

高性能旋转动密封环设计研究

庄宿国, 王 良, 常 涛, 杨霞辉
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 基于 ANSYS 软件平台, 对高性能旋转动密封环流场进行了数值仿真分析与计算, 研究了高性能旋转动密封环圆弧槽槽形结构和圆弧槽几何结构尺寸与密封环液膜压力和剪切应力之间的关系, 由此得出了高性能旋转动密封环设计准则, 采用该准则设计、制造的高性能旋转动密封环通过了坦克专用传动系统密封试验台密封性能和密封可靠性试验考核, 试验结果表明, 高性能旋转动密封环满足设计与使用要求。

关键词: 旋转动密封环; 设计; 仿真; 试验

中图分类号: V433-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2016) 01-0044-06

Design research of high-performance rotary sealing ring

ZHUANG Suguo, WANG Liang, CHANG Tao, YANG Xiahui
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Based on ANSYS software platform, numerical simulation analysis of flow field of the high-performance rotary sealing ring is carried out, and the relations among the sizes of the arc groove sulciform structure and arc groove geometric structure, liquid film pressure and shear stress are studied for the high-performance rotary sealing ring. Based on this, the design criterion of high-performance rotary sealing ring was obtained. A high-performance rotary sealing ring made according to the criterion passed the test of sealing performance and reliability on the sealing test-bed for tank's special drive system. The test result shows that the high-performance rotary sealing ring can meet the requirements of product design and application.

Keywords: rotary dynamic sealing ring; design; simulation; test

0 引言

高性能旋转动密封环是流体动力密封部件之一, 其特点是工作压力范围宽、线速度高、摩擦系数小、工作温度范围大和使用寿命长等, 广泛

应用于航空、航天、工程机械、坦克、车辆工程等领域的传动系统中^[1-4]。20 世纪 30 年代, 德国 Simme 发明了世界上第一个用于变速箱旋转轴动密封装置的铁壳牛皮油封, 解决了高速旋转条件下轴的润滑与密封问题, 开创了流体动力密封

收稿日期: 2014-08-05; 修回日期: 2015-08-12

作者简介: 庄宿国 (1986—), 男, 工程师, 研究领域为液体火箭发动机机械密封

技术研究的先河^[5]。迟永斌和王文涛研究了旋转动密封环关键结构参数选取与相互作用关系、工作过程、工作机理以及工作性能等问题, 为流体动力密封系统设计提供了依据^[6]。李涛研究设计出了旋转动密封环试验台, 在该试验台上完成了旋转动密封环密封性能试验, 对静态泄漏量、动态泄漏量和密封温升等进行了测量和分析研究^[7]。传统的旋转动密封环基体一般为四氟填料, 摩擦系数范围为: 0.1~0.14, 工作压力为: 2 MPa, 泄漏量为: 1.5 L/min, 工作寿命一般为: 300 h。随着动力和传动结构系统向着高功率方向的不断发展, 对旋转动密封环的摩擦系数、泄漏量和寿命等技术指标要求越来越高, 传统的旋转动密封环难以满足目前新型动力和传动结构系统对高性能密封的要求, 为此需要开展高转速、低摩擦系数、微泄漏、长寿命高性能旋转动密封环的研究。

1 高性能旋转动密封环设计要求

高性能旋转动密封环基体材料应具备良好的耐磨性和弹性, 能够承受较高的线速度, 工作可

靠, 使用寿命长。高性能旋转动密封环设计要求见表 1。

表 1 高性能旋转动密封环设计要求
Tab. 1 Design requirements of high-performance rotary sealing ring

| 设计内容 | 设计要求 |
|----------------------------|--------------|
| 基体材料 | 应具备良好的耐磨性和弹性 |
| 摩擦系数 | ≤0.05 |
| 线速度/(m·s ⁻¹) | ≥30 |
| 工作压力范围/MPa | 2.0~2.5 |
| 泄漏量/(L·min ⁻¹) | ≤1 |
| 耐磨试验寿命/h | ≥600 |

2 高性能旋转动密封环密封机理与工作原理

2.1 高性能旋转动密封环结构

高性能旋转动密封环结构见图 1。

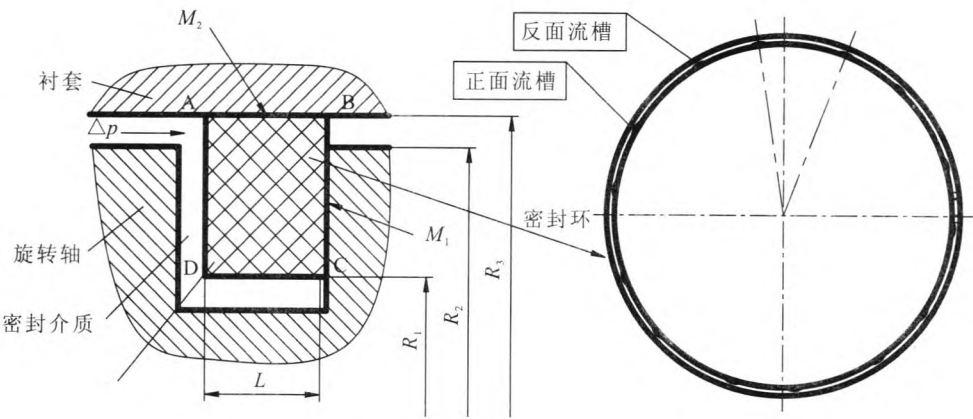


图 1 密封环工作原理示意图
Fig. 1 Working principle of sealing ring

传动装置系统工作时, 衬套静止, 旋转轴相对衬套转动, 旋转动密封环安装于旋转轴的凹槽内, 依靠其自身弹力使其外圆柱面紧贴衬套的内圆柱面, 从而起到密封的作用^[8-10]。密封环左侧面 AD 受工作压力作用, 使其右侧面 BC 与密封环凹槽右侧贴紧, 形成第一道密封面, 称之为主密封

面; 工作介质作用于密封环内圆柱面 CD, 使密封环向着径向外侧涨开, 密封环外圆柱面 AB 被其内圆柱面 CD 上的压力压紧在衬套的内圆柱面上, 形成第二道密封面, 称之为辅助密封面。

2.2 流体动密封润滑机理

在高速、高压工况下, 旋转动密封环摩擦副

之间发生相对运动,端面刻有圆弧槽的旋转动密封环在流体中运动时,可产生逆流泵送效应,该效应可使润滑流体膜产生压力,该压力可以起到承受外来载荷、避免摩擦副相互接触,从而减少摩擦、延长摩擦副使用寿命的作用。流体动密封动压润滑膜工作原理示意图见图2。

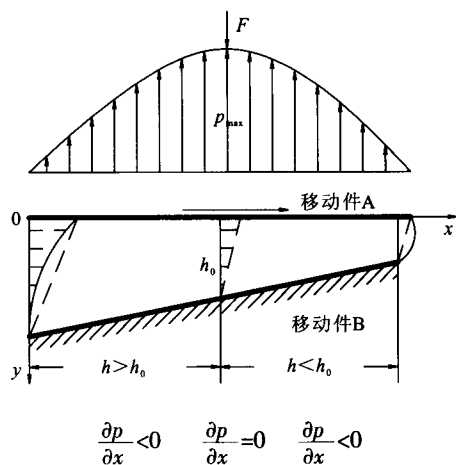


图2 流体动压润滑示意图

Fig. 2 Schematic of hydrodynamic pressure lubrication

在图2中, h 为两板进出口间隙; h_0 为两板中间间隙; p 为油膜压力; F 为外载荷力。由图2可见: 当A, B两板不平行时, 两板之间的间隙沿速度方向呈收敛楔形状, 那么润滑油进口处的间隙 $h > h_0$, 润滑油出口处的间隙 $h < h_0$; 当板A以速度 v 运动时, 若进油口与出油口各油层的速度分布如虚线所示, 则进油多出油少, 由于润滑油是不可压缩的, 因此两板间的润滑油将受到挤压而产生压力, 该压力迫使入口处进油速度降低, 出口处排油速度加快, 由此形成了如图2中实线所示的速度分布曲线, 使得进油量与出油量达到了平衡状态, 同时楔形间隙中形成的油膜压力与外载荷力也达到了平衡状态, 从而实现了密封。润滑油压力分布如图2上部曲线所示。该压力分布是由端面刻有圆弧槽的旋转动密封环在流体中运动产生的逆流泵送效应而形成的。

3 高性能旋转动密封环数值仿真模拟

旋转动密封环通常采用端面开槽结构, 利用

各种形状密封面流体槽, 形成局部热变形, 产生流体动力楔效应, 即所谓的流体逆流泵送效应, 从而使密封环具有流体动压承载能力。本文研究的高性能旋转动密封环端面流体槽为圆弧形流体槽结构, 圆弧形流体槽具有逆流泵送效应, 密封环边缘可得到良好冷却, 具有排除介质杂质的能力, 旋转动密封环工作可靠。

采用 ANSYS 软件平台, 对高性能旋转动密封环流场进行数值仿真分析与计算, 数值仿真流程图见图3。

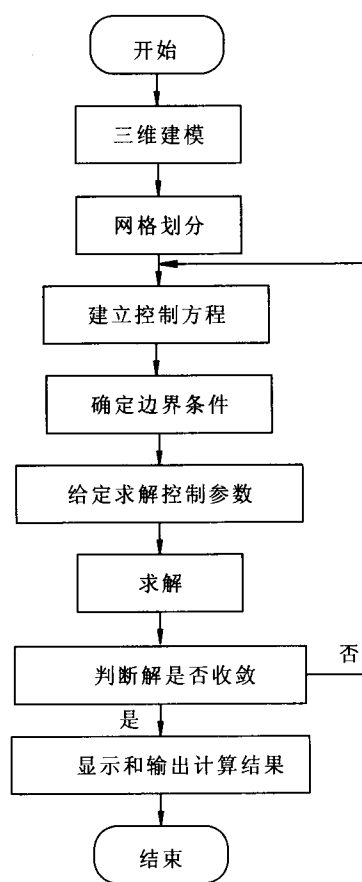


图3 旋转动密封环流场数值仿真与计算流程框图

Fig. 3 Numerical simulation and calculation for flow field of rotary sealing ring

采用 ANSYS-Mesh 模块进行网格划分, 网格形式为非结构化网格, 为了精确捕捉槽型区域的流场特征, 对槽型区域网格进行加密处理, 网格总数量为 361956, 仿真模型网格划分见图4。

网格划分完成后, 采用 CFX 软件进行数值

计算, 研究高性能旋转动密封环圆弧槽槽形结构和圆弧槽几何结构尺寸与密封环液膜压力和剪切应力之间的关系, 根据控制方程, 确定压力入口和压力出口处边界条件; 根据实际工况, 压差设

置为: 2.5 MPa, 采用标准 k-ε 湍流模型, 输送介质为油, 温度为: 25 °C, 液膜转速设为: 5000 r/min, 近壁面处选用标准壁面函数, 壁面边界采用无滑移边界条件。

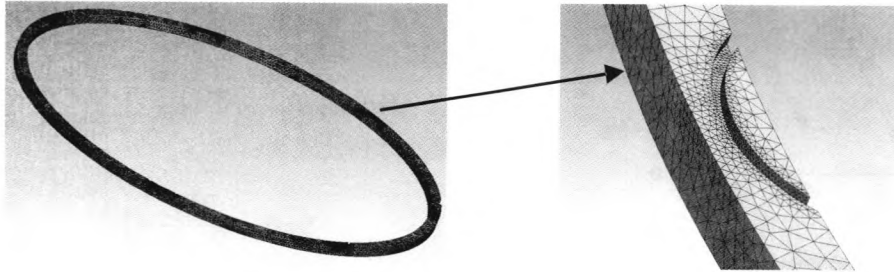


图 4 网格划分

Fig. 4 Mesh generation of rotary sealing ring

3.1 基本方程

仿真过程采用动压润滑理论, 假设两平板被润滑油隔开, 层间相对滑动运动引起剪切流, 在运转过程中油压的变化与润滑油的黏度、表面滑动速度和油膜厚度的变化有关。

动压润滑原理是假设两平板完全被润滑油隔开, 板 A 以速度 v 沿 x 方向运动, 板 B 静止不动。

从油膜中取出一微单元体, 设 p 为单元体的压力; τ 为单元体上面的切应力。根据其 x 方向力的平衡条件, 得:

$$p dy dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \right) dy dz + \tau dx dz - \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) dx dz = 0 \quad (1)$$

整理后得:

$$u = \frac{\partial p}{2\eta \partial x} y^2 + c_1 y + c_2 \quad (2)$$

式中 c_1 和 c_2 为积分常数, 可由边界条件确定。

由边界条件 $u|_{y=0}=v$, $u|_{y=h}=0$ 可得出:

$$u = \frac{v}{h} (h-y) + \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - h)y \quad (3)$$

式中: h 为两平板的间隙; η 为润滑油的黏度。

由式 (3) 可知, u 由 2 部分组成: 第一项表示速度呈线性分布, 这是由油层间相对滑动运动引起的剪切流; 第二项表示速度呈抛物线分布, 这是由压差形成的压力流。

单位时间内流经两平板间任意剖面的单位宽度流量:

$$q_x = \int_0^h u dy = \frac{v}{2} h - \frac{1}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} h^3 \quad (4)$$

设油膜最大压力 p_{\max} 处的间隙为 h_0 (即 $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$ 时, $h=h_0$), 在该剖面上

$$q_x = \frac{v h_0}{2} \quad (5)$$

连续流动时, 各剖面的流量相等, 因此得出:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta v \frac{h-h_0}{h^3} \quad (6)$$

式(6)为一维雷诺动力润滑方程式, 它描述了油膜压力沿 x 方向的分布规律, 即油压的变化与润滑油的黏度、表面滑动速度和油膜厚度的变化有关。

3.2 仿真结果

高性能旋转动密封环圆弧形流体槽与密封环液膜压力和剪切力之间的关系见图 5, 由于圆弧形槽动压楔效应所致, 即所谓的逆流泵送效应, 该流体槽区域存在明显的高压区和低压区, 槽内液膜压力明显低于流体槽前和流体槽后的液膜压力, 由此可明显提高密封环的密封性能; 高性能旋转动密封环圆弧形流体槽前和槽后壁面最大剪切力为 0.01 MPa, 由此表明, 高性能旋转动密封

环在油介质条件下, 润滑效果良好, 适宜长时间运转和工作。

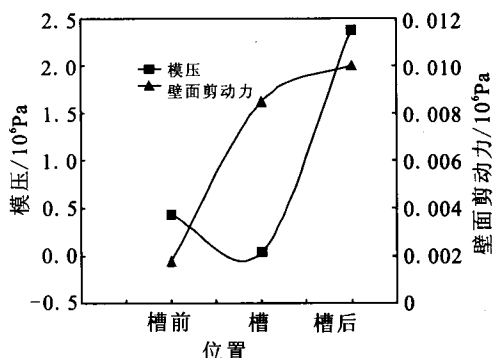


图5 高性能旋转动密封环弧形流体槽与密封环膜压力和剪切力之间的关系

Fig. 5 Relationship between liquid film pressure and shear stress of high-performance rotary sealing ring

4 高性能旋转动密封环设计准则

高性能旋转动密封环设计不仅要遵循一般的密封设计规范, 还应遵循以下设计准则。

4.1 基体材料

高性能旋转动密封环在高速高压条件下工作, 两侧所承受的介质压力频繁变动, 长期与油介质接触, 密封环受热易产生老化, 为此要求密封环基体材料硬度适中, 弹性好、抗疲劳性好、耐磨性好、机加工工艺性好和自润滑性好等。本文选择的密封环基体材料 CuSn95C5 性能指标见表 2。

表2 密封环基体材料 CuSn95C5 性能指标

Tab. 2 Performance index of sealing ring basis material CuSn95C5

| 性能指标 | 数值 |
|--------------------------|---------|
| 密度/(g·cm ⁻³) | 6.6~7.3 |
| 硬度/HB | ≥35 |
| 强度/MPa | ≥180 |
| 摩擦系数 | ≤0.05 |

4.2 切口间隙尺寸

高性能旋转动密封环弹力依靠自由状态的切

口间隙来保证, 密封环切口自由间隙影响外圆面的涨力和摩擦力, 外涨力太小高性能旋转动密封环将随轴一起转动且密封环不易安装到轴上, 外涨力过大高性能旋转动密封环密封容易失效且搭扣处可能发生断裂, 为确保高性能旋转动密封环稳定、可靠工作, 必须合理设计高性能旋转动密封环自由间隙。

高性能旋转动密封环自由状态下切口的最小间隙计算公式为:

$$\Delta h_{\min} = \frac{9\pi R_3 \left(\frac{2R_3}{R_3 - R_1} - 1 \right)^3}{2E} \left[0.4 \frac{f_2}{f_1} \frac{1}{L} \left(1 - \frac{R_1^2}{R_3^2} \right) \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} - \frac{R_1}{R_3} \right] \Delta p \quad (7)$$

高性能旋转动密封环自由状态下切口的最大间隙计算公式为:

$$\Delta h_{\max} = \frac{3\pi (R_3 + R_1)^2 \sigma_s}{4E (R_3 - R_1) n_b} \quad (8)$$

式中: E 为弹性模量; σ_s 为屈服强度; n_b 为安全系数。

4.3 摩擦力矩和弹力

高性能旋转动密封环弹力与摩擦力矩有关, 其摩擦力矩分为以下 2 种:

1) 端面的摩擦力矩

$$M_1 = \frac{2}{3} \pi f_1 \Delta p \frac{R_3^2 - R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} (R_2^3 - R_1^3) \quad (9)$$

2) 外圆的摩擦力矩

$$M_2 = 2\pi f_2 F_s L R_3^2 \quad (10)$$

式中: f_1 为端面的摩擦系数; f_2 为外圆的摩擦系数; F_s 为密封环的弹力。

当轴旋转时, 高性能旋转动密封环应依靠自身的弹力卡紧在壳体上, 保证高性能旋转动密封环不随轴一起转动。因此, 高性能旋转动密封环平均弹力为 (假设 $f_2 = f_1$):

$$F_s \geq \frac{0.4\Delta p}{L} \left(1 - \frac{R_1^2}{R_3^2} \right) \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \quad (11)$$

4.4 摩擦功率

高性能旋转动密封环端面摩擦功率计算公式

为：

$$N=\frac{f_1\Delta pn}{2.5\times10^7}\cdot\frac{R_3^2-R_1^2}{R_2^2-R_1^2}(R_2^3-R_1^3)$$

(12)

式中 n 为轴的转速。

5 高性能旋转动密封环制造工艺

高性能旋转动密封环制造工艺流程框图见图

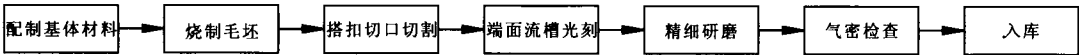


图 6 高性能旋转动密封环制造工艺流程框图

Fig. 6 Manufacturing process flow of high-performance rotary sealing ring

6 高性能旋转动密封环试验验证

在坦克专用传动系统密封试验台上对高性能旋转动密封环进行了密封性能和密封可靠性试

6, 首先按照技术要求配制基体材料, 采用热压烧结方法制备密封环毛坯; 其次进行搭扣切口切割, 密封环端面圆弧形流体槽光刻, 密封面精细研磨, 在专用工装中完成搭扣切口切割; 最后在专用工装上进行气密试验以检查密封环气密性能是否满足设计要求, 合格的高性能旋转动密封环包装、入库。

验, 试验过程中主要采集了转速、油压、泄漏量、扭矩和油温等试验数据, 高性能旋转动密封环试验结果、设计指标与国内旋转动密封环性能指标对比见表 3。

表 3 高性能旋转动密封环试验结果与设计指标对比表

Tab. 3 Contrast between test results and design indexes of high-performance rotary sealing ring

| 项目 | 设计指标 | 国内密封环性能指标 | 高性能旋转动密封环实测结果 |
|----------------------------|---------|-----------|---------------|
| 基体材料 | 耐磨性和弹性好 | 四氟填料 | CuSn95C5 |
| 摩擦系数 | ≤0.05 | 0.10~0.14 | 0.042~0.048 |
| 线速度/(m·s ⁻¹) | ≥30 | ≥30 | 32 |
| 工作压力范围/MPa | 2.0~2.5 | 1.5~2.0 | 2.5 |
| 泄漏量/(L·min ⁻¹) | ≤1 | 1.5 | 0.9~0.95 |
| 结构尺寸 | 小 | 小 | 小 |
| 耐磨寿命/h | ≥600 | 300 | >600 |

由表 3 可见, 高性能旋转动密封环通过了坦克专用传动系统密封试验台密封性能和密封可靠性试验, 密封环密封性能实测结果满足设计要求, 并优于国内密封环密封性能指标, 由此表明, 采用 ANSYS 软件平台数值仿真分析与计算高性能旋转动密封环流场的数学模型是合理和正确的, 由数值仿真结果研究得出的高性能旋转动

密封环设计准则是正确的。

7 结论

本文采用 ANSYS 软件平台, 数值仿真分析与计算了高性能旋转动密封环流场分布规律, 研究了高性能旋转动密封环圆弧槽槽形结构和圆弧

2) 在本文规定的工艺流程中, 盐酸-硫酸混合溶液对 S-04 和 S-08 的腐蚀能力要明显强于硝酸溶液, 因此, 盐酸-硫酸混合溶液中的缓蚀剂-六次甲基四胺必不可少, 它可以降低金属的析氢过电位, 同时还可减轻溶液介质对金属基体的腐蚀程度。

3) 严格控制预浸蚀和化学酸洗时间, 可有效控制氢含量, 特别是盐酸-硫酸预浸蚀的时间, 目前文件中预浸蚀和酸洗工序规定如下: 盐酸-硫酸预浸蚀时间 3~5 min (总时间 ≤ 10 min); 化学酸洗时间 20~60 min; 温度为室温 (正常生产时, 夏季酸洗槽液最高温度可达到 35 $^{\circ}\text{C}$)。

上述参数可以满足铸钢 S-04 和 S-08 材料的化学酸洗要求。本文研究的工艺方案已纳入工艺文件, 经过了产品的生产实践, 并在发动机热试车中得到了检验。

参考文献:

- [1] 费敬银, 梁国正. 前处理对金属材料氢脆性能的影响及其控制措施[J]. 2005 (11): 24-26.
- [2] BROOM D P. 储氢材料: 储存性能表征[M]. 刘永锋, 潘洪革, 高明霞, 等译. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- [3] 庄东汉. 材料失效分析[M]. 上海: 华东理工大学出版社, 2009.
- [4] PEREZ N. 电化学与腐蚀科学[M]. 朱永春, 曹中秋, 译. 北京: 化学工业出版社, 2012.
- [5] 于康, 谢荣华, 陈晓江. 表面张力贮箱电子束焊接工艺研究[J]. 火箭推进, 2015, 41(5): 89-94.
YU Kang, XIE Ronghua, CHEN Xiaojian. Study on electron beam welding process for surface tension tank [J]. Journal of rocket propulsion, 2015, 41(5): 89-94.
- [6] 包耳, 田绍洁. 真空热处理[M]. 辽宁: 辽宁科技出版社, 2013.

(编辑: 马 杰)

(上接第 49 页)

槽几何结构尺寸与密封环液膜压力和剪切应力之间的关系, 由此得到了高性能旋转动密封环设计准则, 采用该设计准则设计、制造的高性能旋转动密封环通过了坦克专用传动系统密封试验台密封性能和密封可靠性试验, 高性能旋转动密封环密封性能实测结果满足设计和使用要求, 由此表明, 采用 ANSYS 软件平台数值仿真分析与计算高性能旋转动密封环流场的数学模型是合理和正确的, 由数值仿真结果研究得出的高性能旋转动密封环设计准则是正确的。

参考文献:

- [1] 刘艳梅, 孙扬, 宋鸿达. 某涡喷发动机密封环研制[J]. 推进技术, 1999, 20(6): 45-47.
- [2] 李闪, 张宏壮, 施江天, 等. 重载车辆用填充 PTFE 材料密封环[J]. 机械工程材料, 2003, 27(2): 50-51.
- [3] 崔玉瑛. 履带式钻车涨圈连接的改进[J]. 工程机械,

1989 (5): 47-51.

- [4] 韩鹏, 郭二军, 王丽萍, 等. 涨圈材料弹性模量及横向断裂韧性的研究[J]. 黑龙江冶金, 2007 (7): 1-3.
- [5] 彭拾义. 旋转密封装置[M]. 北京: 国防工业出版社, 1976.
- [6] 宫燃. 传动装置动密封环失效分析及试验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2008.
- [7] 李涛. 涨圈型旋转密封装置及其性能研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2007.
- [8] 李宝彦, 李淑华, 马新民, 等. 高压旋转密封的研制与应用[J]. 润滑与密封, 2003 (6): 71-72, 75.
- [9] 胡纪滨, 姜超, 郭晓林. 胀圈旋转密封运动状态分析与实验研究[J]. 北京理工大学学报, 2007, 27(11): 965-968.
- [10] 马莹, 王良. U-E 密封设计研究 [J]. 火箭推进, 2015, 41 (3): 66-72.
MA Ying, WANG Liang. Design research of U-E-type metal sealing [J]. Journal of rocket propulsion, 2015, 41 (3): 66-72.

(编辑: 马 杰)