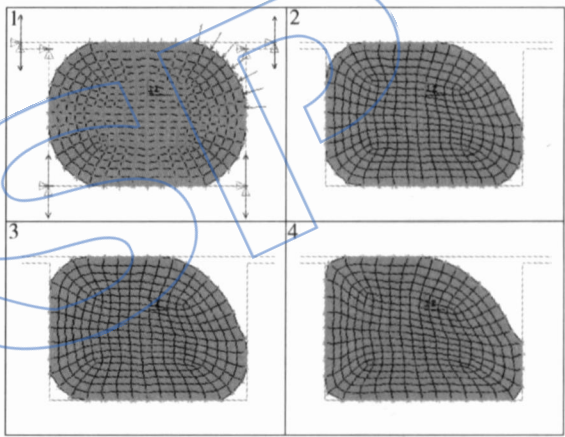


图 14 O 形圈右上角受压时变形图
Fig. 14 O-ring deformation under pressure on top-right

对于 X 形圈,如设计合理,其本身可以起到相当于两个 O 形圈效果,在这种特殊压力负载时,情况要比 O 形圈好.通过对 X 形圈和 O 形圈在这两种情况下的对比,可以看出在这种情况下,X 形圈表现出较好的密封稳定性.

5 结 论

建立的非线性有限元分析模型可以成功的计算 X 形圈在各种负载工况下的相关特征参数及其对不同负载工况的响应,对于结构尺寸不同和材料参数不同的 X 形橡胶圈,通过更改 ANSYS 参数化编程语言 APDL 的相关参数,可以快速重新计算出相应情况下的数值结果,从而为 X 形圈密封的结构设计提供理论依据.本文的方法,也适用于其他特殊形状的橡胶类弹性密封圈.

参考文献:

[1] (德)海因茨 K 米勒,(英)伯纳德 S 纳乌著. 流体密封技术 [M]. 北京:机械工业出版社,2002.

[2] 顾永泉. 流体动密封(下) [M]. 北京:中国石化出版社,1992.

[3] 吕和祥. 橡皮轴对称大变形分析[J]. 大连工学院学报, 1984,23(1):17-23.

LU Hexiang. Analysis of axisymmetric large deformation of rubber[J]. Journal of Dalian Institute of Technology, 1984,23(1):17-23

[4] 吕和祥. 橡皮环大变形接触问题[J]. 应用数学和力学, 1986,7(3):239-248.

LU Hexiang. Contact problem of rubber rings with large deformation [J]. Applied Mathematics and Mechanics. 1986,7(3):239-248.

[5] 廖日东,左正兴,邹文胜. O 形圈轴对称超弹性接触问题的有限元分析[J]. 润滑与密封,1996(5):30-33.

LIAO Ridong, ZUO Zhengxing, ZOU Wensheng. Finit el-

- ement analysis of the axial symmetric hyperelastic contact problem of O ring[J]. Lubrication Engineering, 1996(5): 30-33.
- [6] 任全彬,陈汝训,杨卫国. 橡胶 O 形圈的变形及应力分析[J]. 航空动力学报,1995,10(3):241-244
REN Quanbin, CHEN Ruxun, YANG Weiguo. Deformation and stress analysis of rubber O-ring[J]. Journal of Aerospace Power. 1995,10(3):241-24.
- [7] Salita M. A simple finite element model of o-ring deformation and activation during squeeze and pressurization[R]. Paper AIAA-87-1739. American Institute of aeronautics and astronautics,1987.
- [8] Gadia M S. Alternative methods for the solution of hyperelastic problems with incompressibility[J]. Computer and Structures, 1992,42(1):1-10.
- [9] 蒋友谅. 非线性有限元法[M]. 北京:北京工业学院出版社, 1988.
- [10] ANSYS 理论手册[M]. 美国 ANSYS 公司,2002.
- [11] 王勖成,邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法[M]. 北京:清华大学出版社,1997.
- [12] 巴斯. 工程分析中的有限元法[M]. 北京:机械工业出版社, 1991.

JAS