

高参数CO₂混合气体干气密封湍流润滑 双向耦合热力变形特性

陈 维^{1,2} 刘美红² 邓强国² 毛文元¹ 孙雪剑¹ 许恒杰^{1*}

1. 昆明理工大学化学工程学院, 昆明, 650500

2. 昆明理工大学机电工程学院, 昆明, 650500

摘要:针对高速、高压工况下CO₂混合气体干气密封实际气体效应、湍流效应及端面热力变形显著的问题,建立了考虑实际气体与湍流效应的CO₂混合气体干气密封双向耦合热力变形模型,采用有限差分法与有限单元法联立求解,分析了CO₂混合气体干气密封热力变形行为,探讨了不同运行工况下的湍流效应对密封端面倾斜度的影响规律。结果表明:湍流效应会减小平衡膜厚,升高气膜与密封环温度,且对密封端面力变形的影响较小;低转速下的湍流效应会减小小密封端面的热力总变形,高转速工况则相反;高进口压力时,湍流效应可有效增大密封端面间的收敛形间隙;低进口温度时,湍流效应可有效抑制密封端面发散形间隙的形成。

关键词:干气密封;CO₂混合气体;热力变形;湍流效应;倾斜度

中图分类号:TH 136

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.01.015

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Thermal-mechanical Deformation Characteristics of High Parameter CO₂ Mixed Gases Dry Gas Seals under Turbulence Lubrication with a Two-way Coupling Model

CHEN Wei^{1,2} LIU Meihong² DENG Qiangguo² MAO Wenyuan¹ SUN Xuejian¹ XU Hengjie^{1*}

1. Faculty of Chemical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming, 650500

2. Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming, 650500

Abstract: To address the challenges of prominent real gas effect, turbulence effect and end-face thermal-mechanical deformations of CO₂ mixed gases DGS under high-speed and high-pressure operating conditions, a two-way thermal-mechanical deformation model of CO₂ mixed gases DGS was constructed considering turbulence and real gas effects. The model was solved using combined finite difference and finite element methods, and the thermal-mechanical deformation behavior of CO₂ mixed gases DGS was analyzed. The influences of turbulence effect on sealing clearance inclinations were discussed under different operating conditions. The results show that turbulence effect decreases the equilibrium film thickness and increases the temperatures of gas film and sealing ring. The impacts of turbulence effect on mechanics deformation of sealing end faces are negligible. At low rotational speed, the turbulence effect reduces the thermal-mechanical deformations of sealing end faces, whereas the opposite occurs at high rotational speed. At high inlet pressure, the turbulence effect effectively increases converging gaps between sealing end faces. At low inlet temperature, the turbulence effect effectively inhibits the formation of divergent gaps between sealing end faces.

Key words: dry gas seal(DGS); CO₂ mixed gas; thermal-mechanical deformation; turbulence effect; inclination

0 引言

高速、高压工况下,CO₂混合气体干气密封的端面流场湍流效应显著,且密封间隙进出口间大压降、大温差诱发的热力载荷会导致密封环发生

较大变形。目前,超临界二氧化碳(supercritical-CO₂, S-CO₂)干气密封的研究集中于各种实际效应影响与热流固耦合特性分析。

S-CO₂干气密封实际效应研究中,章聪^[1]认为湍流效应是影响S-CO₂干气密封性能的关键效应,而惯性效应和阻塞效应可被忽略;沈伟等^[2]指出湍流效应和实际气体效应对密封性能的影响显著,而离心惯性效应的影响较小;严如奇等^[3]认为

收稿日期:2024-10-23

基金项目:国家自然科学基金(52105189);云南省基础研究计划(202401AT070402,202401AT070404)

干气密封在高参数工况下运行时必须考虑湍流效应。学者虽对S-CO₂干气密封端面流场内的湍流效应进行了较为全面的分析,但均聚焦于密封环刚体假设下的密封端面流场特性,湍流流动下的密封端面热力变形特性尚未涉及。

S-CO₂干气密封热流固耦合特性研究中,FAIRUZ等^[4]发现热变形产生收敛形锥角,且减小密封环与密封腔的对流换热面积是减小密封环热变形的有效途径;徐洁等^[5]认为热变形与力变形方向相反,且热变形起主导作用;江鹏^[6]探讨了不同加热模式对密封间隙倾斜度的影响规律,得出直接加热模式下的静环变形受加热温度影响更大、间接加热模式下的动环变形受加热温度影响更大的结论。上述研究均基于ANSYS软件中的Workbench平台,在定膜厚条件下开展S-CO₂干气密封单向热流固耦合分析,忽略了密封环变形对流场的影响。此外,严如奇^[7]通过APDL参数化编程求解密封环变形,但未考虑气膜与密封端面的对流传热。WANG等^[8]虽探究了S-CO₂干气密封的热力变形特性,但未考虑密封端面间的湍流流动。上述研究虽对S-CO₂干气密封的热流固耦合行为进行了剖析,但关于密封端面湍流流场与密封环热力变形间的关联研究未有公开报道,亟需进一步深入探讨。

以上研究均以纯CO₂作为干气密封的主密封气,CCUS技术捕集到的介质为多组分CO₂混合气体,非CO₂气体组分直接改变CO₂气体的相态特性和物性参数^[9],进而影响干气密封的性能与稳定性,因此现有的CO₂干气密封研究成果不足以完全支撑CCUS技术中CO₂混合气体干气密封的结构设计与工程应用。陈维等^[10]虽对CO₂混合气体干气密封稳态性进行了分析,但研究没有涉及密封端面流场内的湍流效应与密封环的热力变形。因此,本文以CO₂混合气体螺旋槽干气密封为研究对象,基于Hirs湍流润滑理论和弹性力学理论构建了考虑流场、传热、变形三场双向耦合的CO₂混合气体干气密封热力变形模型,借助MATLAB软件,采用有限差分法与有限单元法进行联立迭代求解,并分析了不同运行工况参数下湍流效应对CO₂混合气体干气密封热力变形特性的影响规律。

1 理论模型

1.1 几何模型

如图1所示,干气密封结构主要由动环、静环、O形圈、弹簧等元件组成。动环固定在轴套

上,随轴以角速度 ω 一起转动;静环由气膜、弹簧和O形圈共同支撑,在气膜承载力与闭合力的作用下可轴向自由移动。气膜可根据静环的受力情况,自动调节气膜承载力并使之与闭合力相等。动环的外径、内径分别为 r_1 和 r_2 ,且端面上开设有12个深度为 h_g 、槽根半径为 r_g 的螺旋槽。静环的外径、内径分别为 r_o 、 r_i ,平衡半径为 r_o 。动环、静环的轴向厚度分别为 H_t 和 H_s 。密封端面由密封坝区、槽区和台区构成。密封端面的内外径由窄端面静环的内外径决定。螺旋槽槽根半径与静环内半径之间的环形区域称为密封坝区,开设螺旋槽的区域称为密封槽区,相邻螺旋槽之间的区域称为密封台区。 θ_1 、 θ_2 分别为单个螺旋槽和密封台进口对应的周向圆心角,二者的比值 γ 定义为槽宽比。螺旋线的极坐标方程为

$$r = r_g \exp(\theta \tan \beta) \quad (1)$$

式中: θ 为极角,rad; β 为螺旋角, $^\circ$; r 为任意一点处的半径,mm。

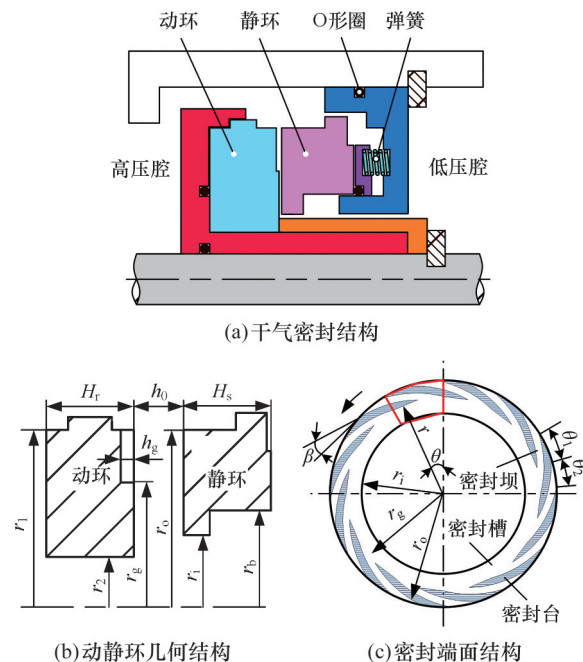


图1 螺旋槽干气密封结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of spiral groove dry gas seal structure

密封端面的密封槽沿圆周方向均匀分布,因此可沿周向将密封端面分为12个区域,每个区域内的流场几何形状、气体流动特性、传热特性等均具有周向重复性。为提高计算效率,本文任取一个区域作为计算域(图1c中红色线段框内区域,对应的圆心角范围为 $0 \sim \pi/6$ rad)。

1.2 数学模型

1.2.1 CO₂混合气体热力学参数计算模型

本文研究的CO₂混合气体通过富氧燃烧捕集

法从燃煤发电厂获取,其组分CO₂、N₂、O₂、Ar的摩尔组成分别为85%、5.8%、4.73%、4.47%^[11]。CO₂混合气体从密封进口高压侧流向低压侧的过程中,其密度、焓值等热力学参数存在非线性变化^[10],因此准确获取CO₂混合气体的热力学参数是研究CO₂混合气体干气密封热力耦合行为的前提。

燃烧气体及类燃烧气体混合物的状态方程(equation of state for combustion gases and combustion gas-like mixtures, EOS - CG)^[12]是基于Helmholtz自由能的多参数状态方程,用于计算CO₂混合气体密度、焓值等热力学性能参数, EOS-CG的表达式为

$$\alpha(\delta, \tau, \bar{x}) = \alpha^o(\rho, T, \bar{x}) + \alpha^r(\rho, T, \bar{x}) \quad (2)$$

式中: $\alpha^o(*)$ 、 $\alpha^r(*)$ 分别为混合气体的理想部分和残余部分的Helmholtz自由能; δ 、 τ 、 \bar{x} 分别为混合气体的对比密度、反向对比温度、摩尔组成; ρ 为混合气体密度,kg/m³; T 为混合气体温度,K。

CO₂混合气体的黏度、普朗特数和热导率可由REFPROP数据库获得。

1.2.2 气膜压力控制方程

本文的膜压求解模型基于以下假设:①忽略流体惯性力和体积力;②流体为牛顿流体;③流体压力在膜厚方向不变;④流体与密封环端面无滑移;⑤密封环材料特性恒定。

碳捕集、利用与封存(CCUS)工艺流程中,CO₂混合气体干气密封的进口压力较高,使得密封端面的气体流动状态极易发展为湍流,因此基于层流假设的润滑理论不再适用。Hirs湍流润滑理论使用的经验常数从实验结果中获取,具有广泛的适用性^[13],因此本文采用Hirs理论描述密封端面流场内的湍流流动。

二维稳态流动下连续性方程和动量方程^[14]为

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial(\rho h \bar{u}_r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho h \bar{u}_\theta)}{\partial \theta} &= 0 \\ h \frac{\partial p}{\partial r} &= -\tau_{Rr} - \tau_{Sr} \\ \frac{h}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} &= \tau_{R\theta} - \tau_{S\theta} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \tau_{Rr} &= \frac{\eta}{4h} \bar{u}_r n_0 Re_R^{m+1} \\ \tau_{Sr} &= \frac{\eta}{4h} \bar{u}_r n_0 Re_S^{m+1} \\ \tau_{R\theta} &= \frac{\eta}{4h} (\omega r - \bar{u}_\theta) n_0 Re_R^{m+1} \\ \tau_{S\theta} &= \frac{\eta}{4h} \bar{u}_\theta n_0 Re_S^{m+1} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$Re_R = 2\rho h \sqrt{\bar{u}_r^2 + (\bar{u}_\theta - \omega r)^2} / \eta$$

$$Re_S = 2\rho h \sqrt{\bar{u}_r^2 + \bar{u}_\theta^2} / \eta$$

式中: p 为压力,MPa; h 为气膜厚度, μm ; \bar{u}_r 、 \bar{u}_θ 分别为气膜径向和周向的平均流速,m/s; τ_{Rr} 、 $\tau_{R\theta}$ 分别为气膜受到动环端面的径向、周向切应力,MPa; τ_{Sr} 、 $\tau_{S\theta}$ 分别为气膜受到静环端面的径向、周向切应力,MPa; η 为黏度, $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$; Re_R 、 Re_S 分别为流体膜相对于动环和静环端面的雷诺数; ω 为角速度,rad/s; m 、 n_0 为根据实验数据确定的常数。

流态为湍流时, $m=-0.25$, $n_0=0.079$ ^[15];流态为层流时, $m=-1$, $n_0=24$ 。根据 m 和 n_0 的取值可知,流体膜相对于动静环端面的平均雷诺数大于2040时,流态为湍流。

将式(4)代入式(3)可得极坐标下考虑湍流效应的气膜压力控制方程:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho h^3}{k_1 \eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{k_1 \eta} \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right) = \frac{\partial(k_2 \rho h \omega r)}{\partial \theta} \quad (5)$$

$$k_1 = \frac{n_0 (Re_R^{m+1} + Re_S^{m+1})}{4} \quad k_2 = \frac{Re_R^{m+1}}{Re_R^{m+1} + Re_S^{m+1}}$$

式中: k_1 、 k_2 为湍流修正系数。

1.2.3 能量控制方程

干气密封端面间的流场属于微尺度流场,密封端面间气膜温度的控制方程^[16]为

$$\rho h \bar{u}_r \frac{\partial \bar{H}}{\partial r} + \frac{\rho h \bar{u}_\theta}{r} \frac{\partial \bar{H}}{\partial \theta} = \left(\frac{h}{2r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{\eta \omega r}{h} \right) \omega r + q_R + q_S \quad (6)$$

$$q_R = -k_{\text{gas}} (6\bar{T} - 4T_R - 2T_S) / h$$

$$q_S = -k_{\text{gas}} (6\bar{T} - 4T_S - 2T_R) / h$$

式中: \bar{H} 为气膜沿轴向的平均静焓,kJ/kg; q_R 、 q_S 分别为动环端面和静环端面向流体膜传递的热流密度,W/m²; k_{gas} 为润滑介质的热导率,W/(m·K); \bar{T} 为气膜沿轴向的平均温度,K; T_R 、 T_S 分别为动静环端面的温度,K。

1.2.4 密封环热传导方程

密封环内部的热传导控制方程^[17]为

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_m}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_m}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_m}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 T_m}{\partial z^2} = 0 \quad (7)$$

式中: T_m 为密封环温度,K。

1.2.5 密封环变形方程

密封环的热力变形属于固体域热弹性变形问题,满足平衡方程^[18]:

$$K_m \delta_m = f_m \quad (8)$$

式中: K_m 为密封环整体刚度矩阵,N·m; δ_m 为节点的位移向量,m; f_m 为总载荷向量,N。

1.2.6 力平衡方程

气膜承载力等于闭合力时系统达到平衡状态,动静环端面间形成稳定的气膜。气膜承载力为气膜压力在密封端面上的积分,即

$$F_o = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p(r) r dr d\theta \quad (9)$$

闭合力由静环背部流体压力和弹簧力组成,即

$$F_c = p_i \pi (r_b^2 - r_i^2) + p_o \pi (r_o^2 - r_b^2) + F_{sp} \quad (10)$$

式中： r_0 为平衡半径，mm； F_{sp} 为弹簧力，N。

1.2.7 膜厚方程

密封端面间的气膜厚度为

$$h = \begin{cases} h_0 + \Delta h & \text{非槽区} \\ h_0 + h_g + \Delta h & \text{槽区} \end{cases} \quad (11)$$

式中： h_0 为平行膜厚， μm ； h_g 为槽深， μm ； Δh 为密封端面热变形和力变形导致的非平行膜厚， μm 。

1.3 边界条件

1.3.1 流体域热力边界条件

压力进口、压力出口边界条件分别为

$$p(r=r_0)=p_0 \quad (12)$$

$$p(r=r_i)=p_i \quad (13)$$

压力、温度周期性边界条件分别为

$$p(\theta=0)=p(\theta=\pi/6) \quad (14)$$

$$\bar{T}(\theta=0)=\bar{T}(\theta=\pi/6) \quad (15)$$

密封间隙进口处(密封端面外半径处)的气体与密封端面之间存在热传导及黏性剪切生热作用，故密封间隙内进口处的气膜温度不等于密封腔气体温度，本文设定密封间隙内进口处气膜的平均温度为动静环端面外半径处温度的均值^[19]：

$$\bar{T}(r=r_0)=(T_s(r=r_i)+T_R(r=r_0))/2 \quad (16)$$

1.3.2 固体域的热力边界条件和位移约束边界条件

CO₂混合气体干气密封动静环的热力边界条件如图2所示，动静环外侧圆柱面与密封腔气体之间存在对流换热(对流传热系数 k_{s1} 、 k_{s2} 的计算详见文献[20])，气膜与密封端面间存在热传导。动环背部和底部与安装座紧密贴合，故该区域流体处于停滞状态，有效隔绝了动环与安装座之间的热传递，因此可将动环的背部和底部视为绝热面。静环背部与底部区域的流体流动缓慢，对流换热能力差，因此可将静环背部和底部近似视为绝热面^[21]。动静环端面受气膜压力 p 作用，内外径分别受环境压力 p_i 和进口压力 p_0 作用。动环背部O形圈外侧区域受进口压力 p_0 作用，动环与轴套接触位置施加轴套压力 p_{sh} ，静环背部平衡半径处外侧区域受进口压力 p_0 作用，内侧区域受环境压力 p_i 作用，静环背部受弹簧力 p_{sp} 作用。在动环背部O形圈内侧区域设置轴向位移约束，在静环背部平衡半径处设置轴向位移约束。

2 算例验证

2.1 数值计算过程

干气密封实际运行过程中，流场压力分布与黏性剪切生热会引发密封环变形，改变气膜厚度分布，而气膜厚度的改变又会反作用于流场与温

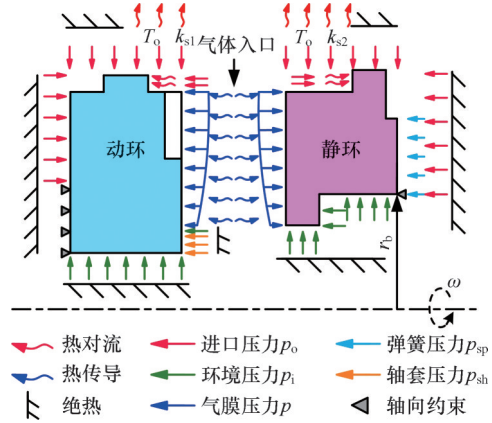


图2 干气密封热力边界条件示意图

Fig.2 Schematic diagram of thermal-mechanical boundary conditions of dry gas seal

度场。为实现流体域与固体域变形数据的高效传递，本文采用MATLAB软件进行自主编程计算。运用有限差分法离散气膜压力控制方程、能量方程、密封环热传导方程，基于超松弛迭代耦合求解气膜压力场、温度场和密封环温度场。采用八节点六面体等参单元构建有限元模型并基于弹性力学理论进行求解。数值求解过程中，气膜的压力场、温度场及密封环温度场均收敛且满足力平衡条件后，热力载荷首先传递至密封环，采用有限元分析可获得密封环的变形特征；随后，密封环端面的变形会直接改变气膜厚度，气膜厚度是密封端面流场特性的核心影响因素，此时需重新求解流场。求解过程中，密封端面的压力场、温度场与密封环的变形场经反复数值耦合迭代计算，直至密封环的变形满足预设收敛精度，此时气膜压力、气膜温度、密封环温度及密封环变形均达到稳定状态，密封端面间形成稳定气膜。计算流程见图3。

气膜压力与气膜温度的迭代收敛判据为

$$\Delta\varphi_1 = \frac{\sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N \varphi_{1i,j}^{(k+1)} - \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N \varphi_{1i,j}^{(k)}}{\sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N \varphi_{1i,j}^{(k)}} \leq \epsilon_1 \quad (17)$$

密封环温度与密封环变形的迭代收敛判据为

$$\Delta\varphi_2 = \frac{\sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N \sum_{q=1}^L \varphi_{2i,j,q}^{(k+1)} - \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N \sum_{q=1}^L \varphi_{2i,j,q}^{(k)}}{\sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N \sum_{q=1}^L \varphi_{2i,j,q}^{(k)}} \leq \epsilon_2 \quad (18)$$

式中： M 为气膜径向网格数， $M=136$ ； N 为周向网格数， $N=61$ ； L 为密封环轴向网格数， $L=21$ ； φ_1 为气膜压力 p 或气膜温度 \bar{T} ， $\epsilon_1=1 \times 10^{-6}$ ； φ_2 为密封环温度 T_m 或密封环端面变形量 δ ，对应的 ϵ_2 分别取 1×10^{-7} 、 1×10^{-3} 。

2.2 程序有效性验证

为验证本文湍流模型求解的合理性，以文献[16]中的S-CO₂干气密封数据为验证对象，将本

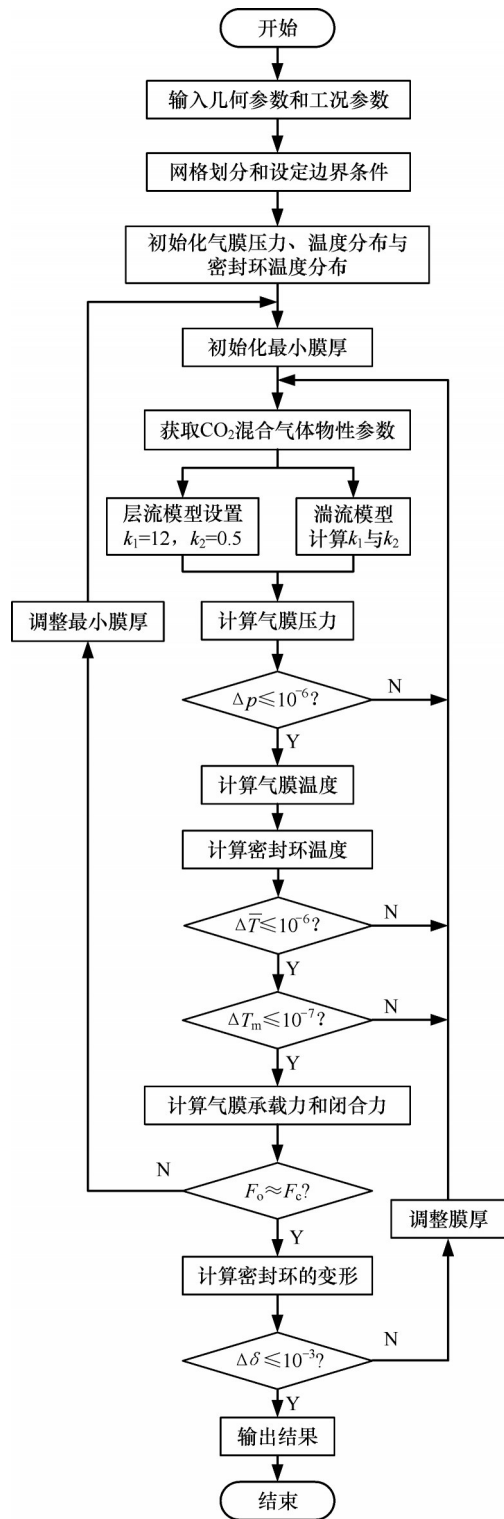


图3 数值计算流程图

Fig.3 Flow chart of numerical calculation

文的计算结果与文献[16]的结果进行对比,如图4所示,两个结果具有较好的一致性,证明本文湍流模型计算程序是正确的。

为验证本文密封环热力变形计算程序的合理性,将本文计算结果与文献[5]中的数值模拟结果进行对比,结果如表1所示。由表1可见,本文与文献[7]的最大轴向力变形的最大相对误差为

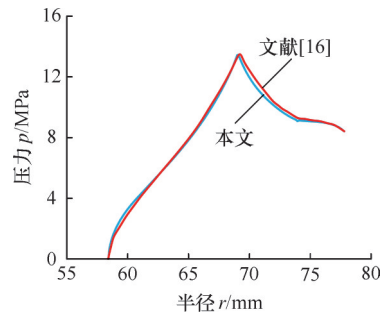


图4 湍流模型计算程序正确性验证

Fig.4 Correctness verification of turbulence model

表1 热力变形计算程序合理性验证

Tab 1 Verification of rationality for thermal-mechanical deformation calculation program

转速 $n/$ ($r \cdot \min^{-1}$)	最大轴向力变形			最大轴向热变形		
	文献[5]/ μm	本文/ μm	相对 误差/%	文献[5]/ μm	本文/ μm	相对 误差/%
5000	0.054	0.055	1.852	5.171	5.190	0.367
7500	0.063	0.064	1.587	5.177	5.201	0.464
10 000	0.075	0.078	4.000	5.187	5.211	0.463
12 500	0.090	0.095	5.556	5.198	5.219	0.404
15 000	0.116	0.123	6.034	5.212	5.228	0.307

6.034%,最大轴向热变形的最大相对误差为0.464%,这证明本文密封环热力变形计算程序具有合理性。

3 结果分析与讨论

3.1 密封环参数和热力变形量

本文干气密封的动静环材料皆为SiC,其结构参数与材料参数^[22]如表2所示。

根据文献[2]的研究结果可知,在现有应用及未来的发展中,极端工况用CO₂干气密封的工况参数如下:7.5 MPa ≤ p₀ ≤ 25 MPa, 300 K ≤ T ≤ 900 K, 10 m/s ≤ v ≤ 150 m/s。中密控股股份有限公司的S718型压缩机单端面干气密封的压力、温度、转速分别为25 MPa、530 K和50 000 r/min。因此,本文的计算案例将进口压力设为6~14 MPa,温度设为340~500 K,转速设为10 000~50 000 r/min。

在密封端面流场产生的热、力载荷共同作用下,密封环会发生热力变形,进而影响密封运行的稳定性。密封环热变形主要受密封环温度梯度影响。力变形主要分为压力变形和离心力变形,其中,压力变形主要与密封环所受压力相关,离心力变形主要与动环的转速相关。因此,本文基于静环的轴向力平衡条件,获得层流、湍流对应的端面流场气膜压力分布、气膜温度分布、密封环温度分布和密封端面热力变形等特征参数,通过对比两

表2 密封环结构参数与材料参数

Tab.2 Structural parameters and material properties of seal rings

名称	数值
静环外半径 r_o /mm	42
静环内半径 r_i /mm	30
动环外半径 r_1 /mm	42
动环槽根半径 r_g /mm	36
动环内半径 r_2 /mm	27.5
平衡半径 r_b /mm	32.8
计算区域角度 θ /rad	$0 \sim \pi/6$
螺旋角 β /($^\circ$)	15
槽宽比 γ	1
槽深 h_g / μm	5
动静环厚度 H_1, H_2 /mm	10
动环外周与密封腔内壁间隙 w_t /mm	20
静环外周与密封腔内壁间隙 w_s /mm	20
弹簧力 F_{sp} /N	60
轴套力 F_{sh} /N	1600
定压比热容 C_p /($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	710
热导率 λ /($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	57
密度 ρ_m /($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	3150
热膨胀系数 α_T /K $^{-1}$	3.4×10^{-6}
弹性模量 E_m /GPa	386
泊松比 ν_p	0.14

种模型密封特征参数的差异,探讨湍流效应对高参数CO₂干气密封多物理场耦合特性的影响。

为方便评估密封端面热、力变形的程度,以静环端面内径为参考点,定义密封端面上任意一点的轴向相对变形量

$$\Delta z = z - z(r_i) \quad (19)$$

式中: z 为密封环带上任意一点处的轴向位移分量, μm ; $z(r_i)$ 为密封环带内径处的轴向位移分量, μm 。

3.2 湍流效应对密封端面热力变形特性的影响

设置进口压力为10 MPa,进口温度为420 K,转速为30 000 r/min。图5所示为层流模型的压力场、温度场分布。由图5a可知,槽台区的气膜压力变化较小;气体越过螺旋槽根部进入到密封坝区后,气体迅速膨胀,气膜压力急剧下降。

气膜温度主要受气体黏性剪切生热和气体膨胀吸热的共同作用。由图5b可知,靠近密封入口处槽区的气膜厚度较大,导致气体黏性剪切作用弱,气体黏性剪切产生的热量小于气体膨胀吸收的热量,致使该区域气膜温度较低。台区的气膜压降小,气体黏性剪切产生的热量多于气体膨胀吸收的热量,致使该区域气膜温度较高。坝区的气膜压降大导致气体产生明显的膨胀吸热,气膜温度沿气体流动方向明显降低。

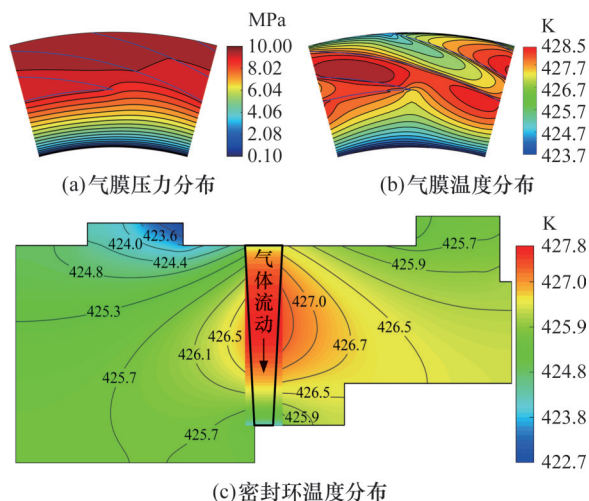


图5 层流模型的压力场、温度场分布

Fig.5 Distributions of pressure field and temperature field under laminar flow model

密封环温度分布主要受密封端面与气膜间的热传导、密封环外径处与密封腔气体间的强制对流换热、密封环内部的热传导影响。为便于分析密封环体内部的温度分布,在横截面(轴向、径向二维平面)的任意网格节点处,沿周向取环体温度的均值,则环体的温度三维分布可简化为轴向、径向平面的二维分布。层流模型中,密封环温度的二维分布如图5c所示,在靠近密封端面的区域,密封环温度沿径向先上升后下降,并在槽根附近达到极大值,这一现象是气膜与密封端面间的热传导作用结果。此外,在密封环外径处与密封腔气体间的强制对流换热作用下,密封环外径处出现低温区域,这由密封环温度高于密封腔气体温度,密封环外径处需向密封腔气体传递热量导致。

图6所示为湍流模型的压力场、温度场分布。由图6可知,湍流模型中的气膜压力、温度分布及

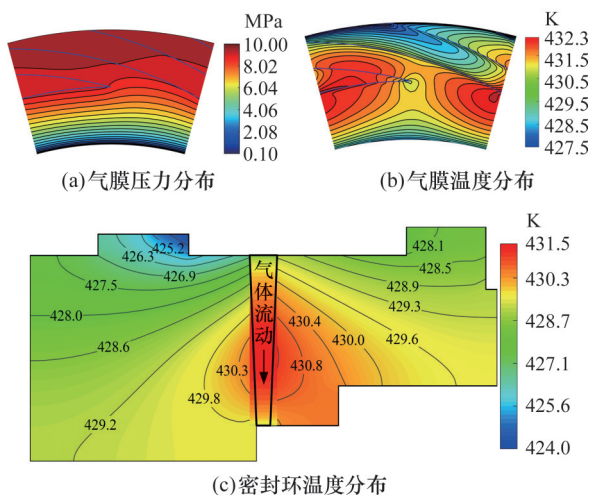


图6 湍流模型的压力场、温度场分布

Fig.6 Distributions of pressure field and temperature field under turbulent flow model

密封环温度分布均与层流模型一致,但气膜温度与密封环温度整体均高于层流模型,这表明湍流效应可提高气膜温度与密封环温度。这是由于气膜厚度相同时,湍流的气体流动阻力大于层流,导致湍流模型的气膜承载力较低;但在考虑气膜厚度与密封参数间的联动变化特征后,相同工作条件下湍流模型的平衡气膜厚度小于层流模型,黏性剪切生热效应强于层流模型,故湍流模型的气膜温度高于层流模型。

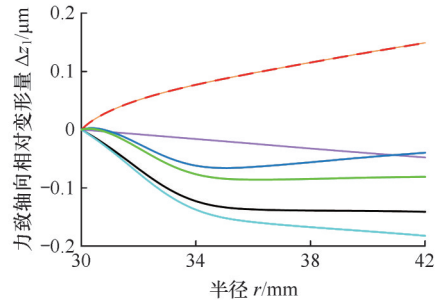
气膜与密封环端面间的热传导作用下,湍流模型的密封环温度高于层流模型,且远高于密封腔的气体温度。这一现象说明湍流模型的密封环外径处散热性能优于层流模型,导致湍流模型的密封环温度梯度更大。

力载荷由压力载荷与离心力载荷构成。密封端面变形由静环端面变形与动环端面变形构成。湍流效应对密封端面热力变形的影响如图 7 所示。

由图 7a 可知,离心力载荷导致动环端面的最大轴向相对变形量 Δz_{\max} 为 $-0.05 \mu\text{m}$ 。层流模型的压力载荷导致静环端面、动环端面的最大轴向变形量分别为 $-0.14 \mu\text{m}$ 、 $0.15 \mu\text{m}$ 。力载荷作用下,密封端面的最大轴向相对变形量为 $-0.04 \mu\text{m}$ 。湍流模型的压力载荷导致静环端面、动环端面的最大轴向相对变形量分别为 $-0.18 \mu\text{m}$ 、 $0.15 \mu\text{m}$ 。力载荷作用下,密封端面的最大轴向相对变形量为 $-0.08 \mu\text{m}$ 。这说明静环端面与动环端面的力变形方向相反,沿气体流动方向形成发散形密封间隙。由于干气密封实际运行时静环始终处于受力平衡状态,因此两种流态模型中的气膜承载力相等,这表明与层流模型相比,考虑湍流效应后的密封端面内气膜压力分布的改变不大,即湍流效应对气膜压力分布的影响较小,对密封端面力变形的影响也较弱。层流与湍流模型下,动环端面的压力变形沿径向分布几乎重合。

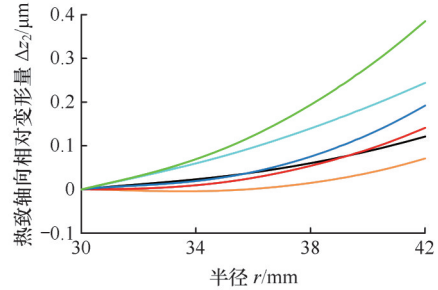
密封端面热致轴向相对变形量如图 7b 所示,层流模型的热载荷导致静环端面、动环端面、密封端面的最大轴向相对变形量分别为 $0.12 \mu\text{m}$ 、 $0.07 \mu\text{m}$ 、 $0.19 \mu\text{m}$ 。湍流模型的热载荷导致静环端面、动环端面、密封端面的最大轴向相对变形量分别为 $0.24 \mu\text{m}$ 、 $0.14 \mu\text{m}$ 、 $0.39 \mu\text{m}$ 。两种流动模型中的热变形均形成收敛形的密封间隙。湍流模型密封端面的热变形大于层流模型,形成这一现象的原因是湍流模型中的密封环温度沿半径减小方向整体呈上升趋势,且其温度梯度大于层流模型

— 层流静环端面压力变形 — 湍流静环端面压力变形
— 层流密封端面压力变形 — 湍流密封端面压力变形
— 层流动环端面压力变形 — 湍流动环端面压力变形
— 离心力变形

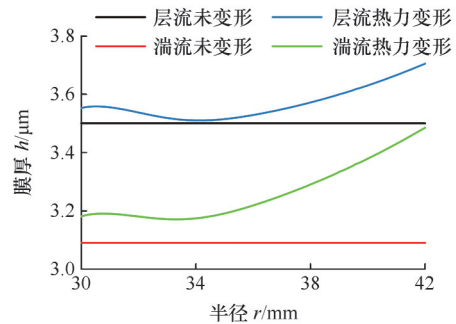


(a) 力致轴向相对变形量

— 层流静环端面热变形 — 湍流静环端面热变形
— 层流动环端面热变形 — 湍流动环端面热变形
— 层流密封端面热变形 — 湍流密封端面热变形



(b) 热致轴向相对变形量



(c) 气膜厚度分布

图 7 湍流效应对密封端面热力变形的影响

Fig. 7 Influence of turbulence effect on thermal-mechanical deformations of sealing end face

(见图 6)。

密封端面间的气膜厚度分布如图 7c 所示,力平衡条件下,若不考虑密封端面的热力变形,层流、湍流两种模型下的气膜厚度分别为 $3.50 \mu\text{m}$ 、 $3.09 \mu\text{m}$,表明湍流模型气膜厚度小于层流模型,这主要是因为湍流流动会增大气体流动阻力,降低密封间隙内的泵气量,使气膜承载力下降。湍流模型需要减小气膜厚度增大流体静压以补偿气膜承载下降。若考虑密封端面的热力变形,层流、湍流两种模型的气膜厚度沿气体流动方向整体均呈减小趋势,且两者的气膜厚度均大于不考虑热力变形时的气膜厚度。此外,由于湍流效应会强

化密封端面的热变形,因此湍流模型的气膜厚度收敛趋势强于层流模型。

3.3 湍流效应对密封端面热力变形的影响

为方便研究不同工况参数下湍流效应对密封端面热力变形的影响,引入密封端面倾斜度

$$\Delta\psi_x = \left(\frac{\Delta z(r_o)}{r_o - r_i} \right)_x \quad (20)$$

式中: x 取f、t或tf, $\Delta\psi_f$ 、 $\Delta\psi_t$ 、 $\Delta\psi_{ft}$ 分别对应力致倾斜度、热致倾斜度、热力总倾斜度; $\Delta z(r_o)$ 为密封端面外径处的轴向相对变形量, μm 。

定义 $\Delta\psi_x > 0$ 表示变形导致密封端面形成收敛型间隙, $\Delta\psi_x < 0$ 表示形成发散型间隙。 $\Delta\psi_x$ 越接近零,密封端面变形越趋近零,此时的密封间隙近似为平行间隙。

稳定运行状态下,气膜承载力与闭合力相等,故流态对密封端面力变形的影响较小。两种模型下,干气密封静环的平衡位置不同,致使气膜和密封环温度分布存在差异,进而对密封端面热变形产生较大影响。因此,需分析不同工况下的湍流效应对气膜温度的影响,以探究其对密封端面热

变形、热力总变形的作用机制。

3.3.1 不同转速下湍流效应对端面变形的影响

设置进口压力为10 MPa,进口温度为420 K,转速为10 000~50 000 r/min,研究不同转速下,湍流效应对密封端面变形的影响。转速增大导致气膜动压效应增强,在气膜自适应调节的作用下,这一效应的增强会进一步增大气膜厚度。转速增大会强化黏性剪切生热作用,而气膜厚度增大会削弱黏性剪切生热作用,因此转速增大和气膜厚度增大对黏性剪切生热存在一定的抵消作用。

如图8所示,随转速的增大,两种模型的气膜温度整体升高,高温区沿气体流动方向移动。转速为10 000 r/min时,层流模型的气膜温度呈现高温区靠近密封入口、低温区靠近密封出口的分布特征,最高温度为419.4 K。转速增加至50 000 r/min时,气膜温度的高温区扩展至螺旋槽根部附近的坝区,最高温度可达441.4 K。由此可见,转速增大导致的黏性剪切生热作用增强起主导作用。

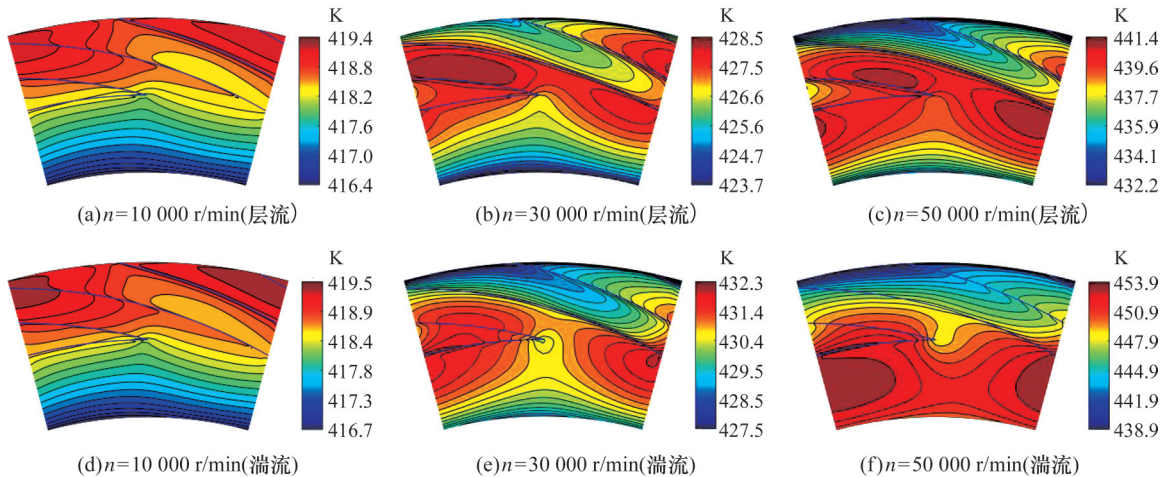


图8 层流、湍流模型中气膜温度分布随转速的变化规律

Fig.8 The variation law of gas film temperature distribution with rotational speed in laminar and turbulent flow models

相同转速下,湍流模型的气膜厚度小于层流模型,进而导致气膜温度整体高于层流模型。随转速的增大,湍流效应逐渐增强,导致湍流模型的气膜温度明显高于层流模型。转速为10 000 r/min时,湍流模型的气膜最高温度比层流模型高0.1 K;转速增至50 000 r/min时,温差扩大至12.5 K。

层流、湍流模型中的密封端面倾斜度随转速的变化规律如表3所示。由表3可知,同一模型、同一转速下,静环端面与动环端面的力致倾斜度正负相反。动环端面的力致倾斜度随转速升高而

减小,这是因为动环端面的力变形由压力变形与离心力变形构成,二者存在抵消作用,且随转速升高,离心力变形对压力变形的抵消作用逐渐增强。随转速的升高,密封端面的力致倾斜度逐渐减小,并由正值变为负值。这一变化表明,转速升高时,密封端面的力变形会使密封端面间隙从收敛形变为发散形。气膜自适应调节能力下,相同转速的两种模型气膜承载力相等,因此两种模型的密封端面力致倾斜度差异较小。这一现象进一步表明,湍流效应对密封端面力变形的影响较小。

随转速的升高,湍流模型的静环端面、动环端

表3 层流、湍流模型中密封端面倾斜度随转速的变化
Tab.3 The variation of sealing end face inclination with rotational speed in laminar and turbulent flow models

转速 $n/(r \cdot \min^{-1})$		10 000	20 000	30 000	40 000	50 000
静环端面的力致倾斜度 $\Delta\phi_f/10^{-6}$	层流	-9.66	-10.92	-11.75	-13.63	-13.90
	湍流	-9.74	-12.18	-15.18	-15.08	-12.27
动环端面的力致倾斜度 $\Delta\phi_f/10^{-6}$	层流	11.97	10.65	8.44	5.35	1.38
	湍流	11.97	10.65	8.43	5.36	1.40
密封端面的力致倾斜度 $\Delta\phi_f/10^{-6}$	层流	2.31	-0.27	-3.30	-8.28	-12.52
	湍流	2.23	-1.53	-6.75	-9.72	-10.86
静环端面的热致倾斜度 $\Delta\phi_t/10^{-6}$	层流	-6.88	-0.05	10.09	21.31	36.25
	湍流	-6.41	5.17	20.33	43.42	68.42
动环端面的热致倾斜度 $\Delta\phi_t/10^{-6}$	层流	-3.29	-0.24	5.91	13.66	23.83
	湍流	-3.08	2.36	11.76	26.50	43.83
密封端面的热致倾斜度 $\Delta\phi_t/10^{-6}$	层流	-10.17	-0.29	16.00	34.97	60.08
	湍流	-9.49	7.53	32.09	69.92	112.24
密封端面的热力总倾斜度 $\Delta\phi_{ft}/10^{-6}$	层流	-7.85	-0.55	12.69	26.69	47.56
	湍流	-7.25	6.00	25.34	60.20	101.38

面、密封端面的热致倾斜度均逐渐增大,且均由负值变为正值。这一变化表明,转速升高时,密封端面的热变形使密封端面间隙从发散型变为收敛型。出现该现象的原因在于:随着转速升高,气膜的高温区域会沿气体流动方向移动(见图8)。干气密封以较低转速运行时,密封间隙进口处的气膜温度较高,进而使得密封环外径处温度较高,热膨胀效应更加显著,热变形导致密封端面形成发散型间隙。干气密封以较高转速运行时,密封间隙出口处的气膜温度较高,进而使得密封环内径处温度较高,热变形导致密封端面形成收敛型间隙。此外,相同转速下,湍流模型的热致倾斜度均大于层流模型。干气密封以较低转速运行时,湍流效应对气膜的温降具有一定的抑制作用,因此相较于层流模型,湍流模型的密封端面会形成更小的发散型间隙。这一现象表明,湍流效应能减小密封端面的热变形,进而降低密封端面形成发散型间隙的几率。干气密封以较高转速运行时,湍流效应会增大气膜的温升程度,因此湍流模型的密封端面会形成更大的收敛型间隙,这表明湍流效应会增大密封端面的热变形,进而更利于密封端面形成较大的收敛型间隙。湍流效应随转速升高而不断得到强化,使得湍流模型的气膜温度显著高于层流模型,导致两种模型的热致倾斜度差值不断增大。

随转速升高,两种模型的密封端面热力总倾斜度均增大,且均由负值变为正值。 $n=20\,000\text{ r/min}$ 时,层流模型的密封端面热力总倾

斜度比湍流模型更接近0,因此层流模型的密封端面间隙更接近平行状态。此外,层流模型的热力总倾斜度均小于湍流模型,且随转速升高,两种模型的热力总倾斜度差值逐渐增大。因此,干气密封以较高转速运行时,基于层流假设理论进行理论设计会严重低估密封端面的热力总变形。

3.3.2 不同进口压力下湍流效应对端面变形的影响

设置转速为30 000 r/min,进口温度为420 K,进口压力为6~14 MPa,研究不同进口压力下湍流效应对密封端面变形的影响。提高进口压力会增大密封间隙内的气膜压力梯度,减弱动压效应。气膜自适应调节能力下,这一效应的减弱会导致气膜厚度减小。如图9所示,随进口压力的增大,两种模型的气膜温度整体降低,由此可见气膜压力梯度增大引起的气体膨胀吸热增强起主导作用。相同进口压力下,湍流模型的气膜温度高于层流模型。此外,随进口压力的增大,湍流效应增强,干气密封进口压力较高时,湍流效应对气膜压降导致的气膜温降进行了补偿,导致湍流模型的气膜温度下降趋势较层流模型有一定的弱化。

层流、湍流模型中的密封端面倾斜度随进口压力的变化规律如表4所示。由表4可知,随进口压力的增大,两种模型的动环端面和密封端面的力变形均使密封间隙由发散型变为收敛型,静环端面力变形均使密封间隙呈发散型。相同进口压力下,两种模型的气膜承载力相等,因此湍流效应对密封端面力变形的影响较小。

随进口压力的增大,在热载荷作用下,两种模型的热致倾斜度均逐渐减小。其中,层流模型的密封端面间隙由收敛型变为发散型,湍流模型的密封端面间隙却始终保持收敛型。这是因为干气密封进口压力较低时,层流模型密封间隙出口处的气膜温度较高,密封环内径处温度较高,热膨胀效应更显著,热变形导致密封端面形成收敛型间隙。进口压力较高时,密封环外径处温度较高,热变形导致密封端面形成发散型间隙。湍流效应对气膜压降导致的气膜温降具有一定的抑制,使密封环内径处的温度较高,热变形最终使密封端面形成收敛型间隙。湍流模型的密封端面热致倾斜度大于层流模型,这表明湍流效应增大了密封端面的热变形。形成这种现象的原因是,湍流模型的气膜温度高于层流模型,且远高于密封腔气体温度420 K。湍流模型的密封环外半径与密封腔气体之间的对流换热作用强于层流模型,导致湍

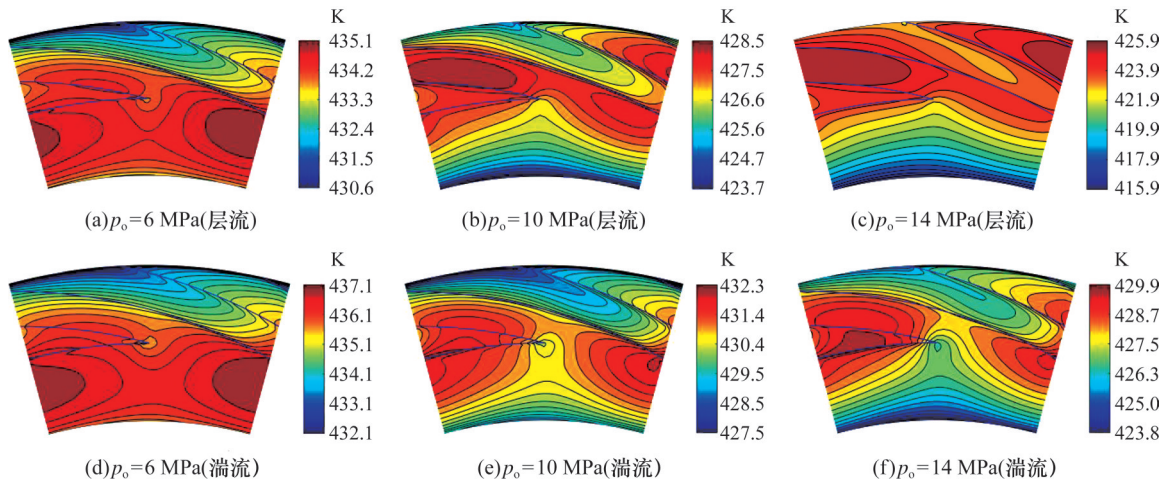


图9 层流、湍流模型中气膜温度分布随进口压力的变化规律

Fig. 9 The variation law of gas film temperature distribution with inlet pressure in laminar and turbulent flow models

表4 层流、湍流模型中密封端面倾斜度随进口压力的变化

Tab.4 The variation of sealing end face inclination with inlet pressure in laminar and turbulent flow models

进口压力 p_0 /MPa		6	8	10	12	14
静环端面力致倾斜度 $\Delta\psi_f/10^{-6}$	层流	-8.36	-11.11	-11.75	-12.42	-10.87
	湍流	-9.12	-12.57	-15.18	-16.16	-16.11
动环端面力致倾斜度 $\Delta\psi_r/10^{-6}$	层流	-0.76	3.84	8.44	13.04	17.67
	湍流	-0.76	3.83	8.43	13.04	17.65
密封端面力致倾斜度 $\Delta\psi_s/10^{-6}$	层流	-9.12	-7.27	-3.30	0.62	6.80
	湍流	-9.88	-8.74	-6.75	-3.13	1.54
静环端面热致倾斜度 $\Delta\psi_{th}/10^{-6}$	层流	19.57	15.42	10.09	2.45	-3.41
	湍流	22.95	21.74	20.33	18.53	15.82
动环端面热致倾斜度 $\Delta\psi_{rh}/10^{-6}$	层流	13.28	9.45	5.91	1.44	-2.01
	湍流	15.45	13.57	11.76	9.88	7.83
密封端面热致倾斜度 $\Delta\psi_{sh}/10^{-6}$	层流	32.85	24.86	16.00	3.89	-5.42
	湍流	38.40	35.31	32.09	28.41	23.65
密封端面热力总倾斜度 $\Delta\psi_{th}/10^{-6}$	层流	23.73	17.59	12.69	4.52	1.38
	湍流	28.52	26.57	25.34	25.28	25.19

流模型的密封环温度梯度大于层流模型。随进口压力的增大,两种模型的密封端面热致倾斜度差值增大,这表明湍流效应对密封端面热变形的影响随进口压力的增大而增强。产生该现象的原因是,进口压力增大时,层流模型的气膜温度显著降低,而湍流模型的湍流效应增强对气膜温降具有明显的抑制作用。

两种模型的密封端面热力总倾斜度均随进口压力的增大而减小,但进口压力对层流模型的密封端面热力总变形的影响较大,对湍流模型的影响较小。层流模型的热力总倾斜度均小于湍流模型,且随进口压力的增大,两种模型的密封端面热力总倾斜度差值增大,因此,干气密封进口压力较高时,湍流效应能有效促进密封端面间形成收敛间隙。

3.3.3 不同进口温度下湍流效应对端面变形的影响

进口压力为 10 MPa,转速为 30 000 r/min,进口温度为 340~500 K 时,研究不同进口温度下,湍流效应对密封端面变形的影响。如图 10 所示,随着进口温度的升高,两种模型的气膜温度整体升高,且局部高温区逐渐由密封环外径侧向内径侧移动。进口温度升高使气体黏度增大,导致气膜承载力增大;气膜自适应调节能力下,气膜承载力的增大进一步促使气膜厚度增大。气体黏度增大意味着黏性剪切生热作用增强,而气膜厚度增大会削弱黏性剪切生热作用。层流模型下,进口温度 $T_0=340$ K 时,气膜最高温度为 343.2 K; $T_0=500$ K 时,气膜最高温度升至 512.8 K。密封端面流场温度峰值与进口温度的差值随进口温度的升高而增大,这表明气体黏度增大对气膜温度的影响占主导作用。进口温度 $T_0=340$ K 时,层流模型的气体黏性剪切产生的热量不足以补偿气体膨胀吸收的热量,因此密封间隙进口处的气膜温度高于出口处的气膜温度。提高进口温度会使气体黏度增大,导致黏性剪切生热作用增强,有效补偿气体膨胀吸收的热量,因此密封间隙进出口的气膜温差逐渐减小。高进口温度时,密封间隙出口处的气膜温度会高于进口处的气膜温度。进口温度相同时,湍流模型的气膜厚度小于层流模型,导致湍流模型的气膜温度高于层流模型。

层流、湍流模型中的密封端面倾斜度随进口温度的变化规律如表 5 所示。由表 5 可知,两种模型的静环端面力致倾斜度均小于 0,动环端面力致倾斜度均大于 0。动静环端面的力变形方向相反,因此密封端面的力变形较小。进口温度相同

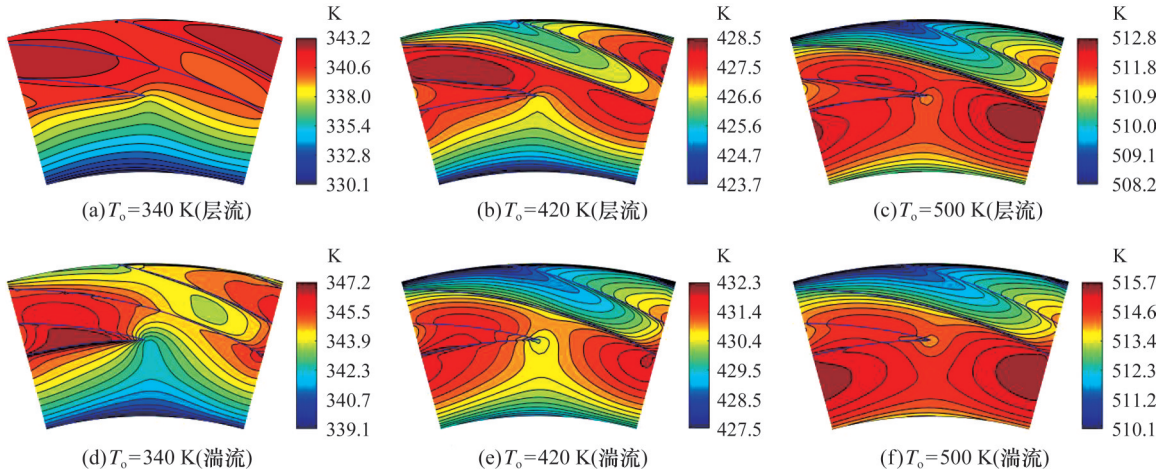


图 10 层流、湍流模型中气膜温度分布随进口温度的变化规律

Fig.10 The variation law of gas film temperature distribution with inlet temperature in laminar and turbulent flow models

表 5 层流、湍流模型中密封端面倾斜度随进口温度的变化
Tab.5 The variation of sealing end face inclination with inlet temperature in laminar and turbulent flow models

进口温度 T_0 /K		340	380	420	460	500
静环端面力致倾斜度 $\Delta\phi_f/10^{-6}$	层流	-7.53	-10.72	-11.75	-13.22	-13.69
	湍流	-7.64	-13.52	-15.18	-15.52	-15.73
动环端面力致倾斜度 $\Delta\phi_f/10^{-6}$	层流	8.46	8.44	8.44	8.44	8.44
	湍流	8.50	8.44	8.43	8.42	8.43
密封端面力致倾斜度 $\Delta\phi_f/10^{-6}$	层流	0.94	-2.28	-3.30	-4.78	-5.25
	湍流	0.86	-5.08	-6.75	-7.09	-7.30
静环端面热致倾斜度 $\Delta\phi_t/10^{-6}$	层流	-16.73	-0.17	10.09	16.14	20.94
	湍流	5.11	15.90	20.33	23.56	26.69
动环端面热致倾斜度 $\Delta\phi_t/10^{-6}$	层流	-8.76	0.08	5.91	9.62	12.68
	湍流	2.08	8.47	11.76	14.20	16.35
密封端面热致倾斜度 $\Delta\phi_t/10^{-6}$	层流	-25.49	-0.09	16.00	25.76	33.61
	湍流	7.19	24.37	32.09	37.76	43.05
密封端面热力总倾斜度 $\Delta\phi_{ti}/10^{-6}$	层流	-24.55	-2.37	12.69	20.98	28.36
	湍流	8.05	19.29	25.34	30.67	35.75

时,两种模型的气膜承载力相等,因此湍流效应对端面力变形的影响较小。

随进口温度的升高,两种模型的密封端面热致倾斜度均逐渐增大。热载荷作用下,层流模型的密封端面间隙由发散型变为收敛型,湍流模型的密封端面间隙则始终为收敛型。出现这一现象的原因如下:进口温度低时,层流模型中的密封环外径侧温度高于内径侧,热变形最终使密封端面形成发散型间隙;湍流模型的气膜厚度较小,能有效抑制密封端面间气膜的降温,湍流模型的热变形则促使密封端面形成收敛型间隙。

随进口温度的升高,两种模型的密封端面热力总倾斜度均逐渐增大,表明升高进口温度更利于收敛型间隙的形成。层流模型的热力总倾斜度均小于湍流模型。干气密封进口温度较低时,湍

流效应能有效抑制密封端面发散型间隙的形成。

4 结论

1)湍流效应导致平衡膜厚减小,气膜温度和密封环温度升高。静环轴向受力平衡的条件下,两种模型中的气膜承载力相等,湍流效应对力变形的影响较小。

2)湍流模型下,随着转速的升高,热力总变形导致密封间隙由发散型变为收敛型。进口压力对密封间隙的影响较小。随着进口温度的升高,热力总变形使密封端面形成的收敛型间隙增大。

3)层流模型下的热力总倾斜度均小于湍流模型。转速较低时,湍流效应会减小小密封端面的热力总变形,转速较高则与之相反。进口压力较高时,湍流效应可有效增大密封端面间的收敛型间隙。进口温度较低时,湍流效应可有效减小密封端面形成发散型间隙的概率。

4)从密封端面的热力变形总倾斜度来看,密封端面会形成收敛型或发散型间隙。因此后续可重点开展对过度收敛型间隙和发散型间隙的近平行调控,提高密封性能,降低端面碰磨风险,为干气密封的结构优选提供理论依据。

参考文献:

[1] 章聪. 兆瓦级超临界 CO₂ 透平与压缩机干气密封湍流效应与相变规律研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2022.
ZHANG Cong. Turbulence Effect and Phase Change in Dry Gas Seals for MW-Scale Supercritical CO₂ Turbines and Compressors[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2022.

[2] 沈伟, 彭旭东, 江锦波, 等. 高速超临界二氧化碳干气密封实际效应影响分析[J]. 化工学报, 2019, 70(7): 2645-2659.
SHEN Wei, PENG Xudong, JIANG Jinbo, et al. Analy-

- sis on Real Effect of Supercritical Carbon Dioxide Dry Gas Seal at High Speed[J]. *CIESC Journal*, 2019, 70(7): 2645-2659.
- [3] 严如奇, 丁雪兴, 徐洁, 等. 基于湍流模型的S-CO₂干气密封流场与稳态性能分析[J]. *化工学报*, 2021, 72(8): 4292-4303.
YAN Ruqi, DING Xuexing, XU Jie, et al. Flow Field and Steady Performance of Supercritical Carbon Dioxide Dry Gas Seal Based on Turbulence Model[J]. *CIESC Journal*, 2021, 72(8): 4292-4303.
- [4] FAIRUZ Z M, JAHN I, ABDUL-RAHMAN R. The Effect of Convection Area on the Deformation of Dry Gas Seal Operating with Supercritical CO₂[J]. *Tribology International*, 2019, 137: 349-365.
- [5] 徐洁, 俞树荣, 严如奇, 等. 超临界二氧化碳干气密封热-流-固耦合建模与变形特性分析[J]. *润滑与密封*, 2021, 46(6): 1-9.
XU Jie, YU Shurong, YAN Ruqi, et al. Modeling and Deformation Characteristic Analysis of Thermal-Fluid-Solid Coupling of Supercritical Carbon Dioxide Dry Gas Seal[J]. *Lubrication Engineering*, 2021, 46(6): 1-9.
- [6] 江鹏. 超临界CO₂动静压干气密封稳态性能及热力变形特性研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2022.
JIANG Peng. Study on Steady-State Performance and Thermal Deformation Characteristics of Supercritical CO₂ Hydrodynamic-Static Hybrid Dry Gas Seal [D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2022.
- [7] 严如奇. 超临界二氧化碳干气密封流体动力润滑与密封性能研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2022.
YAN Ruqi. The Research on Hydrodynamic Lubrication and Sealing Performance of Supercritical Carbon Dioxide Dry Gas Seal[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2022.
- [8] WANG Zengli, WANG Qingyang, HAO Muming, et al. The Effect of Thermal-Elastic Deformation on the Sealing Performance of Supercritical CO₂ Dry Gas Seal[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2023, 75(8): 950-958.
- [9] 王珺瑶, 张月, 邓帅, 等. CO₂混合物热物性在CCS研究中的作用: 实验数据、理论模型和典型应用[J]. *化工进展*, 2019, 38(3): 1244-1258.
WANG Junyao, ZHANG Yue, DENG Shuai, et al. Role of Thermodynamic Properties of CO₂ Mixtures in CCS: Data, Models and Typical Applications[J]. *Chemical Industry and Engineering Progress*, 2019, 38(3): 1244-1258.
- [10] 陈维, 宋鹏云, 许恒杰, 等. 含杂质CO₂干气密封运行工况点物性参数计算及密封温度场分析[J]. *工程科学与技术*, 2023, 55(1): 265-278.
CHEN Wei, SONG Pengyun, XU Hengjie, et al. Calculation of Physical Parameters and Analysis of Temperature Fields of CO₂ with Impurities Dry Gas Seal at Operating Points[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2023, 55(1): 265-278.
- [11] Wang J, Ryan D, Anthony E J, et al. The effect of impurities in oxyfuel flue gas on CO₂ storage capacity[J]. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 2012, 11: 158-162.
- [12] GERNERT J, SPAN R. EOS-CG: a Helmholtz Energy Mixture Model for Humid Gases and CCS Mixtures[J]. *Journal of Chemical Thermodynamics*, 2016, 93: 274-293.
- [13] HIRS G G. A Bulk-Flow Theory for Turbulence in Lubricant Films[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1973, 95(2): 137-45.
- [14] 刘柯, 刘莹, 刘向峰. 端面流体动压密封中一种新的湍流计算模型[J]. *润滑与密封*, 2006, (10): 110-112.
LIU Ke, LIU Ying, LIU Xiangfeng. New Turbulent Lubrication Model in Hydrodynamic Face Seal[J]. *Lubrication Engineering*, 2006, (10): 110-112.
- [15] MIYAKE K, INOUE T, WATANABE Y. Two-Way Coupling Fluid - Structure Interaction Analysis and Tests of Shaft Vibration and Clearance Flow Across Plain Annular Seal[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2019, 86(10): 101002.
- [16] ZHANG C, JIANG J B, PENG X D, et al. The Influence and a Direct Judgement Method of the Flow State in Supercritical CO₂ Dry Gas Seal[J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2021, 43(11): 486.
- [17] 金杰. 高速螺旋槽端面机械密封的相变与稳定性研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2021.
JIN Jie. Study on Phase Change and Stability of Spiral Groove Face Mechanical Seal at High Speed[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2021.
- [18] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003: 36-63.
WANG Xucheng. Finite Element Method[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2003: 36-63.
- [19] ZHANG C, JIANG J B, PENG X D, et al. An Investigation on Phase Transitions in a Supercritical CO₂ Dry Gas Seal[J]. *Tribology Transactions*, 2022, 65(4): 728-748.
- [20] DU Q W, GAO K K, ZHANG D, et al. Effects of Grooved Ring Rotation and Working Fluid on the Performance of Dry Gas Seal[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 126: 1323-1332.
- [21] 黄伟峰, 王伟达, 刘莹, 等. 氦气介质干气密封热-流固耦合建模及性能分析[J]. *润滑与密封*, 2021, 46(2): 1-9.
HUANG Weifeng, WANG Weida, LIU Ying, et al. Thermal-fluid-solid Coupling Modeling and Performance Analysis of Dry Gas Seal for Helium Medium[J]. *Lubrication Engineering*, 2021, 46(2): 1-9.
- [22] WANG H, ZHU B S, LIN J S, et al. A Thermohydrodynamic Analysis of Dry Gas Seals for High-Temperature Gas-Cooled Reactor[J]. *Journal of Tribology*, 2013, 135(2): 021701.

(编辑 张洋)

作者简介: 陈维, 女, 1993年生, 博士研究生。研究方向为流体密封技术。发表论文5篇。E-mail: 625371268@qq.com。
许恒杰(通信作者), 男, 1989年生, 副教授、硕士研究生导师。研究方向为流体密封技术。发表论文20余篇。E-mail: why.551@126.com。

本文引用格式:

陈维, 刘美红, 邓强国, 等. 高参数CO₂混合气体干气密封湍流润滑双向耦合热力变形特性[J]. *中国机械工程*, 2026, 37(1): 135-146.
CHEN Wei, LIU Meihong, DENG Qiangguo, et al. Thermal-mechanical Deformation Characteristics of High Parameter CO₂ Mixed Gases Dry Gas Seals under Turbulence Lubrication with a Two-way Coupling Model[J]. *China Mechanical Engineering*, 2026, 37(1): 135-146.