

考虑空化-黏性热效应的螺旋线组合型 机械密封仿真与性能分析

江安迪¹, 丁雪兴¹, 王世鹏¹, 力宁², 丁俊华³, 蒋海涛¹

(1. 兰州理工大学石油化工学院, 730050, 兰州; 2. 中国航发湖南动力机械研究所,
412002, 湖南株洲; 3. 兰州理工大学特种泵阀及流控系统教育部重点实验室, 730050, 兰州)

摘要: 为减缓螺旋槽机械密封液膜中的空化现象,通过调整背风侧螺旋线的角度 $\alpha_{\parallel}$,提出了一种螺旋线组合型端面结构。综合考虑高转速下液膜空化和黏性生热现象的加剧,采用仿真软件计算了密封液膜流场,对比分析了工况条件和结构参数对螺旋线组合型槽的空化-黏性热效应及密封性能的影响,并探究了液膜压力与温度变化对空化现象的耦合影响。研究表明:液膜空化主要发生在局部压力较低的螺旋槽背风侧,采用螺旋角 $\alpha_{\parallel}$ 小于螺旋角 $\alpha_{\perp}$ 的组合型槽可以降低空化程度,其液膜空化体积比传统螺旋槽缩小 47.37%;开启力和泄漏率均随着转速和进口压力的增加呈线性增长,空化体积随着转速的增加而扩大,但随着进口压力的增加则明显降低;在低压力和高转速工况下,空化效应受槽型结构的影响更为明显,空化区域随槽深和螺旋角 $\alpha_{\parallel}$ 的增加而显著减少;另外,开启力和泄漏率随着两者的增加先增加后减小,存在结构参数的优选方案,其中槽深的优选值为 5~8 μm 。研究结果期望抑制液膜机械密封的空化现象并改善密封性能。

关键词: 螺旋槽机械密封;空化效应;黏温效应;数值仿真

中图分类号: TB42 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202604022 **文章编号:** 0253-987X(2026)04-0261-10

Simulation and Performance Analysis of Spiral Line Combined Mechanical Seals Considering Cavitation and Viscosity-Heating Effects

JIANG Andi¹, DING Xuexing¹, WANG Shipeng¹, LI Ning², DING Junhua³, JIANG Haitao¹

(1. College of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China; 2. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou, Hunan 412002, China; 3. Key Laboratory of Advanced Pumps, Valves and Fluid Control System of the Ministry of Education, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: To mitigate cavitation in the liquid film of spiral groove mechanical seals, a combined spiral line end-face structure was proposed by adjusting the angle $\alpha_{\parallel}$ of the spiral line on the downwind side. Considering the exacerbation of both liquid-film cavitation and viscous heat generation under high rotational speeds, simulation software was employed to calculate the flow field of the sealing liquid film. The influences of operating conditions and structural parameters on the cavitation-viscosity-heating effect and sealing performance of the combined spiral line groove were compared and analyzed, and the coupled effect of liquid-film pressure and temperature variations on cavitation was investigated. The study shows that liquid-film cavitation primarily occurs on the

downwind side of the spiral groove where local pressure is relatively low. The use of a combined groove with a spiral angle α_{II} smaller than the spiral angle α_I can reduce the degree of cavitation, decreasing the cavitation volume in the liquid film by 47.37% compared with that in conventional spiral grooves. Both the opening force and leakage rate increase linearly with rotational speed and inlet pressure, while the cavitation volume expands with increasing rotational speed but decreases significantly with increasing inlet pressure. Under low-pressure and high-speed operating conditions, the cavitation effect is more noticeably influenced by groove geometry; the cavitation region decreases markedly as the groove depth and spiral angle α_{II} increase. Moreover, the opening force and leakage rate first increase and then decrease with the increase of these two parameters, indicating that an optimal set of structural parameters exists, with a preferred groove depth ranging from 5 to 8 μm . The research findings are expected to help suppress cavitation in liquid-film mechanical seals and improve sealing performance.

Keywords: spiral groove mechanical seal; cavitation effect; viscosity-temperature effect; numerical simulation

机械密封是一种依靠流体动、静压效应来实现密封端面非接触的密封形式,具有良好的控漏和减磨效果,广泛应用于透平、压缩机、泵等机械的轴端密封处^[1]。随着动力机械朝着高转速发展,密封液体介质的机械密封面临着一种普遍的流体力学现象——空化。空化的发生是由于液体在受压或流速剧烈变化时,局部压力降至低于液体的饱和蒸气压,从而诱发液体内部形成气泡或蒸汽泡^[2]。在机械密封中,空化不仅会侵蚀密封端面,还可能引发振动以及噪声等问题,严重威胁整机的稳定性^[3]。因此,在设计密封系统时,如何有效防止或减少空化发生,成为保证相关机械设备长期运行的重要考量。

端面微构型作为机械密封系统设计中的关键要素,通过合理的选型和结构优化不仅能够有效改善流体润滑和流动特性,还能提升机械密封的性能,是应对空化现象的有效方案^[4]。目前,学术界已经对多种端面微孔和微槽织构进行了研究,旨在探讨空化现象对槽型密封性能及流体动力学行为的影响,为进一步的构型优化提供理论依据。Qiu等^[5]研究了圆孔型机械密封的液膜承载能力和端面空化现象。研究发现,经过凹坑改性的表面有助于提高油膜的承载能力,并且在膜厚较薄处,空化现象对承载力的提升具有积极作用。彭旭东等^[6]通过对比椭圆孔排布方式对多孔端面机械密封性能的影响,发现高压侧下游泵送孔能够改善流体动压特性,而且无论在高压侧还是在低压侧的上游泵送孔,均可降低密封泄漏率。张科等^[7]基于 Jakobsson-Floberg-Olsson 空化条件,通过求解数值模型,讨论了不同方向角下的椭圆微孔机械密封泄漏特性以及高低压

区分布规律,深化了椭圆孔端面机械密封的密封机理。随后,程香平等^[8]结合试验研究,细化了菱形孔织构的尺寸、形状、排布方式以及深度等结构参数对机械密封性能和成膜的影响,最终获得了具有良好润滑和密封性能的织构方案。为明确几种微孔织构的差异性,于博等^[9]求解了包含液膜空化效应的流体润滑方程,研究了椭圆、菱形、圆形和方形四种孔型织构在不同结构参数下的机械密封流场和承载特性。研究发现,与圆形和方形孔型相比,菱形和椭圆形型孔具有更好的流体泵送效应,但两者的承载能力较弱。在高压或低速工况下,由于微孔织构的流体动压效应受限,无法生成足够的密封开启力,因此,槽型结构成为一种替代方案。Yang等^[10]建立并求解了同时关注相变流中空化和沸腾现象的相变流动模型,并以扇形槽为研究对象,证明了理论模型在分析机械密封两相流场的有效性和优势。马学忠等^[11]针对一种雷列台阶—环槽液膜机械密封进行密封机理和性能研究。结果显示,该组合型槽具有良好的密封表现,且在几种槽型的协同作用下,密封流体的动压和泵送效果得到提升。近期,李学萍等^[12]将多孔质块布置于机械密封环上,并开设出 T 型槽,进而提出了一种分部式多孔质 T 型槽机械密封结构,研究发现,在液膜低压区处放置的多孔质具有一定的空化抽吸作用,有利于密封介质流入密封间隙,起到了增大液膜开启力和强化润滑的作用,且随着多孔质渗透率的增大,这种效果会更加明显。关于螺旋槽液膜密封的研究与应用最为全面。Jiang等^[13]、Li等^[14]以及陈汇龙等^[15]众多学者就传统螺旋槽及其改进结构在不同密封介质下的流体润

滑特性、空化演化规律和密封性能等方面进行了广泛研究。综上所述可知,现有研究主要分析了不同微孔和型槽内的液膜空化效应和机械密封性能,关于某一特定结构的优化仍具有较大研究潜力。同时,高转速加剧的液膜空化效应以及黏性生热特性也应予以考虑,力求探究多物理场耦合机制下的流体动力润滑行为和机械密封热动力学性能。

本文基于传统螺旋槽机械密封端面结构,通过固定迎风侧螺旋线的螺旋角,而调整背风侧螺旋线的螺旋角,提出了一种螺旋线组合型端面结构。研究中,以液态水为介质,综合考虑液膜的空化现象与黏温效应,采用仿真软件分析了不同工况条件和结构参数下螺旋线组合型槽与螺旋槽在空化-黏性热效应和密封性能方面的差异。研究结果旨在抑制螺旋槽液膜密封的空化现象或提高其控漏能力。

1 模型建立

1.1 几何模型

螺旋线组合型密封端面结构如图1所示。该端面结构特点在于流体动压槽的型线由两条不同螺旋角的螺旋线组成。其中,螺旋线Ⅰ的螺旋角度保持不变,而螺旋线Ⅱ的螺旋角度是变化的。图1中:ModelⅠ中螺旋线Ⅱ的螺旋角小于螺旋线Ⅰ的螺旋角;ModelⅡ为传统螺旋槽,两条螺旋线的螺旋角相等;ModelⅢ中螺旋线Ⅱ的螺旋角大于螺旋线Ⅰ的螺旋角。各螺旋型线满足对数螺旋线方程^[16]

表1 螺旋线组合型机械密封的液膜仿真参数

Table 1 Liquid film simulation parameters of the spiral line combined mechanical seals

参数	数值	参数	数值	参数	数值或取值
密封外径 r_o/mm	70	密封内径 r_i/mm	60	槽根半径 r_g/mm	67
槽坝比 $(\theta_G \cdot \theta_L^{-1})$	1	螺旋角Ⅰ $\alpha_I/(^{\circ})$	15	螺旋角Ⅱ $\alpha_{II}/(^{\circ})$	12, 15, 18
槽数 N_g	12	槽深 $h_g/\mu\text{m}$	5	液膜厚度 $h_0/\mu\text{m}$	3
转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	4 000	进口压力 p_i/MPa	0.5	出口压力 p_o/MPa	0.1
进口温度 T_i/K	323.15	出口温度 T_o/K	298.15	密封介质	液态水

1.2 基本假设

对于密封端面间的流体膜稳态流场分析,可以做出以下假设^[17]:

- (1)密封端面间的流体为连续介质;
- (2)由于工况参数较低,密封介质流态为层流;
- (3)密封副表面平整光滑,且无偏心和倾斜;
- (4)密封介质与密封环壁面之间无相对滑移。

1.3 控制方程

- (1)基本方程。结合上述假设,稳态时考虑空

$$r = r_g e^{\theta \tan(\alpha(\pi/180))} \quad (1)$$

式中: r 为半径; r_g 为槽根半径; θ 为展开角度; α 为螺旋角。

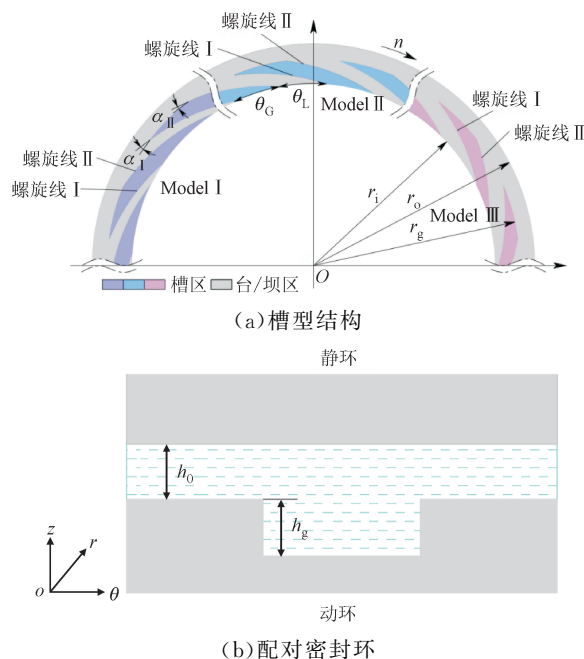


图1 螺旋线组合型机械密封端面示意图

Fig.1 Schematic diagram of end face of the spiral line combined mechanical seals

根据上述端面结构特点,仿真所需的几何和操作参数如表1所示。后续研究若如无特殊说明,均采用表1所列的参数。对于参数化分析,部分参数在表1基础上进行了范围变化。

化-黏性热效应的流体连续性方程、运动方程、能量方程以及气相传输方程^[18]分别为

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho_m v_{mi}) = 0 \quad (2)$$

$$v_{mi} \frac{\partial(\rho_m v_{mj})}{\partial x_j} = - \frac{\partial p_m}{\partial x_i} + \mu_m \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial v_{mi}}{\partial x_j} + \frac{\partial v_{mj}}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho_m v_i T_m)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda_m}{c_{\rho m}} \frac{\partial T_m}{\partial x_j} \right) + S_T \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\varphi \rho_v v_v) = R_e - R_c \quad (5)$$

式中: x 表示空间坐标分量; ρ 为密度; v 为质量平均速度; p 为压力; μ 为流体动力黏度; T 为温度; λ 为导热系数; c_p 为比定压热容; S_T 为热源项; φ 为气相体积分率; R_g 和 R_c 分别为气泡产生和溃灭源项; 下标 i, j 分别表示不同方向; 下标 m, v 分别表示混合物、气相。

(2) 黏温关系式。鉴于液体的黏度受温度影响可能发生较大变化, 选择常用的对数黏温关系式^[19]进行表征, 即

$$\mu_l = \mu_{ref} e^{-k(T-T_{ref})} \quad (6)$$

式中: μ_l 为液体动力黏度; μ_{ref} 为参考温度 T_{ref} 下的液体动力黏度; k 为黏温系数; T_{ref} 为参考温度。

(3) Antoine 公式。采用 Antoine 公式^[20]来描述液态水的饱和蒸气压与温度之间的关系, 即

$$\lg p_v = A - \frac{B}{T+C} \quad (7)$$

式中: p_v 为水的饱和蒸气压; $A = 5.203\ 89$ 、 $B = 1\ 733.926$ 、 $C = 233.366\ 5$ 为 Antoine 常数。

(4) 对流换热系数。考虑液膜与动静环之间的传热行为, 并假定两环接触面的对流换热系数相同, 具体计算式^[21]为

$$Nu = 0.675 Re^{\frac{1}{2}}; Nu = \frac{hr_o}{\lambda}; Re = \frac{\pi n r_o^2}{30\nu} \quad (8)$$

式中: Nu 为努塞尔数; Re 为雷诺数; h 为对流换热系数; ν 为流体运动黏度。

1.4 参数定义^[22-23]

(1) 开启力 F_o 。计算式为

$$F_o = \iint_{S_1} p_m dS \quad (9)$$

式中: S_1 为流体膜压力作用面积。

(2) 泄漏率 Q 。计算式为

$$Q = \iint_{S_2} \rho_m v_r dS \quad (10)$$

式中: S_2 为流体流通面积; v_r 为流体径向流速。

(3) 液膜空化体积比 η 。计算式为

$$\eta = \frac{V_c}{V_e} \quad (11)$$

式中: V_c 为空化体积; V_e 为液膜总体积。

1.5 求解设定

采用 Mixture 多相流模型进行两相流的设置, 其中液态水设为主要相, 水蒸气设为次要相, 并以 Schnerr-Sauer 空化模型描述空化行为。随后, 打开能量方程, 设置边界条件(包括进(出)口压力和温度、转速、壁面热流密度以及对流换热系数等)。将

黏温关系式和 Antoine 公式编译为用户定义程序导入 Fluent 中。在求解过程中, 压力和速度的耦合使用 Simplec 算法, 动量项和能量项均采用二阶迎风格式离散, 而体积分率项选用 Quick 格式进行离散处理。在设置完求解监视器后, 初始化进行求解。

2 网格划分与验证

2.1 网格划分

通过几何建模软件构建仿真液膜的周期性结构, 并在 ICEM CFD 软件中进行边界命名和网格划分, 如图 2 所示。其中: 密封外径侧为出口边界; 密封内径侧为进口边界; 与静环接触的模式表面为静止壁面; 与动环接触的模式表面为旋转壁面。此外, 还需设置边界层局部网格^[24]。在转化为非结构化网格后, 选择 Fluent 求解器, 输出 .msh 文件。

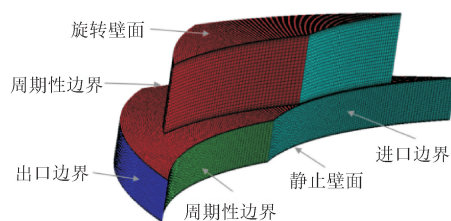


图 2 仿真液膜的边界命名与网格划分(轴向放大 1 000 倍)
Fig. 2 Boundary naming and meshing of the simulated liquid film (axial magnification of 1 000 times)

2.2 网格无关性验证

针对液膜模型设定不同的网格节点数量, 并进行流场仿真。以 Model II ($\alpha_I = 15^\circ$, $\alpha_{II} = 15^\circ$) 为例, 结合其液膜压力分布云图及开启力数值的变化情况, 完成网格无关性验证, 验证结果如图 3 所示。

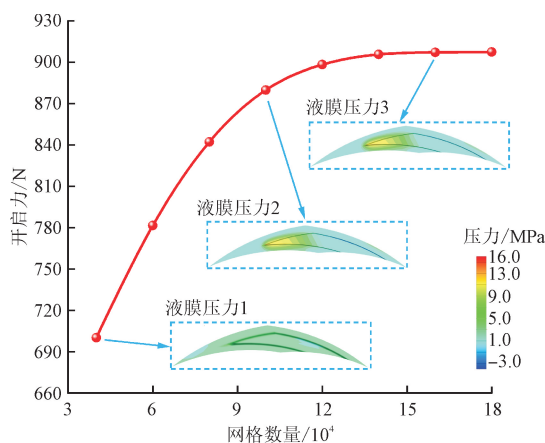


图 3 不同网格数下的液膜压力和开启力计算结果
Fig. 3 Simulated liquid film pressure and opening force values under different mesh densities

分析图3可知,随着网格数量的增加,液膜高压区逐渐向螺旋槽槽根处集中,且开启力数值呈现出相应的增加趋势。然而,当网格数量达到一定程度后,压力云图和开启力数值的变化趋于平稳,差别不大。综合考虑验证结果与上述分析,本文将网格数量设定为14万左右。

2.3 正确性验证

为验证文中仿真方法的正确性,根据文献[25]提供的密封结构、工况参数以及密封介质等条件进行模拟,并对比了仿真计算结果与文献试验结果,如图4所示。

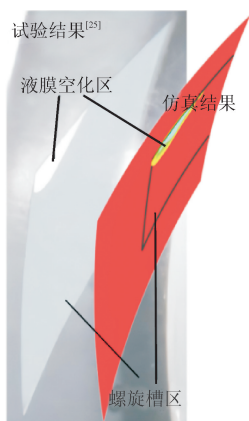


图4 仿真计算与文献[25]试验空化区域的比较

Fig. 4 Comparison of simulated results with cavitation region data from Ref. [25]

对比图4可知,仿真计算的液膜空化初生与终结位置和试验结果一致,均位于槽区和坝区的螺旋型线交界处。同时,仿真与试验均表明,液膜空化区与完整的液膜区之间存在明显的液膜重生边界,该边界位于动压槽内。此外,由于仿真中对于空化模型的选取、液体物化性质的表征以及其他影响因素的考虑尚不完全一致,导致计算结果与试验结果之间存在一定偏差。经计算,两者的相对误差控制在7%以下,属于合理范围。因此,本文的仿真方法在分析液膜空化效应以及计算机械密封性能方面是有效的。

3 计算结果与分析

3.1 液膜压力和温度分布

根据表1的仿真参数,完成了3种螺旋线组合型机械密封模型(Model I的螺旋角参数为 $\alpha_I = 15^\circ$ 、 $\alpha_{II} = 12^\circ$, Model II的螺旋角参数为 $\alpha_I = 15^\circ$ 、

$\alpha_{II} = 15^\circ$, Model III的螺旋角参数为 $\alpha_I = 15^\circ$ 、 $\alpha_{II} = 18^\circ$)的流场仿真,并给出了沿膜厚方向不同位置($z=0.1, 3.0, 5.0, 8.0 \mu\text{m}$)的液膜压力和温度分布,分别如图5和图6所示。

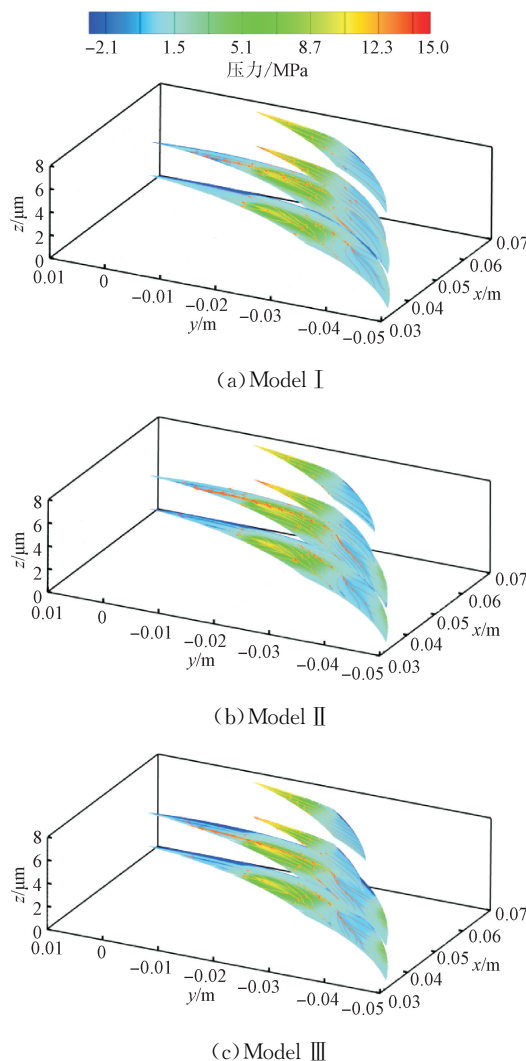


图5 螺旋线组合型机械密封的液膜压力分布图

Fig. 5 Distribution of liquid film pressure of spiral line combined mechanical seals

由图5可知,密封内径侧的液体在压力差的驱动下流入密封间隙,随后受转速影响,切向流至外径侧出口。在此过程中,部分流体在螺旋槽的泵送作用以及密封坝的阻碍作用下,在螺旋槽根部受到强烈的压缩效应,形成了具有较高压力抬升的“楔形”压力分布。进一步对比发现,3种动压槽型的液膜压力峰值分别提高到12.7、13.2、13.6 MPa。这种差异是因为Model III的螺旋角 α_{II} 较大,螺旋槽的周向长度减小,从而增强了动压槽的流体泵送能力,促使液膜压力有所提高。

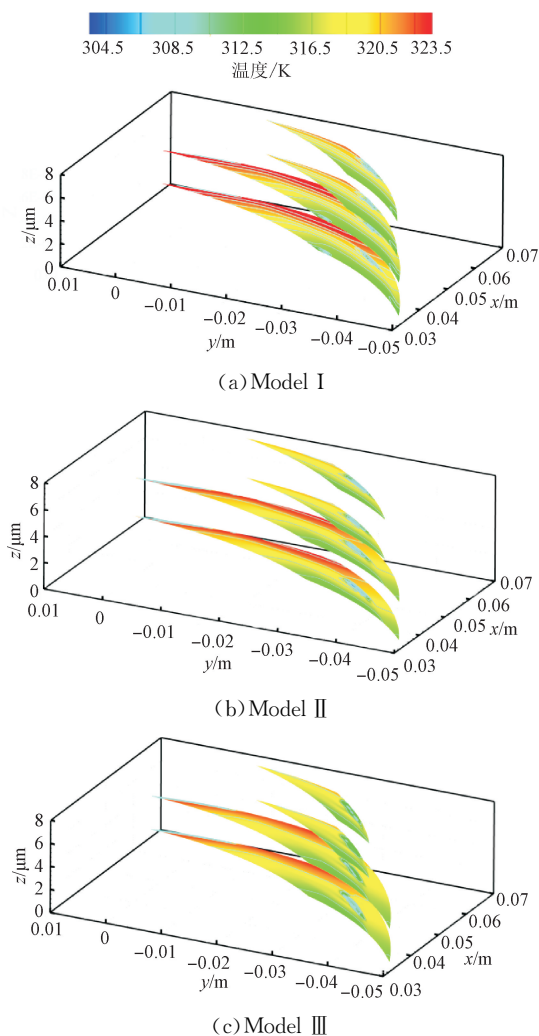


图6 螺旋线组合型机械密封的液膜温度分布图

Fig. 6 Distribution of liquid film temperature of spiral line combined mechanical seals

由图6可知,低温区主要出现在两个区域。一处是在密封外径侧,这是因为在求解温度场时采用了强制性边界条件,导致该区域温度接近于密封出口温度。另一处为空化发生区,这可以解释为空化效应使部分液体蒸发,吸收了液相的热能以克服相态束缚,导致局部温度降低,但这种降温效应通常局限于气泡形成区域。对于高温区域,主要集中在螺旋槽根部,这是由于流体的动、静压效应使密封介质汇集于槽根部,流体黏性剪切作用强烈,热量积聚,使液膜温度升高明显。进一步发现,在仿真参数下,Model I 的液膜空化区温度谷值(307.65 K)低于 Model II 和 Model III (310.25 K 和 311.75 K),这意味着该槽内液体气化程度会有所降低,有利于保持液膜的完整性。

3.2 密封性能对照

根据上述液膜流场仿真结果,获得了3种组合型机械密封的密封性能参数。对比后,液膜开启力

F_0 和泄漏率 Q 从大到小排序依次为: Model II ($F_0 = 904.53 \text{ N}$, $Q = 1.20 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$), Model I ($F_0 = 853.77 \text{ N}$, $Q = 1.12 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$), Model III ($F_0 = 830.10 \text{ N}$, $Q = 1.07 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$)。相比于 Model I, Model III 相对于 Model II 的泄漏率变化幅度更大,为 $1.3 \times 10^{-5} \text{ kg/s}$ 。这一现象归因于当螺旋角 α_{II} 增加时,螺旋槽的径向开度增大,流体泵入量增加,同时流体的径向分速度变大,使得开启力和泄漏率增加。然而,当螺旋角 α_{II} 大于螺旋角 α_I 后,受转速切向力的影响,流入槽内的流体会更多地冲向槽壁背风侧,从而限制了流体动压槽的泵送能力。此外,螺旋角 α_{II} 增大时,空化区域也会扩大,部分流体在压差的作用下流向空化区,一定程度上降低了液膜开启力和密封泄漏率。

3.3 工况参数对液膜空化区域和密封性能的影响

3.3.1 工况参数对液膜空化区域的影响

根据表1给出的仿真参数,选取转速为 $2\,000$ 、 $4\,000$ 、 $6\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,进口压力为 0.3 、 0.5 、 0.7 MPa 的工况条件,综合探究工况参数对螺旋线组合型机械密封空化-黏性热效应的影响,部分空化分布图如图7所示。

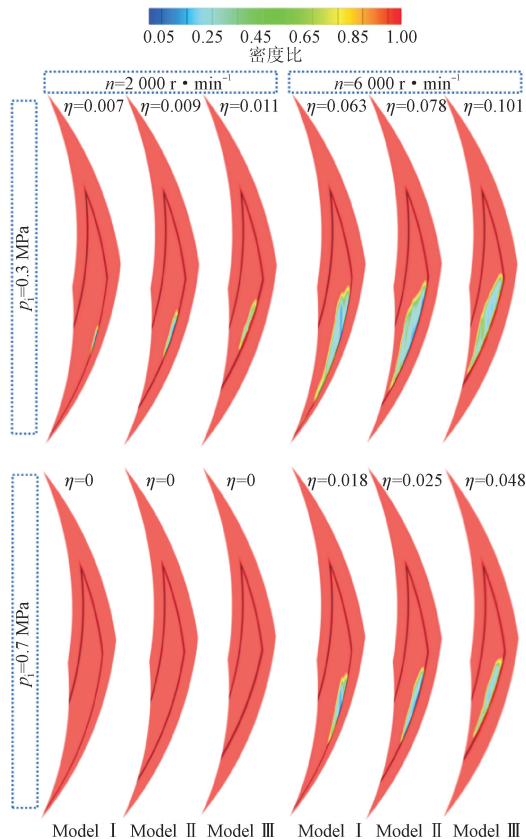


图7 不同转速和进口压力下机械密封空化分布图

Fig. 7 Distribution of cavitation in mechanical seals under varying rotational speeds and inlet pressures

由图7可知,随着转速增加,流体所受的剪切作用逐渐增强,导致其在动压槽背风侧的流动范围减小。同时,黏温效应使水的饱和蒸汽压发生变化,并扩大了螺旋线组合型槽的液膜空化区域。进一步分析发现,Model I 的液膜空化体积比小于其他槽型,且随着转速升高,其对空化现象的抑制作用愈加明显。在转速分别为 $2\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 和 $6\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,该槽型相比于 Model II 的空化体积最大降幅为 22.22% 和 38.89%。这表明,采用螺旋角 $\alpha_{\parallel}$ 较小的螺旋线组合型槽在高转速下展现出明显的抗空化能力,可以形成较好的全膜润滑状态。

此外,进口压力对液膜空化的影响规律却截然相反。当进口压力较低且转速较高时,空化现

象比较明显。进口压力不断增加,空化体积逐渐减小,特别是在低转速条件下,无空化发生。主要原因在于,随着进口压力的增大,液膜所受的径向压差作用逐渐占据主导地位,促使液体有效流经动压槽各个区域。在此过程中,局部液膜压力提高,液膜所具有克服空化的压力降增大,从而缓解了空化发生。同样地,Model I 的空化体积比仍然小于其他槽型,但此时空化抑制作用主要来源于进口压力的变化,关于槽型结构对空化现象的影响相对较小。

3.3.2 工况参数对密封性能的影响

在上述同一工况参数下,3种螺旋线组合型机械密封的密封性能参数计算结果,如图8所示。

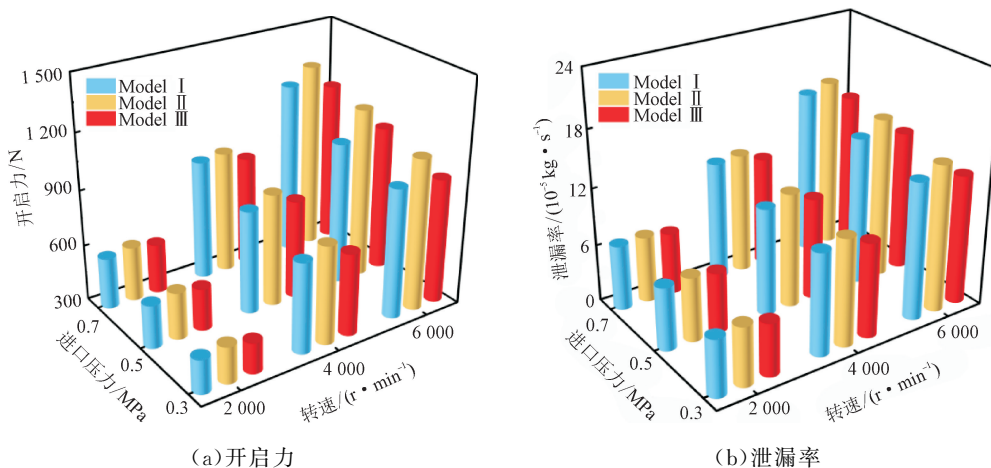


图8 螺旋线组合型机械密封性能参数随工况参数变化规律

Fig. 8 Performance variations of the spiral line combined mechanical seals as a function of operating condition parameters

由图8可知,随着转速和进口压力的增大,3种螺旋槽机械密封的开启力和泄漏率均呈现出线性增长趋势,且各组数据之间的差异在逐渐增大。尤其是 Model III 与 Model II 之间的差异最大,开启力和泄漏率的差值分别为 134.86 N 和 $2.2\times 10^{-5}\text{ kg/s}$ 。这一现象的原因在于,随着工况参数升高,动压槽的流体压力效应以及剪切作用增强,从而提高了其对流体的泵入能力,使开启力具有较大提升。随着进口压力增加,液体所受的径向压差随之增大,加剧了液体的径向流动,导致泄漏率明显上升。

3.4 槽型参数对液膜空化区域和密封性能的影响

3.4.1 螺旋角 $\alpha_{\parallel}$ 的影响

根据表1中的仿真参数,探讨 $10.5^{\circ}\sim 19.5^{\circ}$ 范围内螺旋角 $\alpha_{\parallel}$ 对螺旋线组合型机械密封空化-黏性热效应及密封性能的影响。不同螺旋角 $\alpha_{\parallel}$ 下部分液膜空化图和密封性能参数变化曲线如图9和

图10所示。

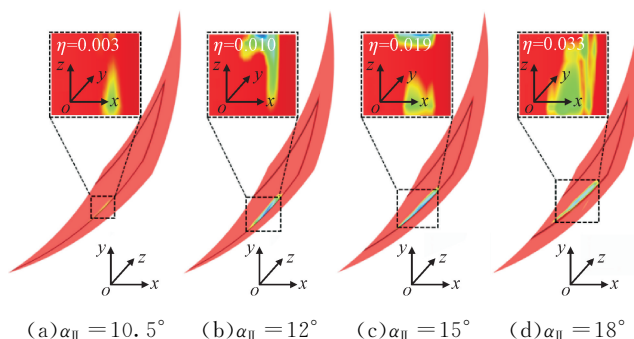


图9 不同螺旋角 $\alpha_{\parallel}$ 下的螺旋线组合型机械密封空化区分布

Fig. 9 Distribution of cavitation zones in spiral line combined mechanical seals at varying spiral angles $\alpha_{\parallel}$

结合图5和图9所示的空化区域分布可知,由于液膜高压区主要集中于槽根,因而靠近动压槽背

风侧的液膜压力较低,当局部压力降低至低于水的饱和蒸汽压力时,便会发生空化,导致区域内的流体密度降低。通过计算表1中仿真参数下的3种螺旋槽机械密封空化分布情况,结果显示:Model I 相较于 Model II,液膜空化体积缩小了 47.37%,而与 Model III 相比,缩小了 69.70%。这一结果说明,通过调整螺旋角 α_{II} 的角度,能够有效减缓空化发生。此外,空化区域在槽深方向呈现出非均匀性分布,具有明显的梯度变化。

进一步对比发现,当螺旋角 α_{II} 为 18° 时,液膜空化体积比为 0.033。当 α_{II} 减小至 10.5° 时,液膜的空化现象变得不明显,仅有小部分发生于槽深方向。主要原因是 α_{II} 减小,动压槽的进口周向变宽,剪切流方向与槽背风侧型线法线方向的夹角增加,减少了周向膜厚的发散程度,从而抑制了空化发生。然而, α_{II} 也不宜过小,控制在 12° 以上为宜。这是因为当螺旋槽的槽数和槽坝比等参数固定后,过小角度的 α_{II} 型线会与 α_I 型线产生干涉,破坏螺旋槽结构。

观察如图 10 所示的密封性能计算结果,可以看出,随着螺旋角 α_{II} 的增大,开启力和泄漏率的变化趋势为先增加后减小。在 α_{II} 为 15° 时,开启力和泄漏率达到最大值。这是因为较大的螺旋角增加了流体压差,使动压槽内的流体更倾向于沿槽壁流动,从而增大了流体泵入量,开启力随之增加。同时,强烈的流体动压效应和压缩效应使流体的流动更加集中,导致泄漏率增加。然而,当螺旋角 α_{II} 增大到一定程度后,槽内流体的流动变得过于剧烈,流体的黏性剪切作用和壁面摩擦力也随之增加,导致槽内液体出现明显空化,影响到液膜的压力分布,使开启力和泄漏率回落。

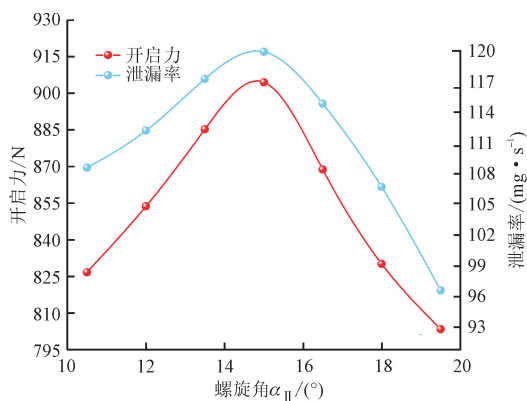


图 10 螺旋线组合型机械密封性能参数随螺旋角 α_{II} 变化曲线

Fig. 10 Performance curves of the spiral line combined mechanical seals as a function of spiral angles α_{II}

3.4.2 槽深的影响

根据表 1 的仿真参数,讨论 $3 \sim 9 \mu\text{m}$ 范围内槽深对机械密封空化-黏性热效应及密封性能的影响。 $9 \mu\text{m}$ 槽深下液膜空化分布图如图 11 所示。密封性能参数变化曲线如图 12 所示。

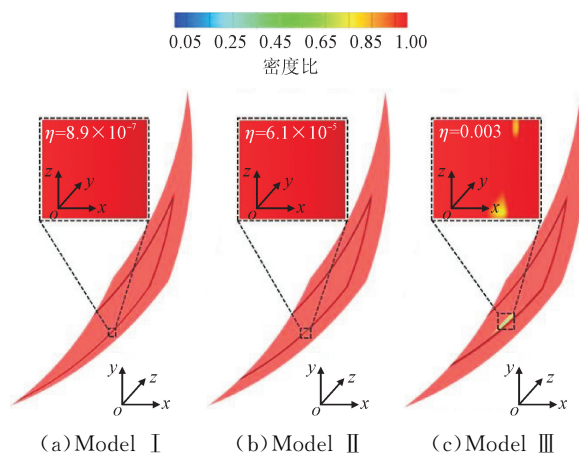
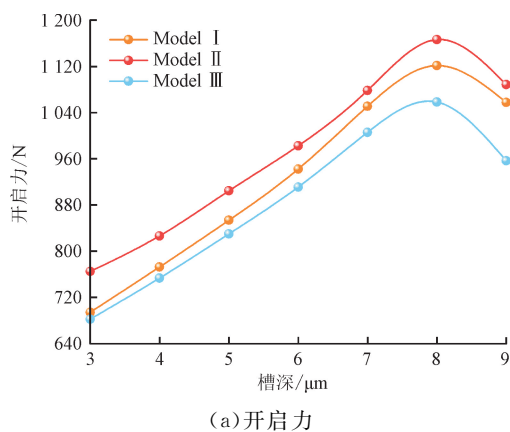
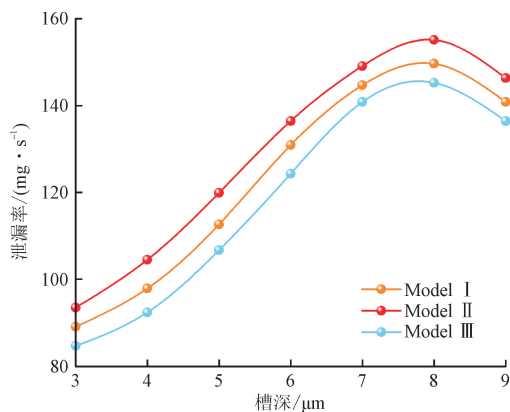


图 11 $9 \mu\text{m}$ 槽深下的螺旋线组合型机械密封空化区分布
Fig. 11 Distribution of cavitation zones in spiral line combined mechanical seals at groove depth of $9 \mu\text{m}$



(a) 开启力



(b) 泄漏率

图 12 螺旋线组合型机械密封性能参数随槽深变化曲线
Fig. 12 Performance curves of the spiral line combined mechanical seals as a function of groove depths

结合图9和图11所示的空化区域分布可知,螺旋线组合型槽的空化效应随着槽深的增加而逐渐减弱。其中,Model I的变化最为明显,当槽深为 $5\mu\text{m}$ 时,空化体积比为0.010,而当槽深增至 $9\mu\text{m}$ 时,槽区内已无明显空化。根据牛顿内摩擦定律,槽深越小,槽内流速梯度越大,剪切作用越强,流体更容易偏离正常流道,从而形成更大面积的低压空化区。随着槽深的增加,流体的润滑冷却效果增强,受到的黏性剪切作用减弱,空化现象减轻。因此,为保证螺旋槽的流体动压效果,并保留一定的空化效应以降低端面泄漏,工程应用中可以采用Model I型端面结构,或者将其他动压槽的槽深开设在 $5\mu\text{m}$ 以上。

由图12可知,3种螺旋线组合型机械密封的开启力和泄漏率均随着动压槽槽深的增加呈现出先增加后降低的趋势。当槽深为 $8\mu\text{m}$ 时,两个密封性能参数达到极值。这是因为随着槽深增加,螺旋槽对液体的泵送能力增强,动压效果提升。然而,当槽深过大时,槽区的剪切作用过度减小,反而限制了螺旋槽的流体泵入量,引起开启力和泄漏率的降低。

4 结 论

本文通过改变螺旋槽一侧的螺旋线角度,提出一种螺旋线组合型机械密封端面结构。以液态水为密封介质,对比并分析了不同参数下该槽型与螺旋槽在空化效应以及热动力学性能等方面的差异,获得结论如下。

(1)通过调整螺旋角 α_{II} ,可以改变螺旋槽液膜机械密封的流体力学特性和密封性能。当螺旋角 α_{II} 小于螺旋角 α_{I} 时,能够抑制液膜空化。在仿真参数下,相较于传统螺旋槽,液膜空化体积缩小了47.37%。当螺旋角 α_{II} 大于螺旋角 α_{I} 时,液膜密封表现出更低的端面泄漏,相较于螺旋槽,泄漏率降低了11.61%。

(2)随着转速和进口压力的增加,螺旋线组合型机械密封的开启力和泄漏率均呈现线性上升的趋势。转速增大时,空化体积逐渐扩大。随着进口压力的增加,空化现象得到明显缓解,甚至消失。

(3)与工况参数相比,结构参数对液膜密封的空化效应和密封性能影响更加直接。为了减少液膜空化发生,同时尽量不影响密封性能,可以采用螺旋角 α_{II} 小于螺旋角 α_{I} 的组合型动压槽,并将 α_{II} 的角度设定在 12° 以上,槽深范围为 $5\sim 8\mu\text{m}$ 。

参考文献:

- [1] NELSON D A. Development of a noncontacting mechanical seal for high performance turbocharger applications [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(3): 031008.
- [2] GRÜN J, FELDMETH S, BAUER F. Multiphase computational fluid dynamics of rotary shaft seals [J]. *Lubricants*, 2022, 10(12): 347.
- [3] ZHANG Jinya, ZHANG Jiaxiang, LI Qingping, et al. Effect of pressure fluctuation in oil-gas multiphase pump on cavitation and performance of sealing liquid film [J]. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2022, 210: 110074.
- [4] WANG Yan, HU Qiong, SUN Jianjun, et al. Numerical analysis of T-groove dry gas seal with orientation texture at the groove bottom [J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2019, 11(1): 1-12.
- [5] 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.
- [6] 彭旭东, 余宝瑛, 孟祥铠, 等. 不同排布方向性椭圆孔液体润滑机械密封性能的研究 [J]. *摩擦学学报*, 2013, 33(5): 481-487.
PENG Xudong, SHE Baoying, MENG Xiangkai, et al. Sealing performance of liquid-lubricated mechanical seals with different arrangements inclined elliptical dimples [J]. *Tribology*, 2013, 33(5): 481-487.
- [7] 张科, 吉华, 李岩霖, 等. 椭圆微孔端面机械密封泄漏率与几何收敛点的关系 [J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(5): 602-609.
ZHANG Ke, JI Hua, LI Yanlin, et al. Relationship between geometric convergent point and leakage rate of mechanical seal with elliptical dimples [J]. *Tribology*, 2017, 37(5): 602-609.
- [8] 程香平, 孟祥铠, 彭旭东, 等. 方向性菱形孔机械密封性能实验研究及机理剖析 [J]. *江西科学*, 2018, 36(4): 638-643.
CHENG Xiangping, MENG Xiangkai, PENG Xudong, et al. Seal performance experimental study and mechanism analysis of directional diamond-pores mechanical seal [J]. *Jiangxi Science*, 2018, 36(4): 638-643.
- [9] 于博, 宋勇, 赵伟刚, 等. 非牛顿流体润滑表面织构端面机械密封性能分析 [J]. *润滑与密封*, 2024, 49(12): 152-159.
YU Bo, SONG Yong, ZHAO Weigang, et al. Performance analysis of mechanical seal with surface tex-

- ture under non-Newtonian fluid lubrication [J]. *Lubrication Engineering*, 2024, 49(12): 152-159.
- [10] YANG Jie, SUO Shuangfu, WANG Zhihao, et al. Investigation of two-phase change flow in mechanical seal with complex solid surfaces [J]. *AIP Advances*, 2019, 9(6): 065210.
- [11] 马学忠, 孟祥铠, 王玉明, 等. 雷列台阶-环槽端面密封机理与性能研究 [J]. *摩擦学学报*, 2016, 36(5): 585-591.
- MA Xuezhong, MENG Xiangkai, WANG Yuming, et al. Mechanism and performance of end face seal of Rayleigh steps and annular grooves [J]. *Tribology*, 2016, 36(5): 585-591.
- [12] 李学萍, 孟祥铠, 韩丽云, 等. 分部式多孔质 T 型槽机械密封耦合模型与性能分析 [J]. *摩擦学学报(中英文)*, 2025, 45(2): 242-252.
- LI Xueping, MENG Xiangkai, HAN Liyun, et al. Coupling model and performance analysis of partial porous T-grooved mechanical seal [J]. *Tribology*, 2025, 45(2): 242-252.
- [13] JIANG Jinbo, ZHAO Wenjing, PENG Xudong, et al. A novel design for discrete surface texture on gas face seals based on a superposed groove model [J]. *Tribology International*, 2020, 147: 106269.
- [14] LI Zhentao, LI Yongfan, CAO Hui, et al. Investigation of cavitation evolution and hydrodynamic performances of oil film seal with spiral groove [J]. *Tribology International*, 2021, 157: 106915.
- [15] 陈汇龙, 桂铠, 李新稳, 等. 工况参数对机械密封液膜汽化特性及性能的影响 [J]. *中国机械工程*, 2021, 32(1): 2-11.
- CHEN Huilong, GUI Kai, LI Xinwen, et al. Influences of operating parameters on vaporization characteristics and properties of liquid films for mechanical seals [J]. *China Mechanical Engineering*, 2021, 32(1): 2-11.
- [16] 袁韬, 李志刚, 李军, 等. 螺旋槽结构对 SCO_2 压气机轴端干气密封性能影响的数值研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(11): 37-45.
- YUAN Tao, LI Zhigang, LI Jun, et al. Effect of spiral structure on the shaft end dry gas seal performance for supercritical carbon dioxide compressors [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(11): 37-45.
- [17] 徐鲁帅, 杨文静, 郝木明, 等. 液膜密封润滑状态转变及性能分析 [J]. *润滑与密封*, 2017, 42(11): 37-42.
- XU Lushuai, YANG Wenjing, HAO Muming, et al. Lubrication state transition and performance analysis of liquid film seal [J]. *Lubrication Engineering*, 2017, 42(11): 37-42.
- [18] 陈懋章. 黏性流体动力学基础 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2006: 34-50.
- [19] MA Xuezhong, LI Congcong. Lubrication flow law and cooling mechanism considering cavitation in mechanical seals with Rayleigh step pattern [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 258(Part C): 124755.
- [20] 刘俊吉, 周亚平, 李松林, 等. 物理化学 [M]. 6 版. 北京: 高等教育出版社, 2017: 142.
- [21] 陈汇龙, 王彬, 任坤腾, 等. 空化热效应对上游泵送机械密封润滑性能的影响 [J]. *化工学报*, 2016, 67(10): 4334-4343.
- CHEN Huilong, WANG Bin, REN Kunteng, et al. Influence of cavitation thermal effect on lubrication properties of upstream pumping mechanical seal [J]. *CIESC Journal*, 2016, 67(10): 4334-4343.
- [22] YUAN Tao, LI Zhigang, LI Jun, et al. Design and investigations on dry gas seal of the shaft end for 450 MWe supercritical carbon dioxide compressor [C]// *ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. New York, NY, USA: ASME, 2020: V011T31A006.
- [23] 胡琼, 肖洋, 卢迪, 等. 微流道界面剪切对液膜密封空化流场特性的影响研究 [J]. *机械工程学报*, 2023, 59(9): 171-185.
- HU Qiong, XIAO Yang, LU Di, et al. Influence of microchannel interface shear on cavitation flow field characteristics of liquid film seal [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2023, 59(9): 171-185.
- [24] 马学忠, 谢庆祥. 高速接触式机械密封动环外侧人字槽强化换热机理与冷却性能研究 [J]. *化工学报*, 2025, 76(10): 5277-5289.
- MA Xuezhong, XIE Qingxiang. Research on heat transfer enhancing mechanism and cooling performance of herringbone groove on rotor outer sidewall in high-speed contact mechanical seals [J]. *CIESC Journal*, 2025, 76(10): 5277-5289.
- [25] 闫方琦. 基于空化效应的液膜密封热流体动力润滑研究 [D]. 东营: 中国石油大学(华东), 2020.

(编辑 陶晴)