

# 微孔几何轮廓对浮环气膜密封 动压润滑特性的影响

王世鹏, 丁雪兴\*, 丁俊华, 张兰霞, 江安迪

(兰州理工大学 石油化工学院, 兰州 730050)

**摘要:** **目的** 充分研究微结构几何轮廓对浮环气膜密封润滑特性的影响, 调节微尺度流动, 提高密封综合性能, 为气膜浮环密封的优化设计提供理论基础。**方法** 基于气膜润滑理论, 建立表面结构化浮环密封的润滑模型, 以圆形、正方形、椭圆形、三角形 4 种轮廓微结构孔为研究对象, 采用有限差分法对流体动压控制方程进行数值求解, 获得密封间隙内气膜压力分布, 通过试验验证理论模型的正确性和有效性, 并考察不同几何轮廓的微结构孔对浮环密封性能的影响规律。**结果** 微结构孔均可产生显著的流体动压效应, 具有三角形轮廓特征微结构孔在综合密封性能上表现出最佳效果, 其次是椭圆形、正方形, 最后是圆形。在相同工况条件下, 不同几何轮廓的微结构孔对密封性能参数的影响具有相似的规律。其中, 转速、压力和偏心率的增大均可提高气膜浮升力; 随着压力和偏心率的增加, 泄漏率迅速升高, 随着转速的升高而缓慢下降; 气体摩擦力随着转速、压力和偏心率的升高而升高。**结论** 在轴套表面合理设计微纹理, 并对不同几何轮廓微孔所适应的工况参数进行了研究, 明确了不同工况下织构类型的选择和优化。研究结果可为浮环气膜密封的轴套加工制造提供理论依据, 具有实际应用价值。

**关键词:** 浮环密封; 表面微结构; 气膜润滑; 密封性能; 有限差分法

**中图分类号:** TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-3660(2024)13-0139-12

**DOI:** 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2024.13.014

## Effect of Micro-pore Geometric Configuration on Dynamic Lubrication Performance of Floating Ring Gas Seal

WANG Shipeng, DING Xuexing\*, DING Junhua, ZHANG Lanxia, JIANG Andi

(College of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of  
Technology, Lanzhou Gansu 730050, China)

**ABSTRACT:** In order to explore the effect of diverse micro-pore geometric configurations on the performance parameters of floating ring air-film seal, an intricate and elaborate lubrication model was employed for surface-textured floating ring seals based on the principles of gas film lubrication theory. Four distinct categories of micro-textured apertures, namely circles, squares, ellipses, and triangles, were meticulously selected as the focal points for comprehensive and in-depth inquiry. The intricate and complex fluid dynamic pressure control equations were deftly and expertly managed by the finite difference

收稿日期: 2023-07-18; 修订日期: 2023-12-06

Received: 2023-07-18; Revised: 2023-12-06

基金项目: 国家自然科学基金 (51565029); 宁波重大专项 (2020Z112)

Fund: National Science Foundation of China (51565029); Major Special Projects in Ningbo (2020Z112)

引文格式: 王世鹏, 丁雪兴, 丁俊华, 等. 微孔几何轮廓对浮环气膜密封动压润滑特性的影响[J]. 表面技术, 2024, 53(13): 139-150.

WANG Shipeng, DING Xuexing, DING Junhua, et al. Effect of Micro-pore Geometric Configuration on Dynamic Lubrication Performance of Floating Ring Gas Seal[J]. Surface Technology, 2024, 53(13): 139-150.

\*通信作者 (Corresponding author)

method, thereby precisely and accurately determining the intricate distribution of gas pressure within the sealing gap. The experimental validation unequivocally affirmed the precision, exactitude, and validity of the painstakingly constructed and meticulously refined theoretical model. The work aimed to delve into the profound and far-reaching effect exerted by micro-textured apertures exhibiting diverse geometric configurations on the sealing performance of the floating ring. The empirical findings incontrovertibly and irrefutably indicated that micro-textured apertures possessed the inherent and remarkable capability to engender and elicit profound hydrodynamic pressure effects, with linear profile characteristics decidedly and markedly surpassing their curvilinear counterparts in terms of sheer performance and efficacy. The hierarchical ordering of impact on the overall sealing performance was meticulously and scrupulously determined to be triangle, ellipse, square and circle. Under comparable operational conditions that were meticulously devised and rigorously calibrated, micro-textured apertures featured distinct geometric configurations exhibited and manifested analogous and akin variations in the parameters governing and dictating the performance of the sealing mechanism. The augmentation and escalation of rotational speed, inlet pressure, and eccentricity occurred in a concurrent and harmonious manner, invariably leading to a proportional and commensurate augmentation and escalation of the opening force. As the depth and dimension of the micro-textured apertures gradually and incrementally increased and expanded, an easily discernible and palpable attenuation and diminution in the dynamic pressure ensued, thereby culminating in a reduction and decrement in the overall magnitude and magnitude of the opening force. In tandem and synchronization with the heightened and elevated levels of inlet pressure, eccentricity, and the depth of the micro-textured apertures, the leakage rate displayed and exhibited a pronounced and conspicuous escalation and amplification, while concurrently revealing and exhibiting a gradual decline and descent with the progressive advancement and acceleration of rotational speed. The gas friction force, with its inherent and innate propensity and tendency to increase and amplify, exhibited and demonstrated a steadfast and unwavering positive correlation and correspondence with the escalation, augmentation, and upswing of rotational speed, inlet pressure, and eccentricity. In contrast, the gas film friction force, affected and governed by its own set of dynamics and characteristics, evinced and showed an inverse and opposite relationship and association with the depth and dimension of the micro-textured apertures. The far-reaching and significant research findings derived from the meticulous and exhaustive research endeavor provide and furnish a robust and resilient theoretical framework that serves as an indispensable and indispensable guiding reference and compass for the meticulous and precise fabrication and production of the shaft sleeve within the realm and domain of the floating ring gas seal.

**KEY WORDS:** floating ring seal; surface micro-texture; gas lubrication; sealing performance; finite difference method

浮环气膜密封是一种改进的微间隙密封方法,可以在无碰磨情况下使径向间隙最小化,从而达到降低泄漏量的目的。它具有耐高温、低泄漏和长寿命等优点,广泛应用于高速透平机械的轴端密封<sup>[1-3]</sup>。随着科技的高速发展,流体机械设备面临的工作环境日益苛刻,对密封系统的稳定性和使用寿命提出了更高的要求,因此研究提高密封摩擦副表面润滑和强化密封效果的理论和技术具有重大意义。

研究发现,通过电解和激光等加工方式在轴套表面开设有序的微织构孔,可以作为一种提高密封性能、降低动静环之间碰磨概率的有效手段,成为现代新型密封研究中的热点,广受国内外润滑摩擦领域专家的青睐<sup>[4-6]</sup>。在微织构孔数值计算方面,纪敬虎等<sup>[7]</sup>、Shi 等<sup>[8]</sup>通过研究不同类型的表面织构,并考虑相邻织构的集体效应,比较了不同表面纹理模式对密封性能的影响。研究发现,在小密封间隙和高转速条件下,纹理深度为 3  $\mu\text{m}$  的微槽的密封性能最佳。Sharma 等<sup>[9-11]</sup>用 V 形表面结构改善了流体动压滑动轴承的静态性能,研究发现,在偏心率较低时,将表

面纹理区域置于压力累积区域,可提高轴承性能。Bai 等<sup>[12-13]</sup>提出了一种新型定向椭圆凹坑织构,以改善密封装置的动压效应。研究发现,方向性凹坑可将密封装置的气膜浮升力提高 20%以上。张友亮等<sup>[14]</sup>通过对轴表面开设微椭圆织构,探究了织构对唇形密封的润滑密封性能的影响规律。结果表明,合适的方向性能使介质流体在织构孔区的流程变长,从而提高了非接触密封的可靠性。在微织构孔测试方面, Ding 等<sup>[15-16]</sup>将类金刚石(DLC)涂层和表面微变形技术应用于干气密封装置,通过设备监测密封环织构表面的摩擦振动性能。研究发现,涂覆类金刚石薄膜的织构表面可以捕获碎屑,避免摩擦副之间的强烈碰撞,有效改善了干气密封的摩擦学性能。Hu 等<sup>[17]</sup>采用理论计算结合试验验证的方法,研究了圆形微凹坑织构在密封间隙之间的摩擦力矩和泄漏率,发现转子表面纹理可有效提高密封性能。Wu 等<sup>[18-19]</sup>利用摩擦磨损试验机对织构化表面的摩擦学行为进行了能耗性能评估,发现在高温条件下,排布合理的织构可显著降低摩擦因数、磨损和能耗,可为纹理设

计的研究与应用提供参考。王天瑞等<sup>[20]</sup>开设了不同纹理的密封环表面, 通过摩擦试验机, 对其表面的磨损量和温升等演变规律和机理进行了探索, 认为双端面组合纹理在摩擦磨损特性方面优于单端面。尽管上述研究对表面织构的特性进行了一定的探索研究, 证实表面织构在改善密封性能方面具有优势, 但是研究内容大多倾向于织构参数的改变和摩擦磨损性能的探究, 针对不同轮廓微织构孔对浮环密封的润滑密封性能的影响机理和织构形状的优选方案未见报道。

综上所述, 微织构孔的轮廓是影响润滑密封性能的重要因素。为了进一步探究不同轮廓的微织构孔对浮环密封稳态性能的影响规律, 本文以织构化浮环气膜密封为研究载体, 建立动压润滑条件下的润滑理论模型, 计算圆形、正方形、椭圆形、三角形 4 种微织构孔的气膜流场特性, 以气膜浮升力、泄漏率、气膜摩擦力和浮漏比为研究目标, 重点分析不同转速、压力、偏心率对浮环密封性能的影响, 试图发掘不同织构轮廓对提高流体的动压润滑特性的潜力, 为织构化浮环密封的设计提供理论依据。根据这些规律, 可以选择最适合特定应用需求的微织构孔轮廓, 以提高浮环气膜密封的性能和可靠性。

## 1 理论模型

### 1.1 几何模型

随着激光加工技术的高速发展, 密封副间微米级槽型的精密加工质量得以保证, 也验证了研究者对织构几何形状的大胆设计<sup>[21]</sup>。表面微织构技术是一种新兴的可实现润滑减摩的有效手段, 为了提高密封润滑性能, 尝试在轴套外表面开设一定形状、尺寸及排布形式的微织构孔, 以提高密封间隙内润滑气体的动压效应<sup>[22-23]</sup>。

浮环气膜密封是一种流阻型密封, 简化的密封结构如图 1 所示, 主要由旋转轴、轴套、石墨浮环等组成。浮环气膜密封的密封机理是建立在流体力学基础上, 属于动力密封。当轴套随着转轴高速旋转时, 因轴套外表面开设了大量的微织构孔, 且轴套与浮环采用偏心安装的设计形式, 润滑气体符合泵吸效应, 流入密封间隙, 形成了厚度较薄、刚度较大的气膜。润滑气膜的存在实现了密封副的非接触运行, 降低了密封副表面间的碰磨概率, 有效延长了密封装置的使用寿命。本文以浮环气膜密封为研究对象, 在轴套外表面分别加工了圆形、正方形、椭圆形、三角形 4 种不同几何轮廓的微织构孔, 具体微织构孔的几何轮廓参数如表 1 所示。选择这 4 种形状基于以下几点: 这 4 种形状具有一定代表性, 可以涵盖不同微织构孔形状的特点; 这 4 种形状在实际应用中较为常见, 具有一定的实用性, 发掘它们各自的特点和优势, 可以为实际工程应用提供参考; 通过对比这 4 种形状微织构孔在不同工况下的密封性能, 有助于更好地理解微织构孔形状因素对密封性能的影响机制。

### 1.2 数学模型

#### 1.2.1 压力控制方程

针对浮环密封装置的实际结构特征建立了气体润滑模型, 微织构孔的形状和尺寸都可用二维参数来描述。为了便于数学推导和计算, 做出以下假设。

- 1) 在密封间隙内, 介质流体无相对滑移。
- 2) 忽略轴套的表面粗糙度对气膜厚度控制方程的影响。
- 3) 将密封间隙内介质气体运动视为层流流动。
- 4) 忽略体积力和惯性力的作用。
- 5) 不考虑气膜温度升高引起的轴套表面变形。

在层流条件下, 描述浮环密封的流体动力润滑的雷诺方程见式 (1)<sup>[24]</sup>。

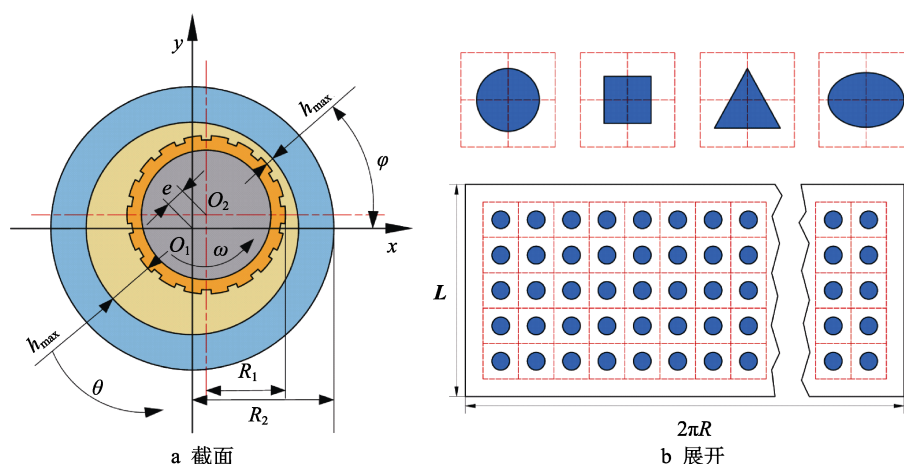
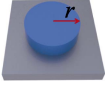
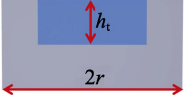
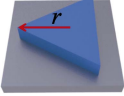
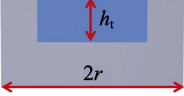
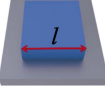
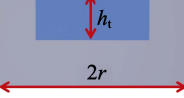
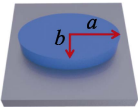
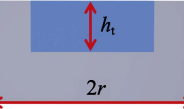


图 1 织构化浮环密封简化几何模型

Fig.1 Simplified physical model of textured floating ring seal:  
a) section diagram; b) expansion diagram

表 1 微织构孔的几何特性参数  
Tab.1 Geometric characteristic parameters of micro textured pores

Type	Geometric profile	Section diagram	Area ratio $S_p$	Maximum area ratio $T_p$	Texture depth
Circular pore			$S_p = \frac{\pi r^2}{4r^2}$	0.79	$\Delta h(\theta, z) = h_t$
Square pore			$S_p = \frac{l^2}{4r^2}$	1	$\Delta h(\theta, z) = h_t$
Triangular pore			$S_p = \frac{3\sqrt{3}r^2}{16r^2}$	0.30	$\Delta h(\theta, z) = h_t$
Elliptic pore			$S_p = \frac{\pi ab}{4r^2}$	0.50	$\Delta h(\theta, z) = h_t$

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\rho h^3}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho h^3}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = U \frac{\partial(\rho h)}{R \partial \theta} \quad (1)$$

引入无量纲参数，见式 (2)。

$$z_0 = \frac{z}{L}; \quad h_0 = \frac{h}{C}; \quad p_0 = \frac{pC^2}{U\mu R} \quad (2)$$

无量纲稳态雷诺方程见式 (3)。

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( h_0^3 \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z_0} \left( h_0^3 \frac{\partial p_0}{\partial z_0} \right) = 6 \frac{\partial h_0}{\partial \theta} \quad (3)$$

式中： $R$  为轴套外半径，m； $p$  为气膜压力，MPa； $h$  为膜厚， $\mu\text{m}$ ； $\mu$  为黏度， $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ； $\rho$  为气体密度， $\text{kg}/\text{m}^3$ ； $U$  为轴径线速度，m/s； $L$  为轴套长度，m； $C$  为平均气膜厚度， $\mu\text{m}$ ； $z_0$  为无量纲坐标变量； $h_0$  为无量纲气膜厚度； $p_0$  为无量纲气膜压力。

### 1.2.2 气膜厚度控制方程

直观展示浮环气膜密封轴套不同微织构孔结构，圆形微孔、正方形微孔、三角形微孔、椭圆形微孔的密封结构示意图如图 2 所示。织构化浮环气膜密封的气膜厚度控制方程见式 (4)。

$$h = \begin{cases} h_0 & (\theta, z) \notin \Omega \\ h_0 + h_t & (\theta, z) \in \Omega \end{cases} \quad (4)$$

式中： $h_0$  为密封间隙， $\mu\text{m}$ ； $h_t$  为织构孔深度， $\mu\text{m}$ ； $\Omega$  为微织构孔区域。

### 1.3 气膜压力控制方程的数值求解

针对浮环密封间隙内气体润滑雷诺方程的求解，常采用有限差分法<sup>[25-26]</sup>。有限差分法的基本思想是通过划分网格节点来代替连续的求解域，使用差分格式对方程组进行差分，从而将求解微分方程的问题变换为关于节点处未知量的代数方程组问题<sup>[27]</sup>。计算域网格划分如图 3 所示。网格划分对轴向的轴套长度进行等分 ( $n_z$ )，共产生了  $n_z+1$  个节点， $\Delta z$  为轴向方向步长；对圆周方向的周长进行等分 ( $n_\theta$ )，共产生了  $n_\theta+1$  个节点， $\Delta \theta$  为圆周方向步长。

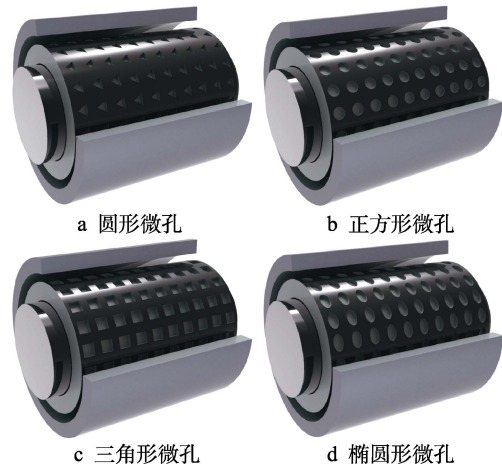


图 2 浮环气膜密封轴套不同微孔结构示意图  
Fig.2 Schematic diagram of different micro-porous structures of floating ring gas film seal shaft sleeve: a) circular micro-pore; b) square micro-pore; c) triangular micro-pore; d) ellipse micro-pore

采用有限差分法中的等距差分对式 (3) 进行离散，具体离散结果见式 (5)，各系数分别见式 (6)。

$$P_{i,j} = \frac{A_1 P_{i+1,j} + B_1 P_{i-1,j} + C_1 P_{i,j+1} + D_1 P_{i,j-1} - E}{A_1 + B_1 + C_1 + D_1} \quad (5)$$

$$\begin{cases} A_1 = \left[ \frac{(H_{i-1,j} + H_{i,j})}{2} \right]^3 \\ B_1 = \left[ \frac{(H_{i+1,j} - H_{i,j})}{2} \right]^3 \\ C_1 = \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\Delta \theta^2}{\Delta Z^2} \left[ \frac{(H_{i,j-1} + H_{i,j})}{2} \right]^3 \\ D_1 = \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\Delta \theta^2}{\Delta Z^2} \left[ \frac{(H_{i,j+1} - H_{i,j})}{2} \right]^3 \\ E_1 = 6\Delta \theta (H_{i,j} - H_{i-1,j}) \end{cases} \quad (6)$$

#### 1.3.1 边界条件的设定

1) 密封系统高、低压侧的边界条件，见式 (7)。



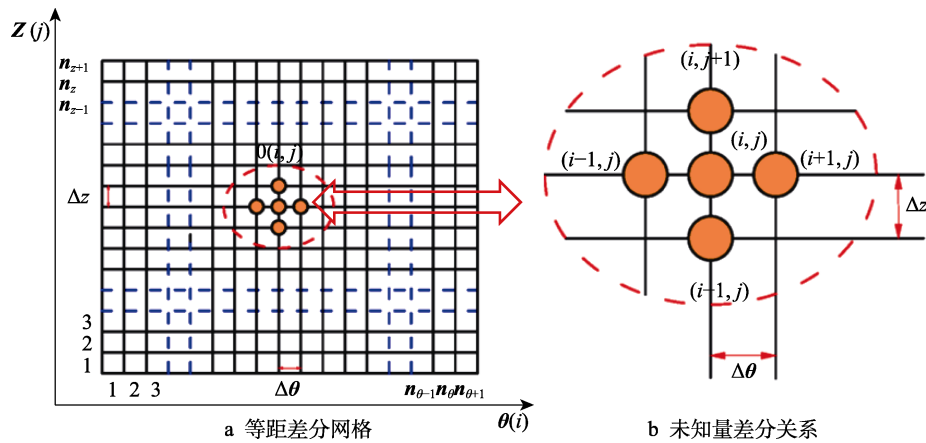


图 3 计算域网格划分示意图

Fig.3 Schematic diagram of grid division in computing domain:  
a) equidistant difference grid; b) unknown difference relation

$$\begin{cases} z=0, p=p_s \\ z=L, p=p_a \end{cases} \quad (7)$$

式中:  $p_s$  为高压侧边界压力;  $p_a$  为标准大气压力。

2) 压力以  $2\pi$  为周期的周期性边界条件, 见式 (8)。

$$p(\theta, z) = p(\theta + 2\pi, z) \quad (8)$$

### 1.3.2 数值迭代计算

采用超松弛迭代法, 迭代公式见式 (9)。

$$p_{i,j}^{k+1} = (1-\lambda)p_{i,j}^k + \lambda(p_{i,j}^{k+1} - p_{i,j}^k) \quad (9)$$

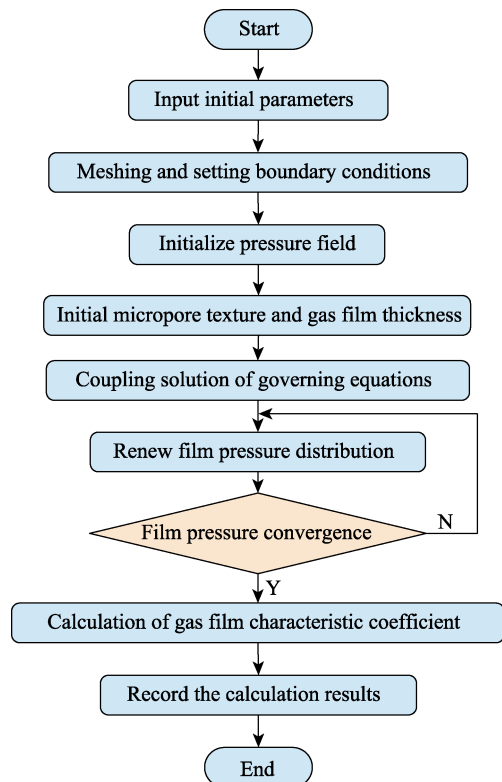
式中:  $p_{i,j}^k$  为未修正压力;  $p_{i,j}^{k+1}$  为已修正压力;  $\lambda$  为超松弛因子。

一般而言, 绝对精度因方程残差变化而无法直接给出, 这里采用相对精度。根据离散结果, 并将上述边界条件代入, 使用双重迭代方法, 获得浮环密封间隙内气膜压力的分布, 即将 2 次迭代的压力载荷结果作为判断是否满足要求的准则, 如式 (10) 所示。具体数值求解流程如图 4 所示。

$$\frac{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |p_{i,j}^{k+1} - p_{i,j}^k|}{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |p_{i,j}^k|} \leq 10^{-6} \quad (10)$$

### 1.3.3 网格无关性验证

网格尺寸的选择对密封性能的计算精度至关重要, 主要是网格无关性验证可以确定计算结果是否与网格数量相关, 并且通过网格无关性验证, 可以确定一个合适的网格数量范围, 使得计算结果在这个范围内基本稳定。由于数学模型基于结构化浮环密封微间隙内的气膜结构建立, 密封结构的特殊性导致气膜结构尺寸跨度极大, 例如微米级的织构深度和毫米级的轴向长度, 因此选择三角形织构的网格划分作为网格无关性验证的研究对象。在保证边界层网格厚度不变的情况下, 以  $50 \times 50$ 、 $100 \times 100$ 、 $100 \times 50$ 、 $150 \times 100$ 、 $150 \times 150$ 、 $150 \times 200$ 、 $200 \times 150$ 、 $200 \times 200$  等 8 种网格进行计算验证。

图 4 浮环气膜密封数值计算流程  
Fig.4 Flow chart of numerical calculation of floating ring gas film seal

如图 5 所示, 在网格数量较少的情况下, 由于离散化的不足, 计算结果可能会因误差的积累而产生较大波动。当网格数量增加到一定值后, 计算结果会趋于稳定。这是因为更多的网格能够更准确地描绘物理现象的细节, 减小了近似误差的影响。随着网格数量的增加, 气膜浮升力的计算结果变得稳定, 并且网格数量为  $150 \times 150$  与网格数量为  $200 \times 200$  之间的数值差异小于 0.04%。特别值得注意的是, 网格数量的进一步增加并不一定使得计算结果更加精确, 反而可能出现过度拟合问题。由此, 在网格无关性验证过程中, 需要在保证计算结果稳定性的同时, 兼顾计算效率,

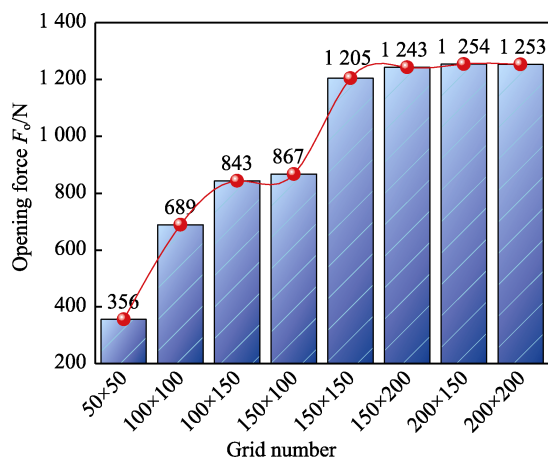


图 5 网格无关性验证

Fig.5 Grid independence verification

防止资源浪费,本文选择 150×150 的网格数量进行下一步研究。

#### 1.4 稳态性能参数

将边界条件代入控制方程进行数值求解,在得到密封间隙内气膜压力的分布后,即可对密封性能参数气膜浮升力  $F_o$ 、泄漏率  $Q$  和气膜摩擦力  $F_{fric}$  进行求解。其中,引入浮漏比  $T_k$ ,用以表征织构化浮环气膜密封综合性能的优劣程度,为微孔几何轮廓的选择提供标准。密封性能参数的计算如下<sup>[28]</sup>。

1) 气膜浮升力  $F_o$  的计算见式 (11)。

$$\begin{cases} F_x = R \int_0^L \int_0^{2\pi} (p - p_a) \cos \theta d\theta dz \\ F_y = R \int_0^L \int_0^{2\pi} (p - p_a) \sin \theta d\theta dz \\ F_o = (F_x^2 + F_y^2)^{1/2} \end{cases} \quad (11)$$

2) 气体泄漏率  $Q$  的计算见式 (12)。

$$Q = \int_0^{2\pi} \rho \left( -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) d\theta \quad (12)$$

3) 气膜摩擦力  $F_{fric}$  的计算见式 (13)。

$$F_{fric} = \int_0^L \int_0^{2\pi} \left( -\frac{h}{2R} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{\mu \omega R}{h} \right) R d\theta dz \quad (13)$$

4) 浮漏比  $T_k$  的计算见式 (14)。

$$T_k = \frac{F_o}{Q} \quad (14)$$

## 2 试验验证

### 2.1 试验台的搭建

为了验证本文建立的数学模型的合理性和计算代码的正确性,搭建了相关的试验测试系统。试验系统实物如图 6 所示。在设计测试装置时,参考了流体动密封的理论知识和以往的实践经验,采用背靠背对

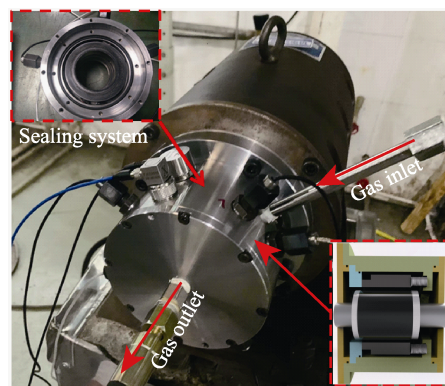


图 6 试验系统实物连接示意图

Fig.6 Schematic diagram for physical connection of the test system

称结构的密封系统。其中,浮环气膜密封试验台的设计要点可总结如下:注重减小浮环面与密封端盖间的摩擦力,保证浮环具有较好的浮动性;在刚度和强度允许的条件下,尽量选取较薄的环截面,减小热变形的影响;此次试验的转速较高,因此浮环材料的热膨胀系数需要比轴套材料的热膨胀系数大,避免出现抱轴现象;在保证足够的密封长度的前提下,需要缩短密封的轴向尺寸,避免出现倾斜状态,造成表面擦痕。

此系统可以保证内端与外端面的 2 套密封系统形成平衡,并且使用中间带有一定压力的气体,从 2 个密封系统中间向两侧同时供气,确保气膜压力的稳定,并防止气体窜动。此外,结构具有整体拆装的特点,易于安装和定位,确保了试验的准确性。

### 2.2 测试原理

在密封正常运转时,保证密封腔内的压力恒定,进气补充气量为浮环气膜密封的泄漏量。为了获得较为准确的泄漏量,需要保证泄漏气体基本从一二级泄漏管路进行收集,所以针对压力传感器的开孔处、固定处等位置都应进行必要的保护措施。在传感器安装座固定螺钉处增设了金属基橡胶垫,以堵塞传感器安装座与固定螺钉之间的泄漏通道,并在传感器的安装螺纹上缠绕生料带,以堵塞泄漏通道。

泄漏率是评价密封样机性能的重要指标,准确测量单位时间内的泄漏量对于气膜密封系统的设计和优化具有重要的指导意义。为了满足密封测试系统对泄漏量的测试要求,本试验选用适用于小管径、低流量、高压阻力的金属管浮子流量计,以获得润滑气体的准确泄漏量,型号为 H250,测量精度为 0.05 m<sup>3</sup>/h。

### 2.3 测试结果对比验证

在工况条件和几何参数基本相同的情况下,密封系统的间隙内的微流体流动特性也相似。考虑到轴套开设织构验证具有唯一性,而未开设织构的轴套具有普适性,为了降低试验成本,本次试验采用表面光滑

的轴套来验证织构化表面浮环气膜密封计算模型的可行性。鉴于碳化硅具有硬度高、耐磨性好，以及承受高压和高离心力的能力，同时还具有小的热变形性能，因此本次试验选择碳化硅加工轴套试件，以验证数学模型的合理性。试验试件轴套如图 7 所示。



图 7 试验试件轴套展示  
Fig.7 Experimental specimen sleeve display:  
a) before the test; b) after the test

试验的基本情况：试验介质为洁净空气，在预冷后密封装置的入口温度为 25 ℃，压力为 0.5~1.0 MPa，转速为 12 000 r/min。在试验过程中，通过控制空气流入密封腔的压力，依次测试浮环气膜密封的泄漏率。最后将试验得到的体积流量换算为质量流量。浮环气膜密封数值计算结果与测试值对比验证情况如图 8 所示。

由图 8 可知，当入口气膜压力较小时，两者的误差较小；随着气膜压力的增加，两者之间的误差略有增加。不过，在给定参数条件下，计算结果与测试结果的变化趋势相似，且误差均控制在 15.45%以内。分析其原因：在密封装置运行过程中，浮环气膜密封可能受到磨损和老化的影响，而密封环的磨损、变形或松动等问题可能导致实际泄漏率超过预期的计算结果，在进行浮环气膜密封泄漏率测试时可能存在实验误差。测量设备的准确性、环境条件的影响及操作过程的变量都可能导致实验结果与实际情况存在偏差，因此测试值会略微高于仿真结果。综上所述，本文建立的数值计算模型和编译的计算代码在预测和

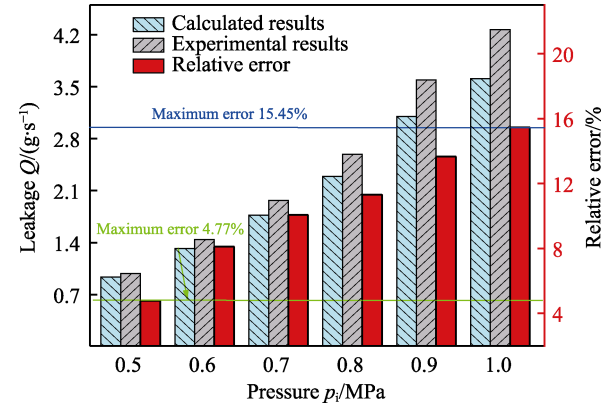


图 8 密封装置泄漏率的数值结果与测试值对比验证  
Fig.8 Comparison and verification between numerical calculation results and test values of leakage rate of sealing device

分析浮环气膜密封性能方面具有可靠性和应用价值。

3 结果分析与讨论

选择合适的偏心率至关重要，需要根据具体的使用情况和实验结果综合考虑，以达到最佳的密封效果和工作效率。过大或过小的偏心率可能导致泄漏量增大或浮升力不足。通过大量实验测试发现，正常服役的浮环气膜密封的偏心率大多在 0.6~0.8 之间，在数值模拟计算时，取 0.7 进行典型的偏心工况计算仿真。在数值计算过程中，采用织构化浮环气膜密封的具体几何参数和工况参数如表 2 所示。在下面的计算中，除被研究的自变量参数外，其他各参数均保持不变。

为了研究不同轮廓微织构孔对浮环密封性能的影响规律，对织构化表面浮环气膜的密封性能进行计算分析。其中，不同织构轮廓下的气膜厚度分布和气膜压力分布的三维示意图如图 9 所示。

观察图 9 发现，不同轮廓的织构微孔均匀布置在轴套表面。由于偏心率的存在，因此密封间隙内气膜分布整体呈抛物线状态。其中，气膜厚度示意图的中间最低处为气膜厚度最薄的地方，两侧最高处为气膜

表 2 织构化浮环气膜密封的工况参数和几何参数  
Tab.2 Operating conditions and geometric parameters of textured floating ring gas seal

Parameters	Value	Parameters	Value
Outer radius of shaft sleeve $R/\text{mm}$	25	Texture depth $h_t/\mu\text{m}$	2
Average film thickness $C/\mu\text{m}$	5	Number of axial textures $N_z$	10
Lubricating viscosity $\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	$1.8\times 10^{-5}$	Number of circumferential textures $N_\theta$	10
Eccentricity ratio $\varepsilon$	0.7	Lubricating density $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	1.145 2
Shaft sleeve length $L/\text{mm}$	52	Semi-major axis of elliptical $a/\text{mm}$	2
Outlet pressure $p_o/\text{MPa}$	0.101 325	Semi-minor axis of elliptical $b/\text{mm}$	1
Inlet pressure $p_i/\text{MPa}$	0.6	Side length of the square $l/\text{mm}$	4
Rotation speed $n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	12 000	Radius of a circle $r/\text{mm}$	2



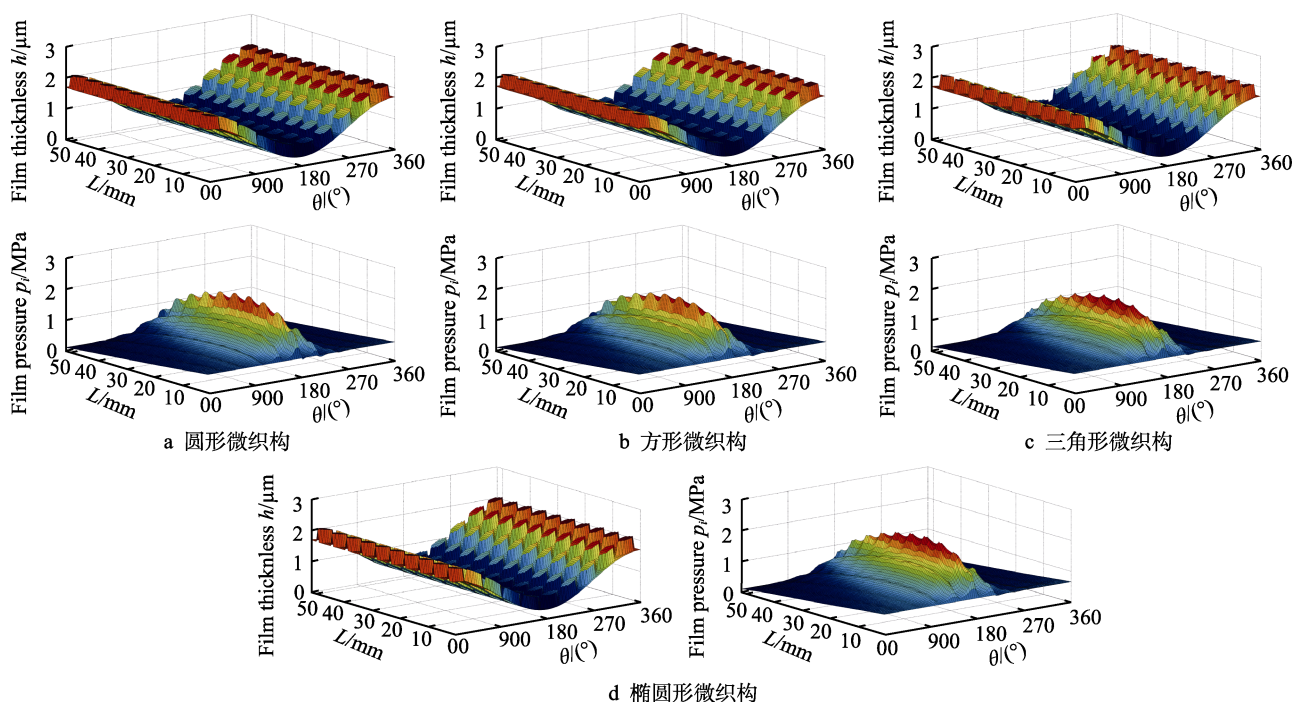


图 9 不同结构轮廓下的三维气膜厚度和压力分布示意图  
Fig.9 Schematic diagram of 3D gas film thickness and pressure distribution under different textured configurations: a) circular texture; b) square texture; c) triangular texture; d) ellipse texture

厚度最大的地方,凸起的规则轮廓高度即为不同轮廓微织构孔的深度。微织构孔在介质气体流动方向与密封副之间形成收敛的楔形间隙,使浮环与轴套产生流体动压力。密封气膜压力分布沿轴向呈现先升高后降低的趋势。中间位置是气膜厚度最薄的区域,属于升压区,气膜压力最高。由于微织构孔的存在,织构与非织构的交界处存在微尺度台阶。气体在沿轴向流动的过程中交替地通过该两区域,织构孔区气体体积的变化和气体分子在微织构孔边界处的碰撞使得气膜压力在此处呈现一定幅度的波动,每个微孔控制单元末端处都会产生压力峰值,导致轴向气膜压力的最大值由光滑曲线变成锯齿形曲线。锯齿对应微织构孔,且膜厚越薄,锯齿表现越明显<sup>[29-30]</sup>。微织构孔的形状不同,所产生的动压效应有所差异,产生的压力波动也有所不同。

### 3.1 转速对密封性能的影响

转速对织构化浮环气膜密封性能的影响规律如图 10 所示。观察图 10a 可知,4 种几何轮廓的微织构孔所产生的气膜浮升力的变化趋势相同,都呈现出随着转速的提高而逐渐增大的趋势。进一步观察可以发现,三角形微织构孔所产生的动压效应最为明显,其气膜浮升力最大;正方形和椭圆形微织构孔的变化规律相似,且差异较小;圆形微织构孔所产生的气膜浮升力最小。说明当介质气体随着轴套旋转时,无论开设何种形状的微织构孔都可产生显著的流体动压力。由于几何轮廓的不同,因此所产生的动压效应也

会有所差异。随着转速的升高,轴套表面开设的微织构孔逐渐发挥作用,气体在离散微织构孔中发生瞬间压缩和膨胀的交替循环,且转速越高,结构化表面产生的动压效应越强,气膜浮升力越大。

观察图 10b 可知,随着转速的增大,4 种几何轮廓的微织构孔对泄漏率的影响趋势基本相同,都呈现出逐渐降低的趋势,但降低幅度较小。此外,微织构孔的几何轮廓对泄漏率的影响比较显著。其中,三角形微孔的泄漏率最小,圆形微孔的泄漏率最大,两者的泄漏率相差  $2.6 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ 。出现这种趋势的主要原因是转速的增加导致密封间隙内产生的动压效应增强,形成了一层极薄的气膜,同时密封装置的密封性能也得到有效提高。由于每个微织构孔内都可以储存一定体积的气体,因此织构对润滑气体的阻滞作用越强,则泄漏率相对减小。然而,不同几何轮廓的微织构孔所占面积不同,因此泄漏率之间也存在较大差异。当转速改变时,泄漏率会下降,但幅度有限,且不同轮廓的微织构孔之间的泄漏率差异较大。

观察图 10c 可知,随着转速的提高,不同几何轮廓微织构孔的气膜摩擦力都呈线性增长,但不同几何轮廓的微织构孔对气膜摩擦力的影响并未随转速的提高而差异显著,而是保持相对均衡的状态。在所讨论的转速范围内,对于气膜摩擦力,三角形微孔增长了 2.40 倍,椭圆形微孔增长了 2.37 倍,圆形微孔增长了 2.49 倍,正方形微孔增长了 2.47 倍。主要是由于牛顿黏性剪切力和气体间的黏滞力的存在,导致气膜摩擦力的产生,当转轴速度不断提高时,介质气体

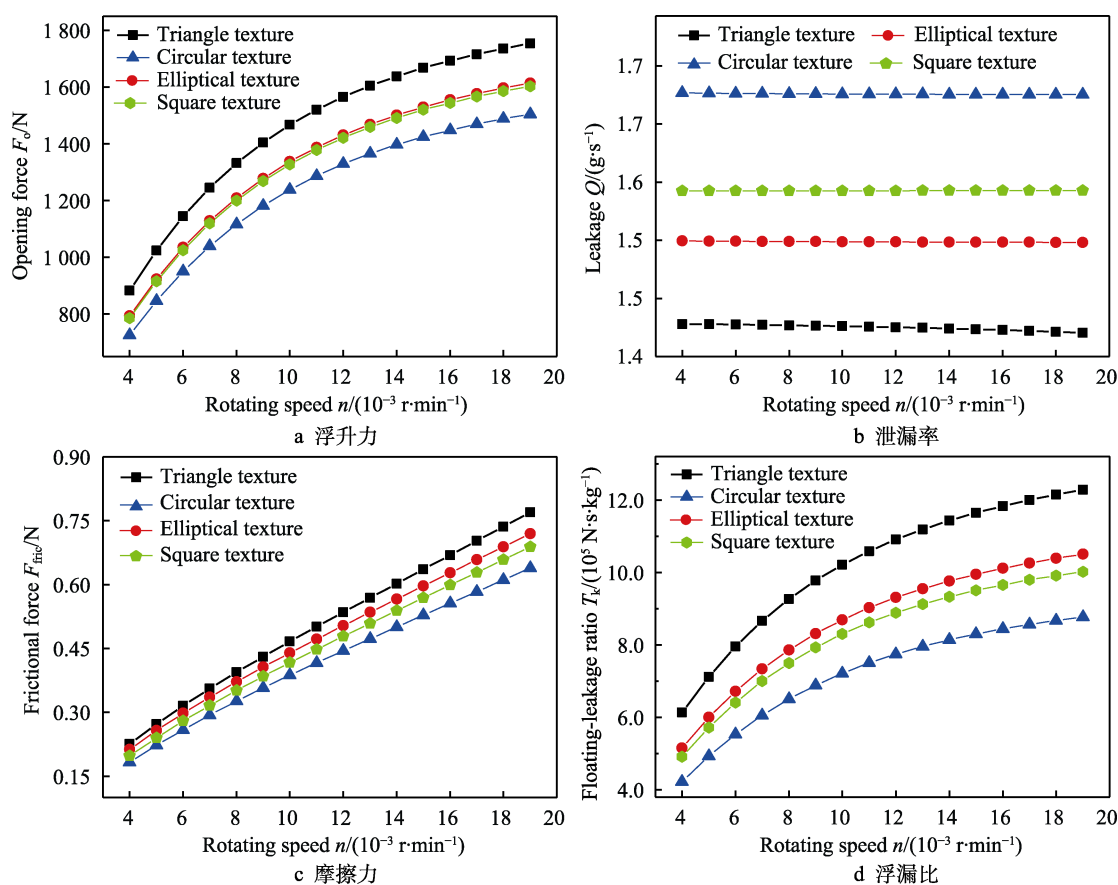


图 10 密封性能参数随转速的变化曲线

Fig. 10 Variation curves of sealing performance parameters with rotational speed: a) opening force; b) leakage; c) frictional force; d) floating-leakage ratio

在轴套表面微织构孔内发生显著的动压效应, 转速越大, 气膜摩擦力越大。由于介质气体的黏度通常较小, 故织构化浮环密封的气膜摩擦力整体较低。

观察图 10d 可知, 4 种几何轮廓微织构孔产生的浮漏比从大到小的顺序依次为三角形、椭圆形、正方形、圆形。不同几何轮廓微织构孔的浮升力与泄漏率的比值越大, 表示其密封性能越优异。进一步观察可知, 当转速低于 12 000 r/min 时, 转速的提高使浮漏比的增长速度增快; 当转速超过 12 000 r/min 时, 浮漏比的增长速度逐渐平缓。说明速度越快, 微织构孔产生的动压效果越显著, 浮环密封动压润滑性能更佳。转速的不断提高, 不同几何轮廓微织构孔改善密封性能的能力逐渐出现差距, 且具有直线轮廓特征的微织构孔优于曲线轮廓特征。

### 3.2 压力对密封性能的影响

压力对织构化浮环气膜密封性能的影响规律曲线如图 11 所示。从图 11a 可以看出, 随着气膜入口压力的增加, 各种几何轮廓微织构孔的气膜浮升力不断增加。深入观察后发现, 三角形微织构孔的气膜浮升力增加最为显著, 椭圆形和正方形微织构孔的气膜浮升力分布规律相似, 圆形微织构孔的增加幅度最小。这是由微织构孔引入的流体动压效应程度不同所

致, 这些效应与微织构孔的几何形状直接相关。微织构孔产生的额外流体动压力并非孤立存在, 排列有序的微织构孔之间压力的产生相互影响。在润滑介质气体流动过程中, 这些效应叠加, 增强了气膜浮升力, 进而改善了浮环气膜密封的性能。由于密封间隙内的气膜压力主要受到流体静压效应的影响, 故气膜浮升力随着入口气膜压力的增加近乎呈线性上升, 但不同几何轮廓微织构孔的气膜浮升力差异较小。

观察图 11b 可知, 当入口气膜压力较小时, 各种几何轮廓微织构孔的泄漏率差距较小。随着压力的增高, 不同轮廓微织构孔的控漏特性逐渐显现。主要原因在于气体压力较小时, 流体动压效应相对较弱。在低气膜压力下, 微织构孔产生的额外流体动压力相对较小, 而这种动压效应对气膜泄漏率的影响有限。此时, 气体的黏度较低, 周向剪切流产生的动压效应不够显著, 不能有效地影响密封的泄漏特性。随着压力的增加, 不同几何轮廓微织构孔的控漏特性开始显现出差异。随着气膜压力的提高, 流体动压效应增强, 微织构孔对流体控制和限制作用加强, 导致不同形状的微织构孔在泄漏控制方面表现出差异性。这些不同形状的微织构孔的结构和流动特性存在差异, 逐渐展现出不同的泄漏控制特性, 而这些特性在较低压力下可能不够明显。



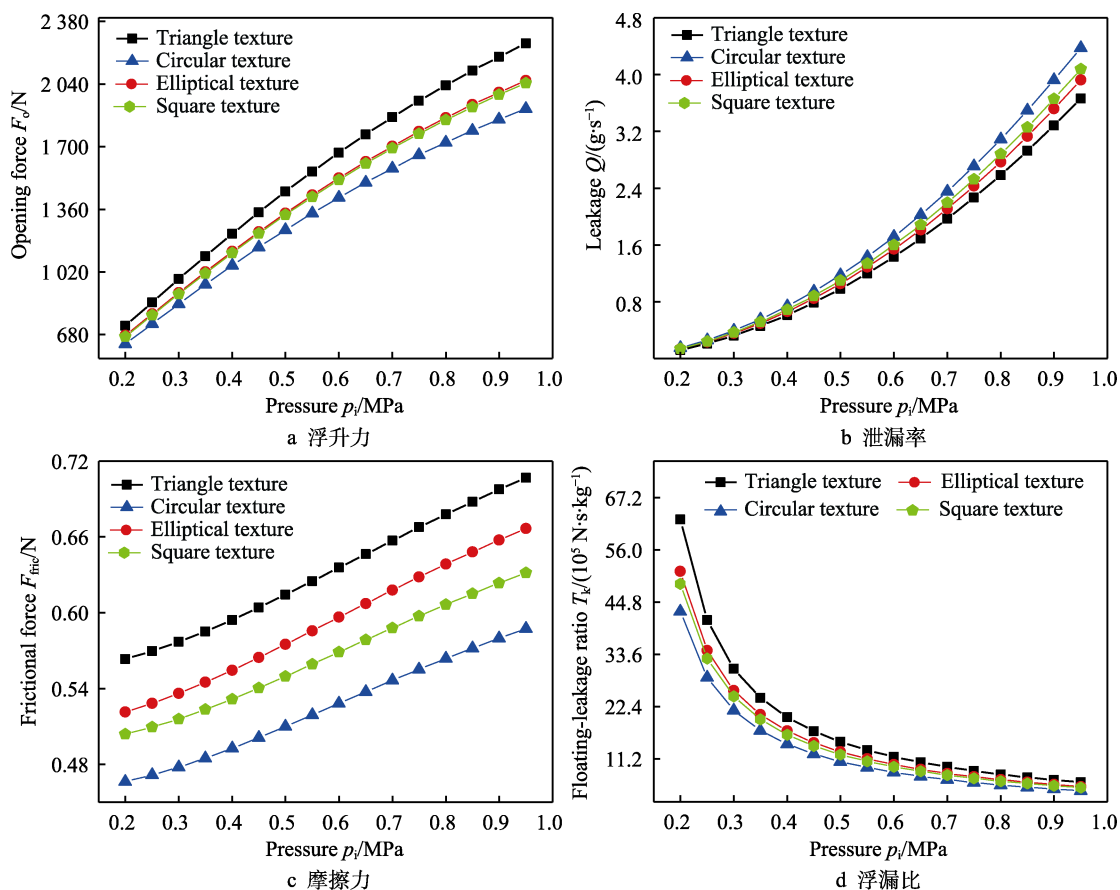


图 11 密封性能参数随压力的变化

Fig.11 Variation curves of sealing performance parameters with inlet pressure: a) opening force; b) leakage; c) frictional force; d) floating-leakage ratio

观察图 11c 可知,随着压力的提高,一方面使密封间隙的气膜摩擦力不断变大,另一方面也令不同几何轮廓微织构孔的差距保持不变。其中,三角形微织构孔的气膜摩擦力增大了 0.143 N,圆形微织构孔的增大了 0.121 N,正方形微织构孔的增大了 0.127 N,椭圆微织构孔的增大了 0.145 N。产生此现象的主要原因是介质气体黏度小,在入口压力变大时,润滑气体进出口压差增加。虽然气体剪切力变大,但气体间的黏滞力因压差的存在而急剧减小,使得气膜摩擦力变大,但增大幅度较小。

观察图 11d 可知,密封装置的气体入口压力增大,不同轮廓微织构孔的浮漏比均出现断崖式下降。其中,浮漏比的大小顺序依次为三角形、椭圆形、正方形、圆形。进一步观察可知,三角形织构的下降趋势最为显著,其浮漏比从  $6.25 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{s} / \text{kg}$  减小到  $6.16 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{s} / \text{kg}$ 。出现此现象的主要原因是入口压力越高,介质气体的气膜浮升力的增长速度逐渐减小,而泄漏率的增长速度逐渐变大。故在实际工程应用时,低压工况首选浮环气膜密封,可以同时满足频繁启停的旋转机械对气膜浮升力的要求,以及稳定运行时机械设备对低泄漏率的要求。

### 3.3 偏心率对密封性能的影响

偏心率对织构化浮环气膜密封性能的影响规律

如图 12 所示。从图 12a 可以看出,偏心率对气膜浮升力的影响比较显著。当偏心率小于 0.7 时,不同几何轮廓的微织构孔产生的气膜浮升力逐渐增大,但增加幅度较小;当偏心率超过 0.7 时,不仅气膜浮升力逐渐增大,而且增加幅度也在增大。主要原因是当偏心率较小时,密封周向间隙基本一致,难以形成有效的收敛间隙。随着偏心率的增加,气膜的最小厚度被挤压得更薄,加剧了楔形效应的影响。此外,轴套表面的微织构特征对气膜的动压效应的产生起到了加强作用,尤其是在气膜最薄的地方。气膜浮升力的增加,证实了偏心率对微细纹理是否发挥动态压力效应的重要性。

观察图 12b 可知,随着偏心率的增加,各种几何轮廓微织构孔的泄漏率都显著上升。其中,圆形微织构孔的泄漏率最大,而正方形微织构孔的泄漏率最小。随着偏心率的增加,周向密封间隙内的压力梯度变化更大,从而产生局部气膜高压。由于轴套表面上规则排列着不同轮廓的微织构孔,因此气膜的最小厚度会随着偏心率的增加而继续下降。尽管整体气膜刚度得到大幅提高,但存在于几何轮廓微织构孔中的润滑气体也会被产生的局部气膜高压挤出,导致泄漏率整体增大。

观察图 12c 可知,偏心率对气膜摩擦力的影响与

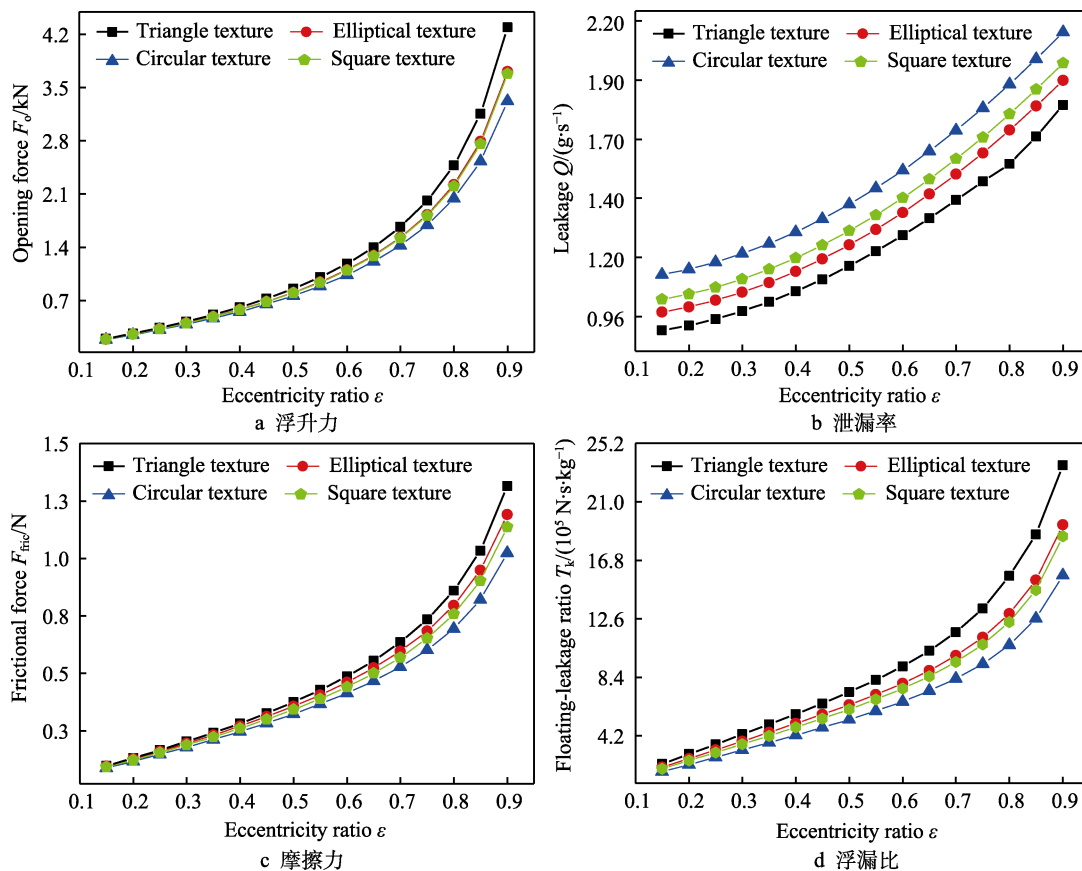


图 12 密封性能参数随偏心率的变化

Fig.12 Variation curves of sealing performance parameters with eccentricity ratio: a) opening force; b) leakage; c) frictional force; d) floating-leakage ratio

浮升力的趋势基本相似, 偏心率的增加导致气膜摩擦力提高。通过比较转速和压力对气膜摩擦力的影响程度可以发现, 偏心率对气膜摩擦力的影响最大。在偏心率的讨论范围内, 三角形气膜摩擦力增大了 1.21 N, 圆形微织构孔增大了 0.93 N, 正方形微织构孔增大了 1.04 N, 椭圆形微织构孔增大了 1.09 N。呈现这种趋势的主要原因是偏心率越大, 最小气膜厚度被挤压得越薄, 加强了楔形效应, 密封间隙内润滑气体的动压效应越显著, 导致黏性摩擦力矩逐渐增大, 气体速度的轴向变化梯度增大, 产生了更大的周向剪切力, 导致气膜摩擦力显著提高。

观察图 12d 可知, 随着偏心率的增大, 不同几何轮廓微织构孔的密封性能均在提高。在偏心率的讨论范围内, 三角形的浮漏比的增长趋势最显著, 增大了 9.89 倍。不同几何轮廓微织构孔产生的浮漏比的大小顺序依次为三角形、椭圆形、正方形、圆形。说明随着偏心率的增大, 加强了楔形效应, 外加轴套表面具有微织构孔的几何轮廓, 织构所产生的动压效应在气膜最薄处再次得到加强, 从而改善了密封性能。故在实际工程应用中, 在保证不产生碰磨和抱死的情况下, 调试安装轴套与浮环时应增大偏心距离, 为形成楔形效应提供条件, 从而提高浮环气膜的密封动压润滑性能。

## 4 结论

基于气膜润滑理论, 建立了表面织构化浮环密封的润滑模型。利用试验测试泄漏率的方法验证了数值计算结果的有效性和正确性, 继而进行了计算结果的对比分析, 得出以下结论。

1) 在气膜收敛区域, 4 种不同几何轮廓的微织构孔均可产生显著的流体动压效应, 改变了浮环气膜密封间隙内的气膜压力分布, 极大地改善了浮环密封的动压润滑性能。

2) 不同几何轮廓的微织构孔对密封性能参数的影响具有相似的变化规律。转速、压力和偏心率的提高均可提高气膜浮升力。气体泄漏率随着压力和偏心率的增加而迅速升高, 随着转速的升高而缓慢下降。气体摩擦力随着转速、压力和偏心率的升高而升高。

3) 织构化浮环气膜密封的动压润滑性能在很大程度上取决于微织构孔的几何轮廓。考察相同工况下的不同几何轮廓的微织构孔对密封性能的影响规律发现, 具有三角形轮廓特征微织构孔在综合密封性能上表现出最佳效果, 其次是椭圆形、正方形, 最后是圆形。

## 参考文献:

- [1] 胡廷勋, 周坤, 王晓燕, 等. 浮环密封泄漏特性数值计算与试验[J]. 航空动力学报, 2020, 35(4): 888-896.  
HU T X, ZHOU K, WANG X Y, et al. Numerical Calculation and Experiment on Leakage Characteristics of Floating Ring Seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(4): 888-896.
- [2] 王学良, 刘美红, 熊忠汾, 等. 考虑表面粗糙度的柔性箔柱面气膜密封紊流特性分析[J]. 化工学报, 2022, 73(4): 1683-1694.  
WANG X L, LIU M H, XIONG Z F, et al. Turbulence Characteristics of Compliant Foil Gas Seal Considering Surface Roughness[J]. CIESC Journal, 2022, 73(4): 1683-1694.
- [3] 俞树荣, 丁俊华, 王世鹏, 等. 柱面密封气膜动压效应模拟及试验[J]. 化工学报, 2020, 71(7): 3220-3228.  
YU S R, DING J H, WANG S P, et al. Simulation and Analysis of Dynamic Pressure Effect of Gas Film on Cylinder Seal[J]. CIESC Journal, 2020, 71(7): 3220-3228.
- [4] YU H W, WANG X L, ZHOU F. Geometric Shape Effects of Surface Texture on the Generation of Hydrodynamic Pressure between Conformal Contacting Surfaces[J]. Tribology Letters, 2010, 37(2): 123-130.
- [5] SHEN C, KHONSARI M M. Effect of Dimple's Internal Structure on Hydrodynamic Lubrication[J]. Tribology Letters, 2013, 52(3): 415-430.
- [6] 纪敬虎, 邓智文, 陈天阳, 等. 局部织构无限长可倾瓦推力轴承流体动压润滑分析[J]. 表面技术, 2021, 50(2): 246-253.  
JI J H, DENG Z W, CHEN T Y, et al. Analysis of Hydrodynamic Lubrication of Partially Textured Infinitely Long Tilting Pad Thrust Bearing[J]. Surface Technology, 2021, 50(2): 246-253.
- [7] 纪敬虎, 周莹超, 田朋霖, 等. 局部凹坑织构化径向滑动轴承流体动力润滑数值分析[J]. 表面技术, 2021, 50(10): 214-220.  
JI J H, ZHOU Y C, TIAN P L, et al. Numerical Analysis of Hydrodynamic Lubrication of Partially Textured Surfaces with Dimples for Journal Bearing[J]. Surface Technology, 2021, 50(10): 214-220.
- [8] SHI L P, WANG X Y, SU X, et al. Comparison of the Load-Carrying Performance of Mechanical Gas Seals Textured with Microgrooves and Microdimples[J]. Journal of Tribology, 2016, 138(2): 021701.
- [9] SHARMA S, JAMWAL G, AWASTHI R K. Enhancement of Steady State Performance of Hydrodynamic Journal Bearing Using Chevron-Shaped Surface Texture[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2019, 233(12): 1833-1843.
- [10] SHARMA S, JAMWAL G, AWASTHI R K. Numerical Study on Steady State Performance Enhancement of Partial Textured Hydrodynamic Journal Bearing[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2019, 71(9): 1055-1063.
- [11] JAMWAL G, SHARMA S, AWASTHI R K. The Dynamic Performance Analysis of Chevron Shape Textured Hydrodynamic Bearings[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2019, 72(1): 1-8.
- [12] BAI S X, PENG X D, LI Y F, et al. A Hydrodynamic Laser Surface-Textured Gas Mechanical Face Seal[J]. Tribology Letters, 2010, 38(2): 187-194.
- [13] MENG X K, BAI S X, PENG X D. Lubrication Film Flow Control by Oriented Dimples for Liquid Lubricated Mechanical Seals[J]. Tribology International, 2014, 77: 132-141.
- [14] 张友亮, 程香平, 韦江, 等. 微椭圆孔轴面织构油封密封性能仿真模拟及机理探究[J]. 化工学报, 2019, 70(7): 2660-2667.  
ZHANG Y L, CHENG X P, WEI J, et al. Seal Performance Simulation and Mechanism Research of Lip Seal with Micro-Ellipses Manufactured on Rotary Shaft Surface[J]. CIESC Journal, 2019, 70(7): 2660-2667.
- [15] DING X X, CHEN D L, ZHANG W Z, et al. Experiment of Frictional Vibration Performance of the Micro-Texture of DLC Thin Film with Dry Gas Seal Rings[J]. Tribology International, 2020, 147: 106267.
- [16] CHEN D L, DING X X, YU S R, et al. Friction Performance of DLC Film Textured Surface of High Pressure Dry Gas Sealing Ring[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2019, 41(3): 161.
- [17] HU T, XIE L X, LIU J R. Effects of Rotor Surface Texture on Rotary Vane Actuator End Sealing Performance[J]. Tribology International, 2019, 140: 105868.
- [18] WU W, CHEN G M, FAN B X, et al. Effect of Groove Surface Texture on Tribological Characteristics and Energy Consumption under High Temperature Friction[J]. PLoS One, 2016, 11(4): e0152100.
- [19] WU W, SHAO T M, CHEN G M. Influence of Groove Surface Texture on Temperature Rise under Dry Sliding Friction[J]. Science China Technological Sciences, 2016, 59(2): 183-190.
- [20] 王天瑞, 丁雪兴, 陆俊杰, 等. 机械密封单/双端面纹理摩擦副的摩擦磨损特性研究[J]. 化工机械, 2021, 48(5): 664-670.  
WANG T R, DING X X, LU J J, et al. Friction and Wear Characteristics of Single/Double Face Texture Friction Pair of Mechanical Seals[J]. Chemical Engineering & Machinery, 2021, 48(5): 664-670.
- [21] 王衍, 王英尧, 肖喻丰, 等. 基于有序造型设计的干气密封超快激光精密加工[J]. 材料导报, 2022, 36(5): 44-52.  
WANG Y, WANG Y Y, XIAO Y F, et al. Ultrafast Laser Precision Machining of Dry Gas Seal Based on Ordered Texture Design[J]. Materials Reports, 2022, 36(5): 44-52.

(下转第174页)

- sing Technology of Nanosecond Laser and Water Jet in Silicon Micro Channel[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2018: 28-43.
- [21] ZHANG T Z, ZHANG C G, ZHANG L, et al. Evolution of Thermal Stress in Millisecond Laser Manufacturing[J]. Optics Communications, 2021, 482: 126592.
- [22] DUC D H, NAOKI I, KAZUYOSHI F. A Study of Near-Infrared Nanosecond Laser Ablation of Silicon Carbide[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 65: 713-718.
- [23] ZHANG Y N, QIAO H C, ZHAO J B, et al. Research on the Mechanism of Micro-Water Jet-Guided Laser Precision Drilling in Metal Sheet[J]. Micromachines, 2021, 12(3): 343.
- [24] 张旂诺, 乔红超, 曹治赫, 等. 水导激光加工 CFRP 深槽微观形貌特性[J]. 航空学报, 2022, 43(4): 525144.
- ZHANG Y N, QIAO H C, CAO Z H, et al. Microstructure Characteristics of CFRP Deep Groove Processed by Water Jet-Guided Laser Processing Technology[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2022, 43(4): 525144.
- [25] ZHANG Y N, QIAO H C, ZHAO J B, et al. Numerical Simulation of Water Jet-Guided Laser Micromachining of CFRP[J]. Materials Today Communications, 2020, 25: 101456.
- [26] LIU X, LIENHARD J H V, LOMBARA J S. Convective Heat Transfer by Impingement of Circular Liquid Jets[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1991, 113: 571-582.
- [27] 郑立威. 基于飞秒激光的氧化硅纤维陶瓷加工研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015: 19-29.
- ZHENG L W. Research on Processing of Silica Fiber Ceramic Based on the Femtosecond Laser[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2015: 19-29.
- [28] SPIEGEL A. High Efficiency Raman Scattering in Micro-meter-Sized Water Jets[J]. Optical Engineering, 2004, 43(2): 450.
- [29] GEOFFREY H, CAMPBELL L, DALGLEIS H. Brittle-to-Ductile Transition in Silicon Carbide[J]. Journal of Manufacturing Processes, 2019, 45: 670-681.
- 
- (上接第 150 页)
- [22] 夏鹏, 宣统, 周泽新, 等. 浮动环密封自锁位置的试验研究[J]. 推进技术, 2019, 40(4): 884-891.
- XIA P, XUAN T, ZHOU Z X, et al. Experimental Study on Lock-up Position of Floating Annular Seal[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(4): 884-891.
- [23] 夏鹏, 刘占生. 浮环密封结构弹性对间隙泄漏量和动力学系数的影响[J]. 推进技术, 2017, 38(12): 2815-2821.
- XIA P, LIU Z S. Effects of Structure Elasticity on Leakage and Rotordynamic Coefficients of Floating Ring Seals[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(12): 2815-2821.
- [24] LU J J. Theoretical Optimization and Experiment on Lubrication of Floating Microgroove Cylindrical Seal[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2020, 72(10): 1217-1226.
- [25] WANG Z M, ZHU J, TIAN L L, et al. A Low Dissipation Finite Difference Nested Multi-Resolution WENO Scheme for Euler/Navier-Stokes Equations[J]. Journal of Computational Physics, 2021, 429: 110006.
- [26] ZHANG J, WANG J R. Numerical Analysis for Navier-Stokes Equations with Time Fractional Derivatives[J]. Applied Mathematics and Computation, 2018, 336: 481-489.
- [27] TANG M X, LU S P, LIU Y K, et al. Aerothermal Characteristics of Transonic Over-Tip Leakage Flow for Different Tip Geometries with Cooling Injection[J]. Aerospace Systems, 2019, 2(2): 189-196.
- [28] HINGAWE N D, BHOORE S P. Tribological Performance of a Surface Textured Meso Scale Air Bearing[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2019, 72(5): 599-609.
- [29] 丁雪兴, 贺振泓, 张伟政, 等. 柱面螺旋槽气膜密封微尺度流动场稳态特性分析[J]. 化工学报, 2018, 69(4): 1537-1546.
- DING X X, HE Z H, ZHANG W Z, et al. Parameters Analysis of Steady Micro-Scale Flow of Cylindrical Spiral Groove Dry Gas Seal[J]. CIESC Journal, 2018, 69(4): 1537-1546.
- [30] 丁雪兴, 贺振泓, 张伟政, 等. 柱面螺旋槽干气密封微尺度流动场稳态近似计算[J]. 应用力学学报, 2018, 35(1): 99-105.
- DING X X, HE Z H, ZHANG W Z, et al. Approximate Calculation of Steady Micro-Scale Flow of Cylindrical Spiral Groove Dry Gas Seal[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2018, 35(1): 99-105.