

# 基于槽区表面纹理化改性的液膜 密封性能提升方法

胡琼<sup>1,2</sup>, 卢迪<sup>1</sup>, 肖洋<sup>1</sup>, 王晓雷<sup>2</sup>, 王衍<sup>1</sup>, 张庆硕<sup>1</sup>, 朱先磊<sup>1</sup>

(1.江苏海洋大学, 江苏 连云港 222005;

2.南京航空航天大学 直升机传动技术重点实验室, 南京 210016)

**摘要:** **目的** 对传统液膜密封槽区的表面进行微观有序纹理化改性, 以期调节微尺度流动, 提高密封综合性能。**方法** 根据流动因子 $\zeta$ 判断密封端面间流体流动状态, 采用有限体积法数值模拟密封稳态性能, 对比现有文献验证算法的正确性; 对比研究不同几何、工况参数下, 有、无表面微纹理设计的密封开启力和泵送率的变化规律, 研究槽区纹理对密封性能的影响机理。**结果** 采用槽区纹理化改性在提高密封间隙流体静压的同时, 还可实现方向性导流, 增强流体动压; 在纹理方向与流场方向高度一致时(在所研究工况下,  $\alpha$  为  $10^\circ \sim 15^\circ$ ), 可表现出良好的导流效果; 通过增加纹理密度(用纹理数量表示,  $n$ )或增大纹理宽间比( $B_m/C_m$ ), 适当调小纹理间距  $C_m$ , 可使导流效应增强; 通过微纹理设计不会改变槽型参数的优化结果, 存在较宽的纹理结构参数区间, 使有纹理的密封性能较无微纹理的更优; 有纹理密封在高速、大槽深时的维稳和抑漏效果更好。**结论** 在液膜密封槽区表面合理设计有序微纹理, 可在槽型结构已较优的基础上, 进一步提升液膜开启力、降低泄漏率。依据分析结果, 提出“在流场与流体型槽方向高度匹配的前提下, 设计超滑水槽区表面能够大幅提升液膜密封开启性能和泵送能力”的设想。

**关键词:** 液膜密封; 微纹理; 导流; 密封性能; 超滑水表面

**中图分类号:** TH117 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3660(2022)07-0150-11

**DOI:** 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2022.07.014

## Method for Improving Liquid Film Seal Performance Based on Groove Surface Texture Modification

HU Qiong<sup>1,2</sup>, LU Di<sup>1</sup>, XIAO Yang<sup>1</sup>, WANG Xiao-lei<sup>2</sup>, WANG Yan<sup>1</sup>,  
ZHANG Qing-shuo<sup>1</sup>, ZHU Xian-lei<sup>1</sup>

(1. Jiangsu Ocean University, Jiangsu Lianyungang 222005, China; 2. National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China)

**ABSTRACT:** The paper aims to modify the groove surface of traditional liquid film seal by micro ordered texture to adjust the

收稿日期: 2021-08-04; 修订日期: 2021-12-23

Received: 2021-08-04; Revised: 2021-12-23

基金项目: 国家自然科学基金(52105187); 江苏省研究生科研创新计划(KYCX2021-047)

Fund: National Natural Science Foundation of China (52105187); Graduate Scientific Research Innovation Program in Jiangsu Province (KYCX2021-047)

作者简介: 胡琼(1989—), 女, 博士, 副教授, 主要研究方向为工程摩擦学与流体密封技术。

Biography: HU Qiong (1989-), Female, Ph. D., Associate professor, Research focus: engineering tribology and fluid sealing technology.

通讯作者: 王晓雷(1963—), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为表面工程及摩擦学。

Corresponding author: WANG Xiao-lei (1963-), Male, Ph. D., Professor, Research focus: surface engineering and tribology.

引文格式: 胡琼, 卢迪, 肖洋, 等. 基于槽区表面纹理化改性的液膜密封性能提升方法[J]. 表面技术, 2022, 51(7): 150-160.

HU Qiong, LU Di, XIAO Yang, et al. Method for Improving Liquid Film Seal Performance Based on Groove Surface Texture Modification[J]. Surface Technology, 2022, 51(7): 150-160.

micro scale flow and improve the comprehensive performance of the seal. The fluid flow state between seal end faces is confirmed according to the flow factor  $\zeta$ , the steady-state performance of the seal is numerically simulated by the finite volume method, and the correctness of the algorithm is verified by comparing with the existing literature; the variation laws of opening force and pumping rate with and without surface micro-texture design under different geometric and working parameters are systematically compared, and the influence mechanism of groove texture on seal performance is explained. The results show that the textured groove can not only improve the hydrostatic pressure in the sealing gap, but also realize directional diversion and enhance the hydrodynamic pressure; when the texture is extremely consistent with the flow direction of the fluid (under the present working conditions,  $\alpha=10^\circ-15^\circ$ ), it can show a good diversion effect; by increasing the texture density,  $n$ , or increasing the ratio of texture width and spacing,  $B_m/C_m$ , to properly reduce the texture spacing,  $C_m$ , can enhance the diversion effect; micro-texture design will not change the optimization results of groove parameters, and there is a wide range of texture structure parameters, which makes the sealing performance with texture better than that without micro texture; textured seal has better stability maintenance and leakage suppression effect at high speed and large groove depth. Reasonable design of ordered micro texture on the surface of liquid film seal groove region can further effectively improve the opening force of liquid film and reduce the leakage rate on the basis of better groove structure. According to the analysis results, the assumption that "the super-slippy surface design of groove can greatly improve the opening performance and pumping capacity of the liquid film seal on the premise that the flow field is highly matched with the direction of the fluid groove" is put forward.

**KEY WORDS:** liquid film seal; micro texture; diversion; sealing performance; super-slippy surface

自 1966 年 Hamilton 等<sup>[1]</sup>提出密封端面不规则微结构可以形成附加流体动压效应后,人们开始尝试研究更多形式的结构<sup>[2]</sup>,以求更大程度地提升液膜承载力或降低摩擦副间的摩擦阻力。当端面间能够形成稳定的全液膜时,则称为液膜密封。此类密封具有磨损低、寿命长、可靠性高和稳定性好等优点,在海洋、航空、航天、制药等领域备受关注<sup>[3]</sup>,但同时也带来了端面间隙增大导致的泄漏增加问题。Etsion<sup>[4]</sup>在密封端面开设余弦动压型槽,使剪切流与压差流互相平衡,实现了密封的零泄漏。实际上有研究表明,端面型槽为螺旋槽时的泵送效果更好<sup>[5]</sup>,因此,研究者针对螺旋槽机械密封的稳定性<sup>[6-7]</sup>、开启性能<sup>[8]</sup>和泄漏控制<sup>[9]</sup>等方面展开了相关研究,此亦为行业关注的焦点。能否在螺旋槽获得最优结构的基础上,进一步提升密封的性能,依然是研究人员努力研究的方向<sup>[10]</sup>。

Khonsari 团队<sup>[11]</sup>和 Hao 团队<sup>[12]</sup>将密封环端面槽区和非槽区的表面轮廓高度假设为高斯分布,并将密封副综合粗糙度方差代入膜厚表达式,考虑到粗糙表面整体对液膜流体动压性能的影响,而未区分槽区和非槽区。当然,各种实验验证也包含了密封面粗糙度的影响,同样也未单独对槽区进行考察。干气密封和液膜密封同属非接触式机械密封,相关理论可加以借鉴。例如,冯向忠等<sup>[13]</sup>研究发现,槽底粗糙度对于干气密封性能的影响不可忽略;白少先等<sup>[14]</sup>在干气密封槽底设计了微沟槽,利用其亲水性能来改善密封稳定性;宋鹏云等<sup>[15]</sup>认为,将槽底粗糙度  $Ra$  控制在  $0.4\ \mu\text{m}$  以下,泄漏率和开启力的相对误差可分别控制在 7% 和 3% 以内,光纤激光加工难以保证槽底粗糙度满足干气密封的行业标准 ( $\leq 0.8\ \mu\text{m}$ ),且加工时槽底易

形成有序纹理<sup>[16]</sup>。另有资料<sup>[17]</sup>显示,非接触机械密封通常在硬质环端面加工流体型槽,槽深  $h_g \leq 10\ \mu\text{m}$ ,其精度要求不大于  $1\ \mu\text{m}$ ,且密封端面与槽底粗糙度需小于  $0.1\ \mu\text{m}$ ,目前多采用激光加工型槽<sup>[18-19]</sup>,加工的硬质环槽底粗糙度最小仅可达  $0.4\ \mu\text{m}$ <sup>[20]</sup>。由此, Ji 等<sup>[17]</sup>采用复合电镀法加工型槽,尽管能实现粗糙度为  $0.071\ \mu\text{m}$  的槽底面,但加工成本较高。

鉴于上述研究,文中以简单实效为原则对槽区表面进行合理设计与优化,以期实现提升液膜密封开启性能的同时,增强其泵送能力。此外,也为后续恶劣工况下液膜空化和槽区超滑水表面改性对微流场的影响的深入研究奠定基础。

## 1 物理模型

虽然液膜密封与干气密封有相似性,但由于液体与气体的属性不同,使得二者性能差异较大,因此受槽区表面微观形貌的影响也应存在较大差异。鉴于前期研究<sup>[21]</sup>,这里在液膜密封螺旋槽底面设计相似的微米级深度条形纹理,使得纹理方向与螺旋线方向一致,在槽内沿周向均匀分布,其纵截面为矩形,通过改变纹理的宽度  $B_m$ 、间距  $C_m$  和深度  $\varepsilon$  来调节微流道内流体的流动特性,以考察微纹理对液膜密封性能的影响,相关结构参数如图 1 所示。其中,槽深  $h_g$  为非槽区密封面到槽底面微纹理凸面与凹面中间平面的距离。

### 1.1 基本假设

文中基于如下假设展开数值研究。

1) 密封副间流体为不可压缩连续介质。

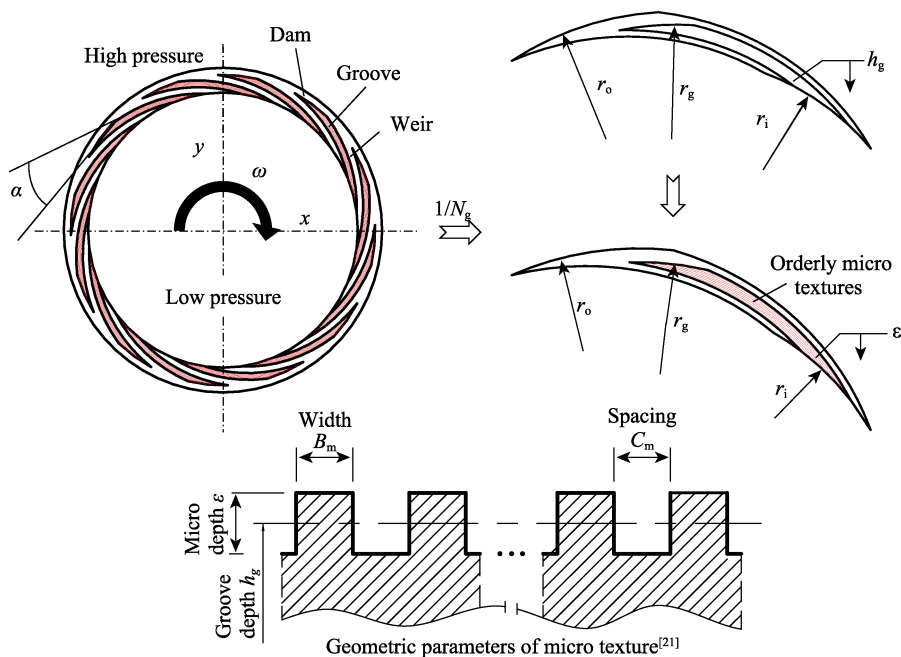


图1 动环端面的几何结构 (坐标  $z$  方向沿膜厚从静环端面指向动环)  
Fig.1 Schematic diagram of rotating ring seal end face (The coordinate  $z$  direction points from the end face of the stationary ring to the rotating ring along the film thickness)

- 2) 流场内润滑层温度、黏度相等。
- 3) 流体与密封端面紧密吸附, 无滑移产生。
- 4) 忽略间隙内流体重力和密封副变形的影响。
- 5) 密封副在运行过程中始终保持平行。

## 1.2 几何模型

图1给出有纹理动环端面槽型的几何结构, 其螺旋槽螺旋线方程见式(1)。

$$r = r_g e^{\theta \tan \alpha} \quad (1)$$

式中:  $\alpha$  为螺旋角, ( $^\circ$ );  $\theta$  为周向角度, ( $^\circ$ )。

图1中,  $\omega$  为动环旋转角速度, rad/s;  $r_o$  为外圆半径, mm;  $r_i$  为内圆半径, mm;  $r_g$  为螺旋槽槽根半径, mm。

鉴于槽型的对称性和周期性, 选择密封环的  $1/N_g$  ( $N_g$  为槽数) 为建模区域。

## 2 理论模型

### 2.1 流态判定

采用文献[22]中的方法, 即通过流动因子  $\xi$  来初步判断密封端面间流体的流动状态, 其计算见式(2)。

$$\left\{ \begin{array}{l} \xi = \sqrt{\left( \frac{Re_c}{1600} \right)^2 + \left( \frac{Re_p}{2300} \right)^2} \\ Re_c = \frac{\rho v_c \delta}{\mu} \cdot 10^{-6} \\ Re_p = \frac{\rho v_r \delta}{\mu} \cdot 10^{-6} \end{array} \right. \quad (2)$$

式中:  $Re_c$ 、 $Re_p$  分别为单独考虑库埃特 (Couette) 周向剪切流动和泊肃叶 (Poiseuille) 径向压差流动时的雷诺数;  $\rho$  为被密封流体的密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $v_c$  为端面剪切线速度, m/s;  $v_r$  为端面径向流动速度, m/s;  $\delta$  为非槽区流体膜厚度,  $\mu\text{m}$ ;  $\mu$  为流体动力黏度,  $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

规定  $\xi < 9/16$  时表示流体处于层流状态,  $\xi > 1$  时表示流体处于湍流状态。文中周向平均线速度的计算见式(3), 径向平均线速度的计算见式(4) [23]。

$$v_c = \frac{\pi N (r_o + r_i)}{60} \cdot 10^{-3} \quad (3)$$

$$v_r = \frac{\delta^2 (p_o - p_i)}{32 \mu (r_o - r_i)} \cdot 10^{-3} \quad (4)$$

式中:  $N$  为动环转速, r/min;  $p_o$  和  $p_i$  分别为外径、内径侧的压力, MPa。

根据后期台架实验的试验台条件, 确定了数值仿真的工况和几何参数, 并得到最可能产生湍流的参数组合:  $r_i=50$  mm,  $r_o=59$  mm,  $\Delta p=p_o-p_i=2$  MPa,  $N=7000$  r/min,  $\rho=997.04$   $\text{kg/m}^3$ ,  $\mu=8.01 \times 10^{-4}$   $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ,  $\delta=3$   $\mu\text{m}$  (液膜密封稳定运行时  $\delta$  为  $2.5 \sim 5.5$   $\mu\text{m}$  [24-25]), 这里取  $3$   $\mu\text{m}$ , 代入式(2)计算后得:  $Re_c=149.18$ ,  $Re_p=0.29$ ,  $\xi=0.09 < 9/16$ , 表示流体处于层流状态, 且众多学者也采用了层流模型 [26-27], 因此文中采用层流模型。

### 2.2 控制方程

密封间隙内流体遵循质量守恒定律, 稳态时满足连续性方程 [28], 见式(5), 并满足动量守恒基本定律, 且因假设密封流体为不可压缩, 所以采用 N-S 方程 [29], 见式(6)。

$$\operatorname{div}(\rho \boldsymbol{u})=0$$

(5)

$$\operatorname{div}(\rho \boldsymbol{u}_j \boldsymbol{u})=\operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u_j)-\frac{\partial p}{\partial x_j}+F_j$$

(6)

式中:  $\boldsymbol{u}$  为速度矢量;  $u_j$  表示速度  $\boldsymbol{u}$  在  $x$ 、 $y$  和  $z$  方向的分量  $u$ 、 $v$  和  $w$ ;  $x_j$  表示  $x$ 、 $y$ 、 $z$ ;  $p$  为液膜任意处的压力;  $F_j$  表示  $x$ 、 $y$  和  $z$  方向的惯性力。

上述方程为非线性偏微分方程, 文中运用 Ansys Fluent 流体动力学分析软件进行数值求解。如果求解过程实现收敛, 则可以得到间隙内液膜的压力场分布, 进而对相关性能参数进行求解计算。因为采用了周期模型, 故开启力计算见式 (7)。在考虑密封间隙流体静压和动压的综合影响时, 径向净流量的计算见式 (8)。

$$F_o=N_g \int_A p \mathrm{d} A$$

(7)

$$Q_p=\pi N_g\left(r_o+r_i\right) \bar{\delta} \bar{v}_r$$

(8)

式中:  $\bar{\delta}$  为平均膜厚;  $\bar{v}_r$  为综合考虑流体静压和动压的径向平均线速度, 若该速度方向由内径侧指向外径侧, 则表示泵送率, 反之则表示泄漏率。为了描述方便, 下文统一称  $Q_p$  为泵送率, 当  $Q_p$  为正值时, 表示泵送量大于泄漏量, 表现为零泄漏; 当  $Q_p$  为负值时, 则表示存在泄漏。

### 2.3 边界条件

液膜入口  $r_o$  处为介质高压侧, 压力为  $p_o$ ; 出口  $r_i$  处为环境低压侧, 压力  $p_i=101\,325\,\text{Pa}$ 。开槽动环端面为旋转壁面, 非开槽静环端面为静止壁面。控制方程在计算区域内满足周期性边界条件: 符号  $\Gamma_1$  和  $\Gamma_2$  表示对称边界条件, 两处的压力和质量流量相等, 同时压力具有周期性, 即  $p(\theta+2\pi/N_g)=p(\theta)$ , 如图 2 所示。

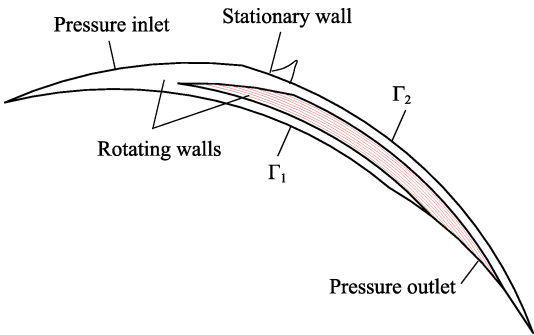


图 2 边界条件  
Fig.2 Boundary conditions

## 3 数值计算方法验证

### 3.1 网格无关性验证

网格无关性验证用仿真参数见表 1。采用文献[21]的网格划分方法, 最终模型如图 3 所示。采用 SIMPLE 算法, 用中心差分格式对扩散项进行离散, 对流项采

用二阶迎风格式, 以提高计算精度, 连续方程 (5) 和动量方程 (6) 的迭代精度设为  $10^{-5}$ 。以开启力和泵送率为衡量指标进行无关性检验, 结果显示: 节点数为 121 071 (此时密封面非槽区和槽区网格单元尺寸分别为 0.2 mm 和 0.1 mm, 膜厚、槽深和微纹理轴向的网格层数分别为 6、9、3) 时, 网格数增加了 16.26%, 开启力和泵送率的改变量不超过 0.35%, 故取此参数下的网格作后续研究。



图 3 网格划分 (轴向放大 1 000 倍)  
Fig.3 Mesh generation (1 000 times axial magnification)

表 1 网格无关性和文中研究用参数  
Tab.1 Grid independence and parameters used in this study

Geometric parameters		Operating parameters	
Symbol	Value	Symbol	Value
$r_o/\text{mm}$	59	$N/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	1 000~7 000 (3 000)
$r_i/\text{mm}$	50	Medium	Water
$h_g/\mu\text{m}$	3~15 (9)	$p_o/\text{MPa}$	0.1013~4.1013 (2.101 3)
$B_w$	0.5~3.5 (2.5)	$p_i/\text{MPa}$	0.1013
$\lambda_L$	0.5~3 (1)	$\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	$8.01\times 10^{-4}$
$A/^\circ$	5~40 (10)	$\delta/\mu\text{m}$	0.5~5 (3)
$\varepsilon/\mu\text{m}$	0.5~8 (1)	$t/^\circ\text{C}$	25
$n$	2~10 (4)		
$B_m/C_m$	0.6~1.4 (1)		
$N_g$	12		

Note: Values in parentheses represent relatively fixed parameters.

### 3.2 模拟方法验证

由于有、无纹理的密封工况条件和几何参数基本相同, 密封间隙内的微流体流动特性相近, 所以可以采用相同的算法。为了验证文中算法的正确性, 以开启力为参量, 选择文献[25]中的螺旋槽液膜密封参数进行计算, 对比结果如表 2 所示。可见, 1 组和 3 组<sup>[25]</sup>

表 2 算法验证结果  
Tab.2 Algorithm verification results

Group No.	Opening force $F_o/\text{kN}$		Error/%
	Reference values	Caculation values	
1	4.7	4.7	0.00
2	5.6	5.9	5.08
3	4.2	4.2	0.00

Notes: inner radius  $R_1=44\,\text{mm}$ , outer radius  $R_2=55\,\text{mm}$ , radius of groove root  $R_g=49.5\,\text{mm}$ , ratio of groove and dam width  $B=0.5$ , film thickness  $h=5\,\mu\text{m}$ , outer pressure  $p_o=0.5\,\text{MPa}$ , inner pressure  $p_i=0.1\,\text{MPa}$ : Group 1, helix angle  $\alpha=20^\circ$ , groove depth  $h_g=5\,\mu\text{m}$ , groove number  $N_g=15$ , rotation speed  $n=10\,000\,\text{r/min}$ ; Group 2,  $\alpha=15^\circ$ ,  $h_g=8\,\mu\text{m}$ ,  $N_g=15$ ,  $n=10\,000\,\text{r/min}$ ; Group 3,  $\alpha=15^\circ$ ,  $h_g=5\,\mu\text{m}$ ,  $N_g=10$ ,  $n=10\,000\,\text{r/min}$ .

的结果与文中研究计算结果完全吻合, 2 组的误差约为 5.08%, 因此所选算法可用于后续研究。

## 4 端面槽型初步优化

Taguchi 方法在优化设计方面的应用已得到广泛认可<sup>[30-31]</sup>。为了获得结构较优的端面槽型参数, 将基于该实验设计方法, 利用 Minitab 软件快速设计液膜密封微流场流动模拟仿真方案。设计出四因子四水平 (槽深  $h_g$  为 3、6、9、12  $\mu\text{m}$ , 螺旋角  $\alpha$  为 5°、10°、20°、30°, 槽宽坝宽比  $B_w$  为 1.5、2.0、2.5、3.0, 槽长坝长比  $\lambda_L$  为 0.4、0.7、1.0、1.3) 的 16 组仿真实验。其他参数:  $p_o=2.101\ 3\ \text{MPa}$ ,  $p_i=0.101\ 3\ \text{MPa}$ ,  $N=3\ 000\ \text{r/min}$ ,  $\delta=3\ \mu\text{m}$ ,  $N_g=12$ , 无微纹理。严格按照实验安排表进行仿真计算后, 以开启力  $F_o$  最大为目标, 利用 Minitab 数据处理功能对获得的开启力结果进行分析, 得到各槽型参数对液膜密封开启能力的影响曲线, 见图 4。这里需要说明的是, 在研究过程中发现, 当膜厚不变时, 开启力随着流体动压的增强而增大, 液膜内部高压区与外径侧介质和内径侧环境间的压差也分别随之增大, 导致液膜中流体向介质高压侧泵送率和向环境低压侧泄漏率均有所增大, 因此采用多目标多变量优化算法更为合适。考虑文中重点考察槽区微纹理设计对密封性能的提升作用, 所以仅以  $F_o$  为目标进行“初步优化”, 并基于此开展后续研究。

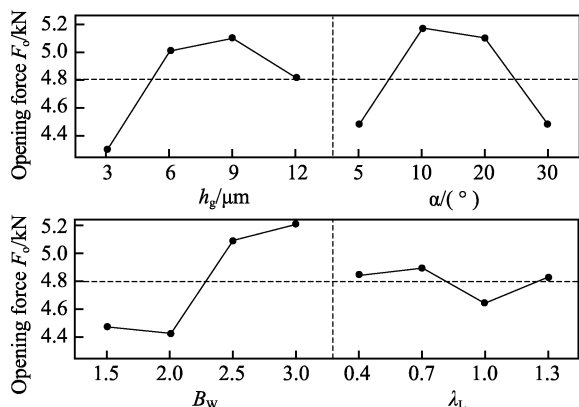


图4 无纹理液膜密封槽型参数数值优化结果  
Fig.4 Numerical optimization results of groove parameters of liquid film seal without texture

从图 4 可以看出, 在研究范围内, 随着  $h_g$  和  $\alpha$  的增加,  $F_o$  均呈先增大后减小的趋势, 分别在  $h_g=9\ \mu\text{m}$ ,  $\alpha=10^\circ$  处出现峰值;  $B_w$  的增大, 使得  $F_o$  先减小后增加, 暂取  $B_w=2.5$ ; 随着  $\lambda_L$  的增大,  $F_o$  先增大后减小, 然后再增大; 4 个因子对开启力的影响程度排序为  $B_w > \alpha > h_g > \lambda_L$ , 即  $\lambda_L$  的影响较小, 故暂取  $\lambda_L=1$ 。基于前期螺旋槽干气密封的研究结论, 槽底微造型的存在不影响密封端面槽型的参数优化结果<sup>[32]</sup>, 因此文中有纹理和无纹理时的槽型优化参数均取  $h_g=9\ \mu\text{m}$ ,  $\alpha=10^\circ$ ,  $B_w=2.5$ ,  $\lambda_L=1$ 。

## 5 计算结果与分析

### 5.1 槽区有纹理和无纹理液膜密封性能对比

为了研究槽区纹理对液膜密封性能的影响, 文中将分别考察端面槽型几何参数、微纹理几何参数及工况条件变化时有、无纹理密封性能的差异, 并获得各参数的优化区间。按表 1 中的参数变量进行仿真对比研究, 计算结果如图 5—16 所示。

#### 5.1.1 端面槽型参数

1) 槽深  $h_g$ 。由图 5 可知, 有、无纹理密封的开启力  $F_o$  和泵送量  $Q_p$  均随  $h_g$  的增大先增大后减小, 且都在  $h_g=11\ \mu\text{m}$  时达到最大值; 槽区微纹理使得  $F_o$  和  $Q_p$  有所增加, 在  $h_g$  为 3~15  $\mu\text{m}$  时, 微纹理对  $F_o$  的提升率  $\Delta F_o$  为 5.6%~1%, 对  $Q_p$  的提升率  $\Delta Q_p$  为 202.8%~3.0%。可能的原因在于,  $h_g$  越小, 槽区微尺度流体受到动环槽底面黏附剪切扰动的影响越显著, 流场流动的有序性越差, 使得槽根流体集聚效应减弱, 致使  $F_o$  下降,  $Q_p$  减小;  $h_g$  过大, 螺旋槽所产生的流体动压效应相对较弱, 槽区主要体现流体静压作用, 也会降低  $F_o$  和  $Q_p$ , 所以  $h_g$  过小或过大都不利; 有纹理密封的性能优于无纹理密封的性能是因为所设计的微纹理提升了槽区流体流动的有序性, 增强了槽根的流体集聚效应。综合考虑,  $h_g$  取 9~13  $\mu\text{m}$ 。

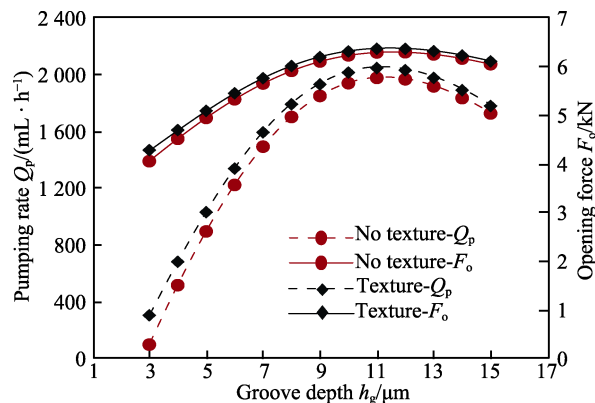


图5  $h_g$  变化时有纹理和无纹理的性能对比  
Fig.5 Performance comparison of textured and non-textured seals with different  $h_g$

2) 螺旋角  $\alpha$ 。由图 6 可知, 有纹理和无纹理的  $F_o$  和  $Q_p$  均随着  $\alpha$  的增大呈先增大后减小的趋势;  $F_o$  在  $\alpha=15^\circ$  时达到最大值,  $Q_p$  在  $\alpha=12^\circ$  时达到最大值; 在  $\alpha$  为  $10^\circ\sim 20^\circ$  时,  $\Delta F_o$  为 1.1%~0.2%,  $\Delta Q_p$  为 3.5%~0.4%, 而在其他取值时起负面影响, 且  $\alpha=5^\circ$  时的负面效果最显著, 即  $\Delta F_o=-1.4\%$ ,  $\Delta Q_p=-71\%$ 。可见, 螺旋槽的螺旋线方向与槽区微流场流线方向一致时可显著提升  $F_o$  和  $Q_p$ , 而槽区微纹理应与螺旋槽螺旋线保持方向的高度匹配, 才能表现出良好的导流效果。综合考虑,  $\alpha$  取  $10^\circ\sim 15^\circ$ 。



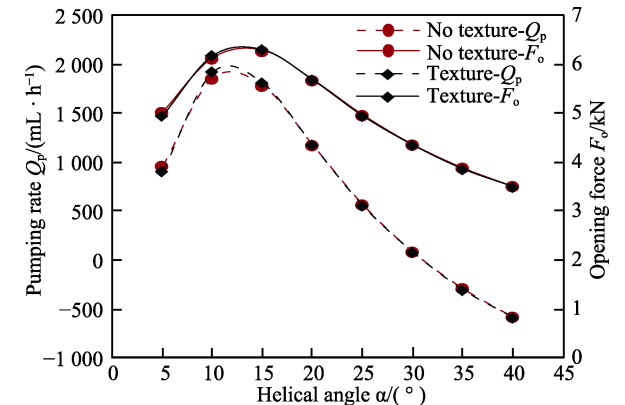


图 6  $\alpha$  变化时有纹理和无纹理性能对比  
Fig.6 Performance comparison of textured and non-textured seals with different  $\alpha$

3) 槽宽坝宽比  $B_w$ 。由图 7 可知, 有、无纹理时的  $F_0$  均随  $B_w$  的增大呈先显著增大后缓慢减小的趋势, 在  $B_w=2$  时达到最大值; 槽区纹理使得  $F_0$  有所增加, 在  $B_w$  为  $0.5\sim3.5$  时,  $\Delta F_0$  从  $1.1\%$  增大到  $1.4\%$  ( $B_w=1.5$ ), 后又下降至  $1.1\%$ ; 与开启力趋势不同, 二者的  $Q_p$  随  $B_w$  的增大始终呈显著上升趋势; 在  $B_w<0.55$  时, 二者均存在泄漏, 但有纹理的泄漏率比无纹理的小  $15.3\%$ ,  $B_w>0.55$  时, 二者均无泄漏, 且  $\Delta Q_p$  为  $7.7\%\sim3.1\%$ 。对比不同  $B_w$  下的液膜压力分布云图 (如图 8) 可知, 槽区压力分布基本相同, 但  $B_w$  过小 ( $B_w=0.5$ ) 时, 可能由于槽区体积过小使流体在槽根

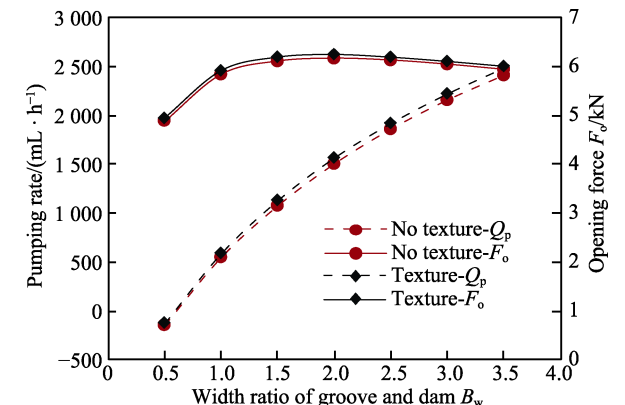


图 7  $B_w$  变化时有纹理和无纹理性能对比  
Fig.7 Performance comparison of textured and non-textured seals with different  $B_w$

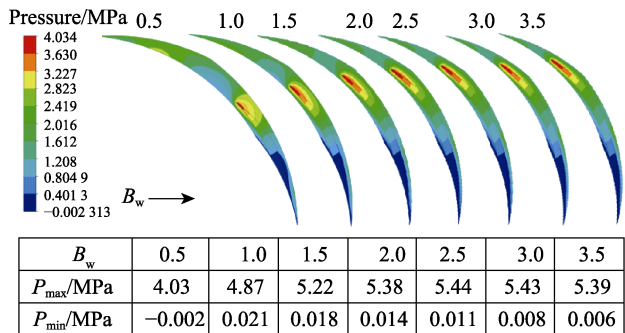


图 8  $B_w$  变化时无纹理液膜压力分布云图  
Fig.8 Pressure distribution of non-textured seal with different  $B_w$

处的集聚效应减弱, 导致槽根高压区压力峰值较小, 而  $B_w$  增至  $1.5$  后, 液膜压力分布基本保持不变;  $Q_p$  始终随  $B_w$  的增大而增加的原因则可能是槽根高压区距离外径高压介质侧入口的流动路程变短, 泵送阻力逐渐减小, 使得泵送速度逐渐变大。可见, 在合理范围内,  $B_w\geq 1.5$  的数值均可取, 但考虑加工成本,  $B_w$  应尽量取小。

4) 槽长坝长比  $\lambda_L$ 。由图 9 可知, 有、无纹理的  $F_0$  均随着  $\lambda_L$  的增大呈先陡峭上升后迅速下降的趋势, 在  $\lambda_L=1$  时值最大; 槽区纹理使  $F_0$  显著提高, 在  $\lambda_L$  为  $0.5\sim3$  时,  $\Delta F_0$  从  $9.8\%$  下降到  $0.4\%$  ( $\lambda_L=2$ ), 后又上升至  $0.8\%$ ; 二者的  $Q_p$  在  $\lambda_L<1$  时大幅上升, 在  $1\leq \lambda_L\leq 1.25$  时略有上升, 随后开始下降; 微纹理的存在, 使  $Q_p$  显著提升, 在  $\lambda_L$  为  $0.5\sim3$  时,  $\Delta Q_p$  为  $66.7\%\sim3.0\%$ 。据图 10 分析可得,  $\lambda_L$  过小, 则槽区周向较窄, 使得槽内流体流量减小, 致使向槽根处集聚的增压效果减弱; 当  $\lambda_L$  超过一定值后, 即槽区面积过大, 则使膜厚较小, 而膜压较大的非槽区面积过小, 导致  $F_0$  整体减小; 当  $\lambda_L$  超过一定值后, 由于  $B_w$  不变, 即槽根高压区到外径高压侧的坝宽不变, 而  $\lambda_L$  不同时的液膜高压区压力值相差不大, 使得  $Q_p$  的下降幅度较  $F_0$  的小; 在  $\lambda_L$  较小时, 槽区周向较窄, 而槽内纹理密度 (用纹理数量表示,  $n$ ) 一定, 即纹理间距  $C_m$  较小, 因此可以推测, 槽区纹理对  $F_0$  和  $Q_p$  突出的提升能力

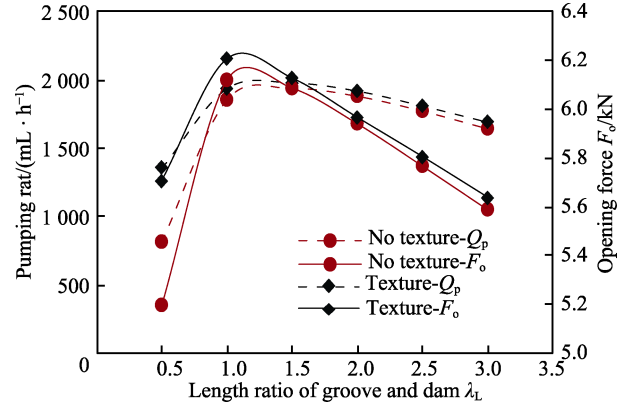


图 9  $\lambda_L$  变化时有纹理和无纹理性能对比  
Fig.9 Performance comparison of textured and non-textured seals with different  $\lambda_L$

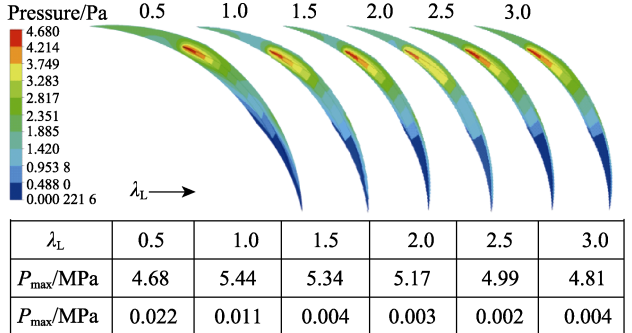


图 10  $\lambda_L$  变化时无纹理液膜压力分布云图  
Fig.10 Pressure distribution of non-textured seal with different  $\lambda_L$

可能是因为  $C_m$  对纹理间的流体导流效果有较大影响, 而且可能存在最优间距  $C_m$  或  $n$ 。综合考虑,  $\lambda_L$  取 1。

这里参数优化取值与第 4 节的优化取值基本吻合, 但也存在差异, 其原因在于第 4 节考察的是多因子组合下的结果, 而这里考察的则是单因子影响。综上所述, 槽区表面微观形貌不会改变液膜密封流体型槽结构的优化取值, 与推测结果相符, 但对开启性能和泵送能力均有显著影响。由此, 下面将深入探讨槽区微纹理几何参数对液膜密封的  $F_o$  和  $Q_p$  的影响。

### 5.1.2 槽区微纹理参数

1) 微纹理深度  $\varepsilon$ 。固定  $n=4$ ,  $B_m/C_m=1$ , 研究  $\varepsilon$  对  $F_o$  和  $Q_p$  的影响, 结果如图 11 所示。从图 11 可以看出, 无论是  $F_o$  还是  $Q_p$ , 都存在一个最优微纹理深度, 且均在  $\varepsilon=4 \mu\text{m}$  时达到最大。此外, 在  $\varepsilon=8 \mu\text{m}$  时  $F_o$  和  $Q_p$  最小, 与最大值之间分别相差 1.6% 和 6.6%。实际上, 这里的  $C_m$  约为 0.89~2.4 mm, 而常温水分子间距约为 0.3 nm, 因此可认为微纹理间水的属性不变, 则  $\varepsilon$  的改变在一定程度上可设想为槽深的变化。由此可见, 在特定工况和设计参数下, 存在最优  $\varepsilon$ 。

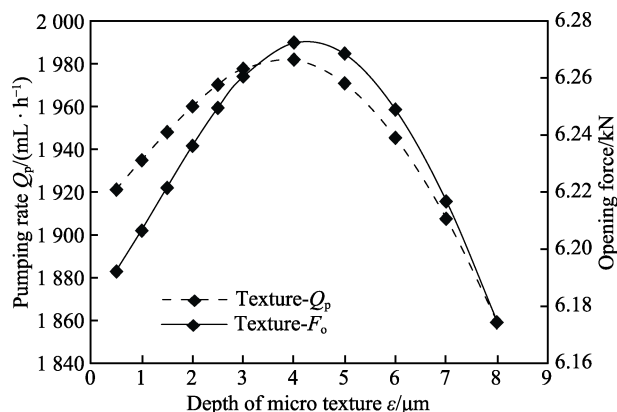


图 11  $\varepsilon$  变化时有纹理性能分析  
Fig.11 Performance analysis of textured seal with different  $\varepsilon$

2) 微纹理密度  $n$ 。微纹理密度  $n$  即为微纹理数量。固定  $\varepsilon=4 \mu\text{m}$ ,  $B_m/C_m=1$ , 研究  $n$  对  $F_o$  和  $Q_p$  的影响, 结果如图 12 所示。从图 12 可以看出,  $F_o$  和  $Q_p$  均随着  $n$  的增大而增大, 在所研究范围内  $n=10$  时的  $F_o$  和  $Q_p$  最大, 二者与其最小值之间分别相差 4.5% 和 12.8%。可见, 微纹理密度对液膜密封性能的影响显著。由于此时  $B_m/C_m=1$ ,  $n$  增大则微纹理间距  $C_m$  减小, 而在不改变水流属性的间距尺度前提下,  $C_m$  越小, 则微纹理的导流效果越好。若  $C_m$  过小, 纹理间的流动将受到壁面的影响较大, 或当接近水分子间距尺度时, 微流道内的流动又会更加复杂, 后续将对此部分进一步开展研究。就这里的研究范围而言, 综合考虑性能和加工成本,  $n$  取 6~8 较为合适。

3) 微纹理宽间距比  $B_m/C_m$ 。固定  $\varepsilon=4 \mu\text{m}$ ,  $n=4$ , 研究  $B_m/C_m$  对  $F_o$  和  $Q_p$  的影响, 结果如图 13 所示。从

图 13 可以看出,  $F_o$  和  $Q_p$  均随着  $B_m/C_m$  的增大而增大。在这里的研究范围内, 在  $B_m/C_m=1.4$  时  $F_o$  和  $Q_p$  最大, 二者与其最小值之间分别相差 2.2% 和 5.9%。可见,  $B_m/C_m$  对液膜密封的性能也有明显影响。一方面, 当  $B_m/C_m \rightarrow 0$  时,  $h_g \rightarrow 7 \mu\text{m}$ ; 当  $B_m/C_m \rightarrow \infty$  时,  $h_g \rightarrow 11 \mu\text{m}$ , 因此  $B_m/C_m$  的变化在一定程度上相当于槽深的变化。由图 5 可知, 当  $B_m/C_m \rightarrow \infty$ ,  $h_g \rightarrow 11 \mu\text{m}$  时,  $F_o$  和  $Q_p$  为最大值, 也说明上述推测合理。另一方面,  $B_m/C_m$  的增大是通过调小  $C_m$  来实现的。据  $n$  分析结果可知, 适当减小  $C_m$  可提升导流效应。为设计方便, 这里暂定  $B_m/C_m=1$ 。

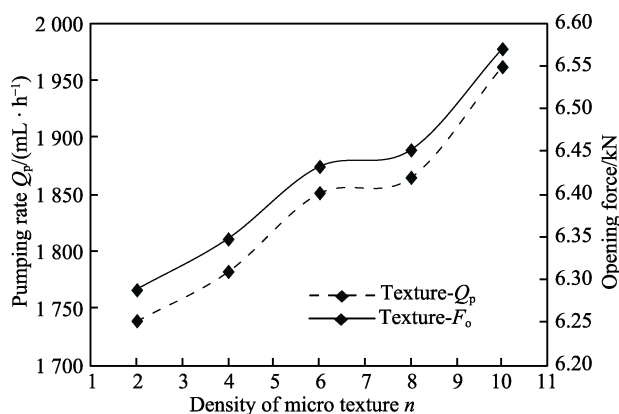


图 12  $n$  变化时有纹理性能分析  
Fig.12 Performance analysis of textured seal with different  $n$

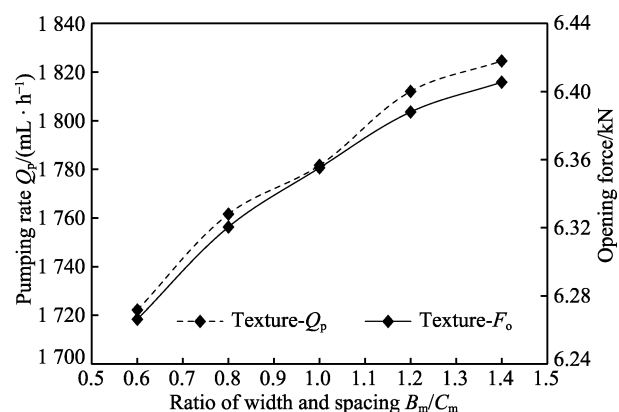


图 13  $B_m/C_m$  变化时有纹理性能分析  
Fig.13 Performance analysis of textured seal with different  $B_m/C_m$

### 5.1.3 工况参数

1) 转速  $N$ 。由图 14 可知, 有、无纹理的  $F_o$  和  $Q_p$  均随着转速的增大而线性上升。当  $N < 1360 \text{ r/min}$  时, 槽区纹理对  $F_o$  和  $Q_p$  起着负面影响, 即  $N$  从 1360 r/min 下降到 1000 r/min,  $\Delta F_o$  从 0 降至 -6.2%,  $Q_p$  从 0 降至 -13.7%。当  $N \geq 1360 \text{ r/min}$  时, 有纹理密封的  $F_o$  和  $Q_p$  较无纹理时均有所提高, 且转速越大, 提升量越大, 即在  $N$  从 1360 r/min 上升到 7000 r/min 时,  $\Delta F_o$  从 0 上升至 2.1%,  $Q_p$  则从 0 增大至 3.4%。可见,

槽区微纹理的导流效应随着转速的上升而增强, 所以有纹理液膜密封更适用于高速场合。

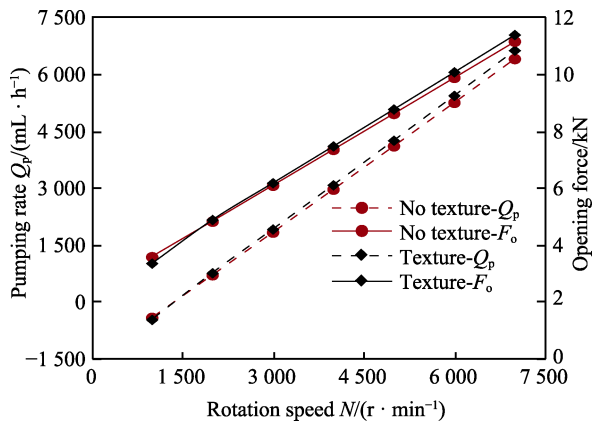


图 14  $N$  变化时有纹理和无纹理性能对比  
Fig.14 Performance comparison of textured and non-textured seals with different  $N$

2) 压差  $\Delta p$ 。从图 15 可以看出, 随着密封环高压侧与低压侧压差  $\Delta p$  的增大, 有、无纹理时的  $F_o$  均线性增大, 而  $Q_p$  线性下降; 槽区纹理使  $F_o$  和  $Q_p$  较无纹理时均有所提高, 但提升量不受  $\Delta p$  的影响。可见,  $\Delta p$  的变化仅体现在液膜流体静压的改变, 而所取参数下的微纹理可提升液膜流体静压。

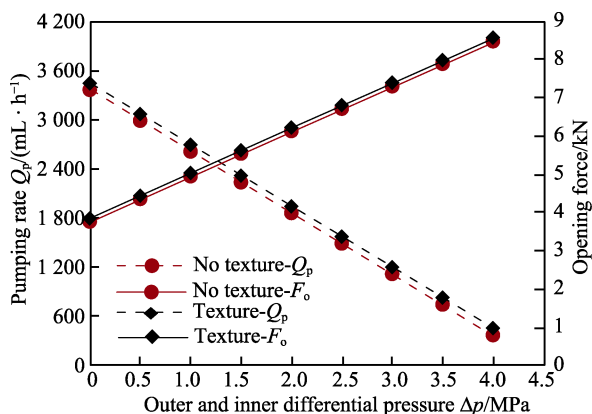


图 15  $\Delta p$  变化时有纹理和无纹理性能对比  
Fig.15 Performance comparison of textured and non-textured seals with different  $\Delta p$

3) 运行膜厚  $\delta$ 。由图 16 可知, 有、无纹理时  $F_o$  均随着  $\delta$  的增大而减小, 在  $\delta < 1.5 \mu\text{m}$  时, 微纹理的存在会略微降低开启性能, 降低率小于 6.9%, 随着  $\delta$  的增大, 微纹理逐渐起到提升开启力的作用, 在  $3 \mu\text{m}$  后, 提升率基本维持在 2.5% 左右; 二者的  $Q_p$  均随着  $\delta$  的增大而先增大, 达到  $2.5 \mu\text{m}$  后开始迅速下降; 有纹理密封在  $\delta \geq 4.4 \mu\text{m}$  时存在泄漏, 而无纹理密封则在  $4.25 \mu\text{m}$  时已开始泄漏, 且相较于后者, 在  $\delta$  为  $2.3 \sim 5 \mu\text{m}$  时, 前者的  $Q_p$  可以提升 0%~59.2%。综上所述, 槽区纹理对启停阶段 ( $\delta$  较小时) 的性能有一定的负作用, 但影响较小, 而对于稳定运行阶段而言, 微纹理不仅可以提升液膜刚度, 还可以起到优异的抑漏作用。

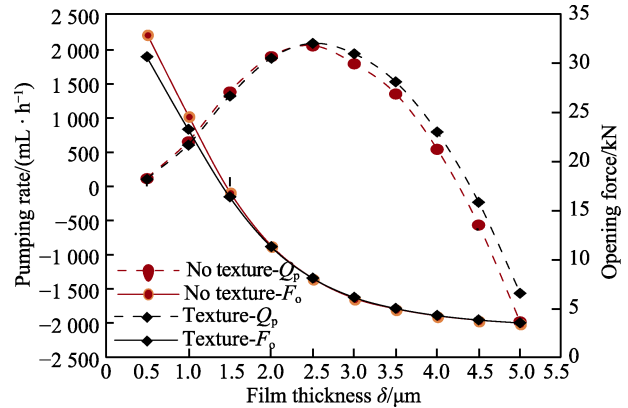


图 16  $\delta$  变化时有纹理和无纹理开启性能对比 ( $\varepsilon = 4 \mu\text{m}$ )  
Fig.16 Comparison of textured and non-textured seal opening performance with different  $\delta$

## 5.2 槽区纹理对液膜密封性能的提升机理分析

在  $p_o = 2.1013 \text{ MPa}$ ,  $p_i = 0.1013 \text{ MPa}$ ,  $N = 3000 \text{ r/min}$ ,  $\delta = 3 \mu\text{m}$ ,  $h_g = 9 \mu\text{m}$ ,  $\alpha = 10^\circ$ ,  $B_w = 2.5$ ,  $\lambda_L = 1$ ,  $N_g = 12$ ,  $\varepsilon = 1 \mu\text{m}$ ,  $n = 4$ ,  $B_m/C_m = 1$  条件下, 获得的液膜在静环端面上的压力分布云图见图 17。在图 17 中, ②为局部放大图, ③、④、⑤分别为槽根处膜区 (距静环端面  $2 \mu\text{m}$  处的截面)、槽区 (距静环端面  $6 \mu\text{m}$  处的截面)、微纹理区 (距静环端面  $12 \mu\text{m}$  处的截面) 的三维速度矢量图。可以看出, 高压集中在槽根处, 膜区和槽区的速度矢量箭头方向各异, 而微纹理区均匀一致, 表明微纹理在此工况及几何参数组合下具有良好的导流效果, 使纹理间液体在离心力及与动环表面形成的黏性剪切力的综合作用下沿纹理有序地向槽根聚集, 进一步增大了槽根处的液膜压力, 进而使开启力和泵送率在一定条件下均有所提升。

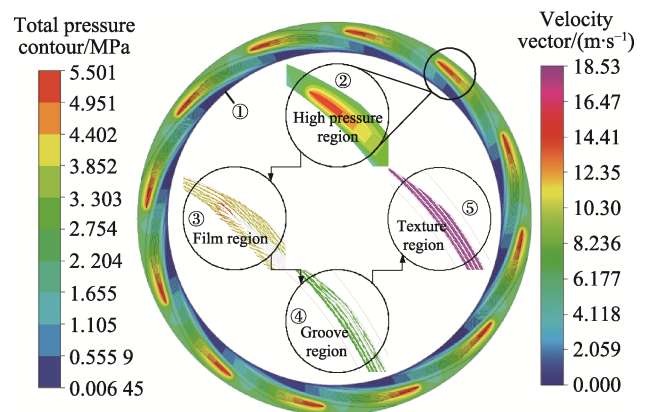


图 17 有纹理密封的液膜压力和速度分布  
Fig.17 Pressure and velocity distribution of liquid film of textured seal

为了进一步证实上述机理的合理性, 这里还考察了有、无纹理时液膜不同位置处节点的压力和速度, 节点位置如图 18 所示 (由于膜厚太小难以呈现, 所以膜厚位置由  $z$  方向的具体数值描述), 压力和速度



结果列于表 3。这里所涉及的  $x$ 、 $y$  和  $z$  坐标方向如图 1 所示。分析图 18 和表 3 可知,对于液膜压力  $p$ ,除靠近低压侧的 6 处无纹理时的压力比 12 处有纹理时的压力高约 0.65%外,其他如无纹理非槽区 1 与有纹理非槽区 7,无纹理槽区 2、5 分别与有纹理槽区 8、11,无纹理槽部膜厚区 3、4 分别与有纹理槽部膜厚区 9、10,有纹理时的压力均比无纹理时的压力大,其中槽区更为显著(2%以上)。对于速度  $v$  而言,无纹理非槽区 1 与有纹理非槽区 7,无纹理槽区 2 与有纹理槽区 8,无纹理槽区 5 与有纹理槽区 11,有纹理时的速度也均大于无纹理时的速度。特别是有纹理槽区(槽根)8 处的速度比无纹理槽区 2 处的速度高约 52%,但槽部膜厚区 4 与 10,以及靠近低压侧的槽区 6 与 12,其无纹理时的速度比有纹理时的速度分别高约 11%和 3.5%。可见,微纹理对液膜各区域的微流场均有影响,但作用效果不完全相同,即在低压侧会较大幅度地减小槽区的压力和流速,并在一定程度上减小槽部膜厚区的速度,但对整体槽区的压力和速度均有较大幅度的提升,总体呈现出液膜压力增大、槽区流体以较高速度向槽根聚集的结果。由此说明,上述机理解释是合理的,并基于以上结果可以推测,

在流场与流体型槽的线型高度匹配(通过调整螺旋角来实现)的前提下,通过对槽区进行表面超滑水设计,减小液体在槽区的流动阻力,能够大幅提升液膜的开启力和泵送率。

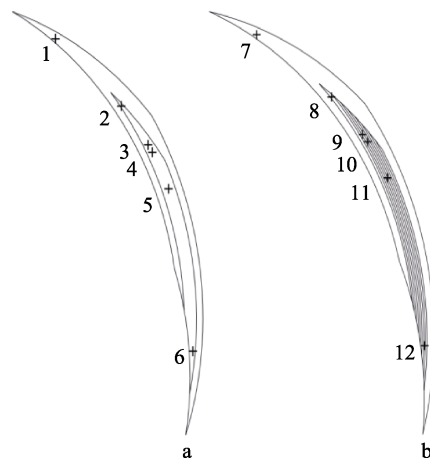


图 18 无纹理(a)和有纹理(b)

密封液膜不同位置节点编号

Fig.18 Node numbers at different positions of liquid film of non-textured and textured seals

表 3 无纹理和有纹理密封液膜不同位置节点的压力和速度

Tab.3 Pressure and velocity of nodes at different positions of liquid film of non-textured and textured seals

Surface	Node No.	(x,y,z)/mm	$p/\text{MPa}$	$\frac{p_T - p_N}{p_N} / \%$	$v/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$\frac{v_T - v_N}{v_N} / \%$
Non-textured	1	(15, 56, 0.002)	2.435		12.062	
	2	(29, 48, 0.009)	5.185		11.753	
	3	(35, 43, 0)	3.871		0	
	4	(36, 42, 0.002)	3.608		0.533	
	5	(40, 37, 0.01)	2.447		12.272	
	6	(49, 13, 0.011)	0.154		14.592	
Textured	7	(15, 56, 0.002)	2.451	0.66	12.075	0.11
	8	(29, 48, 0.009)	5.296	2.14	17.895	52.26
	9	(35, 43, 0)	3.887	0.41	0	
	10	(36, 42, 0.002)	3.623	0.42	0.476	-10.69
	11	(40, 37, 0.01)	2.523	3.11	12.501	1.87
	12	(49, 13, 0.011)	0.153	-0.65	14.076	-3.54

Notes: Subscripts N and T denote “Non-textured” and “Textured”, respectively.

## 6 结论

1) 流体型槽结构参数对液膜密封性能有显著影响。 $h_g < 9 \mu\text{m}$  或  $h_g > 13 \mu\text{m}$  时,流动有序性均会变差,槽根流体集聚效应减弱;应根据  $\alpha$  确定微纹理方向,纹理方向和流场方向匹配程度越高,导流效果越好(这里  $\alpha$  为  $10^\circ \sim 15^\circ$ ); $B_w$  减小会使集聚效应减弱, $B_w > 1$  后,开启力变化较小, $B_w$  越大, $Q_p$  越大; $\lambda_L < 1$  会使压力峰值急剧下降, $\lambda_L > 1$  也会导致膜压和泵送率减小。

2) 微纹理结构参数对密封性能影响显著。在特定工况和设计参数下, $\varepsilon$  存在最优值(这里  $\varepsilon = 4 \mu\text{m}$ );随着  $n$  的增大, $F_o$  和  $Q_p$  会同时增加;在  $B_m$  一定时,适当减小  $C_m$  可提升槽区流体导流效应;槽区微纹理的存在,不会改变槽型参数的优化取值;存在流体型槽和微纹理结构参数区间,使密封开启性能和泵送能力较无纹理时优异。

3) 工况参数对密封性能也有显著影响。随着  $N$  的增大,槽区纹理对  $F_o$  和  $Q_p$  的影响分别由 1 000 r/min 时的 -6.2% 和 -13.7% 上升到 7 000 r/min 时的 2.1% 和

3.4%,且 $N$ 越高, $F_0$ 和 $Q_p$ 的提升效果越明显;微纹理可同时提升液膜流体动压和静压;在启停阶段,微纹理对密封性能有一定的削弱作用,但在稳定运行阶段,则可在提升液膜刚度的同时有效地抑制泄漏。

4)有纹理密封在运行时,端面流体沿微纹理间流道、顺旋转方向向槽根处有序流动,使之相较于无纹理密封具有更大的开启力和泵送率,据此提出“在流场与流体型槽线型高度匹配的前提下,设计超滑水槽区表面能够较大幅提升液膜密封开启性能和泵送能力”的设想。

#### 参考文献:

- [1] HAMILTON D B, WALOWIT J A, ALLEN C M. A Theory of Lubrication by Microirregularities[J]. Journal of Basic Engineering, 1966, 88(1): 177-185.
- [2] 王静秋, 王晓雷. 表面织构创新设计的研究回顾及展望[J]. 机械工程学报, 2015, 51(23): 84-95.  
WANG Jing-qiu, WANG Xiao-lei. State of the Art in Innovative Design of Surface Texture[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(23): 84-95.
- [3] 赵文静, 金杰, 孟祥铠, 等. 涉海装备用机械密封技术研究现状及发展趋势研究[J]. 摩擦学学报, 2019, 39(6): 792-802.  
ZHAO Wen-jing, JIN Jie, MENG Xiang-kai, et al. State of the Art and Development Trend of Mechanical Seal for Marine Equipment[J]. Tribology, 2019, 39(6): 792-802.
- [4] ETSION I. A New Concept of Zero-Leakage Noncontacting Mechanical Face Seal[J]. Journal of Tribology, 1984, 106(3): 338-343.
- [5] SUN Jian-jun, MA Chen-bo, YU Qiu-ping, et al. Numerical Analysis on a New Pump-Out Hydrodynamic Mechanical Seal[J]. Tribology International, 2017, 106: 62-70.
- [6] 陈汇龙, 付杰, 李述林, 等. 螺旋槽上游泵送机械密封端面间液膜压力脉动特性[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(6): 504-509.  
CHEN Hui-long, FU Jie, LI Shu-lin, et al. Pressure Fluctuation Characteristic of Mechanical Face Sealing Clearance of Spiral Groove in Upstream Pumping[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(6): 504-509.
- [7] 孟祥铠, 江莹莹, 赵文静, 等. 考虑空化效应的螺旋槽机械密封液膜动力学特性研究[J]. 摩擦学学报, 2019, 39(2): 171-180.  
MENG Xiang-kai, JIANG Ying-ying, ZHAO Wen-jing, et al. Fluid Film Dynamic Characteristics of Spiral-Grooved Mechanical Seals with Cavitation Effect[J]. Tribology, 2019, 39(2): 171-180.
- [8] 王玉莹, 蔡纪宁, 朱春辉, 等. 非完整液膜上游泵送密封特性分析[J]. 北京化工大学学报(自然科学版), 2016, 43(4): 90-95.  
WANG Yu-ying, CAI Ji-ning, ZHU Chun-hui, et al. Study of the Features of a Non-Complete Liquid Film Upstream Pumping Seal[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science Edition), 2016, 43(4): 90-95.
- [9] 厉虹, 白少先. 低压螺旋槽上游泵送气体端面密封零泄漏特性[J]. 润滑与密封, 2017, 42(3): 59-64.  
LI Hong, BAI Shao-xian. Performance of Zero-Leakage Upstream Pumping Gas Spiral Groove Face Seals Operating at Low Pressure[J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(3): 59-64.
- [10] 王秀英, 李思远, 戴庆文, 等. 织构化机械密封的润滑与泄漏特性协调优化研究进展[J]. 表面技术, 2019, 48(8): 1-8.  
WANG Xiu-ying, LI Si-yuan, DAI Qing-wen, et al. Research Progress in Coordinated Optimization of Lubrication and Leakage for Textured Mechanical Seals[J]. Surface Technology, 2019, 48(8): 1-8.
- [11] QIU Y, KHONSARI M M. Performance Analysis of Full-Film Textured Surfaces with Consideration of Roughness Effects[J]. Journal of Tribology, 2011, 133(2): 021704-1-10.
- [12] HAO Mu-ming, WANG Yun-lei, LI Zhen-tao, et al. Effects of Surface Topography on Hydrodynamic Performance of Liquid Film Seals Considering Cavitation[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2018, 70(6): 984-992.
- [13] 冯向忠, 彭旭东. 表面粗糙度对螺旋槽干式气体密封性能的影响[J]. 润滑与密封, 2006, 31(1): 20-22.  
FENG Xiang-zhong, PENG Xu-dong. Effect of Surface Roughness on Performance of a Spiral Groove Gas Seal[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(1): 20-22.
- [14] 白少先, 马春红, 彭旭东, 等. 微沟槽双层复合槽深端面机械密封结构: 中国, 203285988U[P]. 2013-11-13.  
BAI Shao-xian, MA Chun-hong, PENG Xu-dong, et al. Micro Groove Double Layer Composite Groove Deep End Face Mechanical Seal Structure: China, 203285988U[P]. 2013-11-13.
- [15] 毛文元, 宋鹏云, 邓强国, 等. 螺旋槽底表面粗糙度对干气密封性能的影响[J]. 润滑与密封, 2017, 42(1): 27-33.  
MAO Wen-yuan, SONG Peng-yun, DENG Qiang-guo, et al. Influence of Surface Roughness of Spiral Groove Bottom on Dry Gas Seal Performance[J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(1): 27-33.
- [16] 毛文元, 宋鹏云, 邓强国, 等. 干气密封螺旋槽的激光加工工艺研究[J]. 工程科学与技术, 2018, 50(5): 253-262.  
MAO Wen-yuan, SONG Peng-yun, DENG Qiang-guo, et al. Research on Laser Processing Technology of Spiral Groove for Dry Gas Seal[J]. Advanced Engineering Sciences, 2018, 50(5): 253-262.
- [17] JI Ren-jie, LIU Yong-hong, XU Chen-chen, et al. Novel

- Method for the Hybrid Composite Electroplating of the Upstream Pumping Mechanical Seal[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2017, 89(5): 1875-1886.
- [18] ETSION I, KLIGERMAN Y, HALPERIN G. Analytical and Experimental Investigation of Laser-Textured Mechanical Seal Faces[J]. Tribology Transactions, 1999, 42(3): 511-516.
- [19] LAI T, GABRIEL R, MAYER-YEP L. Improved Performance Seals for Pipeline Applications[J]. Lubrication Engineering, 2003, 59(4): 18-29.
- [20] 张珊, 温劲苇. SiC 陶瓷密封环端面流体动压槽的激光加工[J]. 应用激光, 2000, 20(4): 175-178.  
ZHANG Shan, WEN Jin-wei. Study on Laser Processing Technique of Sic Ceramic Ring Seal End Surface Fluid Dynamic Grooves[J]. Applied Laser, 2000, 20(4): 175-178.
- [21] WANG Yan, SUN Jian-jun, HU Qiong, et al. Orientation Effect of Orderly Roughness Microstructure on Spiral Groove Dry Gas Seal[J]. Tribology International, 2018, 126: 97-105.
- [22] BRUNETIERE N, TOURNERIE B, FRENE J. Influence of Fluid Flow Regime on Performances of Non-Contacting Liquid Face Seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(3): 515-523.
- [23] ÇENGEL Y A, CIMBALA J M. fundamentals and applications[M]. Boston: McGraw-HillHigher Education, 2006: 1.
- [24] 陈汇龙, 王强, 李雯瑜, 等. 基于 Fluent 的螺旋槽上游泵送机械密封三维微间隙流场数值模拟[J]. 润滑与密封, 2012, 37(2): 16-19.  
CHEN Hui-long, WANG Qiang, LI Wen-yu, et al. Numerical Simulation of 3-D Flow in Upstream Pumping Mechanical Seals with Spiral Grooves Based on Fluent[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(2): 16-19.
- [25] 王建磊, 门川皓, 赵伟刚, 等. 动静压机械密封的结构设计及端面槽型优化研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57(9): 108-117.
- WANG Jian-lei, MEN Chuan-hao, ZHAO Wei-gang, et al. Research on Structural Design and End Face Slot of Optimization of Hydrodynamic and Hydrostatic Mechanical Seal[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(9): 108-117.
- [26] SNYDER T A, BRAUN M J, PIERSON K C. Two- Way Coupled Reynolds and Rayleigh-Plesset Equations for a Fully Transient, Multiphysics Cavitation Model with Pseudo-Cavitation[J]. Tribology International, 2016, 93: 429-445.
- [27] LI Zhen-tao, LI Yong-fan, CAO Hui, et al. Investigation of Cavitation Evolution and Hydrodynamic Performances of Oil Film Seal with Spiral Groove[J]. Tribology International, 2021, 157: 106915.
- [28] VERSTEEG H, MALALASEKERA W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method[M]. New York: Wiley, 2007: 10-12.
- [29] 王福军. 计算流体力学分析 CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 7-9.  
WANG Fu-jun. Computational fluid dynamics analysis: Principle and application of CFD Software[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004: 7-9.
- [30] MALEQUE M A, BELLO K A, ADEBISI A A, et al. Optimization of Tribological Performance of SiC Embedded Composite Coating via Taguchi Analysis Approach[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017, 184: 012035.
- [31] PULIVARTI S R, BIRRU A K. Optimization of Green Sand Mould System Using Taguchi Based Grey Relational Analysis[J]. China Foundry, 2018, 15(2): 152-159.
- [32] 胡琼, 王衍, 戴嵘, 等. 基于有序微造型的圆弧线槽干气密封性能分析[J]. 化工学报, 2019, 70(3): 1006-1015.  
HU Qiong, WANG Yan, DAI Rong, et al. Performance Study of Arc Groove Dry Gas Seal Based on Orderly Micro-Structure[J]. CIESC Journal, 2019, 70(3): 1006-1015.

责任编辑: 彭颀