

U-E 密封设计研究

马 莹, 王 良

(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 基于 ABAQUS 平台建立了发动机燃气摇摆装置——推力室对接法兰处用 U-E 密封有限元模型, 采用 ABAQUS/Standard 模块隐式算法求解了 U-E 密封与法兰副相接触时, U-E 密封环结构参数; 主、副密封唇压缩量发生变化时, 压缩量与密封环等效 Mises 应力、塑性应变和接触压强之间的关系等。由此得到了 U-E 密封材料选择准则与密封结构设计准则, 采用该设计准则设计、制造的 U-E 密封通过了 37.5 MPa 液压强度和 25 MPa 高压气密试验。试验结果表明: U-E 密封设计准则正确、合理、适用, 密封性能满足使用要求。

关键词: U-E 密封; 密封性能; 结构设计; 设计准则

中图分类号: V261-34 文献标识码: A 文章编号: 1672-9374 (2015) 03-0066-07

Design research of U-E-type metal sealing

MA Ying, WANG Liang

(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: The finite element model of a U-E-type metal sealing used between engine gas swing device and thrust chamber mating flange is established based on ABAQUS software. Using The implicit algorithm of ABAQUS standard module is adopted to solve the structural parameter of U-E-type metal sealing ring being in contact with the flange pairs, and the relation among Von Mises stress, plastic strain and contact pressure intensity when the lip compression of the main sealing and the side sealing is changed. The criteria of selecting material and designing sealing structure of U-E-type metal sealing were obtained on the basis of the above measures. The new U-E-type metal sealing produced in abiding by the design criteria has passed 37.5 MPa hydraulic pressure test and 25 MPa tightness test. The result shows the criteria is reasonable and practicable, and the sealing performance of U-E-type metal sealing ring meets the application requirements.

Keywords: U-E-type metal seal; sealing performance; structure design; design criteria

收稿日期: 2014-10-13; 修回日期: 2015-02-19

作者简介: 马莹 (1986—), 女, 硕士, 研究领域为液体火箭发动机密封研究与设计

0 引言

俄罗斯 PD-170 火箭发动机中使用了 U-E 密封。该密封在火箭飞行过程中工作稳定, 性能优异, 发挥了有效密封作用。U-E 密封属于双道自紧式密封结构, 可在高温、高压环境中工作, 结构稳定性和加工工艺性好, 安装拆卸方便。

在某新型液体火箭发动机研制中, 我国首次在发动机燃气摇摆装置与推力室对接法兰处使用了 U-E 双道自紧式密封。

1 密封设计要求

密封环工作环境为富氧燃气, 工作压力为 25 MPa。具体设计要求见表 1。

表 1 U-E 密封设计要求

Tab. 1 Design requirements of U-E- type metal sealing	
项目内容	设计要求
工作压力/MPa	25
工作温度/℃	320~400
允许泄漏率/(Pa·m ³ ·s ⁻¹)	≤1×10 ⁴
工作介质	富氧燃气
法兰接口内径/mm	495
允许法兰分离量/mm	0.05
使用要求	重复使用 10 次
	累积工作时间 2 h

2 密封结构和工作原理

U-E 密封结构示意图见图 1。U-E 密封由变厚度的两对主、副密封唇, 支撑环, 导流孔等组成。主密封唇构成第一道密封, 副密封唇构成第二道密封, 两道密封均为自紧式密封。主密封唇压缩量大于副密封唇, 密封唇压缩量由支撑环限定以免密封唇受压变形, 均布在支撑环上的导流槽用于平衡主、副密封之间的泄漏压力, 导流孔用于平衡副密封唇前的泄漏压力。

U-E 密封工作原理: 静态时, 通过力矩扳手拧紧法兰螺栓, 使主、副密封唇与支撑环贴合, 此时密封唇均为弹性压缩, 从而建立起初始密封

比压; 工作时, 主密封唇比压因自密封效应而增大, 当第一道密封发生单边介质泄漏时, 介质流经支撑环上的导流槽, 介质压力通过导流孔达到平衡以免副密封唇单侧承压过大, 引起密封失效, 同时第二道密封前腔体压力上升, 因自密封效应, 两个副密封唇比压同时增大, 最终实现双道自紧式密封。

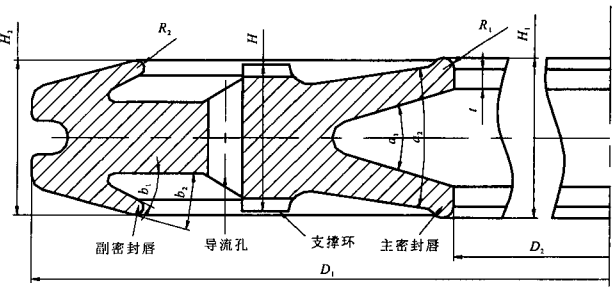


图 1 U-E 密封结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of U-E-type metal sealing

3 仿真模拟

U-E 密封设计仿真采用 ABAQUS 软件平台进行仿真计算。ABAQUS 软件平台包含两个求解模块, 即 ABAQUS/Standard 和 ABAQUS/Explicit 模块。ABAQUS/Standard 模块用于求解广泛领域的线性与非线性课题, 在非线性分析中过程, 该模块可自动选择相应载荷增量和收敛因子, 也能不断调整这些参量, 以获得精确结果。ABAQUS/Explicit 模块适用于模拟仿真短暂、瞬态事件, 如冲击和爆炸力学问题研究。本文采用 ABAQUS/Standard 模块隐式算法求解 U-E 密封与法兰副相接触时, U-E 密封环结构参数; 主、副密封唇压缩量发生变化时, 压缩量与密封环等效 Mises 应力、塑性应变和接触压强之间的关系等。

3.1 基本假设

材料各向同性, 不考虑机械加工导致的材料表面硬化、粗糙、残余应力等因素; 以 U-E 密封环 (GH145) 和法兰副 (GH202) 400 ℃热物性参数作为仿真输入, 不考虑温度变化对密封的影响; 法兰均匀预紧, 即每个螺栓所施加的载荷大小相同; 摩擦边界条件采用常摩擦条件, 服从库伦摩擦模型, 摩擦系数取 $\mu=0.149^{[1]}$ 。

3.2 仿真模型与网格划分

U-E 密封是环形轴对称结构, 施加的载荷和约束也具有轴对称性。仿真时取四分之一模型进行模拟即可, 采用 ABAQUS/Standard 模块隐式算法进行仿真计算。对主、副密封唇及靠近密封唇的法

兰副区域采用较为密集的细网格划分, 以提高计算精度; 剩余区域采用粗网格划分来提高计算效率。

3.3 热物性参数

U-E 密封环材料和法兰密封副在 400 ℃ 下的热物性参数见表 2。

表 2 材料的热物性参数

Tab. 2 Thermophysical parameters of GH145 and GH202

材料	弹性模量 E/GPa	泊松比 μ	屈服应力/MPa	抗拉强度/MPa	延伸率/%
密封环 (GH145)	194.2	0.29	933	1 331	22.7
法兰副 (GH202)	216	0.3	490	830	16

3.4 控制方程

在仿真计算中, 法兰副材料使用弹性本构模型, 密封环材料采用弹塑性本构模型, 接触计算采用单面接触模型^[2-3]。三维弹塑性接触模型控制方程为:

平衡方程

$$d\sigma_{ij} + db_i = 0 \quad (1)$$

几何方程

$$d\epsilon_{ij} = \frac{1}{2} (du_{ij} + du_{ji}) \quad (2)$$

弹塑性本构模型

$$d\sigma_{ij} = D_{ijkl} (d\epsilon_{kl} + \epsilon_{kl}^p) \quad (3)$$

Von Mises 屈服准则

$$F(\sigma_{ij}, k_0) = \frac{1}{6} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2] - \frac{1}{3} \sigma_s^2 = 0 \quad (4)$$

Von Mises 流动准则

$$d\epsilon_{ij}^p = d\lambda \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}} \quad (5)$$

Von Mises 硬化准则

$$F(\sigma_{ij}, k) = f - k = \frac{1}{2} S_{ij} - \frac{1}{3} \sigma_s^2 (\bar{\epsilon}^p) \quad (6)$$

单边接触准则

$$\epsilon_n^{(\Omega_1)} - u_n^{(\Omega_2)} + \delta \geq 0 \quad (7)$$

$$P_n \leq 0 \quad (8)$$

$$P_n \epsilon \leq 0 \quad (9)$$

位移边界条件

$$du_i = du_i \quad (10)$$

3.5 数值仿真过程

图 2 是数值仿真流程框图。研究密封环与法兰副相互接触时, 需进行静力平衡、几何变形、物理关系之间的分析研究^[4-9], 仿真计算公式为: 平衡微分方程公式(1), 几何方程公式(2), 物理方程公式(3)~公式(10)。仿真计算时, 首先, 在 Model Property 中输入 U-E 密封环和法兰副材料的热物性参数 (见表 2) 和应力、应变关系, 即弹塑性本构方程公式 (3); 其次, 给模型施加位移载荷, 上法兰向下移动, 使 U-E 密封环处于预紧状态, 其余方向不加载荷, 保持固定, 边界条件为位移边界条件公式 (10); 最后, 进行仿真计算, 公式 (4)~公式 (6) 用于评判材料是否处于塑性变形状态, 公式 (7)~(9) 评判密封环与法兰副是否发生接触, 进行主、副密封唇结构设计和主、副密封唇压缩量确定仿真计算。

4 仿真模拟结果

通过仿真计算, 最大等效 Mises 应力和塑性应变 (PEEQ) 均出现在 U-E 密封主密封唇处, 不同压缩量下的最大等效 Mises 应力、PEEQ 和最大接触压强见图 3。

在弹性应变范围内, 增大密封环压缩量, 可提高密度环密封性能, 还可减小加工、安装及法兰分离等因素对密封的影响。根据上述分析, 选取主密封唇压缩量为 0.8 mm, 副密封唇压缩量为 0.4 mm。

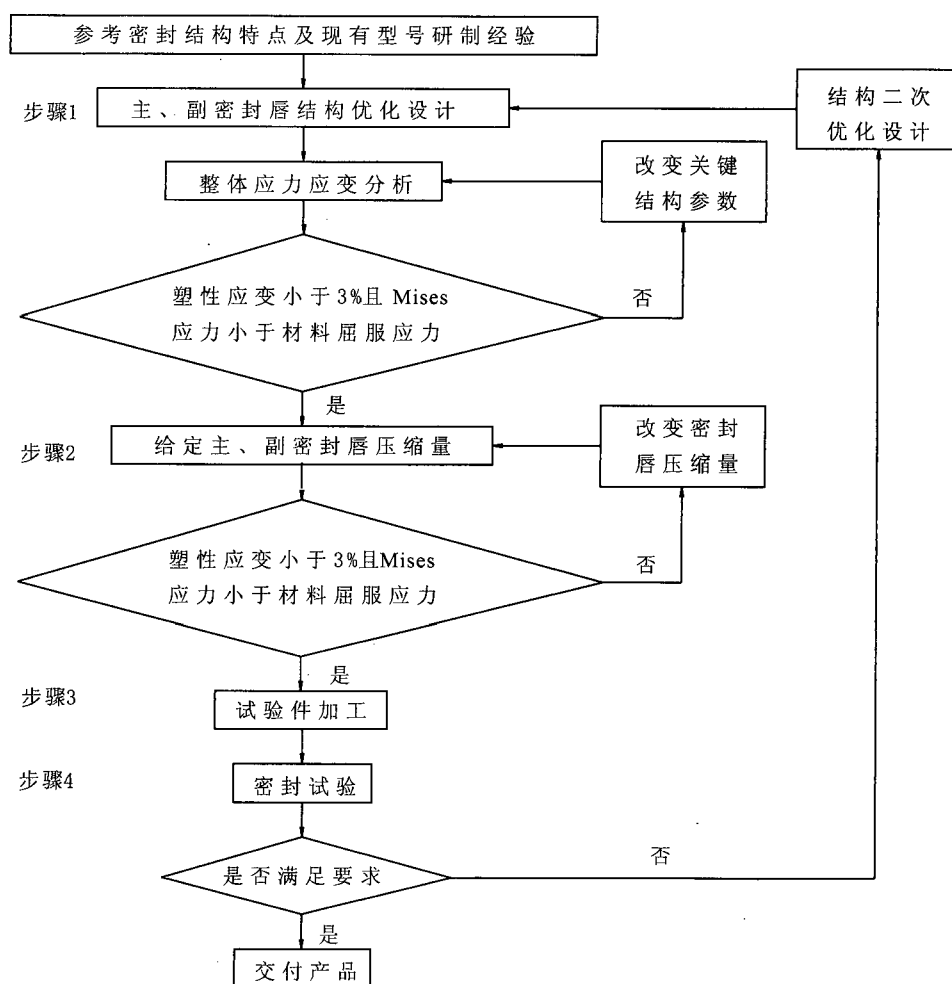


图2 U-E 密封仿真模拟流程框图

Fig. 2 Simulation flow chart of U-E-type metal sealing

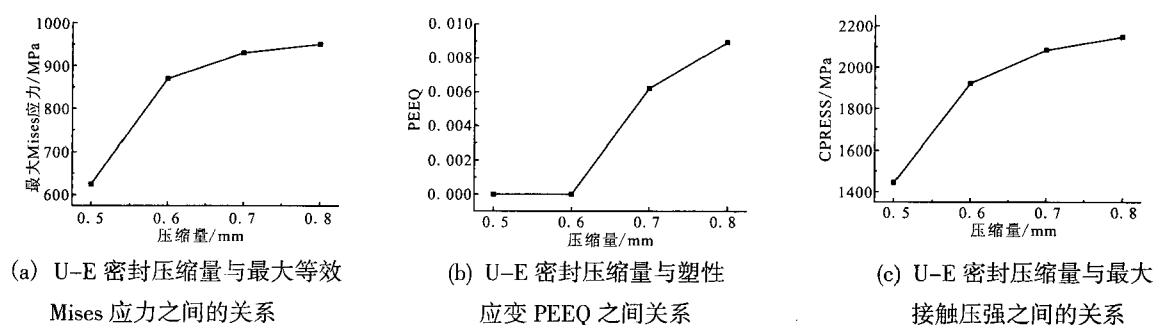


图3 U-E 密封压缩量与其性能关系曲线

Fig. 3 Relation curves of compression value and performance of U-E-type metal sealing

5 U-E 密封设计规范

5.1 密封材料选择准则

U-E 密封材料是依据密封介质和密封工作温度选取的。密封介质为富氧燃气, 温度为 320~

400 ℃, 密封环基体材料在高温下需具有良好的耐腐蚀和抗氧化性能。GH145 的 Ni+Co 含量 $\geq 70\%$, 是以 γ' 相时效强化镍基高温合金, 800~980 ℃具有良好的耐腐蚀性和抗氧化能力, 540 ℃以下具有良好的耐松弛性能, 400 ℃下的抗拉强

度 σ_b 为 1 200 MPa, 屈服强度 σ_s 为 900 MPa。GH145 机加工、成型和焊接性能良好^[10], 其力学性能参数见表 3。根据 GH145 合金材料常

温、高温力学性能参数, 介质性能数据以及密封工作环境条件, 选择 GH145 作为密封环材料。

表 3 GH145 力学性能参数
Tab. 3 Mechanics performance parameters of GH145

材料	屈服应力/MPa	抗拉强度/MPa	延伸率/%	断面收缩率/%	高温 730±3 ℃、持久应力≥365 MPa	
					断裂时间/h	断后伸长率/%
GH145	1 108	1 357	20	52	>1.5	>7

5.2 密封结构设计准则

主密封唇高度 H_1 、副密封唇高度 H_2 、支撑环高度 H 之间的关系为:

$$H_1 > H_2 > H \tag{11}$$

主密封唇与支撑环轴向高度差

$$\Delta H_1 = MX_1 \tag{12}$$

式中 MX_1 为第一道密封压缩量。

副密封唇与支撑环轴向高度差

$$\Delta H_2 = MX_2 \tag{13}$$

式中 MX_2 为第二道密封压缩量。

密封压强比 κ , 计算公式为:

$$\kappa = \frac{P_c}{P_w} \tag{14}$$

式中: P_c 为接触压强, P_w 为工作压强。

密封环表面抛光后表面电镀或喷涂银、铜等

金属材料, 以提高密封效能。

密封环材料强度

$$s = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \tag{15}$$

式中: $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 分别为 x, y, z 轴方向上的主应力。

5.3 U-E 密封内外径设计准则

根据表 1 U-E 密封安装接口内径 D 为 495 mm。仿真过程发现 U-E 密封环在预紧过程中, 由于弹性力作用, 密封环会在径向向内延伸; 当密封环内径 D_2 为 $\Phi 500$ mm 时, U-E 密封环不会与法兰内径发生接触。密封环径向宽度决定了其外径 D_1 为 $\Phi 550$ mm。U-E 密封环内径计算公式为:

$$D_2 = D + 5 \text{ mm} \tag{16}$$

U-E 密封环关键结构参数取值范围见表 4。

表 4 U-E 密封环关键结构参数取值范围

Tab. 4 Value range of key structure parameters of U-E-type metal sealing

关键结构参数	R_1/mm	t/mm	$\alpha_1/(\text{^\circ})$	$\alpha_2/(\text{^\circ})$	R_2/mm	$\beta_1/(\text{^\circ})$	$\beta_2/(\text{^\circ})$	D_1/mm	D_2/mm
合理范围	0.4~0.7	1.5	20	10	0.4~0.5	27~19	24~20	500	550

6 U-E 金属密封制造工艺

U-E 密封制造工艺流程框图见图 4。

7 U-E 密封试验

U-E 密封通过了液压强度和高压气密试验。液压强度与高压气密试验系统原理图见图 5 和图 6。液压强度试验时, 试验压力为 U-E 密封工作

压力的 1.5 倍, 即 37.5 MPa, U-E 密封无泄漏; 液压强度试验结束后, 不拆除试验装置, 随即进行气密试验, 试验压力为 U-E 密封工作压力, 即 25 MPa, U-E 密封无泄漏; 最后进行 U-E 密封寿命试验, 考察密封环重复使用次数, 经过 10 次压力为 25 MPa 气密循环试验后, 发现密封工作可靠, 介质无泄漏。U-E 密封设计满足使用要求, 上述试验结果见表 5。

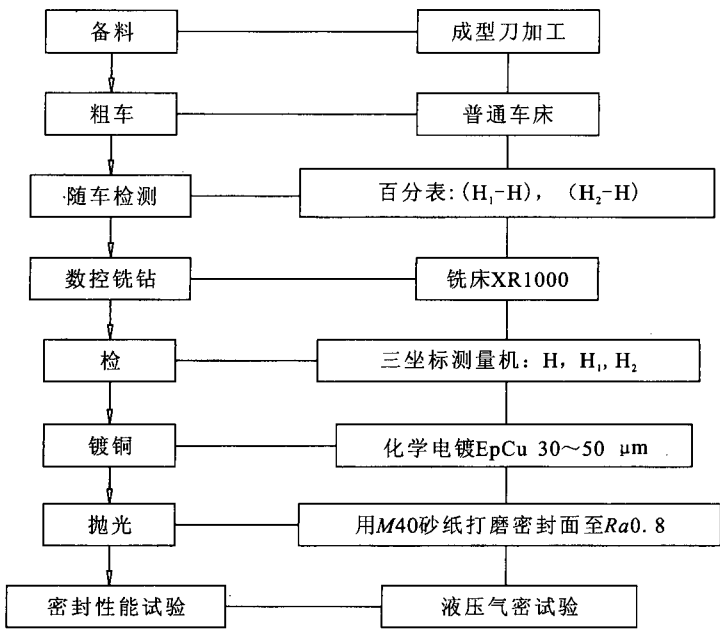
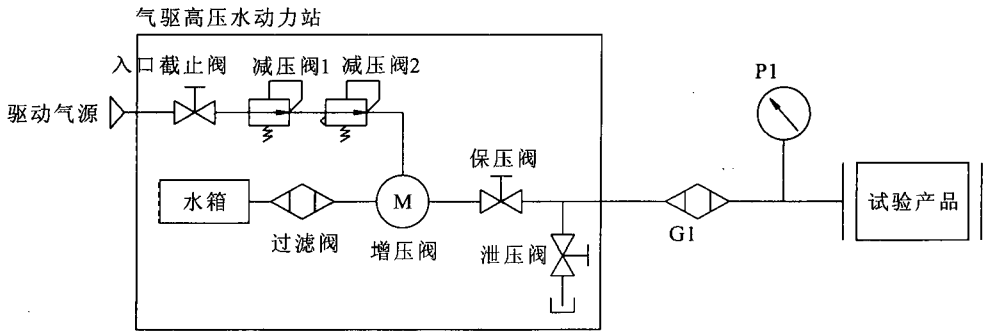


图 4 U-E 密封制造工艺流程框图

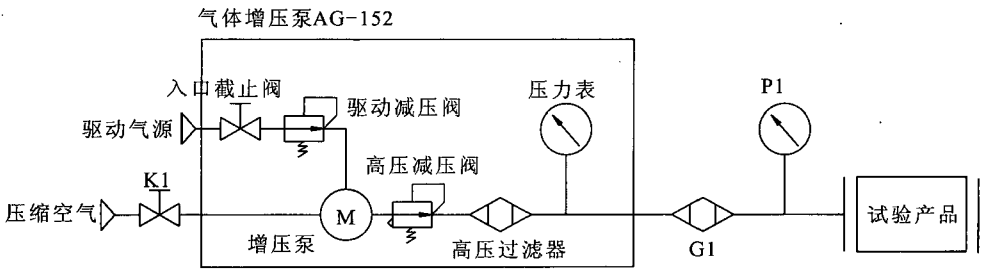
Fig. 4 Flow chart for manufacturing process of U-E-type metal sealing



G₁-液体过滤器 (≥400 目); P₁-压力传感器 (0.25 级/0~40 MPa)

图 5 U-E 密封液压强度试验系统原理图

Fig. 5 Schematic diagram of hydraulic test system for U-E-type metal sealing



K₁-手动截止阀; G₁-气体过滤器 (≥800 目); P₁-压力传感器 (0.25 级/0~40 MPa)

图 6 U-E 密封高压气密试验系统原理图

Fig. 6 Schematic diagram of tightness test system for U-E-type metal sealing

表 5 U-E 密封试验结果
Tab. 5 Test result of U-E-type metal sealing

试验项目		试验压力/MPa	保压时间/min	试验结果
液压试验	第一道密封性	37.5	10	无泄漏
气密试验	第一道密封性	25	5	无泄漏
寿命试验	整体密封性	25	5	无泄漏

由表 5 可见，U-E 密封试验结果满足表 1 设计要求。

8 结论

基于 ABAQUS 仿真计算平台，采用 ABAQUS/Standard 模块隐式算法求解了 U-E 密封与法兰副相接触时，U-E 密封环结构参数；主、副密封唇压缩量发生变化时，压缩量与密封环等效 Mises 应力、塑性应变和接触压强之间的关系等。由此得出了自紧式 U-E 密封材料选择准则与结构设计准则。采用该准则设计、制造的 U-E 密封通过了 37.5 MPa 液压强度和 25 MPa 高压气密试验。试验结果表明：U-E 密封设计准则正确、合理、适用，密封性能满足使用要求。

参考文献：

[1] 张贵田. 高压补燃液氧煤油发动[M]. 北京: 国防工业出版社, 2005.
[2] 张洪武. 参变变分原理与材料和结构力学分析[M]. 北

京: 科学出版社, 2010.
[3] 陈红火. Marc 有限元分析教程 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
[4] PHILLIPS D R, WINGATA R J. Seal joint analysis and design for the ares-I upper stage LOX tank, AIAA 2011-1721[R]. USA: AIAA, 2011.
[5] PHILLIPS D R, WINGATA R J. Seal analysis for the ares-I upper stage tank manhole covers, AIAA 2010-2783 [R]. USA: AIAA, 2010.
[6] 孙雷. 口径法兰密封设计方法研究[D]. 东营: 中国石油大学(华东), 2008.
[7] 刘刚. 径向密封设计及预紧力分析[J]. 航天器工程, 2000, 9(4): 27-33.
[8] 毛剑锋, 张军辉, 王伟哲, 等. 汽轮机进汽阀 U 型密封高温强度与密封性能分析[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(20): 104-110
[9] KOGUTL E I. Elastic-plastic contact analysis of a sphere and a rigid flat[J]. Journal of Applied Mechanics, 2002, 69(5): 657-662.
[10] Parker Hannifin Corporation. Composite sealing systems division[R]. [S.l.]: Parker Hannifin Corporation, 2014.

(编辑：马 杰)