

# X形丁腈橡胶密封件的有限元分析

侯珍秀<sup>1</sup> 余志洋<sup>1</sup> 刘云猛<sup>1</sup> 王立峰<sup>2</sup> 吴福迪<sup>2</sup>

(1 哈尔滨工业大学机电工程学院, 哈尔滨 150001)

(2 航天材料及工艺研究所, 北京 100076)

**文 摘** 为研究 X形丁腈橡胶密封件在往复轴的静压工作状态和往复工作状态下都能可靠地密封, 利用大变形非线性有限元方法对此密封机构的各种工作状态进行了分析, 并讨论了不同状态下, 各应力状态的分布规律和各应力随不同工作压力的变化规律。结果表明: 无论何种工作状态, 其高应力区均分布在密封圈非压力侧凹圆处或间隙挤出处, 且上行时的接触应力大于下行时的接触应力。

**关键词** X形密封件, 丁腈橡胶, 有限元

## Finite Element Analysis for Nitrile Rubber X-Ring Seal Structure

Hou Zhenxiu<sup>1</sup> Yu Zhiyang<sup>1</sup> Liu Yunmeng<sup>1</sup> Wang Lifeng<sup>2</sup> Wu fudi<sup>2</sup>

(1 College of Mechanics and Electronics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001)

(2 Aerospace Research Institute of Materials & Processing Technology, Beijing 100076)

**Abstract** To explore the sealing performances of nitrile rubber sealing X-ring when under static pressure and in working process of the reciprocating shaft, in this paper finite element method is adopted in simulating the procedures. The stress distribution in different conditions and different working pressure is discussed. The analysis shows that in whatever conditions the distribution of high stress are either in the concavity of the sealing X-ring in the side without pressure or in the extrusion of the clearance, and the contact stress when moving up is bigger than that of when moving down.

**Key words** Sealing X-ring, Nitrile rubber, Finite element method

### 1 引言

由于 X形橡胶密封圈具有特殊的几何外形, 因此, 它的密封作用特别是在动密封中, 具有许多 O形橡胶密封圈所不具有的优越性。

到目前为止, 国内外学者对密封系统的研究主要集中在 O形橡胶圈<sup>[1]</sup>, 而对 X形密封件的研究涉及较少。对于 X形密封件的应用, 其理论数据还不是很充分, 需要进一步研究影响密封性能的各种因素, 考察可能出现的失效原因<sup>[2~4]</sup>。因此, 本文利用 ANSYS有限元软件, 对 X形密封件的密封性能、密封机理、预报可能失效部位进行模拟研究。

### 2 模型的建立

图 1 是 X形密封圈结构简图。由于往复轴、套筒和橡胶密封件在结构上是轴对称的, 因此, 可以把

对往复运动密封件的研究由三维问题等效成二维问题。图 2 是密封结构的二维实体模型示意图。图 3 是根据图 2 建立的有限元模型图。

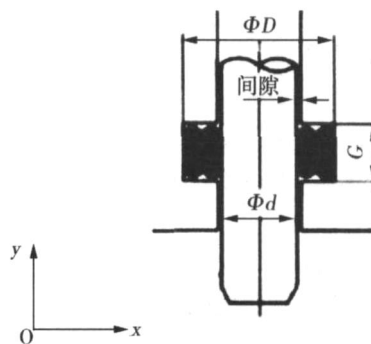


图 1 X形圈密封结构图

Fig 1 Sealing structure of X-ring

收稿日期: 2007 - 09 - 30

作者简介: 侯珍秀, 1958年出生, 教授, 从事航天飞行器制造技术及材料的研究

宇航材料工艺 2007年 第 6期

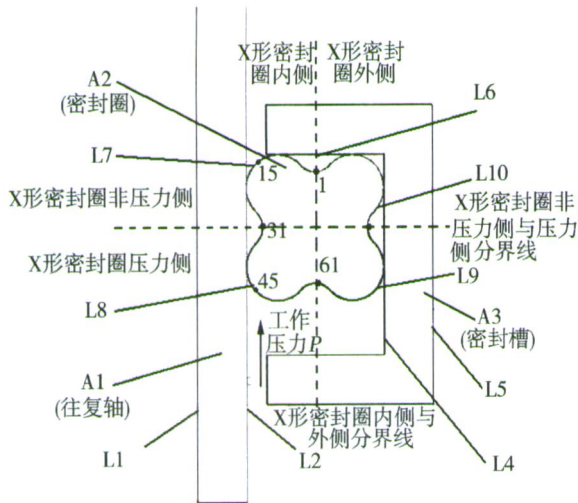


图 2 实体模型图

Fig 2 Entity model

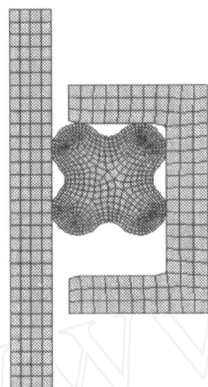


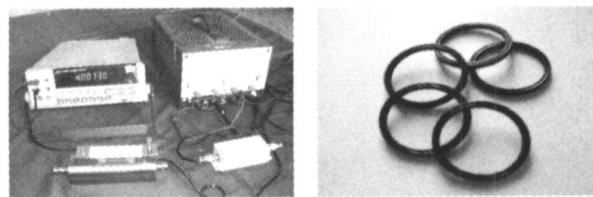
图 3 有限元模型图

Fig 3 Finite element model

往复轴和套筒材料均为不锈钢 1Cr18Ni9Ti,弹性模量为 184 GPa,泊松比为 0.3。密封圈材料是丁腈橡胶,扯断伸长率 150%。ANSYS中网格划分时,轴和套筒线性二维实体单元 PLANE42,橡胶密封件超弹性单元 HYPER56,根据刚柔接触分析,柔性体网格划分相对要细,接触地方的网格也要细化。

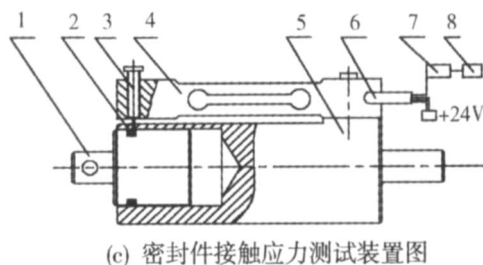
### 3 模拟结果与分析

本密封机构的密封状态分为三种:非工作状态、静压工作状态、往复工作状态。所谓密封圈的“非工作状态”,是指密封圈装配到往复轴上后,自然产生的压缩预紧的状态;静压工作状态,是指密封结构轴没有往复运动,但可有工作压力时的工作状态。实验时先进行了非工作状态下的模拟,并与相对应的试验数据做了对比,实验值和数值模拟值在同一个数量级上,吻合得较好,这说明在 ANSYS中所建立的有限元模型是可靠的。实验仪器、X形密封圈及接触应力测试装置如图 4所示。在此基础上,又对后两种工作状态进行了详细的模拟研究。



(a) 实验仪器

(b) 实验的X形密封圈



(c) 密封件接触应力测试装置图

图 4 非工作状态下实验仪器及装置示意图

Fig 4 Sketch of non-state experimental equipment and devices

1—往复轴;2—密封件;3—标有刻度的传感器测头;  
4—压力传感器;5—密封外套;6—传感器的接头;  
7—放大器;8—数显表。

## 3.1 静压工作状态

### 3.1.1 工作压力为 7 MPa 时

X型密封结构的工作压力为 0~23 MPa,一般情况下在 0~7 MPa工作,故首先进行常温、工作压力为 7 MPa的模拟与分析。

图 5为模拟后密封圈的“综合等效应力”云图。一般来讲,此应力值越大的区域,材料越容易出现裂纹,这主要是综合等效应力值大处,将加速橡胶材料的松弛,从而造成其“刚度”下降。从图中可以看到密封圈内部的综合等效应力分布呈内、外侧对称,非压力侧两个凸圆部分的应力值较大,最大值 (7.097 MPa) 出现在非压力侧凹圆部分。

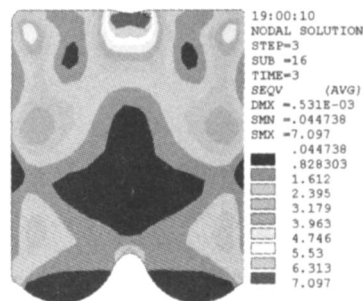


图 5 综合等效应力云图

Fig 5 SEQV

图 6为密封圈剪切应力分布图,在内侧和外侧凹圆部分所受的剪切作用都很大,非压力侧的两个凸圆所受的剪切作用最大,其数值的分布范围在 -2.37~2.403 MPa。负值表示剪切应力值与 xy 平面的正方向相反。剪切作用很容易使密封圈发生撕裂破坏。

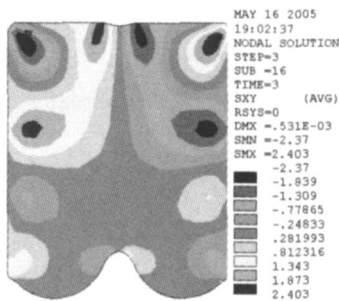
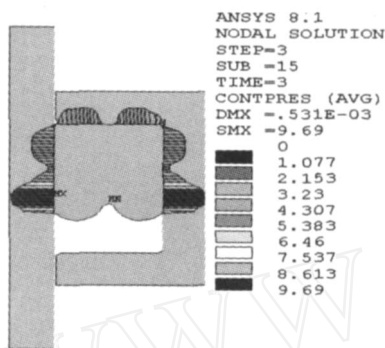
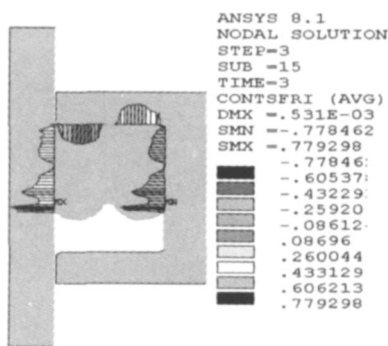


图 6 剪切应力云图  
Fig 6 Shearing stress

图 7 是静压接触应力和摩擦应力图,可以看到,它们都是内外侧对称分布,最大值都出现在压力侧内侧面凸圆与往复轴接触的面上,此密封段的最大接触应力大于工作压力,说明密封性能很好,但接触应力大时,对密封件的磨损也严重。



(a) 接触应力图



(b) 摩擦应力图

图 7 静压接触应力和摩擦应力图

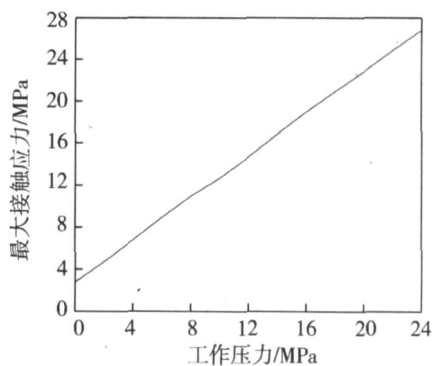
Fig 7 Contact and friction stress

### 3.1.2 工作压力改变时

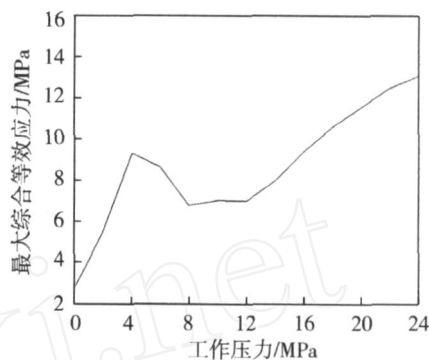
图 8 是所有结构参数均不变,只改变工作压力  $P$  ( $P=0 \sim 24$  MPa) 时,工作压力与最大接触应力的关系曲线。

可以看到,最大接触压力与工作压力呈线性关系,最大接触压力随工作压力的增大而增大,且始终大于工作压力,满足密封要求,并与静压密封时的理

论曲线完全吻合。



(a) 最大接触应力



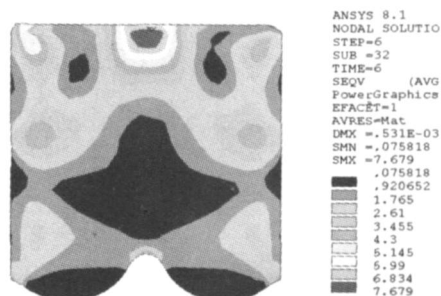
(b) 最大综合等效应力

图 8 工作压力与最大接触应力和最大综合等效应力关系

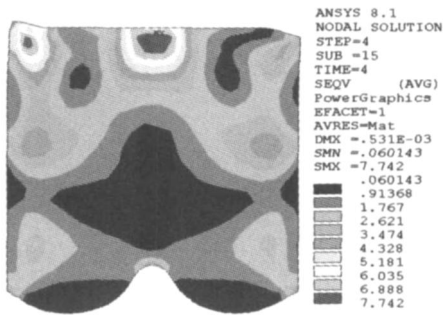
Fig 8 Press vs the most contact press and the most SEQV

最大综合等效应力的变化分为两个阶段:第一阶段是  $0 \sim 12$  MPa;第二阶段  $12 \sim 23$  MPa。

在第一阶段中,最大综合等效应力随着工作压力的增加先增加后减小,但密封圈上的应力最大值始终在非压力侧凹圆弧的中点处,如图 9 所示。当工作压力为 8 MPa 时,在密封圈非压力内侧与往复轴之间开始出现挤出现象,挤出处的应力值开始升高 [图 9 (a)];随着工作压力的逐渐升高,密封间隙处密封圈的挤出量也随着增大,且挤出处的综合等效应力也增大。当工作压力为 12 MPa 时,密封圈挤出部分与非压力侧凹圆弧中点处的最大综合等效应力数值相等 [图 9 (b)]。



(a) 工作压力 8 MPa



(b) 工作压力 12 MPa

图 9 工作压力为 8 MPa 和 12 MPa 时的综合等效应力图

Fig 9 SEQV at 8 MPa and 12 MPa

在第二阶段,综合等效应力最大值一直处在密封圈的间隙挤出部分,并随着工作压力增加而增大。图 10 是工作压力为 23 MPa 时的综合等效应力云图,此时最大值为 12 089 MPa。由于该处产生了很大的应力集中,故容易造成密封圈的破坏。

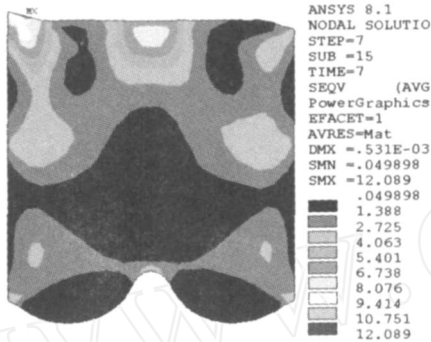


图 10 工作压力 23 MPa 时的综合等效应力图

Fig 10 SEQV at 23 MPa

图 11 为 5 种工作压力下,非压力侧的内侧凸圆各节点(即节点 1 到节点 30)的剪切应力分布图。可以看出,在工作压力 < 6 MPa 时,它们的最大值在凹圆(节点 1 附近)处;随着压力的升高,挤出量的增大,剪切应力也增大,并且其最大值转移到了密封件的挤出间隙处,即节点 15 附近。

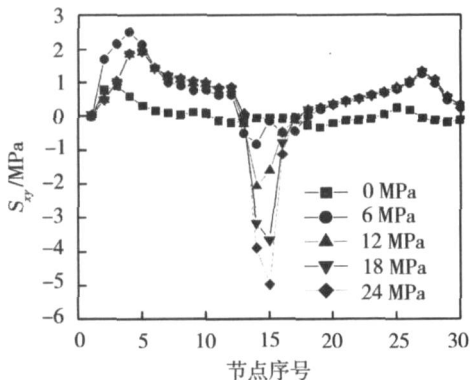


图 11 各节点剪切应力分布图

Fig 11 Shearing strength of node

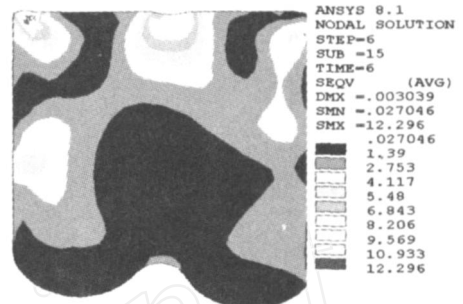
从上面的分析来看,静压工作状态时,密封圈内

部的各种应力都是内、外侧对称分布,高应力区多数是在密封圈非压力侧的凹圆和间隙挤出处,说明这两处将是密封圈静压状态下容易发生破坏的地方。

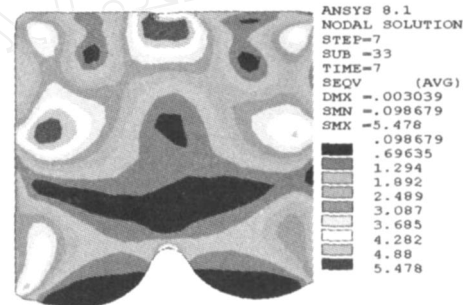
### 3.2 往复工作状态

主要模拟分析密封机构处在工作压力为 7 MPa 往复轴上行(沿 y 轴正方向运行)或下行(沿 y 轴负方向运行)时的各种工作应力状态。

图 12 是往复轴上行和下行时密封圈的综合等效应力图。从图 12(a)中可以看到,密封圈的综合等效应力分布不均匀,其最大值发生在挤出处 12 296 MPa;从图 12(b)可以看到往复轴下行时,最大值为 5 491 MPa,有两处且面积较大,但此数值比上行时的小得多。



(a) 上行

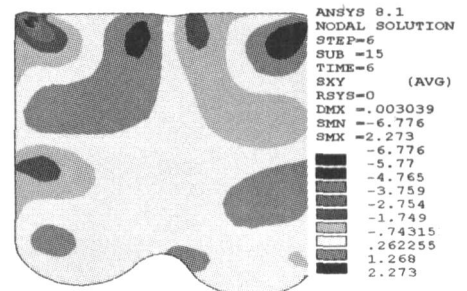


(b) 下行

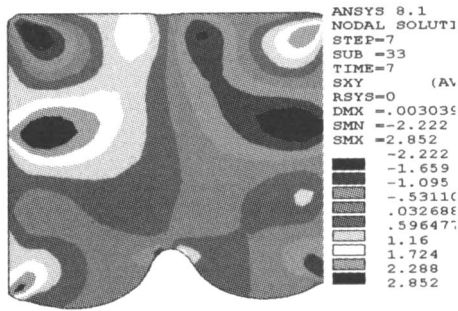
图 12 上行和下行时综合等效应力图

Fig 12 SEQV of tripping up and down

图 13 是往复轴上、下行时的剪应力分布图。从图中看到上行时,非压力侧的内侧凸圆受剪切作用最大,数值为 -6 776 MPa;下行时,剪切应力减小,最大值出现在密封件内侧凹圆部分,值为 2 852 MPa。



(a) 上行

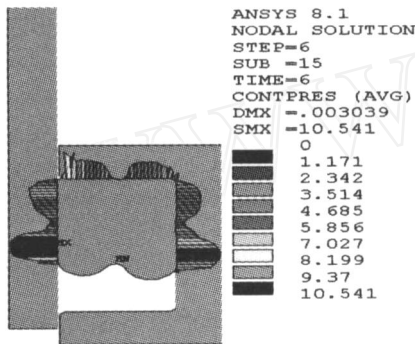


(b) 下行

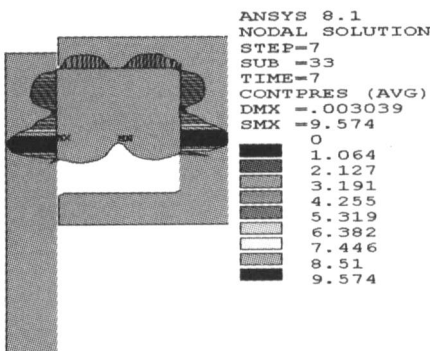
图 13 上行和下行时剪应力分布图

Fig 13 Shearing strength of tripping up and down

图 14是上、下行时的动接触应力图。可以看到不论是上行还是下行,都是内侧接触应力略大于外侧,且最大值都出现在主密封段,上行最大值为 10.541 MPa,下行最大值为 9.574 MPa。从接触应力分布来看,下行时内、外侧接触应力的分布比较对称,而上行时,内外侧应力分布差异较大,尤其是在靠近密封间隙处,应力等值线不垂直于接触表面,这也反映了该处有挤出的趋势了。



(a) 上行



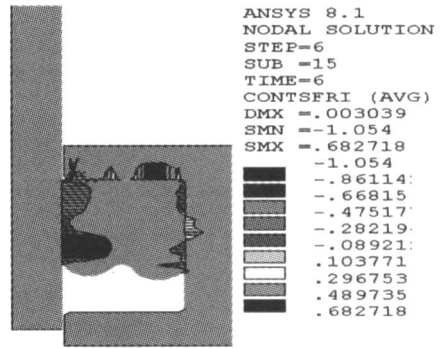
(b) 下行

图 14 上行和下行时动接触应力图

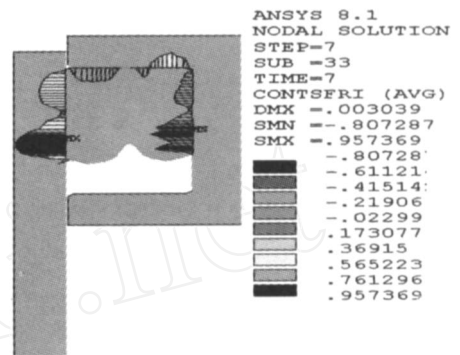
Fig 14 Contact stress of tripping up and down

图 15是上行和下行时的滑动摩擦应力图。图 15(a)表明沿接触表面应力值不同,内侧应力明显大

于外侧,尤其是靠近密封间隙的位置;图 15(b)表明应力分布几乎与它对应的接触应力分布一致,不同的是摩擦应力有些值为负。



(a) 上行



(b) 下行

图 15 上行和下行时滑动摩擦应力图

Fig 15 Friction stress of tripping up and down

图 16是主密封段上 40、41、42 三个节点的接触应力随时间的变化情况图。横坐标上,时间在 0 ~ 1 区间是密封圈处在预压缩状态下。时间 1 ~ 2是加压到 7 MPa。时间 2 ~ 22是模拟一个往复运动周期,其中时间 2 ~ 8是往复轴上行 0 ~ 5 mm,时间 8 ~ 17往复轴下行 5 ~ -5 mm,时间 17 ~ 22往复轴上行 -5 ~ 0 mm。从时间 22以后,开始下一个循环周期。

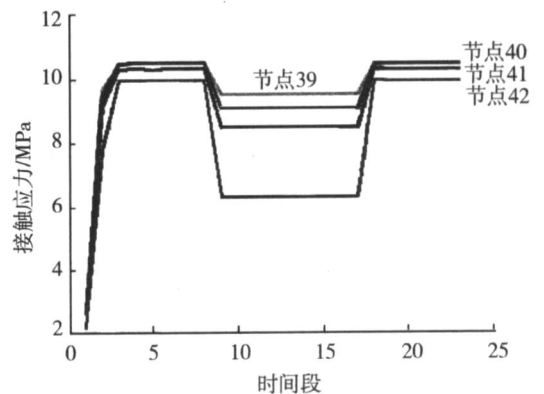


图 16 不同节点接触应力随时间的变化情况

Fig 16 Contact stress of different nodes vs time

从主密封段各节点接触应力值的变化来看,在一个往复周期内,上行、下行的接触应力随时间变化呈直线,只有在往复轴运动方向发生变化时,接触应力值有阶跃性的变化。因此,可以认为往复轴运动的行程对密封最大接触应力没有影响。

从往复运动的分析来看,密封圈上高应力区仍然是在非压力侧的内侧凹圆处以及密封间隙部分,但是密封圈内部应力分布不再像静压工作状态呈对称分布,表现为内侧的应力明显大于外侧;上行时的应力值比下行时大,这是由于橡胶材料有类似于流体的性质,在工作压力的作用下,橡胶材料有向上运动的趋势;往复轴上行与工作压力方向相同,橡胶材料在摩擦力作用下,增强了密封材料向间隙处流动,造成了非压力侧的内侧凸圆部分的应力集中;往复下行时,与工作压力方向相反,就削弱了橡胶材料向间隙处的流动,因此下行时的应力分布发生了改变,同时也降低了应力值。

#### 4 结论

(1)在静压工作状态下,当密封间隙不变、工作压力从 0 增加到 24 MPa 时,综合等效应力的最大值随工作压力的增加呈现出先增大后减小再增大的趋势,同时应力分布也发生变化;工作压力为 8 MPa 时,密封圈在间隙处发生挤出,挤出前,密封圈内外侧的内部应力呈对称分布;工作压力超过 12 MPa 时,最大值从非压力侧凹圆转移到密封挤出处。

(2)在往复运动工作状态下,当密封间隙不变、工作压力为 7 MPa 时,内部应力值比静态时的明显增大,其上行时的数值大于下行,且分布十分不均匀,内侧大于外侧。

(3)在往复运动工作状态下,主密封段接触应力值的大小几乎不受往复轴所处的位置影响,但与往复轴的运动方向有关,即只要往复轴运动方向不发生改变,接触应力值就几乎不改变。此外,上行时的接触应力大于下行时的接触应力。

(4)通过对 X 形丁腈橡胶密封圈的静压工作状态以及往复工作状态的有限元分析得出:无论何种工作状态,其高应力区均分布在密封圈非压力侧凹圆处或间隙挤出处。

#### 参考文献

- 1 张俭. 固体火箭发动机的密封问题初探. 见:中国宇航学会推进技术会议论文集, 1997
- 2 赵志正. 决定橡胶密封能力的几个因素. 世界橡胶工业, 2001; 28(5): 31~37
- 3 杜天恩. 高压液体火箭发动机新结构密封. 推进技术, 2000; 21(4): 1~3
- 4 朱梅骥. 弹性 O 形圈密封技术. 机械工程, 2000; 24(4): 1~2

(编辑 李洪泉)