

流体动压密封设计

张 峰, 李建克, 宁建华, 宋 勇, 王 良
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 基于有限元 Matlab 软件平台对流体动压密封进行了计算机数值仿真分析与计算, 研究了流体动压密封动环对数螺旋槽半径和螺旋角与流体动压密封开启力和泄漏量之间的关系, 得出了流体动压密封设计准则; 通过激光打标工艺试验得出了激光打标刻蚀对数螺旋槽的工艺规范, 采用该工艺规范加工出的对数螺旋槽动环满足设计要求。流体动压密封介质运转试验结果表明: 流体动压密封有限元 Matlab 计算机数值仿真分析与计算是合理的, 流体动压密封设计和工艺规范是正确和有效的。

关键词: 流体动压密封; 螺旋槽; 激光打标

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374(2017)05-0052-06

Design of fluid dynamic pressure sealing

ZHANG Feng, LI Jianke, NING Jianhua, SONG Yong, WANG Liang
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Based on the finite element Matlab software platform, the numerical simulation analysis and calculation of fluid dynamic pressure seal were carried out with computer, and the relationship of the fluid dynamic pressure sealing ring logarithmic spiral groove radius and spiral angle with the fluid dynamic pressure sealing opening force and leakage rate were studied. The design criterion of the hydrodynamic pressure seal was obtained. The process specification of laser marking etching logarithmic spiral groove was got in the laser marking process experiments. The logarithmic spiral groove moving ring made with this technology specification can meet the design requirements. The running test results of fluid dynamic pressure sealing medium show that the dynamic pressure sealing finite element numerical simulation analysis and calculation of Matlab computer are reasonable, and the design and process specification of the fluid dynamic pressure seal are correct and effective.

Keywords: fluid dynamic pressure seal; spiral groove; laser marking

0 引言

流体动压密封是在机械密封动环端面上通过

开螺旋槽、台阶、斜面等几何结构利用流体动压或逆流泵送效应在密封端面形成具有一定厚度和刚度的液膜, 该液膜在密封坝附近达到动压平衡

收稿日期: 2017-05-11; 修回日期: 2017-06-14

基金项目: 中国航天科技集团公司 2017 年钱学森青年创新基金

作者简介: 张峰 (1986—), 男, 硕士, 研究领域为液体火箭发动机密封设计

以实现密封的一种脱开式机械密封。该密封工作过程中密封端面之间一直存在厚度为几微米的液膜, 该液膜产生的动压平衡闭合力即可起润滑作用, 又可减小密封端面之间的摩擦损耗。此时, 密封端面之间仅存在流体间的内摩擦, 由此可极大提高机械密封的使用寿命, 它是机械密封技术发展历史上的一次革命性的创新和应用。美国约翰克兰 (John Crane)、德国伯格曼 (Burgman) 和日本皮拉等公司是动压密封技术创新和应用的领跑者和领导者。动压密封技术已广泛应用于空客 A380、压缩机、泵、反应釜、核电站等航空、航天、石油、化工、能源、旋转机械设备等工程领域。流体动压密封不受 PV 值的限制, 密封设计和材料选择范围较宽, 可实现零逸出、微泄漏, 可用于重复使用液体火箭发动机涡轮泵的机械密封之中。本文基于流体动压密封理论和计算机数值仿真模拟与分析, 研究了流体动压密封设计规范, 通过使用设计规范, 设计和制造流体动压密封, 进而研究流体动压密封的性能与应用等情况。

1 流体动压密封设计要求

液体火箭发动机涡轮泵用流体动压密封的设计要求见表 1, 涡轮泵用流体动压密封结构原理简图见图 1。

表 1 涡轮泵用流体动压密封的设计要求	
Tab.1 Design requirements of fluid dynamic pressure seal for turbo pump	
项目内容	设计要求
密封外压/MPa	0.3
密封内压/MPa	0.1
转速/(r·min ⁻¹)	17 000
介质	航空煤油
密封泄漏量/(ml·s ⁻¹)	≤25
使用要求	具备两次起动能力; 累计工作时间 1 000 s。

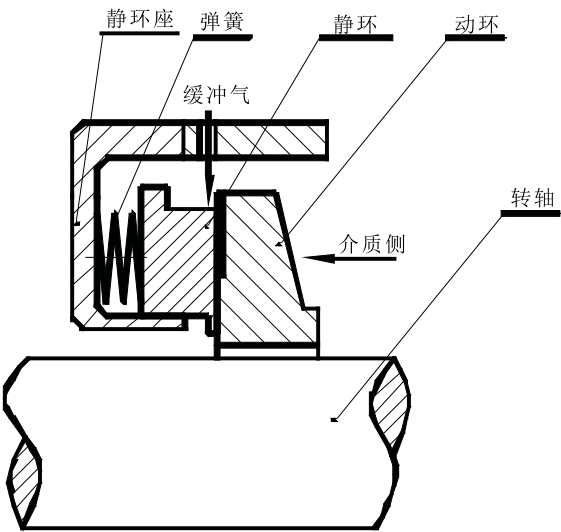


图 1 流体动压密封结构原理简图
Fig.1 Structure principle of fluid dynamic pressure seal

2 流体动压密封理论与计算

流体动压密封动环结构简图见图 2。图中 r_0 为动环内径; r_1 为螺旋槽半径; r_2 为动环外径; α 为螺旋角; β 为槽台比, $\beta = \frac{b_1}{b}$ 。

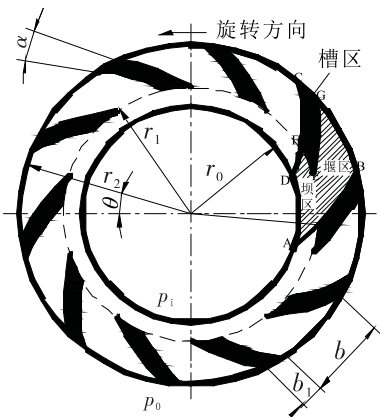


图 2 流体动压密封动环螺旋槽结构简图
Fig.2 Spiral groove structure of moving ring for fluid dynamic pressure seal

根据流体力学理论, 流体动压密封稳态流体膜压力分布满足稳态雷诺方程 (1)。

$$\frac{\partial}{r^2 \partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{r \partial r} \left(\frac{r \rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + 12 \rho \tilde{\nu} \delta_j =$$
$$6 \omega \frac{\partial (\rho h)}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial (\rho h)}{\partial t} + 12 \omega_2 h \frac{\partial \rho}{\partial \theta} \tag{1}$$

对公式 (1) 进行求解, 可得出流体动压密封开启力和密封泄漏量计算公式公式 (2) 和公式 (3)。

$$F_o = N_g \int_0^{2\pi/N_g} \int_1^{r_o/r_i} PRdRd\theta \quad (2)$$

$$Q = -N_g \int_0^{2\pi/N_g} H^3 \frac{dP}{dR} R d\theta \quad (3)$$

式中: $P = p/p_a$; $R = r/r_i$; $H = h/h_o$; h 为液膜厚度, mm; h_o 为槽深, mm; N_g 为螺旋槽数量。

3 流体动压密封仿真分析

使用有限元 Matlab 商用软件对流体动压密封进行计算机数值仿真分析与计算, 研究流体动压密封动环对数螺旋槽半径和螺旋角与流体动压密封开启力和泄漏量之间的关系, 以得出流体动压密封的设计准则。表 2 是流体动压密封动环尺寸、工况和物性参数, 动环材料为热导率为 $17.3 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 的 9Cr18。

表 2 流体动压密封动环尺寸、工况和物性参数

Tab. 2 Dimensions, operating conditions and physical parameters of moving ring for fluid dynamic pressure seal

动环尺寸		工况		物性参数	
内径/mm	34	外压/MPa	0.3	煤油温度/K	300
外径/mm	43.5	内压/MPa	0.1	煤油粘度/ (kg · m/s)	2.12×10^{-5}
		液膜膜厚/ μm	5		

基本假设: 密封端面间的液膜为二维稳态流动, 密封端面为刚性端面, 密封环材料的弹性模量较高、轴向刚度较大, 可忽略密封环变形对流体流动的影响; 密封端面间的液膜为层流运动, 符合牛顿粘性定律, 属于牛顿流体; 密封稳态工作时端面间液膜产生的热量较小, 温度变化可忽略, 流体粘度相对于温度和压力的变化较小, 可认为流场内温度、粘度值均相等; 密封端面间的流体流动属于完全流体流动, 不需要进行流体热动力学分析; 液膜厚度较小, 在膜厚方向流体的压力和密度为常量; 密封装置的同轴性好, 可忽略密封工作过程中系统扰动和振动对液膜流场的影响; 流体分子与密封面吸附牢固, 无相对滑移; 流体惯性力可忽略; 密封端面光滑, 表面粗糙度为 $0.1 \mu\text{m}$, 可忽略密封端面粗糙度对流体流动的影响。流体动压密封动环端面对数螺旋槽呈周期性分布, 仅需研究一个循环周期的二维单叶对数螺旋槽结构, 其数学模型见图 2 中的阴影区域 (即 ABCD 区域), 边界条件为式 (4) 和式 (5)。

流体动压密封动环端面内外径 (AD 和 BC) 处

$$p = p_i (R = r/r_i = 1) p = p_o (p = r_o/r_i) \quad (4)$$

式中: p_i 为密封动环端面外径处的压力, MPa; p_o 为密封动环端面内径处的压力, MPa; p_a 为密封端面动环出口处的压力, MPa。

圆周方向 (AB 和 DC) 处

$$p(r, \theta) = p(r, \frac{2\pi}{N_g} + \theta) \quad (5)$$

采用有限元 Matable 软件平台自编程进行仿真模拟分析与计算, 应用四结点四边形单元对数学模型 ABCD 区域进行网格划分, 对数螺旋槽边界处液膜厚度会发生突变, 为此槽区轮廓线设在网格边线上, 槽区轮廓角点 E, F, G 设在网格结点上, 按顺时针方向由内向外给每个结点进行编号, 并按相同的顺序对每个单元进行编号。数学模型 ABCD 区域划分为 220 个网格, 式 (4) 和式 (5) 为模型边界条件控制方程, 在四边形单元内对式 (1) 进行积分, 以求得流体动压密封端面稳态液膜压力分布, 根据式 (2) 和式 (3) 求解流体动压密封的开启力和泄漏量。流体动压密封计算机数值仿真模拟分析与计算结果见图 3 和图 4。

由图 3 可知, 随着螺旋槽半径的增大开启力先增大后减小, 泄漏量随着螺旋槽半径的增大而逐渐减小, 计算机仿真模拟分析还表明: 螺旋槽

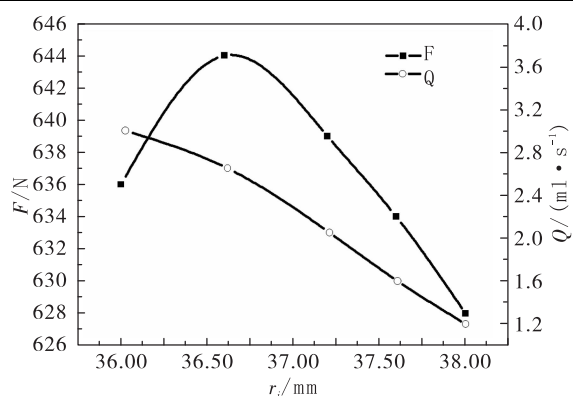


图3 开启力和泄漏量与螺旋槽半径之间的关系

Fig. 3 Relationship of opening force and leakage rate with spiral groove radius

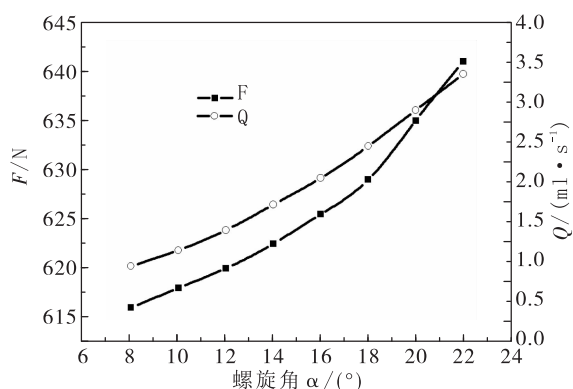


图4 开启力和泄漏量与螺旋角之间的关系

Fig. 4 Relationship of opening force and leakage rate with spiral angle

半径与流体动压密封之间的流体膜刚度呈反比、与密封摩擦扭矩呈正比。随着螺旋槽半径的增大流体膜刚度将会逐渐减小,密封动压效应亦随之降低,密封摩擦扭矩将会逐渐增大,密封端面摩擦热亦会上升。当螺旋槽半径 $r_1 = 37 \text{ mm}$ 时,流体膜产生的开启力与密封闭合力相平衡,即 $F_{\text{开}} = F_{\text{闭}} = 641 \text{ N}$ (流体动压密封闭合力由12个圆柱螺旋弹簧提供,螺旋槽槽深 $h_0 = 5 \text{ }\mu\text{m}$),此时,流体动压密封处于流体润滑状态,密封端面脱开,密封泄漏量 $Q = 2.24 \text{ ml/s}$,属于微泄漏。由图4可知,随着螺旋角角度的增大,开启力和泄漏量将会迅速增大,而螺旋角角度对流体动压密封之间的流体膜刚度和密封摩擦扭矩的影响较小,可以忽略不计。当螺旋角角度 $\alpha = 11^{\circ}$ 时,流体动压

密封处于流体润滑状态,密封泄漏量 $Q = 0.9 \text{ ml/s}$,属于微泄漏。计算机仿真模拟分析表明:流体动压密封动环螺旋槽最优数量 $N_g = 12$ 。当 $N_g < 12$ 时,流体动压效应较小;当 $N_g > 12$ 时,流体动压效应不会明显提高,反而会增大螺旋槽动环制造成本。

4 流体动压密封设计准则

涡轮泵用流体动压密封为弹簧式机械密封,密封动环端面刻有对数螺旋槽,利用流体动压效应在动、静环磨擦副之间形成具有一定刚度的流体膜并将两端面分离脱开而成为非接触式流体动压弹簧式机械密封,具有一定刚度的流体膜可改善密封润滑状态,减小磨擦副之间的摩擦损耗,降低密封工作温度。此时,密封端面之间的摩擦仅有流体的内摩擦,可极大地延长机械密封的使用寿命,实现液体火箭发动机重复使用之目的。涡轮泵用流体动压弹簧式机械密封结构布局见图1,主要由提供预紧力的弹簧、O形圈、静环、动环等组成;密封摩擦副的摩擦磨损性能直接影响着机械密封的工作性能。碳石墨是机械密封摩擦副软面材料中用量最大、使用范围最广的基本材料。碳石墨材料具有独特的自润滑性和良好的导热性,耐腐蚀性好,摩擦系数小,线膨胀系数低,机械密封用碳石墨材料种类和性能参数见表3。基于碳石墨作为软面摩擦副的常用配对摩擦副材料有:石墨—马氏体不锈钢,石墨—镀铬不锈钢,填充玻璃纤维氟塑料—表面化学气相沉积氧化铝陶瓷不锈钢,石墨—表面喷涂碳化钨硬质合金等,机械密封选用摩擦副材料时,必须遵循磨擦副工作参数不能超过材料极限工作值,否则会造成密封端面热裂、介质泄漏、密封失效等问题,根据液体火箭发动机涡轮泵用流体动压弹簧式机械密封工作介质和工况,选择浸渍金属碳石墨—9Cr18 动环配对为密封摩擦副。

涡轮泵用流体动压弹簧式机械密封结构参数主要有:静环内径 D_0 、静环外径 D_2 、平衡直径 D_b 、密封面宽度平衡直径 b_1 、静环平衡系数 b 和螺旋槽结构参数:螺旋角 α 、槽深 h_0 、槽台比 β ($\beta = \frac{b_1}{b}$,) 和螺旋槽半径 r_1 。

静环内径 D_0

$$D_0 = D + (1 \sim 3) \text{ mm} \quad (6)$$

式中 D 为轴径, mm。

静环外径 D_2

$$D_2 = D_0 + 2b_f \quad (7)$$

式中 b_f 为密封面宽度平衡直径, mm。

静环平衡系数 b

$$b = \frac{D_0^2 - D_b^2}{D_2^2 - D_0^2} \quad (8)$$

表 3 机械密封用碳石墨材料种类和性能参数

Tab. 3 Types and performance parameters of carbon graphite materials for mechanical seal

种类		性能
机械密封用碳石墨	浸渍树脂碳石墨	浸渍后的密度、硬度、强度均增大, 耐热性能下降, 易产生疱疤现象
	浸渍金属碳石墨	适用于高温介质, 导热性有所提高, 硬度低, 耐化学腐蚀性差
	不透性碳石墨	耐热性、抗冲击性、耐腐蚀性均较高
	硅化石墨	自润滑性、导热性、热抗冲击性和高温强度均较高
		浸渍金属碳石墨 (流体动压密封用)
性能指标	肖氏硬度/HS	开孔气孔率/%
性能参数	>60	<8
		抗压强度/MPa
		>130
		体积密度/(g·cm ⁻³)
		>1.85
		抗折强度/MPa
		>60
		石墨化度 G/%
		>72

螺旋槽为对数螺旋线, 其表达式为:

$$r = r_1 e^{\theta \tan \alpha} \quad (9)$$

螺旋槽半径 $r_1 = 37 \text{ mm}$, 螺旋角 $\alpha = 11^\circ$, 槽深 $h_0 = 5 \text{ }\mu\text{m}$, 螺旋槽数量 $N_g = 12$ 。

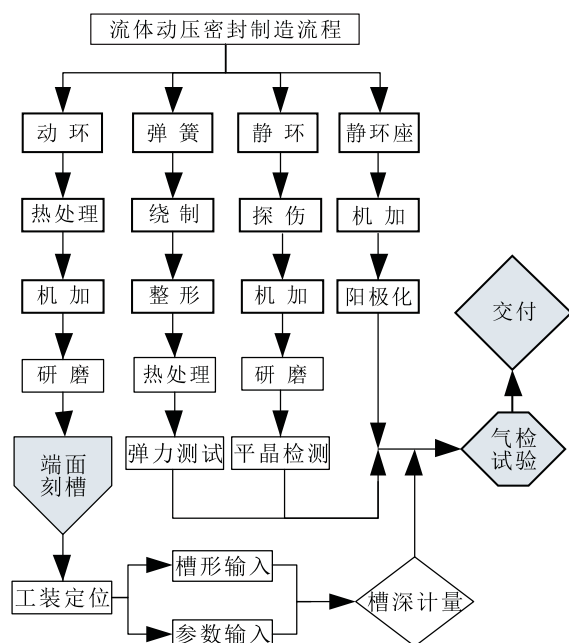


图 5 流体动压密封制造工艺流程框图

Fig. 5 Manufacturing process flow of fluid dynamic pressure seal

5 流体动压密封制造工艺

图 5 是流体动压密封制造工艺框图, 密封静环座材料为铝 2A14, 密封动环材料为 9Cr18, 弹簧材料为 3J21, 密封静环材料为浸渍金属碳石墨。密封动环表面采用激光打标工艺技术刻有对数螺旋槽, 螺旋槽刻蚀加工精度受电流、刻蚀速度、激光脉冲频率等因素影响, 通过工艺试验得出了激光打标刻蚀对数螺旋槽的工艺规范。该工艺规范为: 电流 $I = 8 \text{ A}$, 刻蚀速度 $v = 300 \text{ mm/s}$, 激光脉冲频率 $f = 2 \text{ kHz}$, 采用该工艺规范加工出的对数螺旋槽动环满足设计技术要求, 即对数螺旋槽半径 $r_1 = 37 \text{ mm}$, 槽深 $h_0 = 5 \text{ }\mu\text{m}$, 螺旋角 $\alpha = 11^\circ$, 螺旋槽数量 $N_g = 12$ 。

6 流体动压密封试验

图 6 是流体动压密封介质运转试验原理框图。流体动压密封安装于图 6 的密封试验器内, 试验介质为航空煤油, 试验工况为: 转速 $v = 17\,000 \pm 500 \text{ r/min}$, 密封压差 $\Delta p = (0.2 \sim 0.25) \text{ MPa}$, 共进行了 4 组密封介质运转试验, 每组试验均为两次启动, 每组试验累计工作时间 $t = 1\,500 \text{ s}$, 试验过程中流体动压密封工作稳定,

试验结果见表 4。

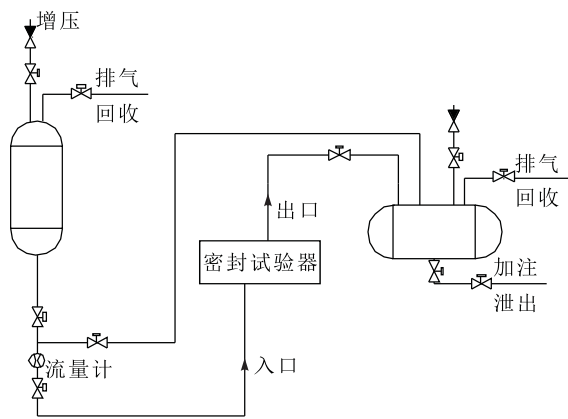


图 6 流体动压密封介质运转试验原理框图
Fig. 6 Principle diagram of running test system for fluid dynamic pressure sealing medium

表 4 流体动压密封介质运转试验结果
Tab. 4 Running test result of fluid dynamic pressure sealing medium

启动次数	工作时间 /s	平均功率 /kW	工作温度 /℃	泄漏量 / (ml · s ⁻¹)	石墨环磨损量 /mm
2	1 500	5. 15	35. 1 – 38. 9	6. 5	0. 01
2	1 500	5. 23	33. 5 – 38. 5	6. 8	0. 01
2	1 500	5. 19	34. 9 – 38. 7	5. 9	0. 01
2	1 500	5. 18	34. 5 – 38. 2	6. 2	0. 01

由表 4 可知, 密封工作温度较低, 密封泄漏量属于微泄漏, 密封试验结果满足设计技术要求。

7 结论

基于有限元 Matlab 软件平台对流体动压密封进行了计算机数值仿真分析与计算, 研究了流体动压密封动环对数螺旋槽半径和螺旋角与流体动压密封开启力和泄漏量之间的关系, 得出了流体动压密封设计准则, 即对数螺旋槽半径 $r_1 = 37\text{ mm}$,

槽深 $h_0 = 5\text{ }\mu\text{m}$, 螺旋角 $\alpha = 11^\circ$, 螺旋槽数量 $N_g = 12$; 通过激光打标工艺试验得出了激光打标刻蚀对数螺旋槽的工艺规范, 该工艺规范为: 电流 $I = 8\text{ A}$, 刻蚀速度 $v = 300\text{ mm/s}$, 激光脉冲频率 $f = 2\text{ kHz}$, 采用该工艺规范加工出的对数螺旋槽动环满足设计要求, 流体动压密封介质运转试验结果表明: 流体动压密封有限元 Matlab 计算机数值仿真分析与计算是合理的, 流体动压密封设计和工艺规范是正确和有效的。

参考文献:

[1] 杨惠霞,王玉明. 泵用干气密封技术及应用研究[J]. 流体机械,2005,33(2):1-4.

[2] 曹登峰,宋鹏云,李伟,等. 螺旋槽气体端面密封动力学研究进展[J]. 润滑与密封, 2006(5): 178-182.

[3] 宁建华. 光刻技术在流体动力密封研究中的应用[J]. 火箭推进,2005, 31(4):41-43.

NING Jianhua. Application of photoetching to liquid hydrodynamic seal[J]. Journal of rocket propulsion, 2005, 31(4): 41-43.

[4] MOORE J J. Three-dimensional CFD rotor dynamic analyses of gas labyrinth sealings [J]. Journal of vibration and acoustics, 2003, 125(4): 427-433.

[5] BLOCH H P. Consider dry gas sealings for centrifugal compressors [J]. Hydrocarbon processing, 2005, 84(1): 9-10.

[6] TABATA H, SANO M. Study of high efficiency turbo compressor development of high-speed and high pressure dry-gas-sealing [J]. IHI engineering review, 2005, 38(1): 1-5.

[7] 徐万福,耿彬,谷霞,等. 流体动力润滑螺旋槽非接触机械密封的发展及应用[J]. 润滑与密封, 2006(12): 203-207.

[8] ZOU M, GREEN I. Clearance control of a mechanical face sealing [J]. Teratology transactions, 1999, 42(3): 535-540.

[9] 周剑锋. 机械密封中的热流体动力效应研究[D]. 南京:南京工业大学, 2006.

[10] 蒋小文, 顾伯勤. 螺旋槽干气密封气膜特性研究[J]. 化工学报, 2005, 56(8): 419-425.

(编辑:陈红霞)