

研究论文

DOI: 10.11949/0438-1157.

自冲击密封热-力耦合特性及其冷却结构设计研究

王衍¹, 沈豆豆¹, 陈妙妙², 李德才³, 钮硕硕¹, 王昱彤¹, 张楠楠⁴, 龚新宇⁴

(¹ 江苏海洋大学机械工程学院, 江苏 连云港 222005; ² 宁波方力密封件有限公司, 浙江 宁波 315191; ³ 清华大学高端装备界面科学与技术全国重点实验室, 北京 100084; ⁴ 江苏中科能源动力研究中心, 江苏 连云港 222042)

摘要: 针对自冲击密封在高速、高压极端工况下, 因热、力载荷引起的温度分布不均以及密封结构变形问题, 系统分析自冲击密封热-力耦合特性, 并设计一种新型密封静环侧冷却结构。通过建立热-流-固耦合模型, 并利用 ANSYS Workbench 进行数值仿真, 探究密封环在不同转速和入口压力下的温度分布与变形规律, 对比分析冷却前后最高温度与最大变形量。结果表明: 转速是影响温度分布的主导因素, 高温区域随转速升高由低压出口侧转移至动环最大向径处; 热力耦合总变形随转速升高显著增大, 其中力变形占比随转速增加而上升, 但热变形始终占据主导; 入口压力对温度分布与变形量的影响较小。所设计的冷却结构降温与抑制变形效果显著, 可使密封环局部最高温度降低 56.6%, 最大变形量减少 14.7%, 满足自冲击密封的温度性能设计需求。该研究为自冲击密封的热管理设计提供理论依据与工程参考, 有助于提升密封系统的热稳定性与运行可靠性。

关键词: 自冲击密封; 热-力耦合; 冷却结构; 热-流-固耦合; 温度分布; 变形

中图分类号: TH117

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-13

Research on thermal-mechanical coupling characteristics of self-impact seal and design of cooling structure

WANG Yan¹, SHEN Doudou¹, CHEN Miaomiao², LI Decai³, NIU Shuoshuo¹, WANG Yutong¹, ZHANG Nannan⁴, GONG Xinyu⁴

(¹ School of Mechanical Engineering, Jiangsu Ocean University, Lianyungang 222005, Jiangsu, China; ² Ningbo Fangli Seals Co., Ltd., Ningbo 315191, Zhejiang, China; ³ State Key Laboratory of Tribology in Advanced Equipment, Tsinghua University, Beijing 100084, China; ⁴ Jiangsu Zhongke Research Center for Clean Energy and Power, Lianyungang 222042, Jiangsu, China)

Abstract: To address the issues of uneven temperature distribution and structural deformation in self-impact seals under extreme high-speed, high-pressure conditions caused by thermal and mechanical loads, this study systematically analyzes their thermal-mechanical coupling characteristics and designs a novel cooling structure for the stationary ring side of the seal. By establishing a thermal-fluid-solid coupled model and conducting numerical simulations using ANSYS Workbench, the temperature distribution and deformation patterns of the seal ring under

收稿日期: 2026-02-28 修回日期: 2026-05-07

通信作者: 王衍(1989—), 男, 博士, 教授, wy_seal@jou.edu.cn

第一作者: 王衍(1989—), 男, 博士, 教授, wy_seal@jou.edu.cn

基金项目: 国家自然科学基金项目(52275192); 江苏海洋大学研究生科研与实践创新计划项目(KYCX2025-33); 江苏省高校“青蓝工程”项目(KK24142); 连云港市科技计划项目(JCYJ2508); 连云港市科技计划项目(CX1006); 高端装备界面科学与技术全国重点实验室开放基金资助项目(SKLTkf25B07); 长三角高水平行业特色大学联盟专项课题(CSJZD202406)

引用本文: 王衍, 沈豆豆, 陈妙妙, 李德才, 钮硕硕, 王昱彤, 张楠楠, 龚新宇. 自冲击密封热-力耦合特性及其冷却结构设计研究[J]. 化工学报, XXXX, XX(XX): 1–13

Citation: WANG Yan, SHEN Doudou, CHEN Miaomiao, LI Decai, NIU Shuoshuo, WANG Yutong, ZHANG Nannan, GONG Xinyu. Research on thermal-mechanical coupling characteristics of self-impact seal and design of cooling structure[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(XX): 1–13

varying rotational speeds and inlet pressures were investigated. Comparative analysis was performed on the maximum temperature and deformation before and after cooling. The results indicate that rotational speed is the dominant factor affecting temperature distribution; as speed increases, the high-temperature zone shifts from the low-pressure outlet side to the point of maximum radial displacement of the rotating ring. The total thermo-mechanical deformation increases significantly with rising speed, with the proportion of mechanical deformation rising as speed increases, though thermal deformation remains dominant. Inlet pressure has a minor effect on temperature distribution and deformation. The designed cooling structure demonstrated significant effectiveness in reducing temperature and suppressing deformation, lowering the local maximum temperature of the sealing ring by 56.6% and reducing the maximum deformation by 14.7%, thereby meeting the thermal performance design requirements for self-impact seals. This research provides theoretical foundations and engineering references for thermal management design in self-impact seals, contributing to enhanced thermal stability and operational reliability of sealing systems.

Keywords: self-impact seal; thermal-mechanical coupling; cooling structure; thermal-fluid-solid coupling; temperature distribution; deformation

引 言

高速旋转机械作为航空航天、能源动力及精密制造等现代高端领域的核心装备,其运行性能与可靠性高度依赖于流体动密封系统的技术水平^[1-2]。非接触式密封因具备低磨损、高寿命和运行稳定性等优势,已成为高速旋转机械密封技术的重点发展方向^[3-5]。自冲击密封作为一种基于特斯拉阀型流道结构的新型非接触式密封,借助流体的自冲击效应实现动能向热能的耗散以达到封严效果,在高速、高压差极端工况下展现出良好的封严潜力^[6-7]。目前,随着装备运行参数的持续提升,密封工况日趋严苛。在高速剪切与高压冲击的共同作用下,密封环内部流场将产生强烈的黏性耗散与冲击滞止热效应,造成局部温度急剧升高,进而导致密封介质热稳定性衰减^[8-10];同时,密封环会出现明显的热变形与热应力集中现象,使密封间隙偏离设计值,甚至引发材料热损伤,严重限制密封件的使用寿命与运行可靠性^[11-13]。因此,深入研究自冲击密封的热力学特性,并探索有效的热管理方案与结构优化策略,对提升高端装备的整体性能与运行可靠性具有重要的工程价值与科学意义。

近年来,国内外学者对非接触式密封的温度特性与变形特性开展了大量研究。Ma等^[14]通过建立耦合气体压缩性与阻塞流效应的传热模型,采用热弹流润滑分析方法,研究了螺旋槽气体端面密封中摩擦热、吸附热等热通量对端面热变形的影响,揭示了通过调整密封环宽度可有效控制变形。胡雪

峰等^[15]通过建立各向异性流动传热与固体变形耦合模型,揭示了指尖密封在热载荷作用下的温度场分布及热变形规律,表明径向变形随过盈量与转速增大而显著增加。刘哂豪等^[16]通过建立热-流-固耦合模型,分析了超高速干气密封端面在热载荷下的轴向变形规律,表明热变形是影响泄漏率的主导因素,且微织构能有效抑制变形。潘君等^[17]采用有限元数值分析与试验验证相结合的方法,研究了高速轴承腔磁力密封在极端工况下的温度场与变形场,确定了其极限转速、温度及压力条件。Bai等^[18]基于粗糙波浪表面的弹性接触假说和温度对材料弹性模量的影响,建立了气体润滑端密封的热弹性接触润滑模型,系统研究了表面粗糙度在不同转速和压力下对密封性能的影响;结果表明,粗糙接触压力主要集中于密封环内侧,导致局部温升显著,在低速工况下最高可达650 K。Wang等^[19]建立了考虑温度-粘度耦合的三维稳态流-热模型,针对螺旋槽浮环气膜密封结构,采用有限元法对温度场、气膜厚度及泄漏率进行数值分析;研究表明,温度升高导致气体粘度降低,显著削弱气膜承载能力并增大泄漏量,影响其密封性能。

上述非接触式密封的热力学特性相关研究,多集中揭示其在多场耦合作用下的温度分布规律、热变形演变机制及密封性能变化特性,但在温升控制与热变形抑制方面的研究较少。针对自冲击密封,本课题组前期研究系统揭示了自冲击密封的泄漏特性与封严机理^[20],并深入探讨了其流场特性以及基于流场演变规律的结构优化方法^[21],但对其结构

热力学特性与热管理技术的研究仍处于空白。基于此,本文以层叠型自冲击密封为研究对象,提出一种与密封流道平行的静环侧冷却通道结构。为验证所设计冷却结构的有效性,构建自冲击密封内部流场与固体域的三维热-流-固耦合数值模型,通过 Fluent、Steady-Thermal 和 Static-Structural 跨模块数据传递实现单向耦合计算,对比分析不同工况下层叠型自冲击密封冷却前后的温度场分布与变形场特征,为自冲击密封的本体结构设计及冷却结构的优化提供理论参考。

1 几何模型

1.1 层叠型自冲击密封结构及工作原理

图1为层叠型自冲击密封结构示意图,该密封结构主要由静环2、动环4以及悬柱(分为外悬柱1和内悬柱3)三部分组成;内、外悬柱分别嵌装在动环与静环的对应环槽内,沿轴向层叠排列构成多级密封单元。动环通过键与转轴连接随轴旋转,静环固装于壳体保持静止;悬柱因其所在的位置不同而随动环转动或相对静环静止。为确保定位可靠,每个悬柱沿周向间隔选取若干截面,每处缠绕一圈适当厚度的金属箔片,通过插装方式卡入环槽。由于接触点分散且箔片较薄,对气流轴向流动干扰极小,同时显著提升装配精度。悬柱轴向由端盖压紧,防止运转中移位;静环采用分体结构,便于安装悬柱与动环。自冲击密封的工作原理是基于特斯拉阀的反向阻塞特性,当高压气体从入口进入密封流道后,在每一级流道的交汇处形成剧烈的对向撞击,促使气体的动能高效转化为内能;随着气体逐级流经密封结构,其动量被逐步耗散,最终实现抑制泄漏以达成封严的效果。该密封结构的主要工作参数如表1所示,密封介质为空气,其物理参数如表2所示。

为提高自冲击密封在高温高压工况下的热稳定性,在静环侧设计与密封流道平行布置的冷却通道结构(如图1所示)。该结构的冷却效果随冷却壁面与密封流道间距的减小而提升,冷却流道的流量由冷却介质入口压力与通道截面参数协同保障;结合制造加工工艺的实际可行性,将冷却通道的宽度设定为1 mm,其与密封通道的间距同样取为1 mm,且在分流角处采用圆弧过渡设计,以降低流动损失并避免应力集中。冷却介质为常温水(20℃),其物

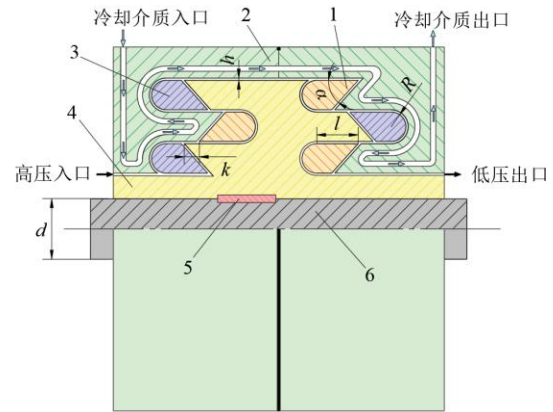


图1 层叠型自冲击密封及其静环侧冷却结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of a stacked self-impac seal and its stationary ring-side cooling structure

注:1-内悬柱 2-静环 3-外悬柱 4-动环 5-键 6-转轴

表1 自冲击密封的基本参数

Table 1 Basic parameters of the self-impact seal

参数	数值
密封轴径 d/mm	75
密封间距 h/mm	0.3
悬柱半径 r/mm	2.25
流距 l/mm	5.5
交错偏移量 k/mm	2
分流角 $\alpha/^\circ$	48
入口温度 $T_m/^\circ\text{C}$	50
入口压力 P_{in}/MPa	2~30
出口压力 P_{out}/MPa	0.1
转速 $N/(\text{rpm})$	10000~60000
密封介质	空气
密封级数 Z	6

表2 密封介质的物理参数

Table 2 Physical parameters of the sealing medium

参数	数值
密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	1.225
比热容 $C_p/(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	1006.43
传热系数 $\lambda/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	0.0242
粘度 $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1})$	1.7894×10^{-5}

性参数采用 ANSYS 软件内置的温度相关物性库,密度、比热容、导热系数、粘度均随温度连续变化^[22]。冷却介质以 1.2 m/s 的流速从静环外侧进水口注入,经冷却孔流向高压侧邻近区域,再通过弯曲内部通道引导,沿密封流道全程环绕流动;冷却过程中,介质通过通道壁面与密封流道、密封环之间的热传导,充分吸收动环、静环及悬柱因气体冲击滞止与黏性耗散产生的热量,最终升温后的冷却介质从静

环另一端的出口排出。该冷却结构通过冷却介质的持续循环流动,能够有效控制密封区域的温升,进而缓解自冲击密封在高速旋转与高压差工况下的局部高温堆积现象。

2 物理模型和控制方程

2.1 网格划分与边界条件

采用 ANSYS Workbench 软件进行热-流-固耦合数值模拟,通过 Fluent、Steady-Thermal 和 Static-Structural 三个模块之间的跨模块数据传递实现单向耦合计算。首先在 Fluent 模块中完成流体域求解,获得密封流道的温度场和压力场分布;然后将流体域计算结果通过流固交界面传递至 Steady-Thermal 模块,进行固体域稳态热传导计算,得到密封环的温度场分布;最后将固体域温度场作为热载荷,流体域压力场作为力载荷,同时在 Static-Structural 模块中施加转速载荷以产生离心力,结合位移约束条件进行热-力耦合求解,获得密封环的总变形量。

考虑到密封结构的旋转周期性特征,为提升计算效率并保证仿真精度,选取 1/10 区域作为计算域^[23]。利用 UG 软件完成三维几何模型构建,根据流体域与固体域的不同网格需求,分别采用 Fluent Meshing 模块和 Mesh 模块进行网格划分。无冷却结构与有冷却结构下,自冲击密封流体域及固体域的网格划分结果分别如图 2、3 所示。在流体域中,左侧进口面为压力-温度入口边界,右侧出口面设为压力出口边界;前后两侧面因计算域的周期性特

性,设定为周期边界^[24];静环壁面及外悬柱槽型面为静止壁面,动环壁面及内悬柱槽型面为旋转壁面,以模拟动环旋转对密封气体的带动作用。对于冷却结构对应的流体域,冷却介质入口面为速度-温度入口边界,出口面则设为压力出口边界。由于自冲击密封流道内流场呈现湍流特性,选用 $k-\omega$ 湍流模型进行求解。

在固体域中,采用扫掠方式划分网格,自由面采用四边形面网格,并通过调整面尺寸优化网格质量。热边界条件设定为:静环外径面设置为对流换热边界,其对流换热系数与文献^[25]一致;流体域与固体域交界面设为热传导边界,动环内径面因与转轴相连远且远离热源,设为绝热边界。位移约束边界条件根据实际装配关系设定:静环固定于壳体,其外径面及两端面均无相对运动;动环通过键与转轴刚性连接,其内径面及两端面相对于转轴无相对运动;悬柱的短边端面是与动、静环接触的轴向压紧面,端盖通过该端面施加的压紧力限制了悬柱的轴向运动,并通过接触摩擦间接约束了其径向和周向运动;因此,将静环外径面及两端面,动环内径面及两端面和悬柱的短边端面设为固定支撑约束边界,避免密封环内部件发生刚体位移,保证密封环流道间隙的变形仅由热载荷和力载荷决定。由于密封环在高速工况下的离心力较大,对动环及内悬柱施加旋转速度,以模拟离心力对结构变形的影响。考虑到密封结构在高速、高压工况下运行的需求,动、静环及悬柱的材料均选用碳化硅,其密度、导热系数、比热容等物理参数如表 4 所示。

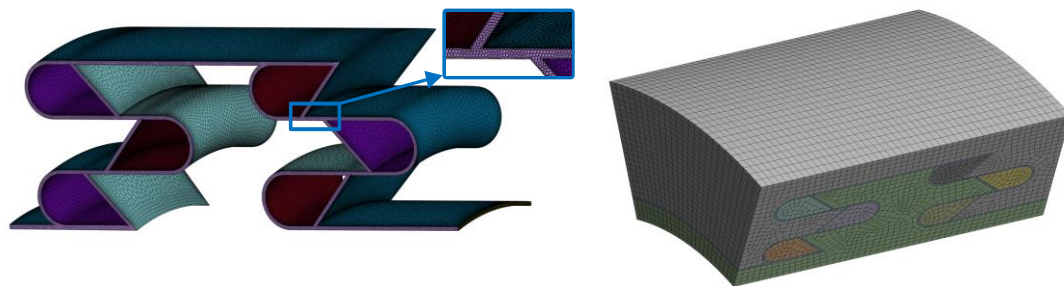


图2 无冷却结构自冲击密封流体域网格划分与边界条件

Fig.2 Self-impact sealing mesh partitioning and boundary conditions for non-cooled structures

2.2 控制方程

2.2.1 流体域控制方程 由于自冲击密封的密封介质是不可压缩气体,流体控制方程有连续性方程^[26]和能量方程^[27]。

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho_t}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_t V_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho_t V_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho_t V_z)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中, ρ_t 为流体的密度, kg/m^3 ; t 为时间, s ; V_x 、 V_y 、

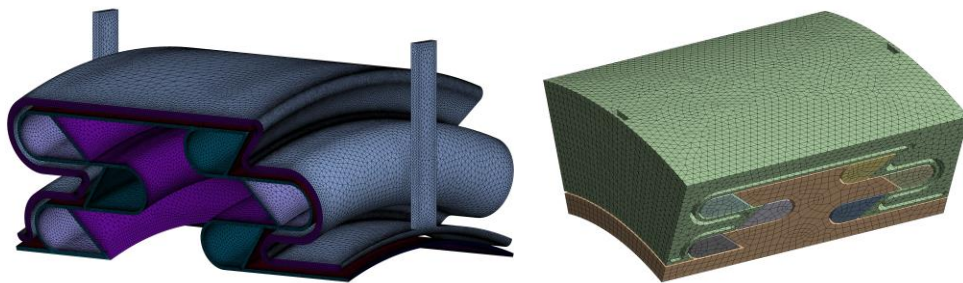


图3 有冷却结构自冲击密封网格划分与边界条件

Fig.3 Self-impact sealing mesh partitioning and boundary conditions with cooling structure

表3 密封环材料的物理参数

Table 3 Physical parameters of sealing ring materials

属性	数值
密度 $\rho_s/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	3200
弹性模量 E/GPa	400
泊松比 ν_s	0.15
热膨胀系数 $\alpha_s/(\text{K}^{-1})$	4×10^{-6}
导热率 $\lambda_s/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	90
比热容 $C_s/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	710

V_i 为 x, y, z 方向上的速度分量, m/s。

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho_f T_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{V} T_f) = \nabla \cdot \left(\frac{\lambda_f}{C_f} \text{grad} T_f \right) + S_T \quad (2)$$

式中, $\mathbf{V}$ 为流体的速度矢量, m/s; T_f 为流体的温度, K; λ_f 为流体的传热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; C_f 为流体的比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; S_T 为流体耗散项, W/m^3 。

2.2.2 固体域控制方程 密封环内部的稳态热传导控制方程^[28]如下:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) = Q \quad (3)$$

式中, λ_s 为密封环的传热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; T_s 为密封环的温度, K。

用于求解热弹性固体域变形问题的控制方程^[29]如下:

平衡方程为

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + f_x = 0 \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + f_y = 0 \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + f_z = 0 \end{cases} \quad (4)$$

式中, $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ 分别为 x, y, z 方向上的正应力, Pa; τ_{xy}, τ_{xz} 与 τ_{yz} 分别为 $x-y, x-z, y-z$ 平面内的剪应力, Pa; f_x, f_y, f_z 为 x, y, z 方向上的单位体积力, N/m^3 。

几何方程为

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \end{cases} \quad (5)$$

式中, $\varepsilon_x, \varepsilon_y$ 与 ε_z 分别为 x, y, z 方向上的正应变; $\gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$ 分别为 $x-y, x-z, y-z$ 平面内的剪应变; u, v 与 w 分别为 x, y, z 方向上的位移分量, m。

物理方程(热弹性本构方程)为

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu_s (\sigma_y + \sigma_z)] + \alpha_s (T_s - T_{ref}) \\ \varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu_s (\sigma_x + \sigma_z)] + \alpha_s (T_s - T_{ref}) \\ \varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu_s (\sigma_x + \sigma_y)] + \alpha_s (T_s - T_{ref}) \\ \gamma_{xy} = \frac{2(1 + \nu_s)}{E} \tau_{xy}, \quad \gamma_{yz} = \frac{2(1 + \nu_s)}{E} \tau_{yz}, \quad \gamma_{xz} = \frac{2(1 + \nu_s)}{E} \tau_{xz} \end{cases} \quad (6)$$

式中, E 为密封环材料的弹性模量, Pa; ν_s 为密封环材料的泊松比; α_s 为密封环材料的热膨胀系数, K^{-1} ; T_{ref} 为热应变的参考温度, 取 $T_{ref} = 300 \text{ K}$ 。

2.2.3 热流固耦合控制方程 采用热流固耦合方法, 流体与固体交界面处应满足应力、位移、热流量、温度均相等^[30], 其方程如下:

$$\begin{cases} \tau_f \cdot \mathbf{n} = \tau_s \cdot \mathbf{n} \\ d_f = d_s \\ q_f = q_s \\ T_f = T_s \end{cases} \quad (7)$$

式中, 下标 f 为流体; 下标 s 为固体; τ 为应力, Pa; $\mathbf{n}$ 为交界面的法线方向; d 为位移, m; q 为热流量, W; T 为温度, K。

2.3 网格无关性验证

为量化网格数量对计算结果的影响, 确保数值模拟的准确性, 通过调整网格最大尺寸改变网格数

量进行无关性验证。以典型工况(入口压力为2 MPa,转速为10000 rpm)下流体域的最高温度作为测量值,将网格数量从7.6万逐步增至45.8万,其温度随网格数量的变化关系如图4所示。当网格数量从7.6万增加至20.5万时,最高温度呈现显著波动;当在网格数量超过20.5万后,最高温度随网格数量的增多趋于平稳,其变化波动小于0.5%。综合考虑计算效率与数值精度,最终选用网格数量为26.7万进行后续计算。

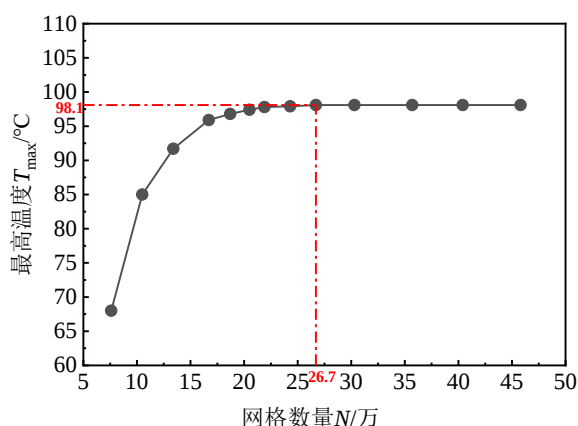


图4 网格无关性验证

Fig.4 Grid independence verification

3 计算结果与分析

3.1 密封环温度场分布特征分析

为揭示无冷却结构下密封环温度的空间分布及其随转速演化的规律,图5给出了自冲击密封在入口压力为3 MPa、转速为10000–60000 rpm工况下的温度分布云图。如图5(a)–(f)所示,密封环温度整体呈现沿气流方向、径向向外递增的分布趋势;该分布特征主要由两方面机制主导:一是高压气体在流道内经多次冲击滞止,动能持续转化为内能,使气流温度沿流动方向逐步升高;二是动环高速旋转引起的黏性剪切生热,热量以热传导方式由密封环内侧向外侧传递,形成显著的径向温度梯度。

高温区域的分布随转速变化呈现明显规律:在10000 rpm、20000 rpm、30000 rpm工况下,密封环最高温度分别为106 °C、101 °C、88.9 °C,且在右侧低压出口处出现局部高温堆积;这是由于气体流速相对较低,冲击耗散产生的热量未能及时被气流带出,导致出口区域热量积聚;随着转速提升至40000 rpm及以上,高温区域逐渐向动环最大向径处集中,出口区域的热堆积现象消失。最高温度随转速升高

呈现先下降后上升的变化趋势,在40000 rpm、50000 rpm、60000 rpm工况下的最高温度分别为78.2 °C、93.5 °C、112 °C;该变化是因为转速增加后,气体流动增强,对流换热效率提高,同时黏性剪切生热速率与散热速率逐渐达到动态平衡,从而使温度分布更趋于均匀。

3.2 密封环变形场分布特征及热力耦合分析

为进一步分析无冷却结构下密封环变形的空间分布及随转速演化的规律,图6给出了自冲击密封在入口压力为3 MPa、转速为10000–60000 rpm工况下的热力耦合变形场分布云图。由图6(a)–(f)可知,各转速下密封环的变形均呈现径向向外递增、轴向非对称分布的特征,最大变形区域始终位于动环最大向径处,而未处于出口热堆积点;这是因为出口局部高温区域范围较小,尚未改变整体温度场的分布趋势;而动环最大向径处处于整体温度场的最高温区且径向温度梯度最大,同时几何特征突出、热膨胀约束相对较弱;随着转速升高,离心力与转速平方呈正比增长,进一步加剧了该位置的径向扩张效应,使得最大变形位置始终集中于动环大直径区域。

为量化不同载荷对密封环变形的影响,图6给出了不同转速下仅热载荷、仅力载荷以及两者共同作用时的最大变形量。由图7可知,在10000 rpm、20000 rpm、30000 rpm工况下,密封环最大热力耦合变形量分别为13.08 μm 、15.28 μm 、19.04 μm ;此时密封环变形以热变形为主,热变形占比分别为96.6%、91.5%、85.3%,力变形占比从4.4%升至16.8%,整体变形分布主要由温度梯度引发的非均匀热膨胀主导,出口局部高温区的影响尚未改变整体温度场的分布趋势。当转速提升至40000 rpm及以上时,密封环最大变形量随转速升高呈显著增长趋势,在40000 rpm、50000 rpm、60000 rpm工况下分别增至24.51 μm 、31.83 μm 、40.94 μm ;此时温度持续升高导致材料热膨胀效应进一步加剧,同时高转速下离心力引发的径向扩张效应凸显,二者耦合作用使得非均匀变形现象更为显著;随着转速升高,力变形的占比逐渐提升,在60000 rpm工况下力变形占比已达到29.9%。在60000 rpm工况下,最大变形量达到40.94 μm ,为全工况下的最大值,变形集中现象最为显著,动环最大向径处出现明显的变形峰值;该分布特征与高转速下动环黏性剪切生热主导的温度场、力场分布规律完全吻合,充分体现了

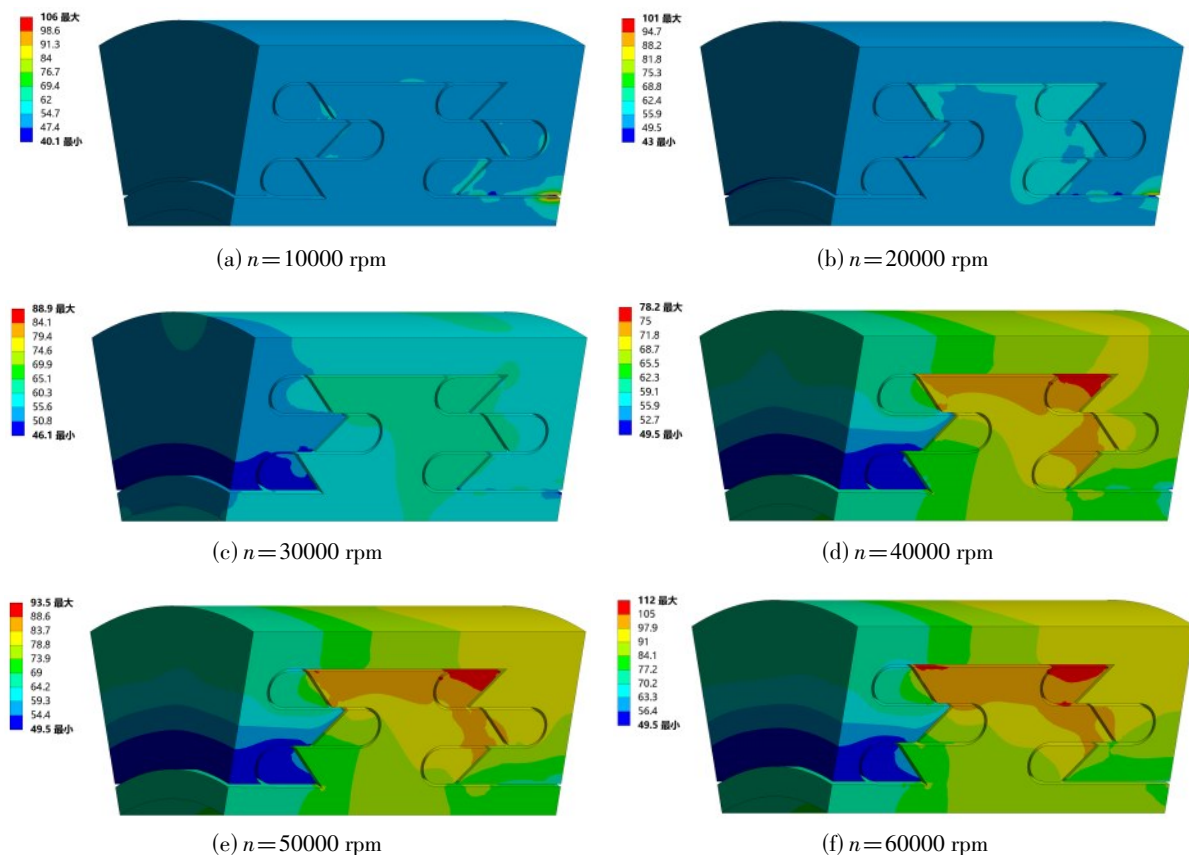


图5 自冲击密封结构的温度分布云图

Fig.5 Temperature distribution map of the self-impact seal structure

热-力场耦合机制随转速演变的规律。

3.3 转速对密封环最高温度与最大变形量的影响

图8给出了无冷却结构下自冲击密封在不同转速下的最高温度变化曲线,量化了转速与密封环最高温度的关联特性。从整体趋势看,密封环的最高温度随转速变化均呈现先降低后升高的规律:在转速10000 rpm至35000 rpm范围内,最高温度持续下降,并在35000 rpm附近达到最小值;当转速超过35000 rpm后,最高温度开始回升,且回升幅度受入口压力影响而略有差异;该变化趋势的主要原因在于:在10000–35000 rpm区间,转速提升对对流散热的强化占主导作用,使热量及时被带走,从而降低最高温度;当转速大于35000 rpm后,黏性剪切生热速率随转速升高呈平方增长,其增长幅度超过对流散热的增强幅度,进而导致热量堆积、温度回升。由此可见,转速是影响密封环温度分布的关键参数,且存在最优转速区间(35000 rpm左右)使密封环最高温度最低。

图9给出了无冷却结构下自冲击密封在不同转速下的最大变形量变化曲线,反映了转速对密封环

结构变形的影响规律。密封环的最大变形量随转速升高呈现显著的增长趋势,且在不同压力工况下的变形量曲线高度集中。在10000–20000 rpm转速区间,最大变形量由13.08 μm 增至15.28 μm ,其增长较为平缓;当转速升至30000 rpm后,变形量增长速率明显加快;当转速达到50000 rpm时,最大变形量达到峰值。上述规律表明,转速升高不仅增强黏性剪切生热效应和冲击滞止热效应,使密封环整体温度升高,而且通过热膨胀效应增大变形量;同时,高转速下离心力引起的径向扩张效应进一步加剧了变形。密封环的变形主要表现为轴向与径向耦合变形,其最大变形区域与高温集中区域均位于动环最大向径处,与温度场分布特征一致,进一步验证了热-力耦合机制的合理性。

3.4 入口压力对密封环最高温度与最大变形量的影响

图10给出了无冷却结构下自冲击密封在不同入口压力(2–30 MPa)下的最高温度变化曲线,反映了压力对密封温度特性的影响规律。当入口压力从2 MPa增至5 MPa时,较低转速工况下密封环最

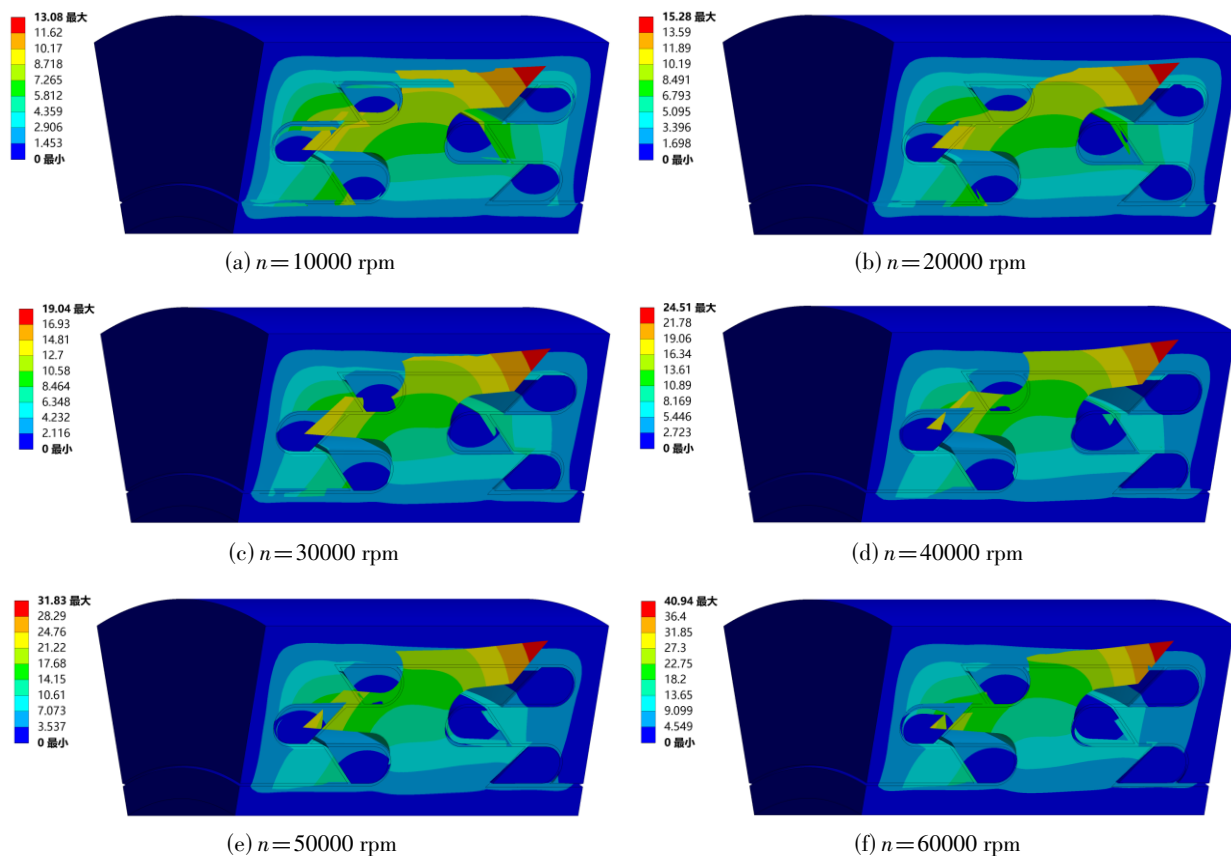


图6 自冲击密封结构的变形分布云图

Fig.6 Thermal deformation distribution contour map of the self-impact seal structure

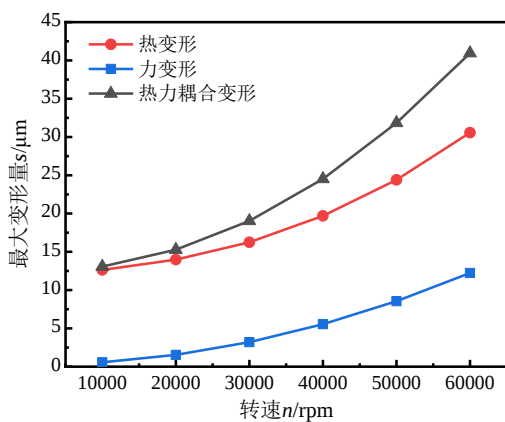


Fig.7 Variation of maximum deformation of sealing ring with rotational speed under different load conditions ($n=10000-50000$ rpm)

高温度上升较为明显;随后压力继续升高至 30 MPa,温度增长速率逐渐减缓,曲线趋于平缓。

与转速的影响相比,入口压力对密封环最高温度的影响明显较弱;这是由于入口压力升高虽会增强气体冲击强度,使局部冲击滞止热增加并引起温

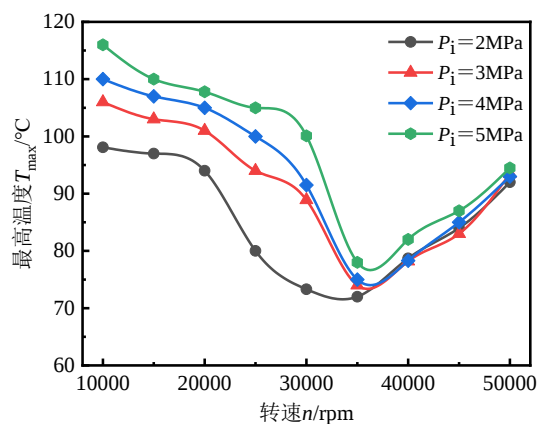


Fig.8 Maximum temperature of the sealing ring at different rotational speeds ($n=10000-50000$ rpm)

度短暂上升,但同时提高气体密度与流速,增强对流散热效果,两者相互制约,导致最高温度变化平缓。同时,不同压力工况下的高温区域分布基本一致,未出现明显的位置偏移,说明入口压力对温度场的影响主要表现为温度幅值的轻微波动,并未改变温度分布的总体形态。

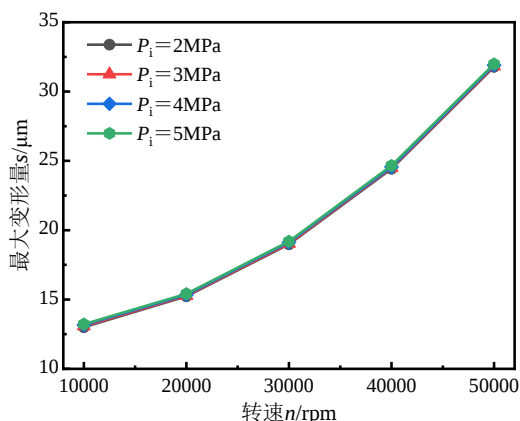


图9 不同转速下密封环的最大变形量($n=10000\sim50000$ rpm)

Fig.9 Maximum deformation of the sealing ring at different rotational speeds($n=10000\sim50000$ rpm)

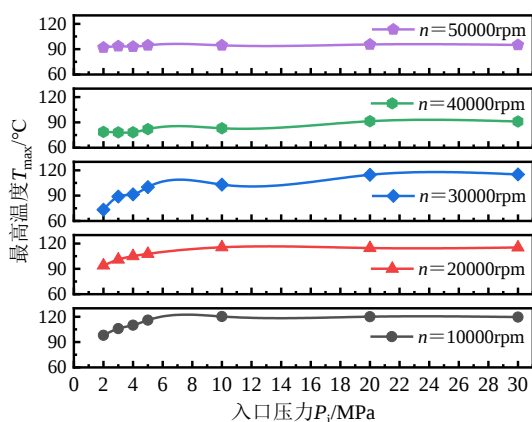


图10 不同入口压力下密封环的最高温度($P_i=2\sim30$ MPa)

Fig.10 Maximum temperature of the sealing ring at different inlet pressures($P_i=2\sim30$ MPa)

图11给出了无冷却结构下自冲击密封在不同入口压力(2~30 MPa)下的最大变形量变化曲线,揭示了压力与密封环变形的关联特性。随着入口压力从2 MPa增至30 MPa,密封环的最大变形量仅呈现缓慢增长趋势,且整体增幅有限。该现象的本质原因是入口压力对密封环温度场的影响较弱,导致热膨胀效应的变化幅度较小;同时,压力引发的流体静压力对结构变形的影响远低于热载荷所导致的热变形效应。因此,入口压力并非密封环变形的主导因素,在工程设计中可通过调控转速或优化冷却结构来控制变形。

3.5 冷却结构效果分析

3.5.1 冷却前后最高温度对比 图12为不同入口压力(2~10 MPa)下冷却前后密封环在10000~50000 rpm转速区间的最高温度变化。由图可知,冷却结构对密封环的降温效果显著,且降温幅度随转

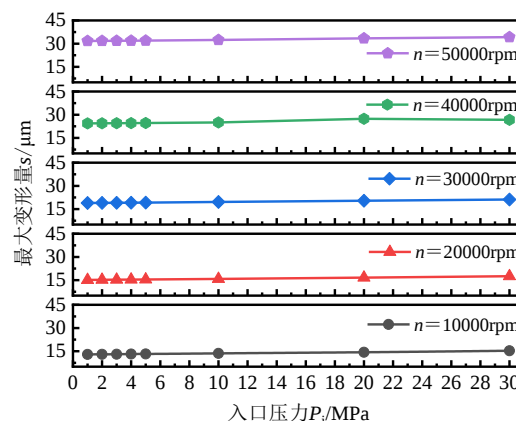


图11 不同入口压力下密封环的最大变形量($P_i=2\sim30$ MPa)

Fig.11 Maximum deformation of the sealing ring under different inlet pressures($P_i=2\sim30$ MPa)

速升高呈现递减趋势:在转速为10000 rpm时,最高温度由冷却前120.3 °C降至52.2 °C,降幅达56.6%;在转速20000 rpm时,最高温度由冷却前的115.6 °C降到56.3 °C,降幅为51.3%;在转速30000 rpm时,由104.8 °C降到65.4 °C,降幅37.6%;在转速为40000 rpm时,由90.5 °C降到76.4 °C,降幅15.6%;在转速50000 rpm时,由94.2 °C降到89.2 °C,降幅为5.3%。

冷却结构的降温机制源于冷却介质与密封环之间的高效热交换,冷却水以1.2 m/s流速流经静环侧冷却通道,通过通道壁面的热传导,快速吸收因黏性剪切与气体冲击产生的热量,使密封环温度显著降低。同时,冷却通道与密封流道平行布置且保持1 mm间距,确保高温区域的热量能够直接传递给冷却介质,避免热量积聚,从而有效抑制异常高温点的产生。

3.5.2 冷却前后最大变形量对比 冷却结构通过

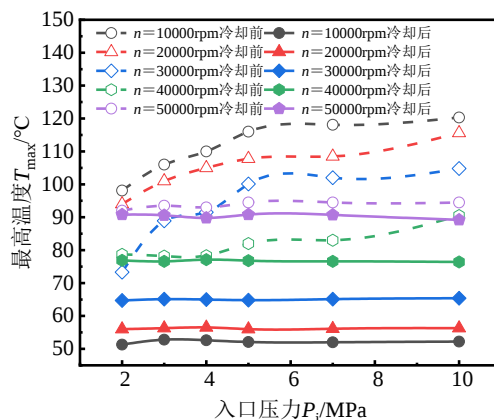


图12 不同入口压力下冷却前后的最高温度($P_i=2\sim10$ MPa)

Fig.12 Maximum temperatures before and after cooling at different inlet pressures($P_i=2\sim10$ MPa)

降低密封环温度,显著抑制了由热载荷引起的结构变形。由图13可见,在10000 rpm、10 MPa工况下,冷却前密封环最大变形量为13.6 μm ,冷却后降至11.6 μm ,最大降幅可达14.7%,变形量的减少主要源于温度下降所导致的热膨胀量减小。在较低转速(10000–30000 rpm)下,热变形在总变形中占主导,冷却对热变形的直接抑制作用能够有效降低总变形量;随着转速升高,力变形占比逐渐增加,而冷却对力变形并无直接影响,故在高转速下总变形量的降幅有所减小;但冷却仍能显著降低热膨胀引起的变形分量,缓解密封间隙的变化,避免因过度变形导致的泄漏率升高。综合来看,该冷却结构在低中转速区间对控制密封环变形、维持密封稳定性具有明显效果。

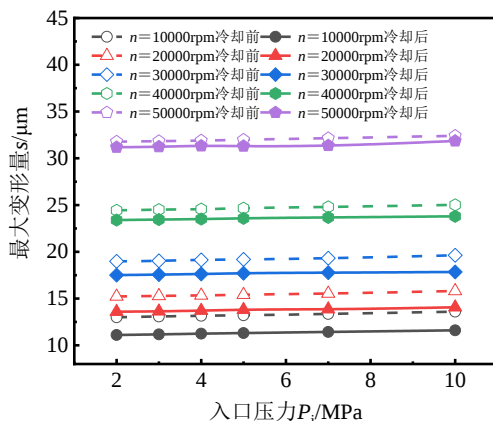


图13 不同入口压力下冷却前后的最大变形量($P_i=2\sim10$ MPa)

Fig.13 Maximum deformation before and after cooling at different inlet pressures($P_i=2\sim10$ MPa)

3.6 冷却结构简化设计

前面设计的冷却结构虽已实现高效降温,但其1 mm的通道间距与复杂的弯曲形态对加工精度提出了较高的要求。在40000 rpm以下的低转速工况中,过高的冷却效率易造成能源浪费,同时小间距

结构所带来的制造成本与工艺难度也限制了其规模化应用。因此,需在保证高温抑制效果的前提下对结构进行简化,以实现控热效果、加工可行性与成本控制之间的平衡,满足低转速工况的热控制需求。

基于工艺简化与成本控制的考虑,简化后的冷却结构如图14所示。与原结构相比,简化结构保持冷却通道与密封流道的间距不变,将通道宽度由1 mm拓宽至1.2 mm,并简化局部弯曲形态,从而降低加工难度和制造成本。

结构简化前后冷却效果对比如表4所示,在30000 rpm转速工况下,对比了简化前后结构在2–10 MPa入口压力范围内的最高温度与最大变形量。结果表明,简化后冷却结构对局部异常高温点的降温效果仍较为显著,其最高温度略高于原冷却结构,但偏差均在5 $^{\circ}\text{C}$ 以内,且所有工况下的最高温度均低于密封介质的热失效临界值,能够有效避免局部高温引发的介质热稳定性下降;但简化后结构对密封环变形的抑制效果微弱,其最大变形量较原冷却结构仅略有减小,这主要归因于弯曲结构形态简化所导致的热传导效率小幅下降,进而削弱了对热膨胀变形的抑制作用。综上所述,简化后的冷却结构在适当降低变形抑制能力的条件下,显著提升了加工可行性并降低了制造成本,更适用于对变形控制要求较低、以抑制局部异常高温为核心需求的工程应用场景。

4 结 论

本文以层叠型自冲击密封为研究对象,通过建立热–流–固多物理场耦合模型,系统探究了不同转速与不同入口压力下密封环的温度分布及热力耦合变形规律,并验证了静环侧冷却结构的降温与变形抑制效果,主要结论如下:

表4 冷却前后结果对比

Table 4 Comparison of results before and after cooling

入口压力 P_i/MPa	冷却前最高温度/ $^{\circ}\text{C}$	冷却后最高温度/ $^{\circ}\text{C}$	简化冷却后最高温度/ $^{\circ}\text{C}$	冷却前最大变形量/ μm	冷却后最大变形量/ μm	简化冷却后最大变形量/ μm
2	73.3	64.7	65.5	18.98	17.51	18.43
3	88.9	65.1	65.8	19.04	17.56	18.45
4	91.5	65.0	66.7	19.13	17.63	18.47
5	101.1	64.8	66.4	19.19	17.70	18.53
7	102.0	65.1	66.2	19.32	17.77	18.58
10	104.8	65.4	66.8	19.63	17.85	18.61

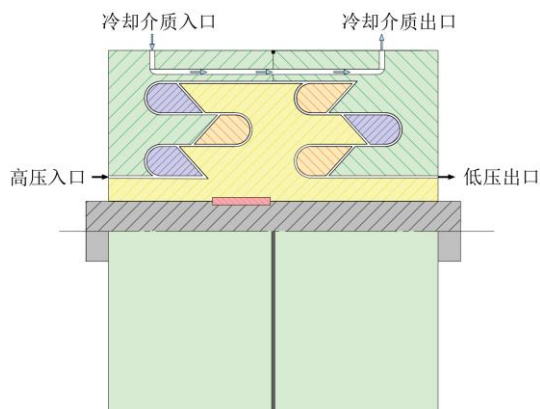


图14 简化后冷却结构示意图

Fig.14 Simplified Cooling Structure Schematic Diagram

(1)密封环温度场呈现沿气流方向递增、沿径向向外递增的双重分布特征,高温区域集中于密封流道附近,其位置随工况参数发生动态偏移。在转速不高于30000 rpm时,高温区域集中在低压出口处;当转速超过30000 rpm时,高温区逐渐转移至动环最大向径处。最高温度随转速升高呈先降后升的变化趋势,在40000 rpm时达到最小值78.2℃,在60000 rpm时升至112℃。入口压力对温度场分布形态影响微弱,仅引起温度幅值的小幅波动。

(2)密封环变形场与温度场演化高度一致,呈现径向向外递增、轴向非对称分布特征,最大变形区域始终与高温集中区域重合。热力耦合变形随转速升高显著增长,从10000 rpm时的13.08 μm逐步增至60000 rpm时的40.94 μm;力变形占总变形的比例随转速升高而增大,60000rpm时占比达29.9%,但热变形仍占主导。入口压力对变形量的影响较小,各压力工况下的变形曲线较为集中,进一步表明热载荷是导致密封环变形的主要因素。

(3)所设计的静环侧冷却结构冷却效果显著。在10000 rpm、2-10 MPa工况下,冷却后最高温度降幅达56.6%;在10000 rpm、10 MPa工况下,最大变形量由13.6 μm降至11.6 μm,降幅为14.7%。该冷却结构的冷却通道直接覆盖高温集中区域,可有效吸收黏性剪切与气体冲击产生的热量,避免局部高温积聚。简化后的冷却结构在适度降低变形抑制能力的条件下,显著提升了加工可行性和经济性,适用于对变形控制要求较低、以抑制局部异常高温为主要需求的工程场景。

(4)在后续研究中,将开展外置式冷却结构的设计与仿真分析,重点探究外置冷却流道的降温效果、装配可行性及对密封整体运行稳定性的影响,

进一步简化结构、降低加工难度,提升自冲击密封冷却结构的工程实用性。

符号说明

- C_f ——流体的比热容, J/(kg·K)
 d_f, d_s ——分别为流体与固体的位移, m
 E ——密封环材料的弹性模量, Pa
 f_x, f_y, f_z ——分别为 x 、 y 、 z 方向上的单位体积力, N/m³
 n ——交界面的法线方向
 q_f, q_s ——分别为流体与固体的热流量, W
 S_T ——流体耗散项, W/m³
 T_f, T_s ——分别为流体域与固体域的温度, K
 T_{ref} ——热应变的参考温度, 取 300 K
 t ——时间, s
 u, v, w ——分别为 x 、 y 、 z 方向上的位移分量, m
 V ——流体的速度矢量, m/s
 V_x, V_y, V_z ——分别为 x 、 y 、 z 方向上的速度分量, m/s
 α_s ——密封环材料的热膨胀系数, K⁻¹
 $\gamma_{xz}, \gamma_{yz}, \gamma_{xy}$ ——分别为 x - z 、 x - y 、 y - z 平面内的剪应变
 $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ ——分别为 x 、 y 、 z 方向上的正应变
 λ_f, λ_s ——分别为流体与固体的传热系数, W/(m·K)
 ν_s ——密封材料的泊松比
 ρ_f ——流体的密度, kg/m³
 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ ——分别为 x 、 y 、 z 方向上的正应力, Pa
 τ_f, τ_s ——分别为流体与固体的应力, Pa
 $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ ——分别为 x - z 、 x - y 、 y - z 平面内的剪应力, Pa

下角标

f—流体

s—固体

参考文献

- [1] Huang W, Feng G, He H L, et al. Development of an ultra-high-pressure rotary combined dynamic seal and experimental study on its sealing performance in deep energy mining conditions[J]. Petroleum Science, 2022, 19(3): 1305-1321.
- [2] 王玉明, 刘伟, 刘莹, 等. 非接触式机械密封基础研究现状与展望[J]. 液压气动与密封, 2011, 31(02): 29-33.
Wang Y M, Liu W, Liu Y, et al. Current research and developing trends on non-contacting mechanical seals[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2011, 31(02): 29-33.
- [3] 彭旭东, 王玉明, 黄兴, 等. 密封技术的现状与发展趋势[J]. 液压气动与密封, 2009, 29(04): 4-11.
Peng X D, Wang Y M, Huang X, et al. State-of-the-art and future development of sealing technology[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2009, 29(04): 4-11.
- [4] 陈群, 孙见君. 自泵送流体动静压型机械密封自清洁性分析

- [J]. 摩擦学学报, 2019, **39**(3): 259–268.
- Chen Q, Sun J J. Analysis of self-cleaning for self-pumping hydrodynamic and hydrostatic mechanical seal[J]. Tribology, 2019, **39**(3): 259–268.
- [5] 杜秋晚, 张荻, 谢永慧. 串联式干气密封对超临界二氧化碳轴流透平气动性能的影响[J]. 中国电机工程学报, 2021, **41**(13): 4576–4585.
- Du Q W, Zhang D, Xie Y H. Effect of aeries dry gas seal on the aerodynamic performance of a supercritical carbon dioxide axial-inflow turbine[J]. Proceedings of the Chinese Society of Electrical Engineering, 2021, **41**(13): 4576–4585.
- [6] 王衍, 谢雪非, 何一鸣, 等. 基于特斯拉阀的新型非接触式流体密封技术研究[J]. 摩擦学学报, 2023, **43**(9): 975–985.
- Wang Y, Xie X F, He Y M, et al. A new non-contact fluid seal technology based on tesla valve[J]. Tribology, 2023, **43**(9): 975–985.
- [7] Wang Y, He Y M, Xie X F, et al. Design and simulation of a new near zero-wear non-contact self-impact seal based on the Tesla valve structure[J]. Lubricants, 2023, **11**(3): 102.
- [8] 曹生照, 常涛, 郝木明, 等. 双列螺旋槽液膜密封的相变流动特性[J]. 中国机械工程, 2022, **33**(1): 45–53.
- Cao S Z, Chang T, Hao M M, et al. Phase change flow characteristics of double-row spiral groove liquid film seals[J]. China Mechanical Engineering, 2022, **33**(1): 45–53.
- [9] 曹生照, 常涛, 郝木明, 等. 双列螺旋槽液膜密封的相变流动特性[J]. 中国机械工程, 2022, **33**(1): 45–53.
- Cao S Z, Chang T, HAO M M, et al. Phase change flow characteristics of double-row spiral groove liquid film seals[J]. China Mechanical Engineering, 2022, **33**(1): 45–53.
- [10] 郭俊德, 王晓鹏, 周月鹏, 等. 考虑动环受热变形的机械密封润滑性能分析[J]. 摩擦学学报(中英文), 2025, **45**(05): 665–675.
- Guo J D, Wang X P, Zhou Y P, et al. Considering the lubrication performance analysis of mechanical seals under the thermal deformation of the dynamic ring[J]. Tribology, 2025, **45**(5): 665–675.
- [11] 王永青, 班仔优, 韩灵生, 等. 液氮内喷式主轴迷宫密封结构变形对泄漏特性的影响[J]. 机械工程学报, 2021, **57**(03): 129–136.
- Wang Y Q, Ban Z Y, Han L S, et al. Influence of structure deformation on leakage characteristics in labyrinth seal inside the cryogenic internal-cooling spindle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, **57**(03): 129–136.
- [12] 马学忠, 肖晓鑫. 高速机械密封搅拌流动与热效应特性研究[J]. 摩擦学学报(中英文), 2025, **46**(12): 1–12.
- Ma X Z, Xiao X X. Characteristics of the stirring flow and thermal effect in high-speed mechanical seals[J]. Tribology, 2025, **46**(12): 1–12.
- [13] 尚雪梅, 冯湛航, 张可飞, 等. 机械密封热变形仿真及其对润滑性能的影响研究[J]. 机电工程, 2025, **42**(06): 1024–1033.
- Shang X M, Feng Z H, Zhang K F, et al. Finite element simulation of mechanical seal thermal deformation and its influence on lubrication performance[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2025, **42**(06): 1024–1033.
- [14] Ma C, Bai S. A heat transfer model for thermal distortions in high speed spiral groove gas lubricated face seals[J]. Tribology International, 2025, **203**: 110408.
- [15] 胡雪峰, 王娟, 刘美红, 等. 指尖密封各向异性流动传热及热变形研究[J]. 兵器装备工程学报, 2024, **45**(08): 248–258.
- Hu X F, Wang J, Liu M L, et al. Research of anisotropic flow heat transfer and thermal deformation of finger seals[J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2024, **45**(08): 248–258.
- [16] 刘曜豪, 丁雪兴, 丁俊华. 超高速微织构螺旋槽干气密封热-流-固耦合分析[J]. 流体机械, 2025, **53**(03): 69–78.
- Liu Y H, Ding X X, Ding J H. Heat-fluid-solid coupling analysis of ultra-high speed micro-textured spiral groove dry gas seal[J]. Fluid Machinery, 2025, **53**(03): 69–78.
- [17] 潘君, 邹国峰, 苏志敏, 等. 高速轴承腔磁力密封温度场和变形场数值分析及试验研究[J]. 机电工程, 2025, **42**(04): 667–676.
- Pan J, Zou G F, Su Z M, et al. Numerical analysis and limit condition study of temperature and deformation fields of high-speed bearing cavity magnetic seals[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2025, **42**(04): 667–676.
- [18] Bai S, Chen Y, Yang J. Analysis of thermoelastic contact of gas-lubricated rough sealing faces[J]. Materials, 2024, **17**(14): 3600.
- [19] Wang S P, Ding X X, Ding J H, et al. Steady-state characteristics of spiral groove floating ring gas-film seal considering temperature-viscosity effect[J]. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2023, **16**(4): 891–904.
- [20] 王衍, 李猛, 何一鸣, 等. 自冲击密封流场演变规律及其结构优化设计研究[J]. 摩擦学学报(中英文), 2025, **45**(01): 110–123.
- Wang Y, Li M, He Y M, et al. Flow field evolution and structural optimization design of self-impact seals[J]. Tribology, 2025, **45**(01): 110–123.
- [21] 王衍, 黄周鑫, 何一鸣, 等. 新型自冲击密封的泄漏特性与封严机理初探[J]. 摩擦学学报, 2023, **43**(11): 1330–1340.
- Wang Y, Huang Z X, He Y M, et al. Initially search on leakage characteristics and sealing mechanism of a new type self-impact seal[J]. Tribology, 2023, **43**(11): 1330–1340.
- [22] 郑思敏, 滕黎明, 赵文静, 等. 交变工况下深海装备机械密封端面温升和磨损特性[J]. 上海交通大学学报, 2023, **57**(08): 948–962.
- Zheng S M, Teng L M, Zhao W J, et al. Study on temperature rise and wear characteristics of mechanical seal face of deep-sea equipment under alternating conditions[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2023, **57**(8): 948–962.
- [23] 袁韬, 王建伟, 马锐, 等. S-CO₂透平干气密封冲击冷却结构设计及性能分析[J]. 润滑与密封, 2025, **50**(05): 9–19.
- Yuan T, Wang J W, Ma R, et al. Design and performance analysis of the impingement cooling structure of dry gas seal for S-CO₂ turbine[J]. Lubrication Engineering, 2025, **50**(05): 9–19.
- [24] 屈波, 马乃绪, 黄青松, 等. 基于双向流固耦合理论的可倾瓦推力轴承润滑性能研究[J]. 润滑与密封, 2015, **40**(5): 72–78.
- Qu B, Ma N X, Huang Q S, et al. Research on lubrication performance of tilting-pad thrust bearing based on fluid-structure two-way coupling theory[J]. Lubrication Engineering, 2015, **40**(5): 72–78.
- [25] 江鹏, 江锦波, 彭旭东, 等. 传热模型对近临界工况CO₂干气密封温压分布和稳态性能影响[J]. 化工学报, 2021, **72**(8): 4239–4254.
- Jiang P, Jiang J B, Peng X D, et al. Influence of heat transfer model on temperature and pressure distribution and steady state performance of CO₂ dry gas seal under near critical condition[J]. CIESC Journal, 2021, **72**(8): 4239–4254.
- [26] 马学忠, 李聪聪. 双列反向台阶型机械密封空化流动与冷却机理[J]. 中国机械工程, 2025, **36**(10): 2266–2273.

- Ma X Z, Li C C. Cavitation flow and cooling mechanism in mechanical seals with double row reverse step[J]. China Mechanical Engineering, 2025, **36**(10): 2266–2273.
- [27] Li S, Qian C, Zhao J, et al. Dry gas seal performance analysis using a hydrodynamic and hydrostatic pressure decoupling method: Part 1[J]. Sealing Technology 2020, 2020(9): 4–9.
- [28] 黄志强, 刘伯韬, 王美玲, 等. 散热流道对转子泵密封性能影响的仿真及试验研究[J]. 润滑与密封, 2025, **50**(03): 58–67.
- Huang Z Q, Liu B T, Wang M L, et al. Simulation and experimental study on the influence of heat dissipation channel on the sealing performance of rotor pump[J]. Lubrication Engineering, 2025, **50**(3): 58–67.
- [29] Meng X K, Qiu Y J, Ma Y, et al. An investigation into the thermos-elasto-hydrodynamic effect of notched mechanical seals [J]. Nuclear Engineering and Technology, 2022, **54**(6): 2173–2187.
- [30] 张伟政, 赵吉军, 张献中, 等. 新型螺旋槽干气密封流固耦合分析[J]. 润滑与密封, 2022, **47**(09): 1–10.
- Zhang W Z, Zhao J J, Zhang X Z, et al. Fluid-structure coupling analysis of a new spiral groove dry gas seal[J]. Lubrication Engineering, 2022, **47**(9): 1–10.