

DOI: 10.11949/0438-1157.

不同边界设计下高压机械密封端面变形特性研究

高天睿, 赵文静, 郭世博, 孟祥铠, 彭旭东

(浙江工业大学机械工程学院, 浙江 杭州 310023)

摘要: 为满足涉海装备对低功耗与低泄漏机械密封的严苛需求, 以高压接触式机械密封为研究对象, 综合考虑多维辅助密封布置方式以及补偿环与推环间的接触行为, 建立高压工况下的热弹流体动力润滑 (TEHD) 模型, 采用有限元法 (FEM) 求解多物理场耦合控制方程, 系统研究了不同边界设计下的密封结构及其材料配对对端面变形特性和密封性能的影响。研究表明: 合理构建不同边界设计下的密封结构, 可以有效减小端面相对变形量, 抑制端面间隙的过度收敛或发散; III-C 结构软硬材料配对能够有效结合平行流道与收敛流道的双重优势, 在高压状态下可保证良好润滑的同时表现出更优的综合性能。该研究成果可为高压工况下机械密封的结构优化与可靠性提升提供重要理论依据。

关键词: 高压机械密封; 数值分析; 边界条件; 辅助密封; 热力变形

中图分类号: TH117.2

文献标志码: AA

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-15

Deformation characteristics of end face for high-pressure mechanical seals under different boundary designs

GAO Tianrui, ZHAO Wenjing, GUO Shibo, MENG Xiangkai, PENG Xudong

(School of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023, Zhejiang, China)

Abstract: To meet the stringent requirements of marine-related equipment for low power consumption and low-leakage mechanical seals, this study focuses on high-pressure contact mechanical seals. A thermal-elastic-hydrodynamic (TEHD) lubrication model under high-pressure conditions was established by comprehensively considering the effects of multi-dimensional secondary seal arrangement and the contact behavior between the compensating ring and the pusher ring. The finite element method (FEM) was employed to solve the multi-physics coupling equations. A systematic investigation was conducted on the effects of seal structures with different boundary designs and material pairs on end face deformation characteristics and sealing performance. The results indicate that reasonable design of sealing structures under different boundary configurations can effectively reduce the relative deformation of the end faces and suppress excessive convergence or divergence of the end face. The soft-hard material pairing of structure III-C successfully combines the advantages of parallel and convergent flow channels, ensuring good lubrication under high-pressure conditions while exhibiting superior comprehensive performance. These findings provide an important theoretical basis for structural optimization and reliability enhancement of mechanical seals under high-pressure conditions.

收稿日期: 2026-03-31 修回日期: 2026-06-02

通信作者: 赵文静 (1985—), 女, 博士, 讲师, wjz@zjut.edu.cn

第一作者: 高天睿 (2001—), 男, 硕士研究生, 17797164255@163.com

基金项目: 国家重点研发计划项目 (2024YFB3410500)

引用本文: 高天睿, 赵文静, 郭世博, 孟祥铠, 彭旭东. 不同边界设计下高压机械密封端面变形特性研究[J]. 化工学报, XXXX, XX(XX): 1-15

Citation: GAO Tianrui, ZHAO Wenjing, GUO Shibo, MENG Xiangkai, PENG Xudong. Deformation characteristics of end face for high-pressure mechanical seals under different boundary designs[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(XX): 1-15

Keywords: high-pressure mechanical seals; numerical analysis; boundary condition; secondary seal; thermal mechanical deformation

引 言

机械密封凭借其高效、可靠的优异性能,已成为涉海设备中阻止高压介质泄漏,保障设备长期安全稳定运行的核心关键部件。随着海洋工程与油气勘探开发的不断深入,工况环境日趋苛刻,对机械密封的可靠性提出了更为严峻的挑战。为实现海工装备与油气钻采设备在高压工况下的长周期作业,亟须解决其配套机械密封在实现低泄漏的同时兼顾低功耗这一关键技术难题。在高压工况下,接触式机械密封热力耦合效应极为显著,端面在高压介质、摩擦热及机械载荷的共同作用下易发生过度变形,从而引发密封端面异常磨损、热裂等一系列问题,最终导致密封性能劣化。

辅助密封作为阻止介质沿密封组件间隙泄漏的屏障,其布置方式(即作用位置)不仅决定了初始的力平衡状态,还会改变密封环的热传导路径与力边界条件,从而对端面变形行为产生直接影响。在辅助密封影响机制研究方面,国内外学者已取得了一系列成果,例如彭旭东等^[1-2]指出O型圈的轴向安装位置对动静环的变形至关重要,且在有关流体静压型密封的研究^[3]中再次提出O型圈的位置将影响环体轴向受力的均匀性,不宜布置在靠近密封外径的位置;孟祥铠等^[4]研究发现O型圈的非线性影响对端面变形影响显著,合理设计辅助密封圈与密封环体间的配合间隙是减少泄漏、提升密封性能的关键;翁文豪等^[5]在高压干气密封的研究中,发现环体的轴向厚度和辅助密封的径向位置对密封性能、端面间隙形状均有显著影响;刘杰^[6]在3.1~15.5MPa压力范围下研究了流体静压密封静环组件内O型圈轴向位置对端面变形的影响,指出O型圈作用位置越靠近密封端面,端面径向锥度越小;王金红等^[7]则发现O型圈的受力边界对端面变形影响显著,在硬硬配副时端面倾向于形成发散型间隙,而在软硬配副时则可能呈现收敛型或发散型间隙;Chen等^[8]研究发现O型圈压缩分数对端面变形具有直接的影响,压缩分数过大将会导致端面径向锥度的增加;何强等^[9]提出不同作用位置的辅助密封对密封性能影响程度有所不同,其中受密封环背部处O型圈的影响极大。综上所述,在研究机械密封端面变形特性

时,辅助密封布置方式的影响不容忽视。

除辅助密封外,机械密封端面变形还受诸多因素影响,许多学者也展开了相关研究,例如Kou等^[10]建立了二维轴对称的热流固耦合模型,利用有限元法获得了端面的整体变形情况;Adjemout等^[11]分别通过实验和建立TEHD理论模型两种方法,对比研究了表面织构对端面润滑及温升特性的影响,指出TEHD模型与实验数据高度相关;李世聪等^[12]探讨了热载荷、力载荷以及约束方式对动压型机械密封端面微变形的影响,指出在多种载荷共同作用下温差对端面微变形的影响最大;Zhao等^[13]探究了深海机械密封在稳定与交变载荷下的端面变形特性,揭示了两种载荷形式下的不同变形机制,在交变载荷作用下端面内径处更易发生挤压磨损;李香等^[14]则关注了变工况下机械密封端面随介质压力和转速变化的动态变形特性;余嘉桐等^[15]研究了密封环与环座间的配合关系对端面变形的影响,指出密封组件间的过盈配合和接触会导致液膜厚度沿半径方向呈现非单调变化;He等^[16]指出环座与密封环间的接触关系对流体静压型和非接触式机械密封均具有重要意义,在设计中应考虑多体接触的复杂状态;王刚伟等^[17]研究了1~4MPa压力范围内接触式艉轴机械密封的变形特性,结果表明介质压力会使软环未接触区域产生较大的轴向变形,同时摩擦系数和弹簧比压的增大也会导致动静环端面轴向变形均有所增加;周剑锋等^[18]则研究了端面变形对液膜特性的影响,系统探讨了收敛型、发散型、平行以及收敛-发散型间隙对密封性能的作用规律。

综上所述,机械密封端面变形是多重因素耦合作用下的复杂过程,其形成机理复杂,尤其在高压工况下,热流固多物理场耦合效应显著,进一步加剧了端面变形的不确定性与非线性特征。辅助密封作为机械密封系统的关键部件,其布置方式直接决定了密封环体的力-热边界条件,对端面变形及整体密封性能产生实质调控作用。因此,合理开展密封环体边界设计工作,是优化端面间隙形态、提升密封性能与运行稳定性的有效途径。然而,目前相关研究多聚焦于边界条件在单一维度(如轴向或径向)上的参数调整,对于边界条件的多维协同调控机制及其对端面变形的影响研究尚显不足,难以

有效解决高压机械密封在低泄漏的同时兼顾低功耗的技术难题。基于此,本文以涉海高压接触式机械密封为研究对象,通过构建不同边界设计下的多种机械密封结构,建立其 TEHD 模型,并基于 FEM 方法开展热流固多物理场耦合求解研究,系统探究不同边界设计下的高压机械密封端面变形特性及其对密封性能的影响,旨在为高压工况下机械密封的结构优化与可靠性提升提供重要理论依据和技术参考。

1 理论模型

1.1 几何模型

本文针对高压机械密封结构形式^[19-21],综合考虑补偿环与推环间的接触行为,构建了三种不同边界设计下的耐高压密封结构,如图 1 所示。为消除非补偿环对结果的影响,特将三种结构的非补偿环以及其辅助密封设计为统一形式,并忽略销孔和圆弧槽等局部结构对整体结构的影响。对于结构 I (图 1(a)所示),非补偿环与后方的腔体相互接触,补偿环背部的推环将辅助密封和垫片压在轴套与补偿环之间,这样的结构使得补偿环背部区域承受介质压力并与介质进行对流换热。结构 II (图 1(b)所示)中,非补偿环背部与轴套接触,补偿环的辅助密封与垫片作用在补偿环上方,补偿环背部区域少部分承受介质压力并与介质进行对流换热。图 1(c)所示为结构 III,其非补偿环与后方腔体接触,补偿环的两个辅助密封设计安装在推环中,分别用来阻塞径向和轴向的泄漏,故该补偿环背部区域与介质和大气接触的部位均衡,且额外承受来自推环的接触压力。三种结构的非补偿环均为硬质材料,推环的材料为不锈钢,主要材料参数如下表 1 所示。根据“中国 ARGO 实时资料中心”800~1000 米的海水温深数据,以及高压机械密封定义^[22],设定密封工况参数。密封环的主要结构参数和工况参数如下表 2 所示。密封端面外径处为海水介质,密封端面内径处为空气介质,海水介质的物性参数如下表 3 所示。

1.2 数学模型

机械密封环结构具有回转体特性,为节约计算成本,特将模型简化为二维轴对称形式。在机械密封受热产生变形的过程中,环体与推环因接触发生相互挤压,将再次影响密封环整体变形,为验证结构的可靠性,故在本研究中考虑与密封环体接触的

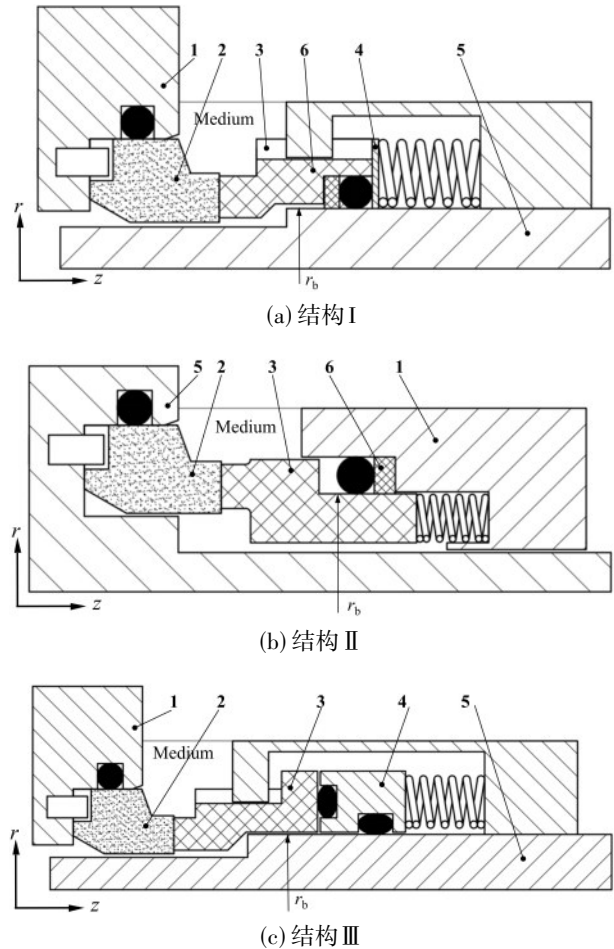


图 1 三种高压密封结构示意图

Fig.1 Schematic diagrams of three high-pressure seal structures

1—腔体;2—非补偿环;3—补偿环;4—推环;5—轴套;6—垫片

表 1 密封环与推环材料参数

Table 1 Material properties of seal rings and pusher ring

参数	硬质材料	软质材料	推环材料
弹性模量 E/MPa	420000	33000	193000
泊松比 ν	0.22	0.15	0.29
线胀系数 $\xi/(1/^\circ\text{C})$	4.5×10^{-6}	6.5×10^{-6}	17.2×10^{-6}
密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	3160	2250	7930
热传导系数 k $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$	171	55	16.3
抗压强度 H/MPa	3900	380	

零部件一同参与计算。

为便于计算和总结分析,对本文计算模型作出以下假设:(1)端面间海水液膜处于层流状态;(2)忽略密封环搅拌导致的介质温升、忽略介质泄漏带走的热量;(3)流体黏性剪切热以及微凸体接触生热全部传递至密封端面,同一半径处温度相同;(4)流体

表2 密封环结构参数和工况参数

Table 2 Structural parameters of the sealing ring and operating condition parameters

结构参数	数值	工况参数	数值
密封外径 r_o/mm	35	介质压力 p_o/MPa	3~10
密封内径 r_i/mm	30.5	环境压力 p_i/MPa	0.1
平衡半径 r_b/mm	32.7	介质温度 $t_o/^\circ\text{C}$	4
		环境温度 $t_i/^\circ\text{C}$	20
		弹簧比压 p_{sp}/MPa	0.23
		转速 n/rpm	2000

表3 海水介质物性参数

Table 3 Physical properties of seawater medium

参数	数值
密度 $\rho_o/(\text{kg}/\text{m}^3)$	1027.38
比热容 $C_p/(\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C}))$	4188.83
动力黏度 $\mu/\text{Pa}\cdot\text{s}$	0.0016
热传导系数 $k_o/(\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C}))$	0.576

温度与黏度仅沿径向发生变化;(5)液膜压力仅沿径向方向变化;(6)接触面均为弹性接触,忽略推环与补偿环、腔体与非补偿环间接触面摩擦力,考虑动静环密封面间接触摩擦力;(7)密封端面微凸体的高度呈高斯正态分布^[23]。

密封端面承受流体液膜压力 p 作用以及到接触压力 p_c 作用,MPa。基于以上假设, p 可由下式(1)所示的轴对称形式的 Reynolds 方程确定, p_c 则由式(3)获得。

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 0 \quad (1)$$

式中, h 为液膜厚度, μm ; μ 为介质的动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; r 为端面半径, mm 。考虑到端面温度的改变会影响介质黏度,因此使用下式(2)确定不同温度下的介质黏度。

$$\mu = \mu_0 e^{-\beta(T-T_0)} \quad (2)$$

式中, μ_0 为参考温度 T_0 下的介质初始黏度; β 为密封介质的黏温系数; T 为温度分布, $^\circ\text{C}$ 。

$$p_c = H \cdot \int_{h(r)}^{\infty} \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{\left(-\frac{z_0^2}{2\sigma^2}\right)} dz_0 \quad (3)$$

式中, H 为密封环材料的抗压强度, MPa ; σ 为端面粗糙度标准偏差, 取 $\sigma=0.15/\sqrt{2}$; z_0 为微凸体高度。

密封环相对运动产生的黏性剪切热会使端面温度升高,并以热传导的方式进行传递,最终以对流换热的形式被环体周围的流体带走。密封环的热传导方程在柱坐标系下的表达式如下式(4)所示。密封端面间的流体黏性剪切热 q_t 和微凸体接触生热

q_i 作为唯一内热源, W/m^2 , 在研究密封环温度场分布过程中,将补偿环(以及推环)、非补偿环视为一个整体,从而避免热量分配的问题。分别由下式(5)和(6)确定。根据式(5)和式(6)计算出不同半径处的热量,相应的施加在密封端面的同一半径位置处。密封环外周按式(7)分别设置介质侧对流换热和大气侧对流换热。

$$k_i \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + k_i \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + k_i \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (4)$$

式中, k_i 为密封环热传导系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$; $i=r$ 代表动环, $i=s$ 代表静环, $i=z$ 代表推环。

$$q_v = \frac{\mu r^2 \omega^2}{h} \quad (5)$$

$$q_t = f p_c r \omega \quad (6)$$

式中, ω 为旋转角速度, rad/s ; f 为摩擦系数。

$$-k_i \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_r = h_{ij} (T - T_0) \quad (7)$$

式中, h_{ij} 是密封环的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$; $j=i$ 表示大气介质, $j=o$ 表示海水介质。

在介质压力、端面液膜压力、端面接触压力以及端面热量的作用下,密封环将会发生变形,改变密封端面的形状,从而影响密封端面压力及温度的分布。根据最小势能原理推导可得密封环包括热变形在内的弹性力学微分方程的泛函表达式^[24-25]如下式(8):

$$\frac{1}{2} \iint_S r \{\boldsymbol{\varepsilon}\}^T [\boldsymbol{D}] \{\boldsymbol{\varepsilon}\} dS - \int_l r \{\boldsymbol{u}\}^T \{\boldsymbol{L}\} dr - \iint_S r \{\boldsymbol{\varepsilon}\}^T [\boldsymbol{D}] \{\boldsymbol{\varepsilon}_T\} dS - \iint_S \rho \omega^2 r dS = 0 \quad (8)$$

式中, $\{\boldsymbol{\varepsilon}\}$ 为单元应变分量; $[\boldsymbol{D}]$ 为弹性矩阵; $\{\boldsymbol{u}\}$ 为位移列阵; $\{\boldsymbol{L}\}$ 为作用在密封环边界上的表面力,包括介质压力、弹簧力等; $\{\boldsymbol{\varepsilon}_T\}$ 为密封环温升产生的热应变; ω 为旋转角速度。

1.3 边界条件

针对上述高压机械密封的结构形式,密封环边界条件如图2所示。根据各结构的辅助密封圈作用位置,密封环外周受到均布介质压力和大气压力作用;结构 I 和结构 II 的补偿环背部受到均布的弹簧压力作用;结构 III 同时考虑推环和补偿环的受力变形,推环背侧承受弹簧压力作用。根据介质种类的不同,密封环的内外圆周分别设置对应的对流换热边界;结构 I 和结构 II 的 S_{15} 边界、结构 III 的 S_{17} 边界,即非补偿环与腔体接触部位均设置为绝热。此外,结构 I 的 S_4 边界、结构 II 的 S_6 边界以及结构 III 的 S_{23} 边界均设置弹性支撑位移约束。

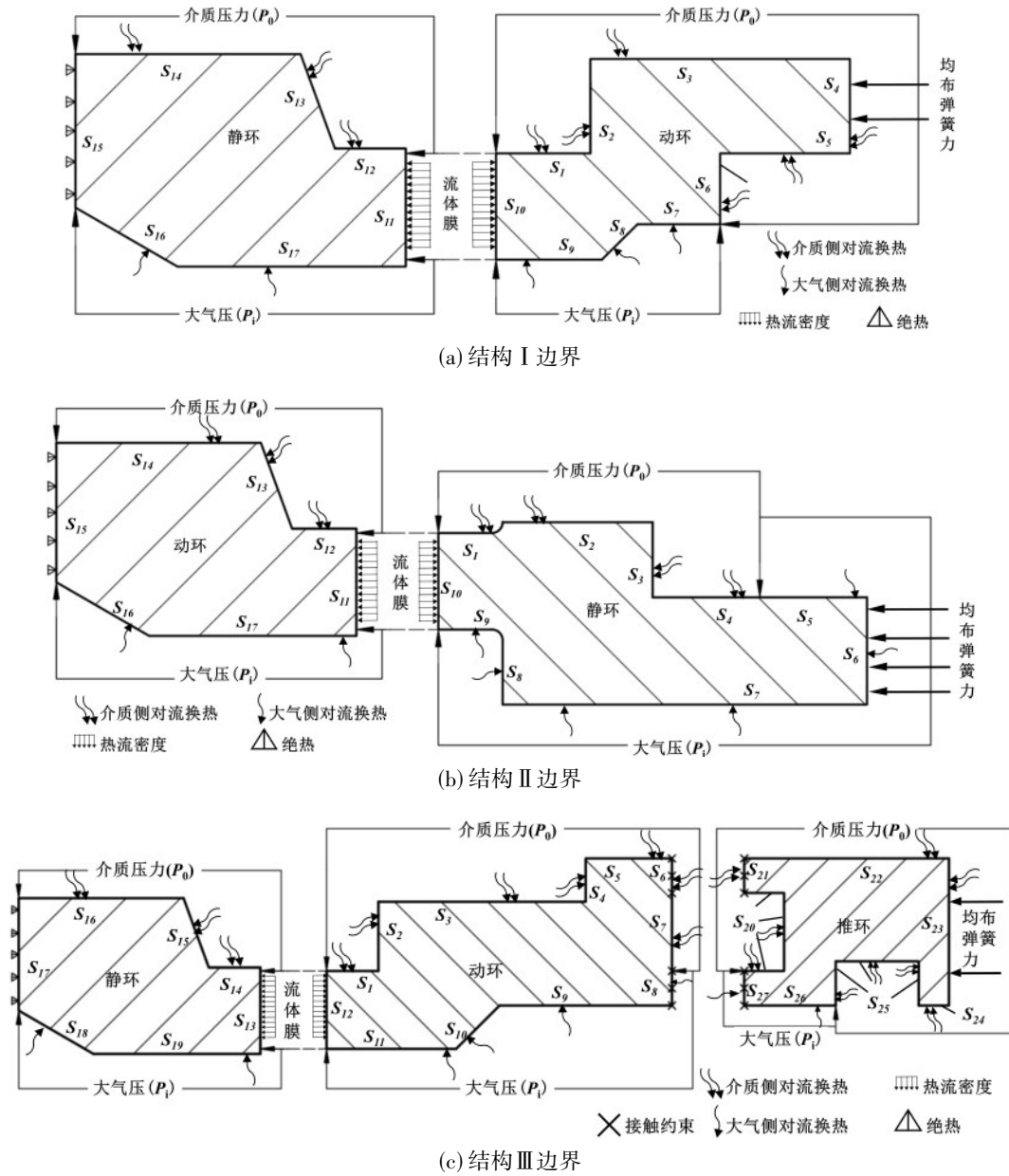


图2 不同密封结构边界条件示意图

Fig.2 Schematic diagram of boundary conditions for different seal structures

结构 I 的 S_{15} 边界、结构 II 的 S_{15} 边界、结构 III 的 S_{17} 边界与后方腔体构成接触副；结构 III 的 S_6 和 S_{21} 、 S_8 和 S_{27} 边界分别构成接触副。对于位移的求解则采用文献[15]的接触约束方式。图 3 所示为两组接触副的示意图，分别设 w 为非补偿环的轴向位移， a_z 为腔体的轴向位移， u 为补偿环的轴向位移， c_z 为推环的轴向位移， μm ；忽略腔体位移，故假定腔体接触边界的轴向和径向位移均为 0。每对接触副在轴向上允许自由变形但不允许穿透，即非补偿环与腔体，推环和补偿环满足下式(9)的不等式。在此需特别说明，计算中定义变形与 z 轴正方向相反时为负值，

与 z 轴正方向相同时为正值，坐标轴见上图 1 所示。

$$\begin{cases} c_z - u \geq 0 \\ w \geq 0 \end{cases} \quad (9)$$

将变形方程离散后得到的线性方程组与上述式(9)不等式组联立，得到如下式(10)的非线性变形方程组：

$$\begin{cases} \mathbf{K}_i \mathbf{d}_i = \mathbf{b}_i \\ c_z - u \geq 0 \\ w \geq 0 \end{cases} \quad (10)$$

式中， $\mathbf{K}_i$ 为刚度矩阵； $\mathbf{d}_i$ 为待求解的位移值； $\mathbf{b}_i$ 为刚度列阵； $i=r$ 代表动环， $i=s$ 代表静环， $i=z$ 代表推

环。本文采用文献[15]中的原始对偶内点优化方法 (IPOPT)求解该方程组。

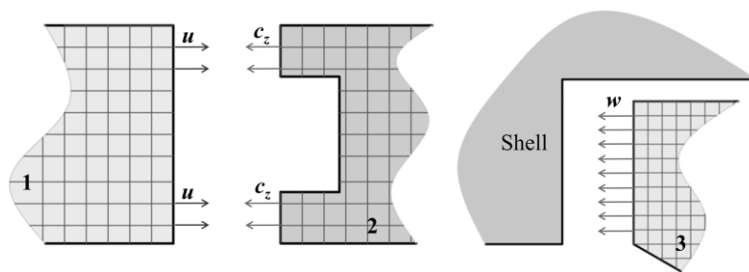


图3 接触边界示意图

Fig.3 Schematic diagram of contact boundary

注:1—补偿环;2—推环;3—非补偿环

2 数值计算

2.1 计算流程

采用三角形网格对上图中的密封环以及推环分别进行离散化处理。推导 Reynolds 方程、热传导方程和变形方程的变分形式,并利用伽辽金方法求解。由于接触式机械密封端面间的热流固耦合效应显著,呈现出强烈的非线性耦合关系,故在计算过程中采用如图4所示的流程对上述方程进行求解。该计算模型已经被文献[15]、[23]、[26]验证。

求解过程嵌套三重循环,最内层为膜厚迭代循环,依次求解液膜黏度、液膜压力、密封环温度分布以及密封环变形,为防止计算发散,采用如下式(11)的松弛迭代方程。

$$h_{n+1} = \alpha h_{n-1} + (1 - \alpha) h_n \quad (11)$$

式中, h_{n+1} 为下一次迭代所使用的膜厚, h_{n-1} 为上一次计算所获得的膜厚, h_n 为本次迭代所获得的膜厚, μm ; α 为松弛因子。当 h_{n-1} 与 h_n 的相对误差小于 10^{-3} 时,判定收敛并进入下一层力平衡迭代循环。

根据收敛得到的膜厚值计算当前开启力 F_{open} 大小并与闭合力 F_{close} 进行比对, N 。当二者的相对误差小于 10^{-3} 时,判定为收敛并进入下一层温度迭代循环。其中开启力和闭合力分别按照下式(12)和式(13)确定。 F_{close} 包含了第一项密封介质压力作用力,第二项大气压力作用力以及第三项弹簧力 F_{sp} , N 。

$$F_{\text{open}} = 2\pi \int_{r_i}^{r_o} p r dr + 2\pi \int_{r_i}^{r_o} p_c r dr \quad (12)$$

$$F_{\text{close}} = p_o \pi (r_o^2 - r_b^2) + p_i \pi (r_b^2 - r_i^2) + F_{\text{sp}} \quad (13)$$

记录膜厚迭代循环中求得的温度场分布,当上一次计算所获得的温度场 T_{n-1} 与本次迭代所获得的温度场 T_n 间的相对误差小于 10^{-3} 时,判定为收敛并退出循环。计算轴对称模型下的泄漏量 Q , mL/h ; 摩

擦扭矩 M , $N \cdot \text{m}$, 分别按照下式(14)和式(15)确定^[23]。

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

$$M = 2\pi \int_{r_i}^{r_o} \left(\frac{\mu r \omega}{h} + f p_c \right) r^2 dr \quad (13)$$

2.2 网格无关性验证

为尽量避免网格数量对计算结果的影响,以结构 II 为对象,整理了不同网格数在 6MPa 工况下求得的密封性能,如下图5所示。

从图中可以看出,在一定的网格数量范围内,随着网格数量的增加,泄漏量计算结果波动较小,其最大相对误差仅为约 0.7%,而最高温度和摩擦扭矩计算结果波动大于泄漏量,其最大相对误差约为 1.5% 和 2.2%。综合考虑最高温度和泄漏量的相对误差以及计算时间,当网格数大于 9600 个时,最高温度的相对误差为 0.69%,泄漏量的相对误差为 0.105%,摩擦扭矩的相对误差为 1.04%,因此在计算过程中取各模型的网格数均不小于 9600 个。

3 计算结果

3.1 不同结构的变形特性

针对上述三种不同边界设计下的密封结构,均采用硬对硬配副,研究其介质压力在 3~10MPa 工况下的变形特性。图6为三种结构在 6MPa 工况下的温度云图分布。结构 I 和 II 在弹簧力和介质压力的作用下,补偿环整体发生倾斜,外径侧间隙小于内径侧,故外径侧微凸体接触程度高于内径侧,再耦合液膜黏性剪切热,最高温度出现在端面靠近外径处。III 结构温度梯度小于 II 和 I 结构,且整体温度分布较小;最高温度并非出现在端面而是出现在大气侧,这与端面变形特性有关,下文做出详细解

释,此处不再赘述。

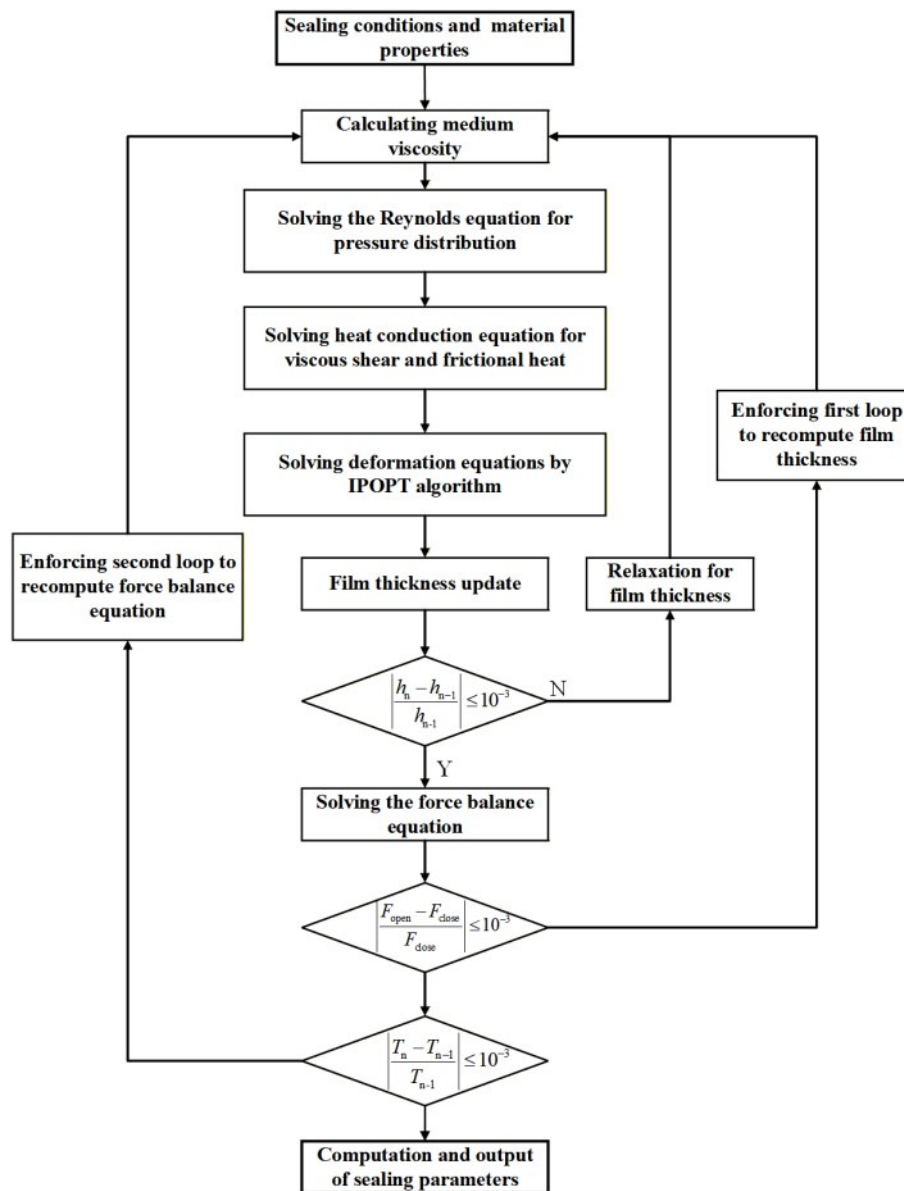


图4 计算流程

Fig.4 Calculation procedure

图7所示为三种结构在不同介质压力工况下的端面温度分布曲线。对于结构Ⅰ和结构Ⅱ,端面温度随介质压力的升高而升高,且最高温度出现在靠近外径侧($r=33.7\text{mm}$)处,这是因为靠近外径侧处对流换热效果较强,能够快速给密封端面降温。结构Ⅲ最高温度出现在内径侧,温度分布均匀且呈现近乎线性,最高温度出现在 3MPa ,这与此时相对变形量过大有关,且随介质压力的升高,相对变形量逐渐减少,但超过 6MPa 时端面接触摩擦再次加剧,使得端面温度再次呈升高趋势,且随着介质压力增加,摩擦剧烈程度增加。

如图8所示为三种结构在不同介质压力工况下的膜厚分布情况。对于结构Ⅰ和结构Ⅱ,端面呈现发散型间隙,且随着压力升高端面发散程度逐渐增加,这与最高温度出现的位置密切相关,热量聚集使得在靠近端面外径侧($r=33.7\text{mm}$)处变形量最大。对于结构Ⅲ,则呈现出近乎线性变化的收敛型间隙,且随压力的升高,端面间隙先增加而后减小,这是因为在低压力时液膜反力不足,需要更多靠近内径侧的微凸体接触力来承担开启力;而随着介质压力的逐步提升,开启力中液膜反力的比例逐渐增加;间隙再次减小则是由于介质压力的升高使得闭

合力大幅上升,致使端面间隙减小。

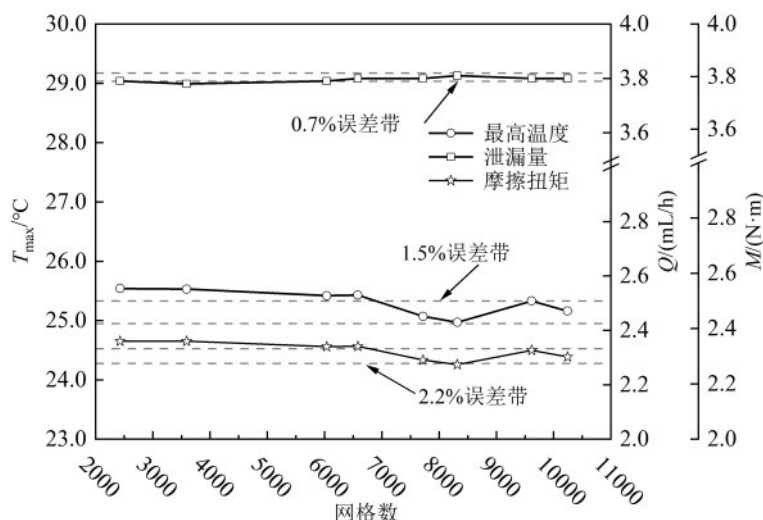


图5 网格无关性验证

Fig.5 Verification of mesh independence

如图9所示为三种结构的端面轴向变形情况。此处的变形值为负说明位移方向与 z 轴正方向相反,即向左变形;正值则与 z 轴正方向相同,即向右变形。可以看出结构I在介质压力较低时,静环受力变形影响均向左变形,随介质压力升高端面向右变形;动环恒向右变形,且随介质压力的升高靠近内径侧变形增量小于外径侧。这是因为介质压力升高时,需要更多的微凸体接触来抵抗闭合力,这样的行为将导致摩擦生热量增加,热变形加剧;再结合膜厚分布可以推断出,动环靠近外径侧由于热量集中,较大的热变形抵消了部分力变形,而靠近内径侧热量较少,仅有少量的力变形被抵消。结构II则与之相反,在3~4MPa时,静环受介质压力影响向右变形,但随着介质压力升高,摩擦生热加剧,热变形占据主导地位,端面向左变形。再结合膜厚分布,静环靠近外径侧由于热量集中,力变形仅抵消少量热变形,而内径侧热变形量小于外径侧,综合作用下便呈现出外径侧变形量逐渐大于内径侧的现象。

随介质压力的增大,结构III的动环恒向右变形,而静环则恒向左变形,再结合其端面温度分布曲线,可以得出该结构在给定的介质压力范围内力变形均占据主导地位。图10所示为在给定的介质压力范围内三种结构端面的轴向相对变形量情况,相对变形量越大则端面收敛(发散)程度越剧烈。结构III在4~10MPa时,端面轴向相对变形量小于结构I和II,即结构III的端面更加平齐,同时结合该结

构膜厚分布,这会使得更多的流体介质进入密封端面,使得液膜反力在开启力中逐渐占据主导地位,因此仅需较少的微凸体接触即可实现力平衡。与此同时,更多低温流体流入密封端面,不但改善了端面润滑情况,且可降低端面温度,这便促成了上图6(c)最高温度并非出现在密封端面处的现象。但是,在3MPa时,端面液膜反力不足,需要更多的微凸体接触力来承担开启力,摩擦生热剧烈致使端面相对变形量增大,这便解释了结构III最高温度出现在3MPa的现象。

通过上述对比分析,结构III随着介质压力的升高,端面最高温度和端面轴向相对变形量均小于结构I和结构II,体现出相对较优的结构变形特性。

3.2 不同材料配副的变形特性

为了进一步研究结构III的优势及其密封特性,此处通过改变材料配副^[27]来分析探索该结构的端面变形特性及其密封性能,以提高主密封的动特性。此处,将结构III更换为软对硬配副并定义为结构III-C,重新计算并进行对比分析。结构III-C与结构III在结构形式上完全相同,区别仅在于二者补偿环的材料不同,即结构III的补偿环采用硬质材料,结构III-C的补偿环采用软质材料;推环的材料仍为不锈钢。

图11所示为III-C结构的端面温度云图分布,呈现出外径侧温度低、内径侧温度高的分布趋势。石墨软环由于热传导系数较低,因此温度分布梯度较大;推环温度梯度较小,且由于对流换热作用,其

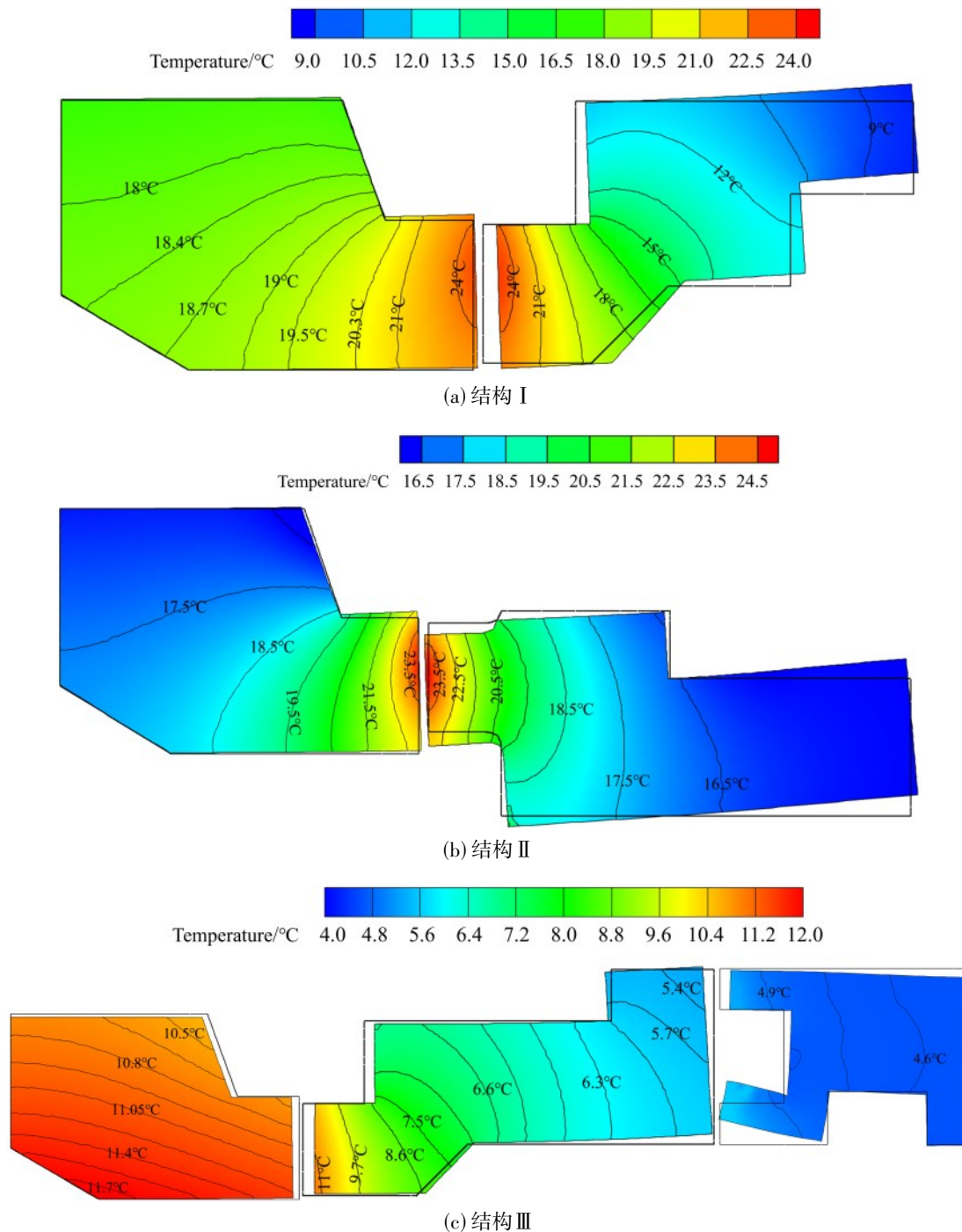


图6 不同密封结构的温度分布云图(放大800倍)

Fig.6 Contour graph of the temperature distribution for different seal structures (800x amplification)

温度接近密封介质。由于推环与密封环间接触作用,动环整体发生倾斜。

图 12(a)所示为结构 III-C 在 3~10MPa 工况下端面温度分布情况。从图中可以看出,最高温度出现在端面内径侧靠近中径的位置,且随着介质压力的升高,最高温度出现的位置愈发向端面中径位置靠近。图 12(b)所示为结构 III-C 在不同介质压力工况

下的膜厚分布情况,从图中看出低压力时端面呈现收敛型间隙,而随着压力的升高,端面逐渐向发散型间隙转变。

如图 13 为结构 III-C 端面轴向变形情况,对比结构 III 可知,即便是相同的几何结构,但由于材料的差异,端面变形仍会大相径庭。结构 III-C 与 III 保持一致的几何结构形式,因此面对介质压力升高端

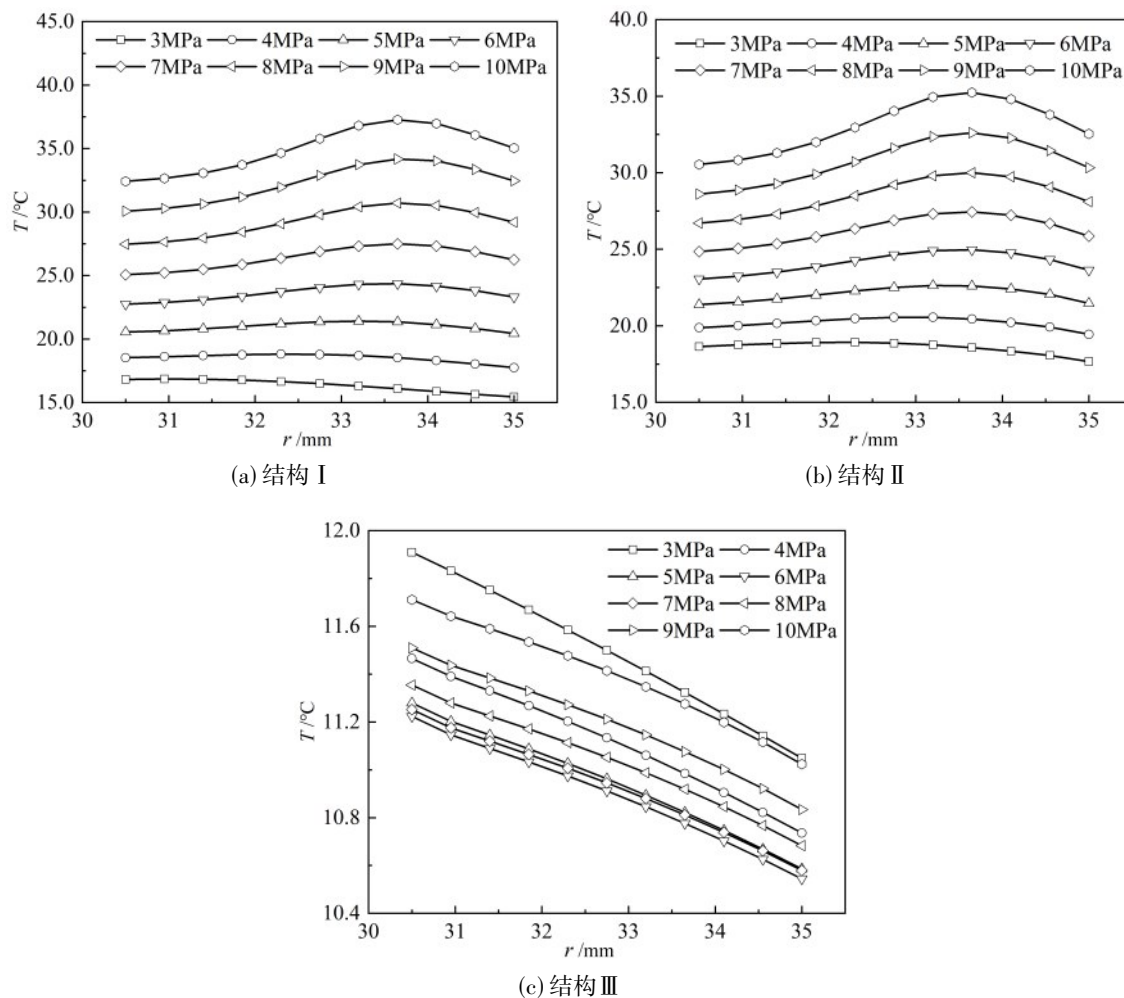


图7 不同密封结构端面温度分布

Fig.7 Temperature distribution of the seal face for different seal structures

面也会较为平齐。但由于结构III-C采用的是软对硬配副,软环抵抗变形能力略差,因此其平齐程度逊色于硬硬配副的结构III。故软硬配副的结构III-C的端面变形呈现出介于平行间隙和收敛间隙之间的状态。

在介质压力较低时,需要更多的微凸体接触力来抵抗闭合力,硬质材料抗压强度高,端面摩擦过于剧烈;相反,由于软环抗压强度低,与硬环的摩擦过程中易于实现平衡。

3.3 不同结构密封性能

图14为不同密封结构在不同介质压力下的密封性能表现(包含软硬配副的结构III-C)。结合膜厚分布以及端面变形量,结构I与II的端面间隙较小,摩擦接触较多促使这两种结构具有较高的摩擦扭矩和端面温升,但同时会抑制泄漏;结构III端面最为平齐,摩擦接触较少避免了端面温升以及降低

了摩擦扭矩,却造成了泄漏量增加;结构III-C的端面相对变形量以及膜厚分布情况在上述密封结构中均适中,因此既避免了过多的摩擦接触又能够很好地抑制泄漏。根据文献[18]的表述,结构III-C同时结合了平行流道和收敛流道的优点,故结构III-C的密封性能较优。

结构I与结构II的泄漏量及摩擦扭矩均随介质压力升高而逐渐增大。在3MPa工况下,结构I的泄漏量约为2.17mL/h,结构II约为2.07mL/h;结构I的摩擦扭矩约为1.21N·m,结构II约为1.39N·m。在10MPa工况下,结构I的泄漏量约为5.89mL/h,结构II约为5.97mL/h;结构I的摩擦扭矩约为3.99N·m,结构II约为3.67N·m。

结构III的摩擦扭矩随介质压力升高波动较小,在3MPa和10MPa工况下分别约为0.55N·m和0.53N·m;但其泄漏量随压力升高显著增加,在

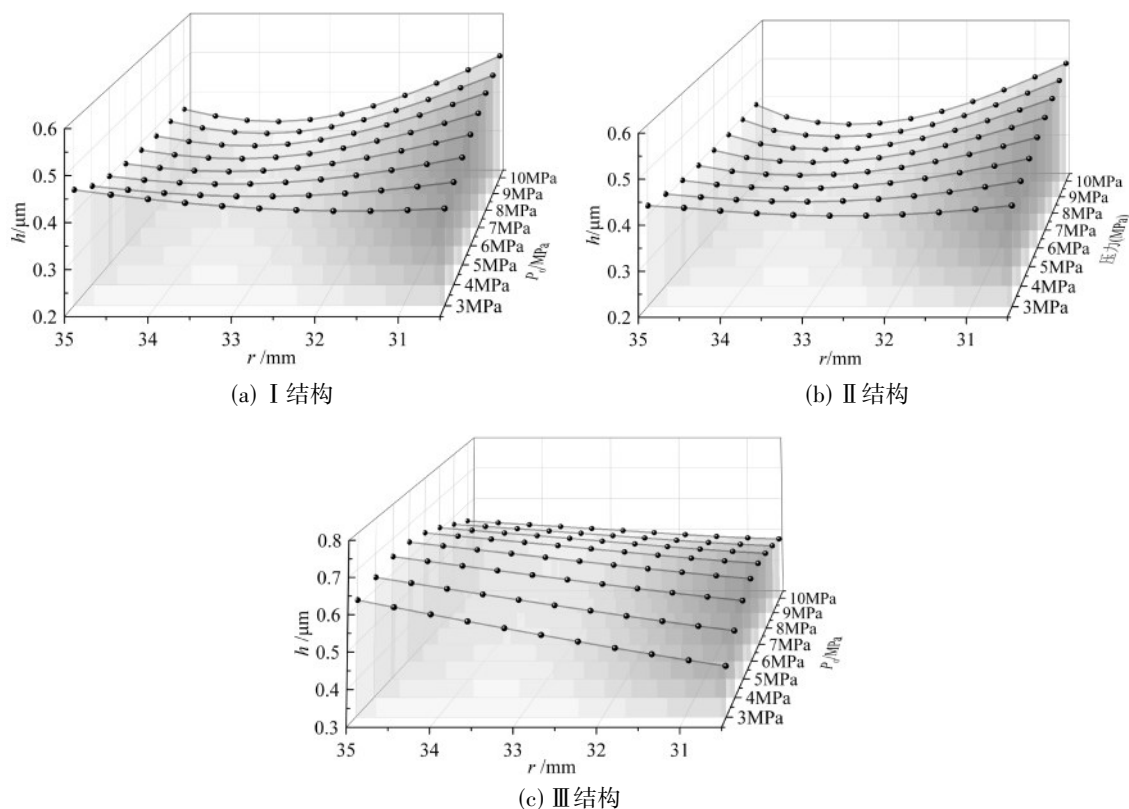


图8 不同密封结构液膜厚度分布

Fig.8 Distribution of liquid film thickness for different seal structures

3MPa时约为4.03mL/h,在8MPa时达到最大值,约为14.74mL/h。结构III-C的摩擦扭矩随介质压力波动适中,在3MPa和10MPa工况下分别约为0.93N·m和2.01N·m。在所研究的全部工况下,结构III-C均保持四种结构中最低的泄漏量,在3MPa时约为1.67mL/h,在10MPa时约为3.72mL/h;与结构III相比,其泄漏量显著降低,最大泄漏量减少了11.02mL/h。

结构I与结构II的最高温度随介质压力升高呈递增趋势,结构I由3MPa时的16.85°C升至10MPa时的37.27°C,结构II由3MPa时的18.91°C升至10MPa时的35.26°C。相比之下,结构III-C的最高温度上升较为平缓,在3MPa和10MPa时分别为18.43°C和28.33°C。

4 结论

(1)基于不同边界条件设计的机械密封性能差异明显,密封系统的热传导路径与力学约束条件在热流固多物理场耦合作用下对密封环的热弹性变形响应尤为显著。通过合理设计和优化构建不同

边界设计下的密封结构,可以有效减小端面间的相对变形量,抑制端面间隙的过度收敛或发散,从而实现对机械密封整体性能的主动调控和有效提升。

(2)在热流固耦合作用下,不同辅助密封布置方式下的端面温度分布及变形特性存在显著差异。结构I与结构II的最高温度均出现在密封端面靠近外径侧位置,端面形成发散型间隙,且发散程度随介质压力升高而加剧。结构III的端面呈现近似线性变化的收敛型间隙,且间隙随介质压力升高呈现出先增大后减小的趋势。结构III-C的最高温度亦靠近端面内径侧处,在3MPa时端面呈收敛型间隙,随压力升高,最高温度逐渐向外径侧偏移,端面逐渐由收敛型向发散型间隙过渡。值得注意的是,相较于结构I和II,结构III在高压工况下端面相对变形量更小,端面形态更加平整。结构III-C由于端面平齐程度逊色于硬硬配对的结构III,最终呈现出介于平行间隙和收敛间隙之间的状态。

(3)四种结构因端面变形特性的差异,导致其密封性能表现迥异。结构I和II因其特定的变形响应,表现出较低的泄漏量,最大值分别为5.89mL/h和5.97mL/h,但产生了较大的摩擦扭矩最大值分别

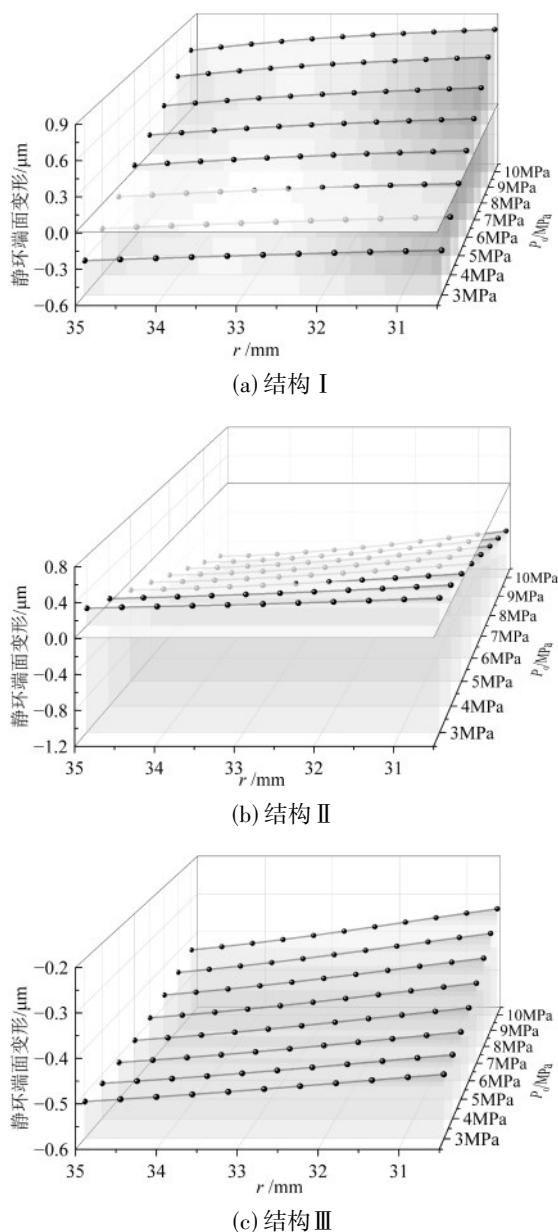


图9 三种结构端面轴向变形分布

Fig.9 Distribution of axial deformation of the seal face for the three structures

为 $3.99\text{N}\cdot\text{m}$ 和 $3.67\text{N}\cdot\text{m}$; 结构 III 摩擦扭矩最小 ($0.46\text{N}\cdot\text{m}$), 但端面间隙形态不利于泄漏控制, 导致泄漏量最大, 最大值为 14.74mL/h ; 结构 III-C 兼具平行流道和收敛流道的双重优势。在所研究的全部工况下, 其泄漏量均为四种结构中最小, 最大值为 3.72 mL/h ; 同时, 其摩擦扭矩和最高温度也低于结构 II 和 I, 最大摩擦扭矩仅 $2.01\text{ N}\cdot\text{m}$, 最高温度为 $28.33\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。因此, 结构 III-C 的综合性能最优。

符号说明

- C_p —— 比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$
 $[D]$ —— 弹性矩阵
 d_i —— 待求解的位移值
 E —— 弹性模量, MPa
 $F_{\text{open}}, F_{\text{close}}, F_{\text{sp}}$ —— 开启力、闭合力、弹簧力, N
 f —— 摩擦系数
 H —— 抗压强度, MPa
 h, h_{n+1}, h_{n-1}, h_n —— 液膜厚度、下一次迭代所使用的膜厚、上一次计算所获得的膜厚、当前计算所获得的膜厚, μm
 h_{ij} —— 对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$
 K_i, b_i —— 刚度矩阵、刚度阵列
 k, k_0 —— 热传导系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$
 $\{L\}$ —— 作用在密封环边界上的表面力
 M —— 摩擦扭矩, $\text{N}\cdot\text{m}$
 n —— 转速, rpm
 $p_o, p_i, p_{\text{sp}}, p, p_c$ —— 介质压力、环境压力、弹簧比压、流体膜压、接触压力, MPa
 Q —— 泄漏量, mL/h
 q_s, q_t —— 黏性剪切热、微凸体摩擦生热, W
 r, r_o, r_i, r_b —— 密封端面半径、密封端面外径、密封端面内径、平衡半径, mm
 T, T_0 —— 密封环温度、参考温度, $^{\circ}\text{C}$
 t_o, t_i —— 介质温度、环境温度, $^{\circ}\text{C}$
 $\{u\}$ —— 位移阵列
 ν —— 泊松比
 w, a_z, u, c_z —— 非补偿环的轴向位移、腔体的轴向位移、补偿环的轴向位移、推环的轴向位移, μm
 ξ —— 线胀系数, $1/^{\circ}\text{C}$
 ρ, ρ_0 —— 密封环材料密度、介质密度, kg/m^3
 ω —— 旋转角速度, rad/s
 μ, μ_0 —— 介质动力黏度、参考温度 T_0 下的介质初始黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$
 σ —— 粗糙度标准偏差, μm
 $\{\varepsilon\}, \{\varepsilon_T\}$ —— 单元应变分量、温升产生的应变分量
 α —— 松弛因子

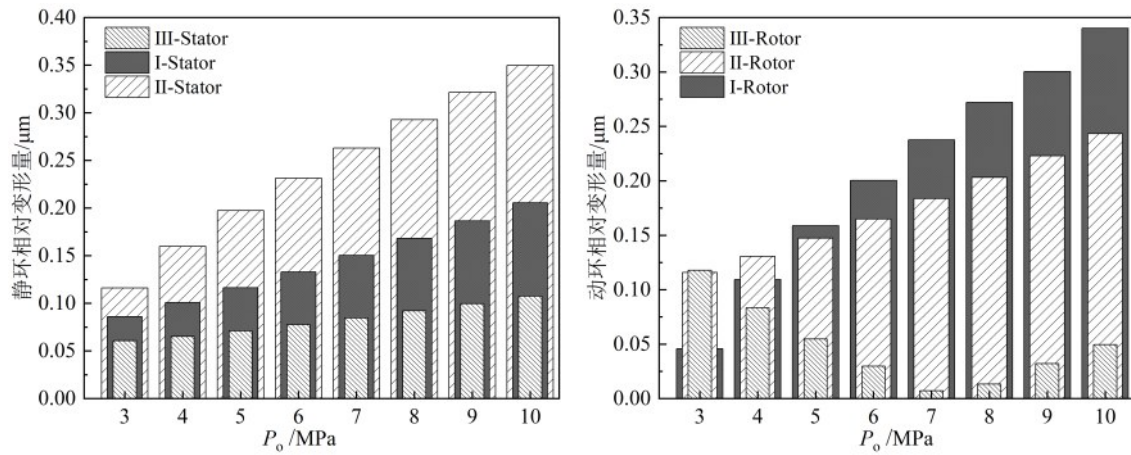


图10 三种结构端面轴向相对变形量

Fig.10 Relative axial deformation of the seal face for the three structures

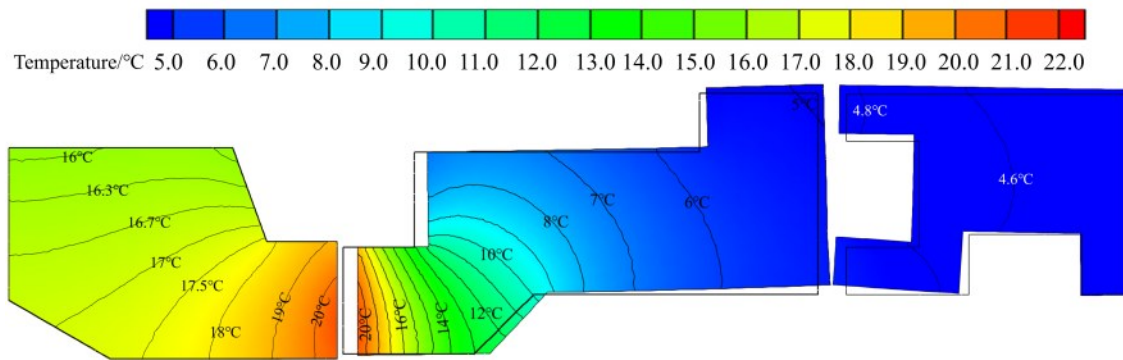
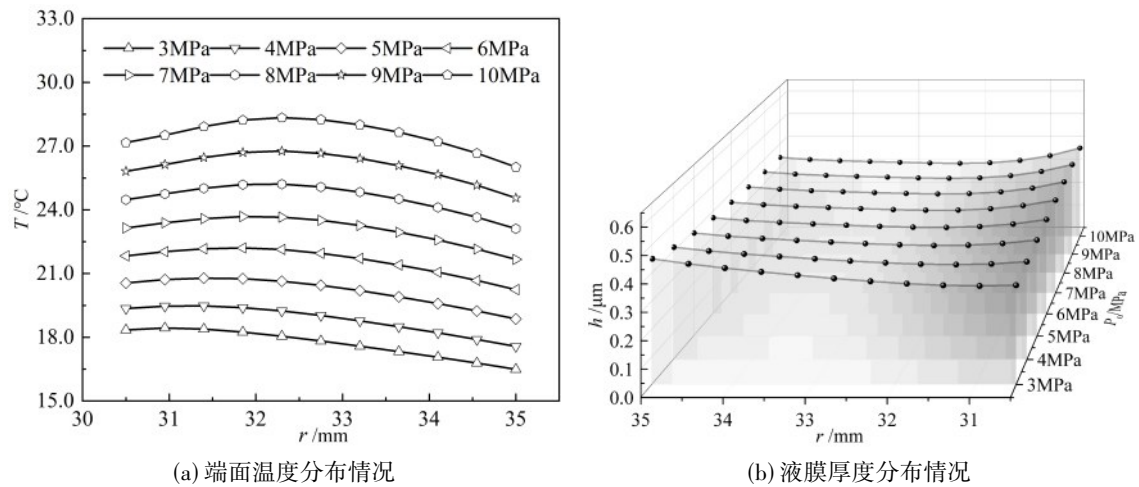


图11 III-C结构密封端面温度云图分布(放大100倍)

Fig.11 Contour graph of the temperature distribution of the seal face for Structure III-C (100x amplification)



(a) 端面温度分布情况

(b) 液膜厚度分布情况

图12 III-C结构端面温度与液膜厚度分布情况

Fig.12 Temperature and liquid film thickness distribution of the seal face for Structure III-C

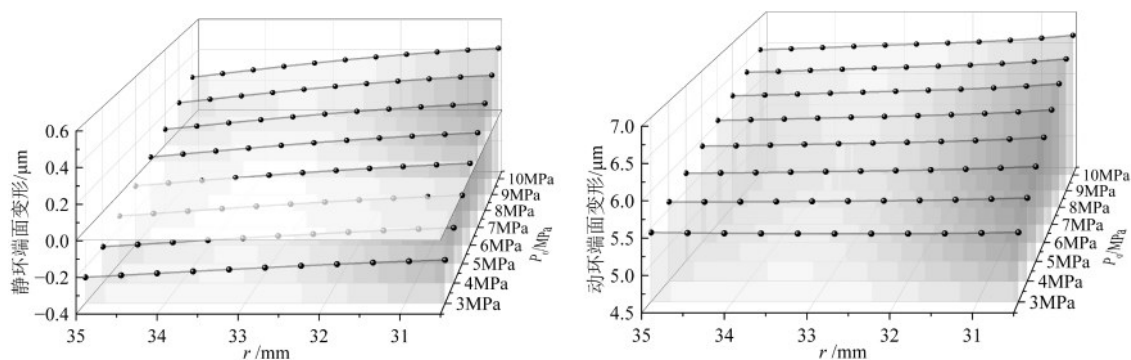


图 13 III-C结构端面轴向变形分布

Fig.13 Distribution of axial deformation of the end face for Structures III-C

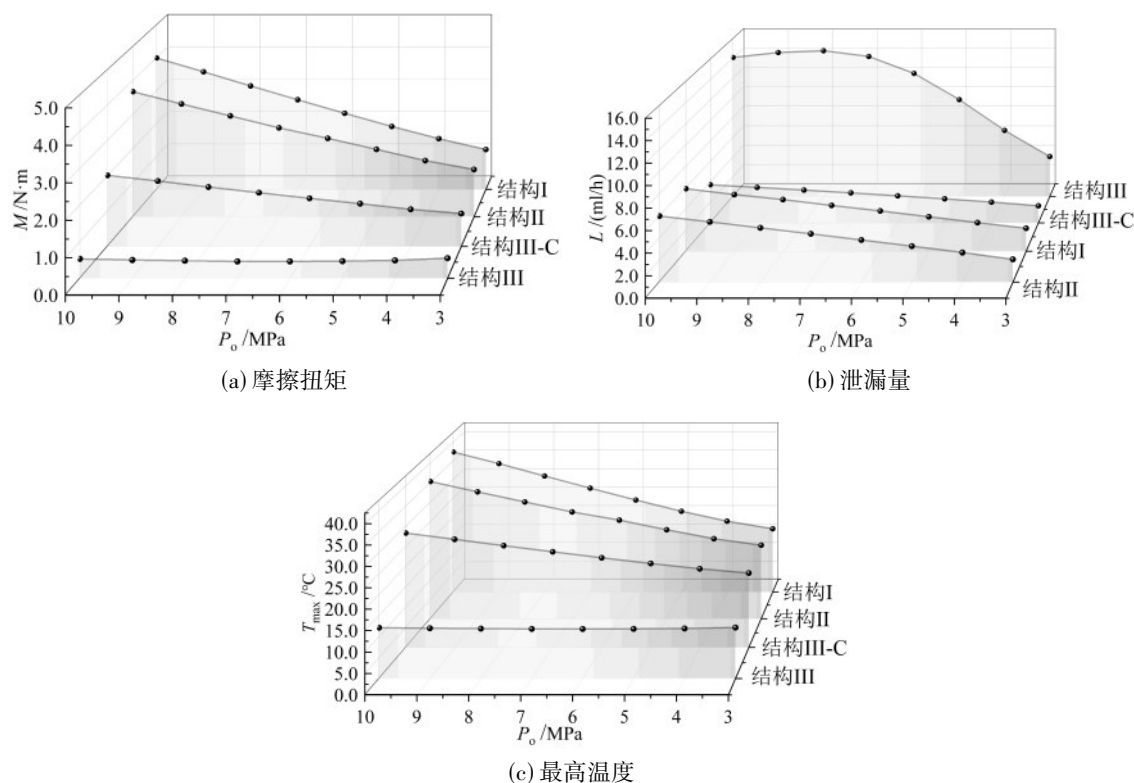


图 14 不同介质压力工况下的密封性能

Fig.14 Sealing performance under different operating conditions

参考文献

- [1] 彭旭东, 冯向忠, 胡丹梅, 等. 非接触式气体润滑密封变形的数值分析[J]. 摩擦学学报, 2004, 24(6): 536-540.
Peng X D, Feng X Z, Hu D M, et al. Numerical analysis of deformation of a non-contacting gas lubricated seal[J]. Tribology, 2004, 24(6): 536-540.
- [2] 蔡永宁, 潘晓梅, 彭旭东. 激光加工多孔端面机械密封变形的数值分析[J]. 润滑与密封, 2007, 32(2): 81-84.
Cai Y N, Pan X M, Peng X D. Numerical analysis of deformation of a laser surface textured mechanical seal[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(2): 81-84.
- [3] 彭旭东, 康玉茹, 孟祥铠, 等. 核主泵用流体静压型机械密封性

能的影响因素研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(17): 83-90.

Peng X D, Kang Y R, Meng X K, et al. Study on factors affecting seal performance of a hydrostatic mechanical seal in reactor coolant pumps[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(17): 83-90.

- [4] 孟祥铠, 吴大转, 王乐勤. 辅助密封影响下机械密封端面变形行为的研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(1): 101-103, 121.
Meng X K, Wu D Z, Wang L Q. Study on deformation behavior of mechanical seal faces influenced by secondary seals[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(1): 101-103, 121.
- [5] Wenhao W, Hangling H U, Jinbo J, et al. Three-body two-way fluid-solid coupling model and end face mechanical deformation law of high pressure dry gas seal[J]. Tribology, 2024, 44(11):

- 1540–1557.
- [6] 刘杰, 李鲲, 吴兆山, 等. 镶嵌式直线深槽流体动压型机械密封性能研究[J]. 流体机械, 2013, **41**(12): 16–21, 26.
Liu J, Li K, Wu Z S, et al. Investigation of sealing performance of mosaic hydrodynamic mechanical seal with straight line deep groove[J]. Fluid Machinery, 2013, **41**(12): 16–21, 26.
- [7] 王金红, 陈志, 刘凡, 等. 密封环支撑边界条件对机械密封端面变形的影响[J]. 化工学报, 2020, **71**(4): 1744–1753.
Wang J H, Chen Z, Liu F, et al. Influence of support boundary conditions of a seal ring on deformation of mechanical seal end face[J]. CIESC Journal, 2020, **71**(4): 1744–1753.
- [8] Chen Z, Liu T, Li J M. The effect of the O-ring on the end face deformation of mechanical seals based on numerical simulation[J]. Tribology International, 2016, **97**: 278–287.
- [9] 何强, 黄伟峰, 丛国辉, 等. 流体静压型机械密封中辅助密封位置对密封性能的影响[J]. 流体机械, 2023, **51**(1): 73–78.
He Q, Huang W F, Cong G H, et al. The influence of the position of auxiliary seal on sealing performance in the hydrostatic mechanical face seal[J]. Fluid Machinery, 2023, **51**(1): 73–78.
- [10] Kou G Y, Li X H, Wang Y, et al. Multifield coupling model and performance analysis of a hydrostatic mechanical seal[J]. Energies, 2020, **13**(19).
- [11] Adjemout M, Brunetière N, Bouyer J. Friction and temperature reduction in a mechanical face seal by a surface texturing: comparison between TEHD simulations and experiments[J]. Tribology Transactions, 2018, **61**(6): 1084–1093.
- [12] 李世聪, 钱才富, 李双喜, 等. 高速高压宽温域动压密封动环端面微变形及其改善方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2021, **47**(6): 1173–1185.
Li S C, Qian C F, Li S X, et al. Face micro-deformation and its control method of rotating ring of hydrodynamic face seal under high speed, high pressure and wide temperature range[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2021, **47**(6): 1173–1185.
- [13] Zhao W J, Zheng S M, Teng L M, et al. Deformation characteristics of mechanical seal face under alternating loads[J]. Applied Sciences, 2023, **13**(18).
- [14] 刘杰, 李香, 李庆春, 等. 变工况机械密封热力耦合特性分析[J]. 液压气动与密封, 2022, **42**(3): 89–93.
Liu J, Li X, Li Q C, et al. Analysis of thermal-mechanical coupling characteristics of mechanical seals under variable conditions[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2022, **42**(3): 89–93.
- [15] 余嘉桐, 孟祥铠, 赵文静, 等. 热力耦合作用下涡轮增压用镶装式机械密封端面变形规律研究[J]. 化工学报, 2025, **76**(6): 2900–2912.
Yu J T, Meng X K, Zhao W J, et al. Study on end face deflection of shrink-fit mechanical seals for turbo pump considering thermal-mechanical coupling effect[J]. CIESC Journal, 2025, **76**(6): 2900–2912.
- [16] He Q, Huang W F, Liu Y, et al. Contact status between seal ring and its support: crucial factor in hydrostatic mechanical face seal[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2019, **71**(7): 885–892.
- [17] 王刚伟, 王娟, 田佳彬, 等. 潜深艉轴机械密封热固耦合变形特性分析[J]. 航海工程, 2022, **51**(4): 80–85.
Wang G W, Wang J, Tian J B, et al. Analysis of thermo-structure coupling deformation characteristics of mechanical seal for submerged stern shaft[J]. Ship & Ocean Engineering, 2022, **51**(4): 80–85.
- [18] 周剑锋, 顾伯勤. 机械密封环端面变形对液膜特性的影响[J]. 润滑与密封, 2006, **31**(12): 81–84.
Zhou J F, Gu B Q. Effect of end face deformation on the characteristic of fluid film in mechanical seal[J]. Lubrication Engineering, 2006, **31**(12): 81–84.
- [19] 王永乐, 许达, 丁思云, 等. 15 MPa 高压泵用机械密封辅助 O 形圈性能分析[J]. 流体机械, 2025, **53**(8): 94–101.
Wang Y L, Xu D, Ding S Y, et al. Performance analysis of auxiliary O-ring for mechanical seals in 15 MPa high-pressure pumps[J]. Fluid Machinery, 2025, **53**(8): 94–101.
- [20] Lai T W. Development of high pressure-velocity contacting plain face seals for sealing water[J]. Tribology Transactions, 2020, **63**(3): 477–486.
- [21] 赵利欣. 耐高压机械密封的设计及试验研究[D]. 东营: 中国石油大学(华东), 2018.
Zhao L X. Design and experimental study of high pressure mechanical seal[D]. Dongying: China University of Petroleum (Huadong), 2018.
- [22] 付平, 常德功. 密封设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.
Fu P, Chang D G. Handbook of Seal Design[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2009.
- [23] 高斌超. 接触式机械密封热力耦合模型与端面变形控制[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2016.
Gao B C. Thermal-mechanical coupled model and face deformation control of the contacting mechanical seals[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2016.
- [24] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
Wang X C. Finite Element Method[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2003.
- [25] Cook R D. Concepts and Applications of Finite Element Analysis [M]. 2nd ed. New York: Wiley, 1981.
- [26] 郭嵩. 接触式机械密封热力耦合模型及密封性能分析[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2021.
Guo S. Thermal-mechanical coupling model of contacting mechanical seal and sealing performance analysis[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2021.
- [27] 赵祥, 刘莹, 廖浩然. 非接触式机械密封动特性中的辅助密封研究进展[J]. 摩擦学学报(中英文), 2025, **45**(4): 622–636.
Zhao X, Liu Y, Liao H R. Secondary seals in the dynamic characteristics of non-contact mechanical seals[J]. Tribology, 2025, **45**(4): 622–636.