

# 非接触式气体润滑密封变形的数值分析

彭旭东<sup>1</sup>, 冯向忠<sup>1</sup>, 胡丹梅<sup>1,2</sup>, 谢友柏<sup>2</sup>

(1. 石油大学 机电工程学院, 山东 东营 257061; 2 上海交通大学 机械动力学院, 上海 200030)

**摘要:** 针对离心泵用非接触式螺旋槽气体润滑密封, 通过采用有限元法求解描述密封端面间气体流动的雷诺方程, 计算了不同约束、不同结构的静密封环和配对动密封环的力变形、端面泄漏量、开启力及气膜刚度等参数, 分析了变形对密封特性的影响。结果表明: 密封环的力变形使得端面气膜形状大多呈发散型, 约束对其变形大小具有重要影响, 选择合适的约束可以减小密封面转角、提高气膜刚度、增强密封工作稳定性; 变形对密封的开启力影响不大, 但变形导致泄漏量增大, 并明显改变气膜刚度。

**关键词:** 气体密封; 螺旋槽; 力变形; 有限元法

**中图分类号:** TH117.2

**文献标识码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2004)06-0536-05

干式气体端面密封(DGS)已经广泛应用于离心压缩机, 但其在离心泵转轴密封中的应用仍处于起步阶段。由于DGS端面间的气膜厚度仅为几微米, 因此密封环的任何微小变形都会影响其工作性能; 变形过大将造成密封泄漏和磨损加剧, 使用寿命缩短。与此相适应, DGS密封环的变形研究具有重要理论意义和应用价值。早期研究者主要侧重于普通机械密封的变形研究<sup>[1-5]</sup>。Stolarski等<sup>[6-10]</sup>研究了人字形槽液体润滑密封和气体普通密封的变形问题, 发现变形对端面流体膜的产生和保持非常重要。就普通离心泵而言, 端面间气膜产生的摩擦热和密封组件旋转产生的搅拌热导致的热变形均很小, 且封气具有良好的循环冷却效果, 故可以忽略密封环的热变形。本文作者主要研究螺旋槽气体润滑密封(S-DGS)系统中不同结构(包括约束)密封环的力变形及其对密封性能的影响。

## 1 理论模型与计算

S-DGS的气膜厚度很小, 不考虑端面间摩擦热的影响, 则粘度和密度沿膜厚、径向和周向方向的变化可以忽略, 同时假设端面间气体为层流条件下的理想气体, 则在柱坐标系中适用于端面气膜压力分布的稳态控制方程, 即雷诺方程为<sup>[1,11]</sup>:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} (PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial R} (RPH^3 \frac{\partial P}{\partial R}) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (PH) \quad (1)$$

式中各无量纲参数定义分别为:  $R = r/r_i$ ,  $H = h/h_1$ ,  $P = p/p_i$ ,  $\Lambda = 6\mu\omega r_i^2 / (p_i h_1^2)$ 。其中  $r$  为端面任意半径,  $h$  为气膜厚度,  $h_1$  为端面槽堰处气膜厚度,  $p$  为气膜压力,  $\mu$  为动力粘度,  $\omega$  为角速度,  $\Lambda$  为压缩系数。下标  $i$  和  $o$  分别表示端面内、外径。

就图 1 所示的内置式 S-DGS 而言, 密封面内、外

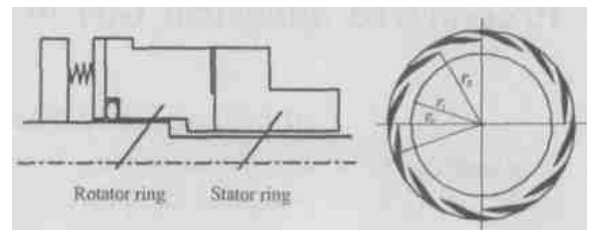


Fig 1 Schematic of a dry gas seal and grooved face  
图 1 非接触气体密封结构和螺旋槽端面几何示意图

径处的压力已知, 因此式(1)的边界条件为:

强制性边界条件:  $R = 1, P = 1; R = R_o, P = P_o$

周期性边界条件:  $P(\theta + 2\pi/N_g) = P(\theta)$ , 其中  $N_g$  为密封面开槽总数

采用消行修正法处理强制性边界条件, 采用 Lagrange 乘子法处理周期性边界条件<sup>[12]</sup>。用有限元法求解式(1)。由于螺旋槽在密封端面均匀分布且密封环结构、约束和受力具有轴对称性(图 1), 故可以仅针对周向 1 个完整的槽堰区所在的扇形区域进行计算。根据伽辽金法得到变分方程:

基金项目: 教育部科学技术研究重点项目基金资助(03107)。

收稿日期: 2004-02-08; 修回日期: 2004-04-28/联系人彭旭东, email: pengxd@hpu.edu.cn

作者简介: 彭旭东, 男, 1964年生, 博士, 教授, 博士生导师, 目前主要从事流体机械密封及橡胶材料的摩擦学研究

$$\iint_{\Omega} H^3 \left[ \frac{\partial^2 \delta p}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \delta p}{\partial R^2} \right] - 2e^{2\Phi} \Lambda P H \left[ \frac{\partial(PH)}{\partial \theta} \right] \delta p d\Phi d\theta = 0 \quad (2)$$

式中:  $\Phi = \ln R$ , 则  $dR = e^{\Phi} d\Phi$ , 这样螺旋槽的曲线边界可变为直线, 以便于划分有限单元网格

采用三节点三角形环状单元划分网格, 其中网格线与螺旋槽边界重合, 以保证槽堰交界处单元膜厚的连续性 采用上述单元对变分方程(2)进行离散化, 得到如下所示的离散方程:

$$\sum_{i=1}^n \left\{ \sum_{j=1}^3 [A(i, j) P_j^2 + B(i, j) P_j] \right\} = 0 \quad (3)$$

其中:

$$A(i, j) = \iint_{\Omega} H^3 \left[ \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \frac{\partial N_j}{\partial \theta} + \frac{\partial N_i}{\partial \Phi} \frac{\partial N_j}{\partial \Phi} \right] d\Phi d\theta \quad (4)$$

$$B(i, j) = - \iint_{\Omega} \Lambda e^{2\Phi} H N_j \frac{\partial N_i}{\partial \theta} d\Phi d\theta \quad (5)$$

式中:  $N$  为插值函数, 具体选取方法参见文献[13]

采用 Newton-Raphson 法解总体非线性方程, 采用高斯积分<sup>[13]</sup>得到气膜压力分布, 并据此求得气膜开启力、气膜刚度、泄漏量和刚漏比等主要密封特性参数 具体计算表达式分述如下<sup>[11, 14]</sup>:

$$\text{开启力: } F_{\text{open}} = p_i r_i^2 \bar{F}_{\text{open}} \quad (6)$$

无量纲开启力:

$$\bar{F}_{\text{open}} = N_g \int_0^{2\pi} \int_{r_g}^{r_o} P e^{2\Phi} d\Phi d\theta \quad (7)$$

气膜刚度(定义为密封在稳态平衡位置  $h = h_0$  处运行, 密封面间隙发生微小变化时, 单位位移引起的开启力变化):

$$K_z = \frac{\partial F_{\text{open}}}{\partial h} \Big|_{h_0} = - \frac{F_{\text{open}2} - F_{\text{open}1}}{h_2 - h_1} \quad (8)$$

无量纲气膜刚度:

$$\bar{K}_z = \frac{K_z}{p_i r_i^2} \quad (9)$$

泄漏量:

$$Q = \frac{p_i^2 h_0^3}{24 \mu K T} \frac{1}{\ln(R_g/R_i)} \left( \int_0^{2\pi} P_g^2 d\theta - 2\pi p_i^2 \right) \quad (10)$$

无量纲泄漏量:

$$\bar{Q} = \frac{24 \mu K T}{p_i^2 h_0^3} Q \quad (11)$$

刚漏比:

$$\Gamma = \bar{K}_z / \bar{Q} \quad (12)$$

## 2 计算结果与分析

### 2.1 结构/约束形式

选择图 2 所示静环的 4 种典型结构(包括约束)

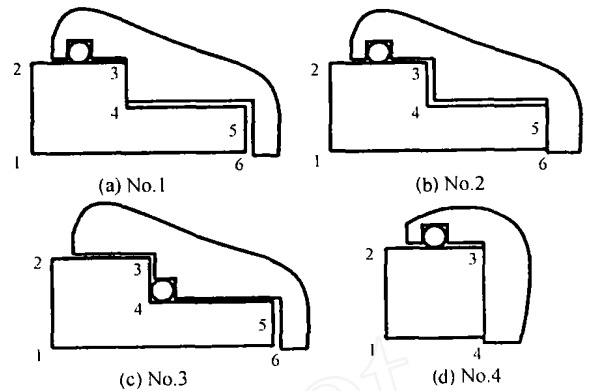


Fig 2 Schematic of stationary rings of different structures

图 2 静密封环的结构及约束示意图

来研究密封变形及其对密封特性的影响

结构 1~ 3 分别如图 2(a~ c)所示, 静环尺寸与结构不变, 仅约束和 O 形圈位置不同, 以研究不同约束方式对密封环变形的影响 其中, 图 2(a) 中的 3-4 边轴向受约束, 图 2(b) 中的 5-6 边轴向受约束, 图 2(c) 中的 O 形圈位置与结构 1、2 不同

结构 4 如图 2(d)所示, 静环截面为矩形, 静环背面轴向受约束, 用于研究密封环结构不同对环变形的影响 计算时忽略 O 形圈以及防转销孔和传动销孔的影响, 弹簧力视作均布载荷, 忽略离心力的影响

密封动环材料为硬质合金 YG6, 静环材料为石墨 M Y10K. 材料力学性能<sup>[11]</sup>: 合金弹性模量  $E = 6.27 \times 10^5 \text{ MPa}$ , 泊松比  $\nu = 0.28$ ; 石墨弹性模量  $E = 1.76 \times 10^4 \text{ MPa}$ , 泊松比  $\nu = 0.35$

密封环的几何参数和工况参数分别为<sup>[11, 15]</sup>:  $r_i = 58.42 \text{ mm}$ ,  $r_o = 77.78 \text{ mm}$ , 槽底半径  $r_g = 69 \text{ mm}$ ,  $N_g = 12$ , 螺旋角  $\alpha = 15^\circ$ , 槽台宽比  $\xi = \text{槽宽}/\text{台宽} = 1.0$ , 螺旋槽深度  $h_2 = 0.005 \text{ mm}$ ;  $p_i = 0.1013 \text{ MPa}$ ,  $p_o = 4.5852 \text{ MPa}$ , 转速  $n = 2950 \text{ r/min}$ ,  $T = 30$ ,  $\mu = 1.8575 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

### 2.2 计算结果与分析

规定压缩变形为正, 拉伸变形为负; 动环端面产生顺时针方向变形时转角为负, 产生逆时针方向变形时转角为正; 静环端面转角的正负规定与动环相反 图 3 示出了动环和静环的变形, 其中静环端面变形结果列于表 1. 可以看出, 密封环变形后端面不再为平面, 端面中部形成内凹曲面 其原因在于螺旋槽槽底处气膜压力最大 此外, 密封端面转角为负值, 形成发散型间隙, 这是因为内置式螺旋槽气体密封在工作时外径压力比内径压力高, 形成使密封环向内旋转的力矩所致 从图 3 还可以看出, 由于静环的结构不同, 动

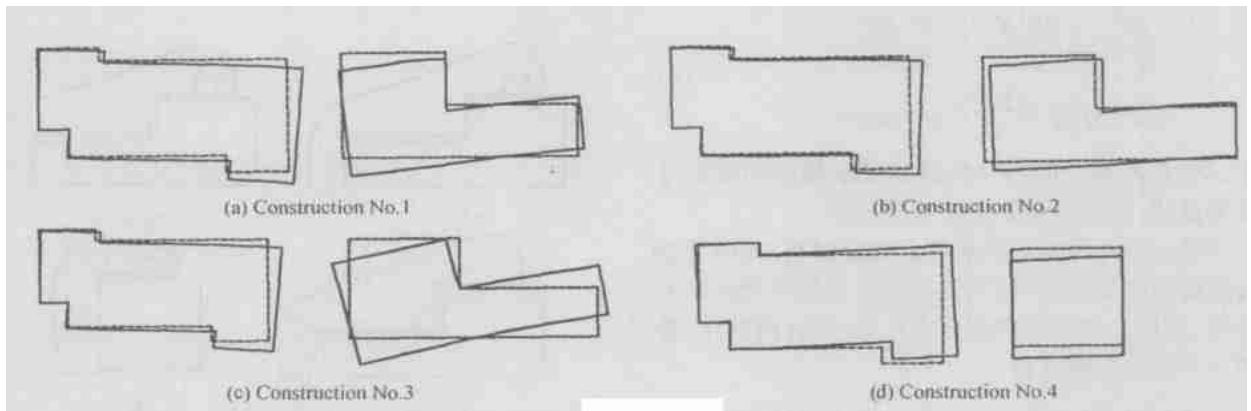


Fig 3 Schematic of face mechanical deformation of seal ring with different constructions (rotator 10 000 ×, stator 100 ×)  
图 3 不同结构/约束密封环的力变形示意图(动环 × 10 000 倍, 静环 × 100 倍)

表 1 静环密封端面力变形

Table 1 Face mechanical deformation of stationary seal ring with different constructions

Radial location r/mm	Face deformation of different stationary seal ring constructions/ $\mu\text{m}$							
	1 <sup>#</sup>		2 <sup>#</sup>		3 <sup>#</sup>		4 <sup>#</sup>	
	Axial	Radial	Axial	Radial	Axial	Radial	Axial	Radial
58.42	15.43	-33.73	16.55	-15.36	18.74	-51.14	0.6735	-23.54
63.49	10.22	-32.55	16.01	-14.81	5.857	-49.05	0.6107	-22.81
69	4.424	-31.70	14.82	-14.58	-8.311	-47.51	0.4609	-22.63
73.55	-0.4941	-31.78	13.48	-15.08	-20.14	-47.04	-0.3610	-23.14
77.78	-5.064	-32.41	11.94	-15.86	-30.28	-47.31	-1.459	-23.88
Face rotating angle /rad	-1.059 × 10 <sup>-3</sup>		-2.831 × 10 <sup>-4</sup>		-2.532 × 10 <sup>-3</sup>		-1.101 × 10 <sup>-4</sup>	

环变形也不同, 结构 1~ 3 所对应的动环密封端面转角均为负值, 而结构 4 所对应的动环密封面转角为正值。但由于动环变形极小, 静环的变形相对而言大得多, 故 4 种结构最终形成的气膜均为发散型。另外, 动环的变形和转角明显比静环的小, 其主要原因在于动环材料的弹性模量远比静环材料的大。

由表 1 可知, 在 4 种结构中, 结构 4 的静环轴向变形和转角最小, 这表明密封环背面受到刚性约束对减小密封面变形具有重要作用, 约束越多则其作用越

明显。结构 2 的轴向变形与结构 1 和结构 3 的相差不大, 但其转角小一个数量级。从结构和受力来看, 结构 1 中 3-4 边的反力与结构 2 中 5-6 边的反力相差不大 (因为内径处压力与端面气膜压力相比较小), 但结构 2 中 5-6 边的反力力臂比结构 1 中 3-4 边的反力力臂大, 即前者的反力矩更大, 因此结构 2 的转角更小。

受端面变形影响, 静环结构不同时 S-DGS 特性参数的变化列于表 2。可以看出, 端面变形对密封开启力影响不大, 但使泄漏量上升, 使气膜刚度和刚漏

表 2 变形对 S-DGS 密封性能的影响

Table 2 Effect of face deformation on sealing performances

Sealing performance	Undeformed seal ring	Deformed seal ring with different constructions			
		1 <sup>#</sup>	2 <sup>#</sup>	3 <sup>#</sup>	4 <sup>#</sup>
Dimensionless opening force, $\bar{F}_{\text{open}}$	98.62	107.94	103.76	107.84	88.84
Dimensionless leakage, $\bar{Q}$	73064.49	77323.74	77276.98	77308.52	81799.09
Ratio of stiffness to leakage, $\Gamma \times 10^4$	9.22	5.85	6.48	2.76	6.79

比明显降低。其中, 结构 1~ 3 对应气体密封的开启力和泄漏量相差不大, 结构 3 对应密封的刚漏比最小, 稳定性最差; 而结构 4 的开启力最小, 气膜刚度或刚漏比最大, 但泄漏量最大。总体而言, 结构 2 的泄漏量

最小, 且刚漏比较大, 所以就 4 种结构而言, 结构 2 对应的 S-DGS 的综合密封特性最佳。据此可知, 针对不同的密封材料配对和结构组合, 通过选择合适的约束对 DGS 进行优化设计以提高密封的工作稳定性, 减

小泄漏量和延长密封使用寿命, 不仅必要而且可行。

### 3 结论

a 内置式气体润滑密封的力变形对密封特性具有重要影响, 变形导致泄漏量增大、刚漏比降低, 从而使密封稳定性变差

b 静环辅助密封(如O形圈)的安放位置和密封环背面的约束位置对动、静密封环变形量均具有重要影响; 应当使约束反力矩接近或等于介质压力形成的力矩, 以减小密封面转角, 避免形成发散型间隙, 增大密封的刚漏比值, 提高其稳定性

c 密封环变形值大小与密封工作特性优劣之间不存在必然的对应关系。换言之, 最小密封环变形并不一定对应于最优密封性能, 应针对具体操作条件、结构和材料配对进行分析和优化设计。

### 参考文献:

- [1] 顾永泉. 机械端面密封[M]. 山东东营: 石油大学出版社, 1994
- [2] 陈铁鑫, 白兰璧, 李继和. 小弹簧平衡型大直径釜用机械密封环的变形和应力分析[J]. 流体工程, 1987, (4): 15-20  
Chen T X, Bai L B, Li J H. Analyses of stress and strain of a balanced face seal with multi-springs and large diameter for a reaction kettle[J]. Fluid Engineering, 1987, (4): 15-20
- [3] Peng X D, Xie Y B, Gu Y Q. Evaluation of mechanical face seals operating with hydrocarbon mixtures [J]. Tribology International, 2003, 36 (3): 199-204
- [4] Ruan B, Salant R E, Green I M. Mixed lubrication model of liquid/gas mechanical face seals[J]. Tribology Trans, 1997, 40 (4): 647-657.
- [5] 邹继斌, 尚静, 孙桂英, 等. 磁性流体密封压差的数值计算[J]. 摩擦学学报, 2000, 20 (1): 46-49  
Zou J B, Shang J, Sun G Y, *et al*. Numerical computations for seal pressure differential magnetic fluid seals[J]. Tribology, 2000, 20 (1): 46-49
- [6] Stolarski T A, Xue Y. Performance study of a back-depression mechanical dry gas seal[J]. Proc Inst Mech Eng, Part J: J of Eng Tribology, 1998, 212 (4): 279-290
- [7] 李学慧, 安宏, 张萍, 等. 氮化铁磁性流体静态密封研究[J]. 摩擦学学报, 2003, 23 (1): 69-71.  
L X H, An H, Zhang P, *et al*. Research on static sealing by ferric nitride magnetic fluid[J]. Tribology, 2003, 23 (1): 69-71.
- [8] Harp S R, Salant R E. Analysis of mechanical seal behavior during transient operation [C]. Proc of the 1997 Joint ASME/STLE/MechE World Tribology Conf, London, U.K, Sept. 8-12, 1997.
- [9] 刘同冈, 杨志伊. 磁流体液体动密封结构的优化设计[J]. 摩擦学学报, 2003, 23 (4): 353-355  
Liu T G, Yang Z Y. Design optimization of seal structure of liquid sealing by magnetic fluids[J]. Tribology, 2003, 23 (4): 353-355.
- [10] 王美华, 董勋. 人字形螺旋槽机械密封热变形及力变形[J]. 流体工程, 1992, 20(5): 34-38  
Wang M H, Dong X. Thermal and mechanical deformations of a mechanical seal with herringbone spiral grooves onto its face [J]. Fluid Engineering, 1992, 20(5): 34-38
- [11] 冯向忠, 彭旭东. 螺旋槽干式气体端面密封性能的数值分析[J]. 润滑与密封, 2004, 6: 41-43  
Feng X Z, Peng X D. Numerical analyses of spiral groove dry gas face seals[J]. Lubrication Engineering, 2004, 6: 41-43
- [12] 王勛成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003
- [13] 李开泰, 黄艾香, 黄庆怀. 有限元方法及其应用(1)[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1984
- [14] 刘雨川. 端面气膜密封特性研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1999
- [15] Gabriel R P. Fundamentals of spiral grooved non-contacting face seals[J]. Lubr Eng, 1994, (3): 215-224

## Numerical Analysis of Deformation of a Non-Contacting Gas Lubricated Seal

PENG Xu-dong<sup>1</sup>, FENG Xiang-zhong<sup>1</sup>, HU Dan-mei<sup>1</sup>, XIE You-bai<sup>2</sup>

*(1. School of Mechatronic Engineering, University of Petroleum, Dongying 257061, China;*

*2. School of Mechanical and Power, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030, China)*

**Abstract:** A finite element analysis was performed on the Reynolds equation for the gas flow between the two faces of a non-contacting dry gas face seal with spiral grooves (S-DGS) applied to a centrifugal pump for emission control. Thus the deformation of the both faces caused by pressure and contact forces of the S-DGS consisting of a stator ring with different constructions and/or constrictions and its effect on the principal parameters such as seal opening force, flow leakage rate, and gas film axial stiffness of the seal were investigated. The stability of the several seals with different constructions and constrictions was examined. It was found that the face mechanical deformation caused a divergent sealing gap whose value was closely dependent on the construction and/or constriction of the stator ring. Moreover, the face deformation had a slight effect on the seal opening force but great effect on the gas film stiffness. Therefore, it was imperative and feasible to decrease and even avoid the face deformation by selecting suitable constrictions, which hence made it possible to increase the stability of the S-DGS.

**Key words:** gas seal; spiral groove; face mechanical deformation; finite element analysis

**Author:** PENG Xu-dong, male, born in 1964, Ph. D., Professor, e-mail: pengxd@hdpu.edu.cn