

文章编号:1005-0329(2017)07-0017-05



基于流固耦合的接触式机械密封端面泄漏率的研究

张 鹏,李双喜,王 梁,蔡纪宁

(北京化工大学,北京 100029)

摘 要: 由于没有考虑密封环端面变形的影响,采用经验公式计算接触式机械密封端面的泄漏率存在较大的误差。本文考虑了密封端面泄漏率受密封环端面变形的影响,采用 ANSYS 和 MATLAB 软件对密封端面泄漏率进行流固耦合数值求解。研究了密封介质压力 p_i 、密封端面压差 Δp 、弹簧比压 p_{sp} 和密封端面综合粗糙度 σ 对接触式机械密封泄漏率 Q 的影响。通过试验,验证了不同密封介质压力下,密封端面泄漏率数值解的正确性。结果表明,考虑密封环端面变形的数值解比经验公式解更接近测量值。密封端面泄漏率随密封端面综合粗糙度和密封端面压差的增大而加速增大,随介质压力的增大而增大,随弹簧比压的增大而减速增大。本文通过对密封端面泄漏率数值求解,分析泄漏率的影响因素,以期完善接触式机械密封失效机理起到一定的指导意义。

关键词: 流固耦合;接触式机械密封;泄漏率;密封端面变形

中图分类号: TH136;T42

文献标志码: A

doi:10.3969/j.issn.1005-0329.2017.07.004

Study on the Fluid-solid Coupled of the Leakage Rate of Seal Face for Contacting Mechanical Seal

ZHANG Peng, LI Shuang-xi, WANG Liang, CAI Ji-ning

(Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: As a result of not considering the influence of seal face deformation, large error will appear while the leakage rate of contacting mechanical seal is calculated by empirical formula. The influence of deformation of seal face was taken in account of and the fluid-solid coupling method was adopted to calculate the leakage rate of seal face by using ANSYS and MATLAB software. The influencing factors of the leakage rate Q of seal face were studied, including pressure of sealed media p_i , pressure-difference of seal face Δp , spring pressure p_{sp} and comprehensive roughness of seal face σ . Based on experiment, the accuracy of numerical solution was verified under the different sealing medium pressure. The results showed that the errors between numerical solutions and experimental values were smaller than empirical formula solution and experimental values. The leakage rate accelerates with the increase of comprehensive roughness and pressure-difference of seal face, increases with the increase of sealed media and decelerates increasing with the increase of spring pressure. The leakage rate of seal face with numerical method was applied and the influencing factors was analysed, expecting to provide certain guiding significance for competing the theory study of failure analysis on contacting mechanical seal.

Key words: fluid-solid coupled; contacting mechanical seal; leakage rate; seal face deformation

1 前言

准确地计算机械密封端面泄漏率,并分析其影响因素是研究釜用机械密封失效机理的关键。采用经验公式计算接触式机械密封端面泄漏率没

有考虑密封端面变形,存在较大的误差^[1]。

目前,考虑密封端面变形并对密封端面间隙和泄漏率进行数值计算方面,已经得到了一些成果。采用数值计算的方法,可以优化密封设计,预测机械密封的性能^[2-10]。张绪猛等建立了考虑

收稿日期: 2016-07-25 修稿日期: 2016-10-12

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(973)项目(2012CB026000)

机械密封端面粗糙度及其摩擦生热作用的数学模型,计算结果表明密封端面液膜厚度由内向外逐渐变大^[11]。杨惠霞等提出的混合摩擦机械密封模型,可以预计同时考虑表面粗糙度、周向波度和径向锥度等作用的密封特性^[12]。孙见君等得到了密封端面形貌变化与机械密封泄漏率之间的关系,以及泄漏率与时间的关系^[13]。

本文在前人研究的基础上,提出考虑密封环端面受力变形影响的接触式机械密封端面泄漏率数值计算模型,并利用 ANSYS 和 MATLAB 软件对密封端面泄漏率进行流固耦合数值求解。

2 密封端面泄漏率数值计算模型

2.1 考虑粗糙度的密封端面流体计算模型

接触式机械密封在使用过程中,其密封端面微凸体接触状态如图 1 所示。

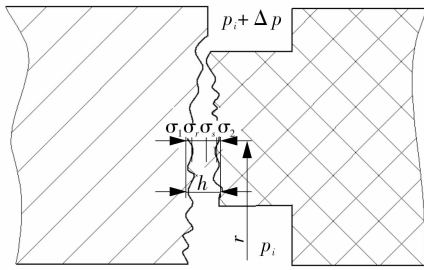


图 1 密封端面微凸体接触状态

引入无量纲参数压差流量因子 φ_r , 得到考虑密封环表面粗糙度影响密封端面流体流动雷诺方程^[14]:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\varphi_r r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 0 \quad (1)$$

其中 $\varphi_r = 1 - 0.9e^{-0.56 \frac{h}{\sigma}}$ $h/\sigma \geq 0.5$

$$\sigma = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{1/2}$$

式中 r ——密封端面任意处的半径, mm

h ——密封端面间隙, mm

p ——密封端面任意处压力, MPa

σ ——密封端面综合表面粗糙度, mm

σ_1, σ_2 ——动、静环表面的轮廓算术平均偏差, mm

2.2 密封端面间隙计算方法

稳定工作状态下,机械密封浮动环的受力满足载荷平衡条件:

$$F_{close} = F_{open} + F_c$$

稳定工作状态下,密封闭合合力 F_{close} 由密封介质压力、弹簧力和密封载荷比共同确定。一般接触式机械密封不考虑密封端面的动压效应, F_{open} 由端面液膜压力 p 提供, 端面接触力 F_c 由端面接触压力 p_c 提供。

p, p_c 与 h 存在耦合关系, 先确定 h 值的大小。 h 是由密封端面形貌决定的基本间隙与动、静环端面的变形共同确定的, 其表达式为:

$$h = h_0 + \sigma_r + \sigma_s \quad (2)$$

式中 h_0 ——密封端面的基本间隙, mm, 取 $h_0 = \sigma$

σ_r ——动环端面任意半径处变形值, mm

σ_s ——静环端面任意半径处变形值, mm

考虑密封环整体变形影响, 密封端面变形值按以下方法确定: 通过 ANSYS 软件建立密封动、静环接触模型, 再施加相应的载荷和约束条件进行求解, 从而得到摩擦副端面的接触变形状态。提取动环和静环端面节点处的轴向位移, 即为动环、静环密封端面在该半径处的变形大小。

2.3 基于流固耦合密封端面泄漏率计算程序

忽略惯性效应, 在求得密封端面液膜压力分布和间隙分布后, 即可求解密封端面任意半径处的体积泄漏率 Q ^[10]:

$$Q = \int_0^{2\pi} \frac{\varphi_r r h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} d\theta = \frac{\pi \varphi_r r h^3}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (3)$$

密封端面间隙 h 会影响密封端面间的压力 p 分布, 端面压力 p 的分布又会影响到密封端面间隙 h 。根据以上耦合模型, 得到接触式机械端面泄漏率的计算程序如图 2 所示。

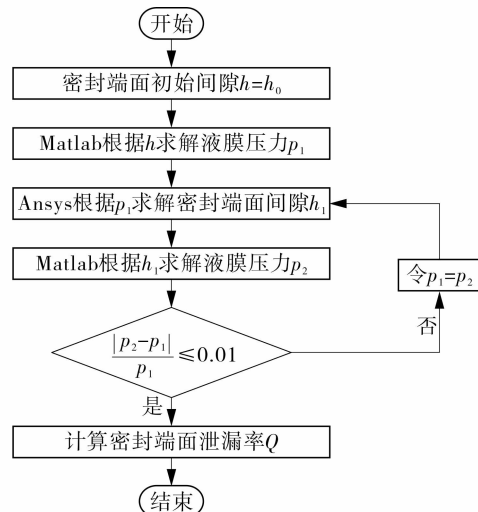


图 2 密封端面泄漏率计算程序

2.4 密封端面泄漏率计算模型

本文以某型号釜用机械密封为例进行研究,该型号机械密封运转状态良好稳定,密封结构如图3所示。

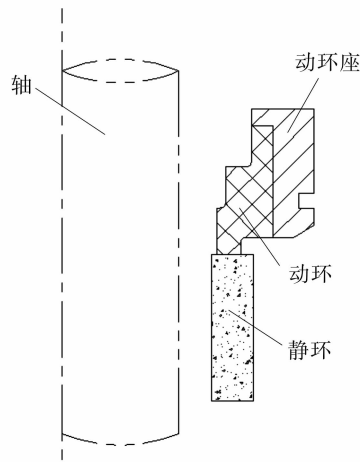


图3 密封摩擦副结构

本文采用的机械密封模型中,密封副材料特性如表1所示,各影响因素取值如表2所示。

表1 材料特性

名称	材料	弹性模量 (MPa)	泊松比
动环	M106K	2×10^4	0.2
静环	SiC	4.1×10^5	0.25
动环座	2205	2×10^5	0.3

表2 影响参数值

p_i (MPa)	Δp (MPa)	p_{sp} (MPa)	σ (μm)
0.1~2.5	0.2	0.4	0.5
0.1/1/2.5	0.05~0.55	0.4	0.5
0.1/1/2.5	0.2	0.1~0.6	0.5
0.1/1/2.5	0.2	0.4	0.1~1.1

建模时,忽略对整体结构影响甚微的传动槽等结构,则该机械密封摩擦副具有轴对称特征。在保证求解精度和求解效率的前提下,利用ANSYS软件建立二维平面模型,单元类型选用PLANE42单元。动环和静环、动环和动环座之间建立接触对。网格均采用四边形扫略划分,且经网格无关性验证,网格数为1.2万。

密封摩擦副有限元模型如图4所示。密封端面接触状态如图5所示。可以看出,密封端面间的实际接触主要发生在靠近密封端面外侧区域;迭代耦合求解后,密封端面间液膜压力分布受密封端面接触状态的影响,液膜压力由内侧到外侧

加速增大。

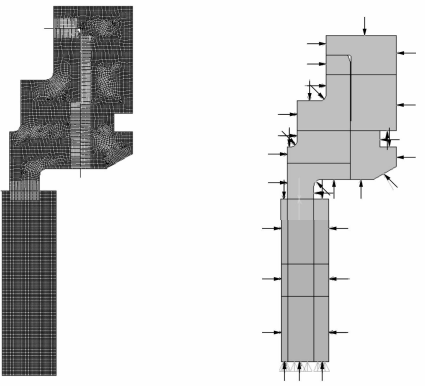
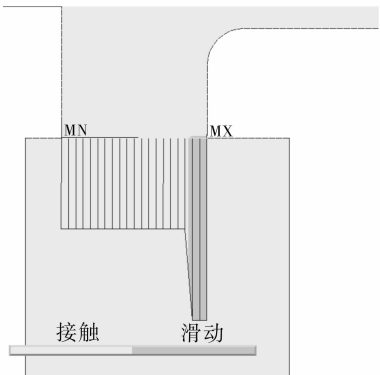
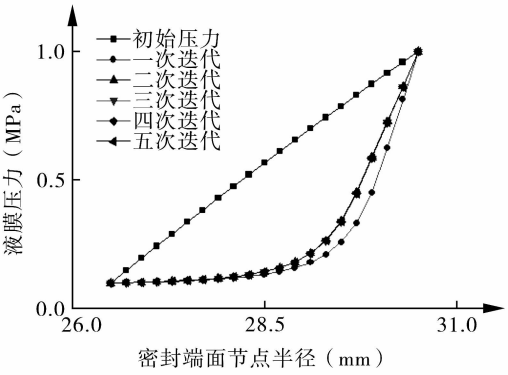


图4 密封摩擦副有限元模型



(a) 密封端面接触



(b) 密封端面液膜压力分布

图5 密封端面接触状态与液膜压力分布

3 密封端面泄漏率影响因素分析

密封端面间隙 h 由密封端面基本间隙 h_0 及动、静环端面变形值决定,而动环和静环的端面变形受到密封介质压力、弹簧比压及密封端面压差的共同影响;密封端面基本间隙 h_0 取决于密封端

面综合表面粗糙度。本节将研究以上参数对密封端面泄漏率的影响规律。

3.1 密封介质压力对端面泄漏率的影响

根据泄漏率的计算方法及表 2 中的参数, 计算密封端面泄漏率 Q 随密封介质压力 p_i 的变化情况, 结果如图 6 所示。

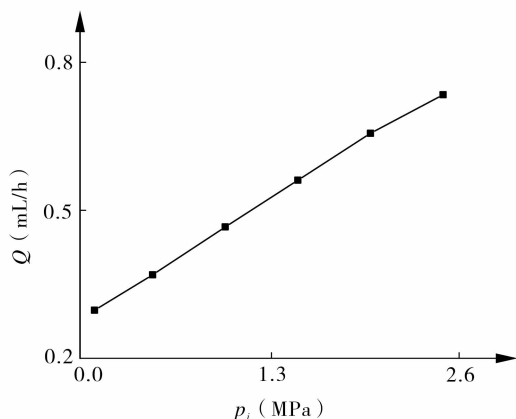


图 6 密封端面泄漏率随 p_i 的变化规律

由图可知, 密封介质压力越大, 密封端面泄漏率越大, 且其与密封介质压力近似呈一次线性关系。可见, 在使用密封介质压力范围内, 密封端面泄漏率维持在较低的水平, 密封介质压力并不会直接造成密封端面过量泄漏。

3.2 密封端面压差对端面泄漏率的影响

根据泄漏率的计算方法及表 2 中的参数, 计算不同密封介质压力下, 密封端面泄漏率 Q 随密封端面压差 Δp 的变化情况, 结果如图 7 所示。

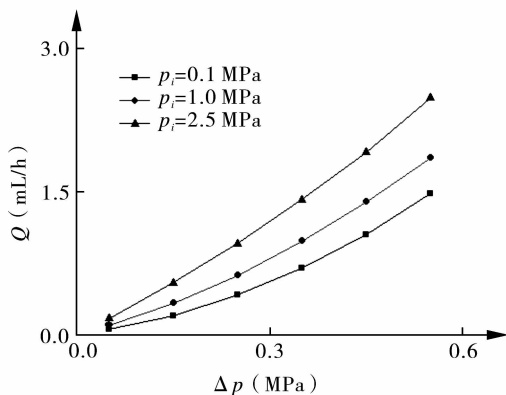


图 7 密封端面泄漏率随 Δp 的变化规律

从图可以看出: 密封压差越大, 密封端面泄漏率越大, 且泄漏率增加速率加快。密封介质压力越大, 密封压差对端面泄漏率的影响越大。因此, 当密封介质压差过大时, 过大的密封压差将有可能导致密封端面过量泄漏。

3.3 弹簧比压对端面泄漏率的影响

根据泄漏率的计算方法及表 2 中的参数, 计算不同密封介质压力下, 密封端面泄漏率 Q 随弹簧比压 p_{sp} 的变化情况, 结果如图 8 所示。

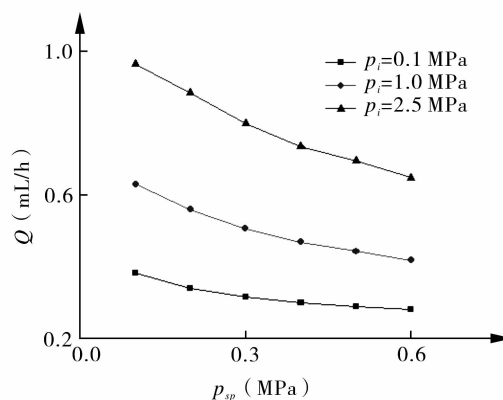


图 8 端面泄漏率随 p_{sp} 变化规律

从图可以看出: 随着弹簧比压的增大, 密封端面泄漏率减小且趋于稳定。弹簧比压对端面泄漏率的影响较小, 随着弹簧比压的增大, 对泄漏率的影响会趋于稳定。可见, 正常工作情况下, 由于弹簧比压的改变引起端面过量泄漏的可能性较小。

3.4 密封端面综合表面粗糙度对端面泄漏率的影响

根据泄漏率的计算方法及表 2 参数值, 计算不同密封介质压力下, 密封端面泄漏率 Q 随密封端面综合表面粗糙度 σ 的变化情况, 结果如图 9 所示。

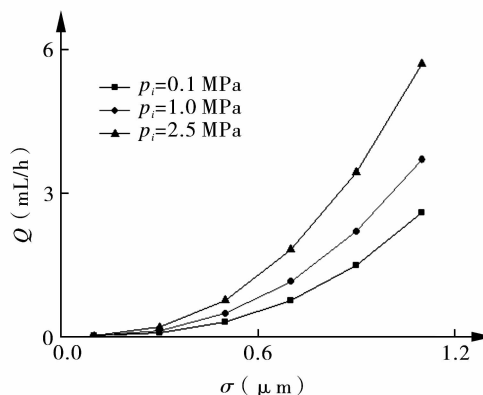


图 9 密封端面泄漏率随 σ 变化规律

从图可以看出: 密封端面综合表面粗糙度越大, 密封端面泄漏率越大, 当密封端面综合表面粗糙度超过 0.5 μm 后, 泄漏率增加速率明显加快。密封介质压力越大, 密封端面综合表面粗糙度对端面泄漏率的影响越大, 即使在密封介质压力较

小的情况下,较大的密封端面粗糙度会导致端面过量泄漏。

4 计算结果试验验证

根据经验公式计算机械密封端面体积泄漏率^[14-16]:

$$Q = \frac{\pi d_m \Delta p h^2 S}{p_c^2}$$

式中 d_m ——密封端面平均直径,mm
 Δp ——密封流体压差,MPa
 S ——间隙系数
 p_c ——密封端面比压,MPa

介质压力 p_i 、密封端面压差 Δp 、弹簧比压 p_{sp} 和密封端面综合表面粗糙度 σ 等参数值如表 3 所示。

表 3 试验参数

参数	p_i (MPa)	Δp (MPa)	p_{sp} (MPa)	σ (μm)
数值	0.1~2.5	0.2	0.4	0.5

不同阻封液压力下,密封端面泄漏率理论值与试验值的对比如图 10 所示。

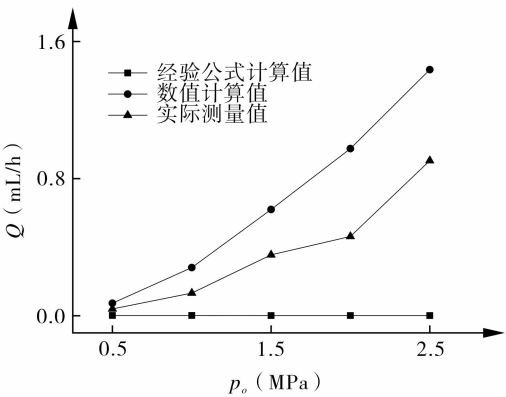


图 10 密封端面泄漏率计算值与试验值

从图可以看出,数值计算值稍大于实际测量值,且随着压力的增加,误差稍有增大,这是受到了试验件本身加工误差及试验误差等因素综合作用的影响。数值计算值偏大的原因在于,采用压力流量因子 φ_r 对密封端面流体润滑雷诺方程进行修正,得到的考虑密封端面粗糙度的润滑模型也存在一定的误差。

相比于密封端面泄漏率的经验计算值,数值计算值与实际测量值的误差更小,而且数值计算

值更准确反应了密封端面间隙和泄漏率随阻封液压力的变化规律。因此,采用数值计算方法对密封端面泄漏率的影响因素及其影响规律进行研究是可行的。

5 结论

(1) 基于流固耦合的密封端面泄漏率数值模拟值比经验公式计算值更接近测量值,且能准确反应密封端面间隙和泄漏率随阻封液压力的变化规律。

(2) 端面泄漏率与密封介质压力近似呈一次正比例线性关系。密封介质压力在使用范围内,不会直接造成密封端面过量泄漏。

(3) 端面泄漏率随密封压差的增大而加速增大,且对端面泄漏率的影响随着密封介质压力的增大而增大。随着密封压差的增大,有可能导致密封端面过量泄漏。

(4) 端面泄漏率随弹簧比压的增大而减速增大,弹簧比压对端面泄漏率的影响较小,由于弹簧比压的改变而引起端面过量泄漏的可能性较小。

(5) 端面泄漏率随密封端面综合表面粗糙度的增大而加速增大,且其对端面泄漏率的影响随着密封介质压力的增大而增大,较大的密封端面粗糙度易导致端面过量泄漏。

参考文献

[1] 魏龙,常新中,张鹏高.接触式机械密封端面泄漏模型的研究进展[J].流体机械,2012,40(2):36-40.
[2] Meck K D,Zhu G.Improving mechanical seal reliability with advanced computational engineering tools,part 1: FEA[J].Sealing Technology,2008(1):8-11.
[3] Meck K D,Zhu G.Improving mechanical seal reliability with advanced computational engineering tools, part 2:CFD and application examples[J].Sealing Technology,2008(2):7-10.
[4] 葛培琪,陈利海,程建辉,等.考虑表面粗糙度和径向锥度的机械密封混合摩擦计算模型[J].润滑与密封,2001(5):14-16.
[5] 丁雪兴,程香平,李国栋,等.机械密封混合摩擦微极流场数值模拟[J].石油化工高等学校学报,2008(2):63-67.
[6] 於秋萍,孙见君,涂桥安,等.接触式机械密封基本性能研究进展[J].流体机械,2015,43(2):41-47.

4 结语

本文针对可燃冷媒制冷器具测试实验室,设计了可燃冷媒制冷器具测试实验室安全报警系统和紧急排风系统,并通过 Fluent 模拟对紧急排风系统中不同排风口、进风口位置下的实验室内可燃制冷剂的浓度分布及浓度变化,确定了紧急排风系统的最佳设计方案使可燃冷媒制冷器具测试实验室的安全得到最大程度的保护。

参考文献

- [1] Bukola Olalekan Bolaji. Performance investigation of ozone-friendly R404A and R507 refrigerants as alternatives to R22 in a window air-conditioner [J]. Energy and Buildings, 2011, 43 (11): 3139-3143.
- [2] 常琳, 祝伟. 制冷剂 R290 的国内研究进展 [J]. 制冷与空调, 2011 (3): 65-68.
- [3] 宁静红, 刘敬坤. R290 替代 R22 的解决方案综述及展望 [J]. 流体机械, 2015, 43 (3): 75-82.
- [4] 常琳, 祝伟. 制冷剂 R290 的国内研究进展 [J]. 制冷与空调, 2011 (3): 65-68.
- [5] 陈先锋, 孙金华, 陆守香, 等. 稀疏波对预混火焰影响规律的试验研究 [J]. 自然科学进展, 2007 (5): 692-696.
- [6] 丁伟信, 王淑兰, 徐国庆. 可燃及毒性气体扩散研究 [J]. 化学工程, 2000, 28 (1): 33-36.
- [7] Montiel H, Vilvhez J A, Casal J, et al. Mathematical modeling of accidental gas releases [J]. Journal of Hazardous Materials, 1998, 59: 211-233.
- [8] Jo Y D, Ahn B J. A simple model for the release rate of hazardous gas from a hole on high-pressure pipelines [J]. Journal of Hazardous Materials, 2003, 97: 31-46.
- [9] Yang Zhao, Li Xihong, Lai Jianbo. Analysis on the diffusion hazards of dynamic leakage of gas pipeline [J]. Reliability Engineering and System Safety, 2007, 92: 47-55.
- [10] 梁瑞, 张春燕, 姜峰, 等. 天然气管道泄漏爆炸后果评价模型对比分析 [J]. 中国安全科学学报, 2007, 17 (8): 131-135.
- [11] 郑南. 浅谈可燃制冷剂的模拟泄露试验 [J]. 日用电器, 2013 (1): 53-55.
- [12] 赵云丽, 闫兵. 基于虚拟仪器的可燃气体监测系统 [J]. 物联网技术, 2013 (4): 22-24.
- [13] 季钧, 王超. 新版 GB4706.32 对可燃制冷剂的要求及模拟泄露试验方法 [J]. 家电科技, 2013 (5): 60-62.
- 作者简介: 许治勇 (1989-), 男, 硕士研究生, 主要从事制冷及低温工程的研究, 通讯地址: 200093 上海市杨浦区军工路 516 号 上海理工大学能源与动力工程学院 第一办公室 113 室, E-mail: xuzhiyong_job@163.com.
- (上接第 21 页)
- [7] 王彬, 程旻. 炼油装置中几种典型泵用机械密封及系统选型分析 [J]. 化工设备与管道, 2015, 52 (4): 44-47.
- [8] 彭常飞, 张志强, 赵振兴, 等. 整体式绝缘接头密封性能和强度研究 [J]. 压力容器, 2015, 32 (5): 58-63.
- [9] 陈汇龙, 左木子, 吴强波, 等. 上游泵送机械密封润滑膜固液两相流动特性 [J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33 (8): 685-690.
- [10] 王乐勤, 孟祥铠, 戴维平, 等. 接触式机械密封流固耦合模型及性能分析 [J]. 工程热物理学报, 2008 (11): 1864-1866.
- [11] 张绪猛, 朱汉华, 范世东, 等. 基于 MATLAB 的混合摩擦工况下机械密封动态特性研究 [J]. 润滑与密封, 2008 (10): 27-30.
- [12] 杨惠霞, 顾永泉. 考虑微凸体塑性变形的接触式机械密封混合摩擦特性计算 [J]. 石油化工设备, 1998 (4): 29-32.
- [13] 孙见君, 顾伯勤, 魏龙. 基于分形理论的接触式机械密封泄漏模型 [J]. 化工学报, 2006 (7): 1626-1631.
- [14] 顾永泉. 机械端面密封 [M]. 东营: 石油大学出版社, 1994.
- [15] 周辉, 文卫朋, 尚庆军. 双金属自密封波齿垫片结构参数及密封性能研究 [J]. 压力容器, 2015, 32 (4): 16-21.
- [16] Mayer E, 著. 姚兆生, 许仲枚, 王俊德, 译. 机械密封 [M]. 北京: 化学工业出版社, 1981.
- 作者简介: 张鹏 (1991-), 男, 硕士研究生, 主要从事流体密封技术方面研究, E-mail: 15501076013@163.com.
- 通讯作者: 李双喜 (1977-), 男, 副教授, 研究方向为特种密封技术, 通讯地址: 100029 北京市朝阳区北三环东路 15 号 北京化工大学 36 号信箱, E-mail: buctslx@126.com.