

DOI: 10.19666/j.rlfed.202210268

超临界二氧化碳干气密封实际气体效应和湍流效应分析

韩煜航, 李红智, 张一帆, 杨 玉, 李凯伦
(西安热工研究院有限公司, 陕西 西安 710054)

[摘要] 实际气体效应和湍流效应对超临界二氧化碳 (S-CO₂) 干气密封性能影响很大。建立了典型的螺旋槽干气密封计算模型, 采用 CFD 软件求解 S-CO₂ 干气密封端面流动方程, 获取流体在密封槽间隙间的流动状态, 研究了不同转速下实际气体效应和湍流效应对密封性能的影响。结果表明: 实际气体效应和湍流效应使气膜端面压力分布发生显著变化; 实际气体效应会提高气膜开启力和泄漏量, 对开启力的增强作用随转速增大而变强, 但对泄漏量的影响程度几乎不随转速变化; 低转速时, 湍流效应对开启力影响微弱, 随着转速增大, 湍流效应使得开启力急剧增大, 且增幅随转速增大而增大; 在高转速 S-CO₂ 干气密封中, 实际气体效应和湍流效应的共同作用使得气膜端面的开启力显著提高, 且湍流效应的影响程度大于实际气体效应。

[关键词] 超临界二氧化碳; 干气密封; 实际气体效应; 湍流效应

[引用本文格式] 韩煜航, 李红智, 张一帆, 等. 超临界二氧化碳干气密封实际气体效应和湍流效应分析[J]. 热力发电, 2023, 52(6): 63-72. HAN Yuhang, LI Hongzhi, ZHANG Yifan, et al. Analysis of real gas and turbulence effect of supercritical carbon dioxide dry gas seal[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(6): 63-72.

Analysis of real gas and turbulence effect of supercritical carbon dioxide dry gas seal

HAN Yuhang, LI Hongzhi, ZHANG Yifan, YANG Yu, LI Kailun
(Xi'an Thermal Engineering Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China)

Abstract: The effects of real gas and turbulence have a great influence on the performance of supercritical carbon dioxide (S-CO₂) dry gas seal. A typical spiral groove dry gas seal calculation model is established, and the flow equation on the end face of supercritical carbon dioxide dry gas seal is solved by CFD software to obtain the flow state of fluid between the seal slots. The influence of real gas and turbulence effects on opening force and leakage are investigated under different rotational speed. The results show that both real gas and turbulence effects make the pressure distribution of the gas film change significantly. The real gas effect improves the opening force and leakage of gas film, and the strengthening effect on the opening force becomes stronger with the increase of the rotational speed, while the effect on the leakage almost does not change with the rotational speed. At low rotational speed, the turbulence effect has a weak effect on the opening force. With the increase of rotational speed, the opening force increases sharply due to the turbulence effect, and the increase increases with the increase of rotational speed. In the high speed S-CO₂ dry gas seal, the combined effect of real gas and turbulence effect makes the opening force of gas film increase significantly, and the turbulence effect is greater than the real gas effect.

Key words: supercritical carbon dioxide; dry gas seal; real gas effect; turbulence effect

超临界二氧化碳 (supercritical carbon dioxide, S-CO₂) 布雷顿循环由于其对环境友好、热电转换效率较高、灵活性好等特点, 在核电、煤电、余热回

收和可再生能源等领域具有很大的发展潜力^[1-3], 是未来清洁高效发电技术和能源综合利用技术的热点研究方向^[4-6]。在 S-CO₂ 布雷顿循环中, 压缩机、

收稿日期: 2022-10-31 网络首发日期: 2023-02-03

基金项目: 国家重点研发计划项目 (2018YFB1501004)

Supported by: National Key Research and Development Program (2018YFB1501004)

第一作者简介: 韩煜航 (1998), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为超临界二氧化碳干气密封, hanyuhang@tpri.com.cn.

透平等关键部件的效率与密封系统密切相关。作为 S-CO₂ 透平旋转机械的重要组成部分,密封系统决定了其运行的高效性和安全性^[7]。美国 Sandia 实验室的 S-CO₂ 透平机械采用梳齿密封,其泄漏率达到 1%~2%^[8],导致透平机械效率较低。与之相比,干气密封在运行时摩擦和磨损更小、功耗更低,泄漏率更低,可以达到万分之几,并且结构简单,系统可靠,可实现长周期稳定运行^[9]。

由于在高转速和高压差时, S-CO₂ 干气密封内流体流动较快,且在近临界区 CO₂ 物性突变,可能会引发湍流效应和实际气体效应,以往基于层流和理想气体的经典模型将不再适用。目前,针对 S-CO₂ 高密度和变物性的特点,有许多国内外学者进行相关的研究。Fairuz 等人^[10]研究了 S-CO₂ 在 2 种工况下压力、温度和密度对干气密封开启力和泄漏率的影响,分析得到在气体密度较大的情况下,离心效应起着重要的作用。Du 等人^[11]通过数值模拟研究了开槽环旋转对密封气体性能的影响,采用热-流-固耦合方法,利用实际气体模型,指出 2 种模型计算结果具有较大差异,为 S-CO₂ 的应用提供了参考。马高峰等^[12]通过数值模拟研究了在考虑实际气体效应时,不同工况参数和结构参数对膜压分布、气膜开启力和泄漏量的影响,指出流体的密度和黏度在径向的变化趋势。沈伟等^[13]采用有限差分法,分析实际气体效应对干气密封性能的影响规律。章聪等^[14]通过建立高精度的膜压求解模型,研究了不同参数下各实际效应对 S-CO₂ 开启力和泄漏率的影响规律。结果表明:实际气体效应对干气密封的稳态性能影响显著,阻塞效应影响较弱。杨青等^[15]通过建立考虑惯性效应的变黏度变密度干气密封数学模型,分析得到在靠近临界点与远离临界点,压力和转速均会增强干气密封的动态特性参数。

干气密封中流体的湍流效应也引起了国内外学者的关注。江锦波等^[16]基于多变量摄动法,对比分析了在近临界区 S-CO₂ 干气密封的动态特性,指出湍流效应对干气密封动态特性影响显著。XU 等人^[17]研究了层流和紊流条件下 CO₂ 螺旋槽干气密封的流场。江鹏等^[18]基于湍流模型对比研究了不同传热模型对干气密封稳态性能参数的影响。Du 等人^[19]通过数值模拟研究了 4 种不同湍流模型下 S-CO₂ 干气密封的性能参数,指出 SST $k-\omega$ 湍流模型计算得到的结果误差最小,与实际最为接近。王宇飞^[20]和严如奇^[21]等均基于湍流模型,通过数值模拟研究了不同入口压力和转速等参数下干气密封的密封性能变化。

S-CO₂ 压缩机工作在 CO₂ 的临界点附近,物性变化较剧烈,实际气体效应和湍流效应对 S-CO₂ 干气密封性能的影响较大,现有文献对此研究较少。本文通过对典型螺旋槽干气密封进行建模,将 NIST 数据库中的 S-CO₂ 物性计算模型编译成 C 语言程序,再通过 CFD 软件调用计算;分析了在不同转速下,实际气体效应和湍流效应对 S-CO₂ 干气密封性能的影响规律,并分析了螺旋槽槽深与气膜厚度对密封性能的影响。

1 几何模型

图 1 为本文所研究的螺旋槽干气密封结构示意图,相应的几何参数见表 1。由于螺旋槽模型中心对称,流场具有周期性,因此在建模时选择整个模型的 $1/N_g$ (N_g 为槽数) 作为计算域,以提高计算效率。螺旋槽的槽型为对数螺旋线,其方程为:

$$R = R_g e^{\theta \tan \alpha} \quad (1)$$

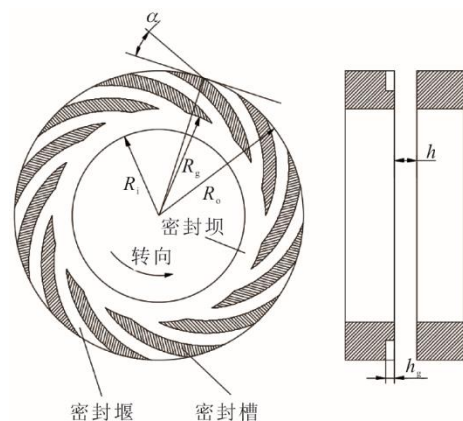


图 1 动环端面几何模型

Fig.1 Schematic diagram of dry gas seal rotor

表 1 螺旋槽干气密封几何参数
Tab.1 Geometric parameter of spiral dry gas seal

项目	数值	项目	数值
干气密封外径 R_o /mm	77.78	螺旋角 α (°)	15
槽根半径 R_g /mm	69.00	槽深 h_g /μm	3~9
干气密封内径 R_i /mm	58.42	气膜厚度 h /μm	2.55~7.05
槽数 N_g /个	12		

2 数值计算方法

2.1 流场的基本假设

由于干气密封流场的本身特性,为了方便计算,对所研究的流场有如下基本假设: 1) 密封动静环为刚性且表面光滑,忽略粗糙度和变形的影响; 2) 润滑气体为牛顿流体,且流动过程中与固体壁面无滑移; 3) 动静环严格对中,不考虑扰动或偏摆对

气膜的影响；4) 气体分子半径远远小于气膜间隙；5) 固体材料温度相等且恒定，特性保持不变。

2.2 流体控制方程和流动因子

在旋转系统中，采用雷诺平均 NS 方程来模拟流体流动，其控制方程如下。

质量守恒方程为：

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{v}_r) = 0 \quad (2)$$

式中： ρ 为密度， kg/m^3 ； \mathbf{v}_r 为相对速度向量。

动量守恒方程为：

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{v}_r \mathbf{v}_r) + \rho(2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v}_r + \boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{\omega}_0 \times r) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} \quad (3)$$

式中： $\boldsymbol{\omega}_0$ 为角速度向量； r 为有效旋转半径， mm ； p 为压力， MPa ； $\boldsymbol{\tau}$ 为应力张量。

能量守恒方程为：

$$\nabla \cdot (\rho H \mathbf{v}_r) + \nabla \cdot (\rho \frac{1}{2} \mathbf{v}_1^2 \mathbf{v}_r) + \nabla \cdot (\rho \frac{1}{2} u_1^2 \mathbf{v}_r) = k \nabla T + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{v}_r) \quad (4)$$

$$\mathbf{v}_r = \mathbf{v} - \mathbf{u}_r \quad (5)$$

$$\mathbf{u}_r = \boldsymbol{\omega} \times r \quad (6)$$

式中： H 为焓， kJ/kg ； v_1 为相对速度大小， m/s ； u_1 为旋转速度大小， m/s ； \mathbf{u}_r 为旋转速度向量； T 为温度， K 。

本文采用的密封介质为 S-CO_2 。由于 S-CO_2 干气密封转速很高，流体在密封端面的流动有很强的剪切流动，因此需要对流动形式进行判断。流体在动静环之间的微小间隙中流动时，流动因子^[22]定义为：

$$a = \sqrt{\left(\frac{Re_c}{1\ 600}\right)^2 + \left(\frac{Re_p}{2\ 300}\right)^2} \quad (7)$$

$$Re_c = \frac{\rho \omega r h}{\mu} \quad (8)$$

$$Re_p = \frac{\rho v_1 h}{\mu} \quad (9)$$

式中： a 为流动因子，当 $a > 1$ 时流体为湍流流动， $a < 1$ 时流体为层流流动； Re_c 为径向雷诺数； Re_p 为切向雷诺数； ω 为转速， rad/min ； h 为气膜厚度， μm ； μ 为动力黏度， $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

2.3 状态方程

根据密封介质和工况条件的不同，采用 2 种状态方程。对于理想气体，采用理想气体状态方程：

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{v}_r) = 0 \quad (10)$$

对于 CO_2 ，采用 Span-Wagner 状态方程。由于 CO_2 在超临界附近物性参数表现出高度非线性，理

想气体方程将不能满足其在物性参数上的要求，而 Span-Wagner 状态方程^[22]在临界点附近计算精度高，误差在工程容许范围内，因此选用该方程作为 CO_2 的状态方程。该状态方程用无量纲亥姆霍兹自由能表示为：

$$\frac{A(\rho, T)}{RT} = \phi(\delta, \tau) = \phi_o(\delta, \tau) + \phi_t(\delta, \tau) \quad (11)$$

在 CO_2 模拟计算时，采用 NIST 发布的流体性质数据库 REFPROP。该数据库是基于上述 Span-Wagner 状态方程建立的，并将获得的 CO_2 物性参数编译成 C 语言程序。因此，本文后续涉及 CO_2 物性计算时，直接调用程序。

2.4 稳态性能参数

干气密封在高速运转下需要良好的气膜稳定性和密封性。

气膜开启力的表达式为：

$$F = \int_0^{2\pi} \int_{R_o}^{R_i} p r dr d\theta \quad (12)$$

泄漏量的表达式为：

$$Q = \int_0^{2\pi} \int_0^h v_r r dz d\theta \quad (13)$$

2.5 边界条件及工况参数

通过对数螺旋线方程建立 $1/N_g$ 气膜的几何模型，保存为 X_T 格式后导入到网格划分软件中进行网格划分。由于模型轴向方向厚度只有几微米，在建模时将轴向方向放大 1 000 倍，划分好网格后，导入到 CFD 软件时再在轴向方向压缩 1 000 倍至实际尺寸。设置的边界条件如图 2 所示，工况参数见表 2。采用周期性边界条件，计算域设置为旋转域，与动环接触的壁面设置为无滑移壁面条件，与静环接触的壁面设置为反向旋转壁面条件。采用基于压力的求解器，压力速度耦合采用 SIMPLEC 算法，并采用二阶迎风格式离散密度、压力和能量项。本文中湍流模型选用 SST $k-\omega$ 湍流模型进行计算。

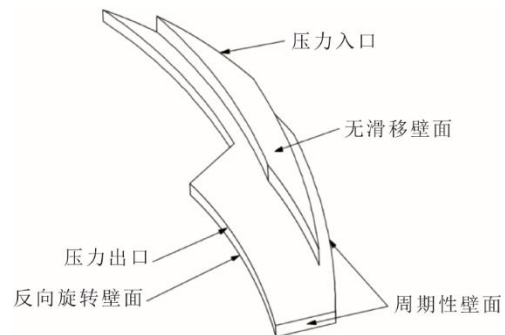


图 2 边界条件

Fig.2 Boundary conditions

表2 工况参数
Tab.2 Operation conditions

项目	数值	项目	数值
进口压力 p_i/MPa	10.0	转速 $\omega/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	10 000~50 000
出口压力 p_o/MPa	0.1	入口温度 T_i/K	370

2.6 网格无关性检验

为了降低网格质量对计算结果的影响,需要设置合理的网格数量,这样也有利于在合适的计算速度下提升模拟计算的精度。对建立好的三维几何模型划分不同的网格数量,并针对不同网格数的气膜模型分别进行仿真计算,通过计算得到不同网格数量下气膜模型的开启力和泄漏量,验证曲线如图3所示。从图3可以看出,当网格数量超过25万时,开启力和泄漏量几乎不再发生改变。考虑到计算效率,本文网格采用254 400个。划分好的网格如图4所示。

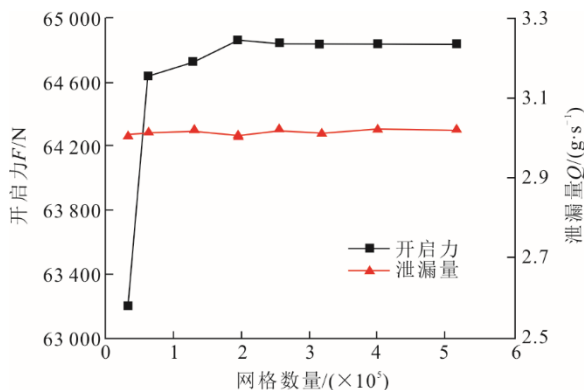


图3 网格无关性验证
Fig.3 Grid independence verification

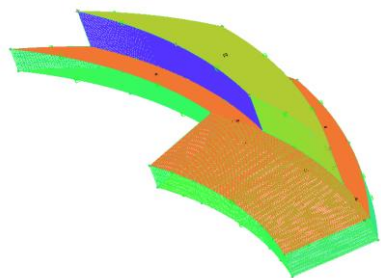


图4 网格生成
Fig.4 Mesh generation

3 计算结果及分析

3.1 实际气体效应的影响

CO_2 和理想气体密度随压力和温度的变化曲线如图5所示。由图5可见:在近临界点附近, CO_2 物性会呈现出非线性变化的特征;且在超临界区域,其高密度和低黏度的物性与理想气体有着显著的区别。本文所述实际气体状态是指流体的工质的密

度和黏度等物性项均采用编译的UDF文件,根据温度和压力获得相应的参数;理想气体状态是指流体密度采用理想气体状态方程,其余物性仍采用编译的UDF文件,来研究实际气体效应对结果的影响。

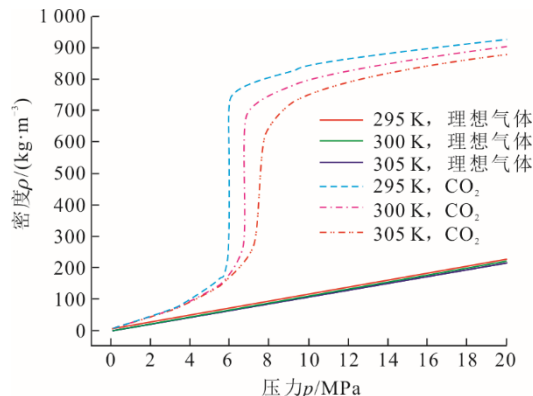


图5 CO_2 和理想气体密度随压力和温度的变化曲线
Fig.5 Curve of the density of carbon dioxide and ideal gas with pressure and temperature

为研究实际气体效应对S- CO_2 干气密封性能的影响,设置工质流态为湍流,工况为入口压力10 MPa、入口温度370 K,槽深 $h_g=5\ \mu\text{m}$,气膜厚度 $h=3.05\ \mu\text{m}$,分别计算了采用理想气体和实际气体在不同转速下的压力分布与密封性能。

图6为理想气体和实际气体模型时,S- CO_2 干气密封端面压力分布云图。

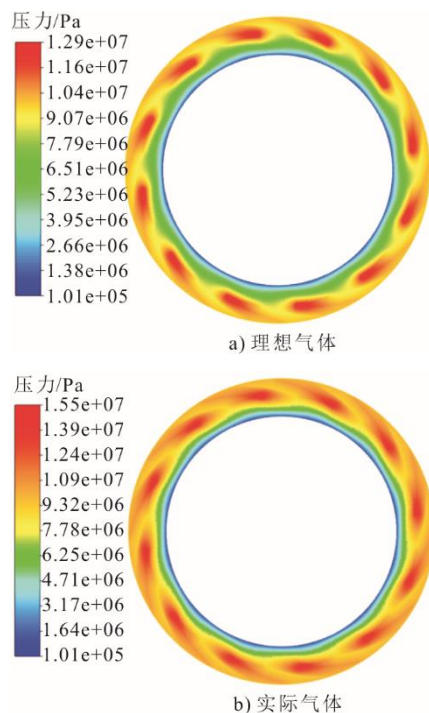


图6 湍流模型下,密封端面压力分布云图
(转速 $n=30\ 000\ \text{r}/\text{min}$)
Fig.6 Pressure distributions of seal(turbulence),
 $n=30\ 000\ \text{r}/\text{min}$

由图 6 可见，高速旋转时，密封气体被吸入螺旋槽内，由于槽根部的阻挡作用，高速旋转下的密封气体受到挤压并向密封间隙中流动，产生动压效应，使得密封气体在槽根部具有高压区域。

图 7 为基于不同模型计算出压力、温度和密度沿径向分布曲线。

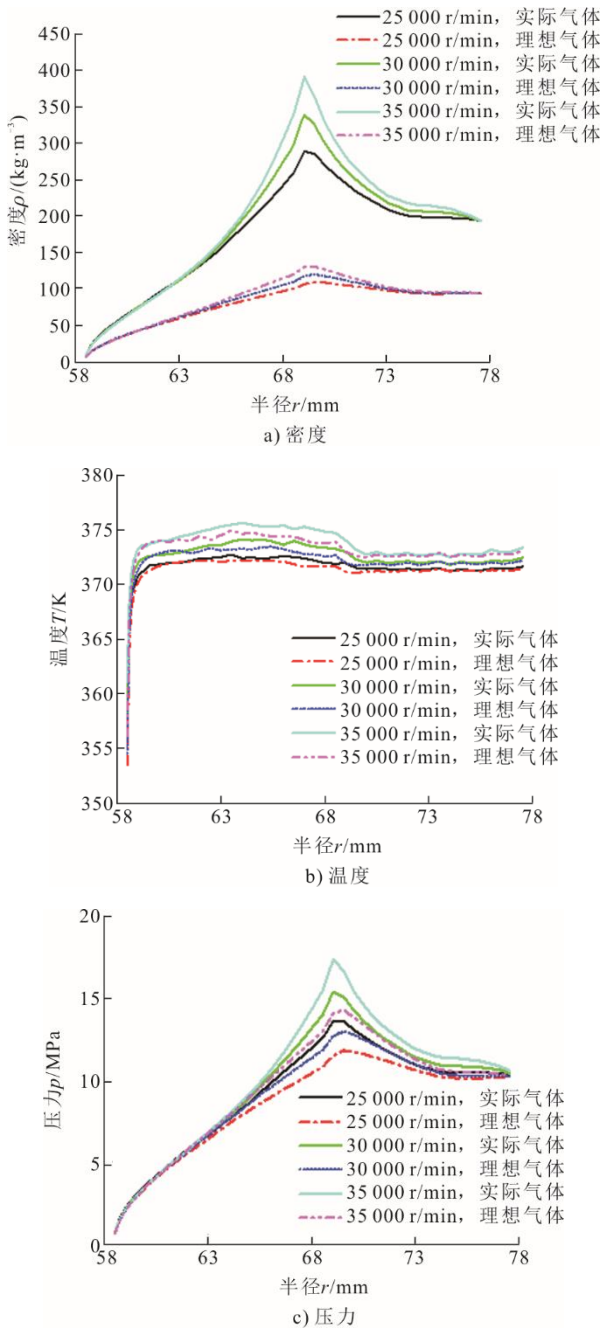


图 7 不同转速下，压力、温度和密度沿径向分布曲线
Fig.7 Pressure, temperature and density distributions in radial direction at different rotation speed

图 7 中，实际气体计算结果用实线表示，理想气体计算结果用虚线表示。由图 7 可见：随着密封气体被吸入沿径向向内流动，压力在不同模型中均

表现出先增加再降低的趋势；相同转速下，在槽根部，实际气体模型的压力总是高于理想气体模型中的压力，且差值随着转速的增大而增大；同时，在相同转速下，实际气体模型的压力梯度大于理想气体模型的压力梯度。温度在靠近内边缘处存在较高的差异：当转速分别为 25 000 r/min 和 35 000 r/min 时，可以观察到最大差异为 0.13% 和 0.34% (图 7b)。在高转速下，能量耗散加剧，使得温度差异加剧。由图 7c) 可见，在槽根处可以观察到显著的密度差，且差异随转速的增大而增大。这是由于对于给定的状态点，不同的状态方程 (即式(10)和式(11)) 得到的密度值相差很大。当工况接近临界点时，应使用 Span-Wagner 状态方程来模拟 S-CO₂ 干气密封。

图 8a)、图 8b) 分别是 2 种气体模型下，干气密封气膜端面开启力和泄漏量随转速的变化曲线。

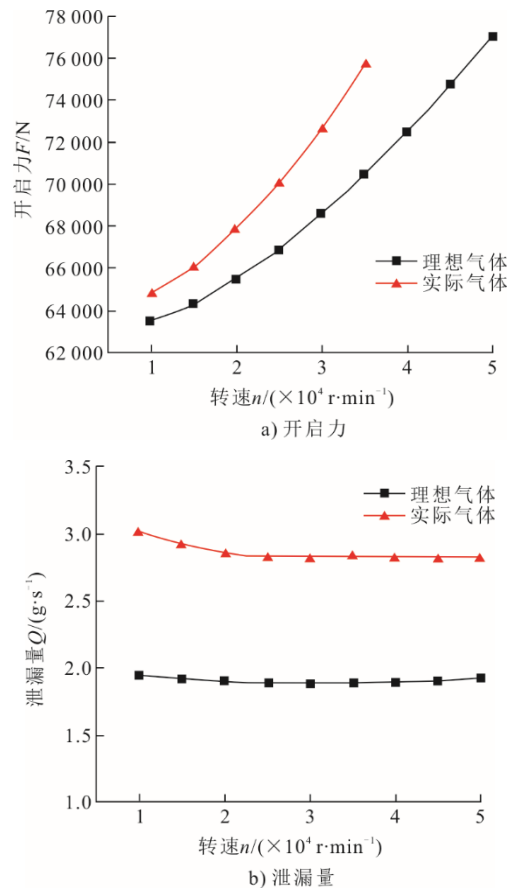


图 8 不同气体模型下，开启力与泄漏量随转速变化曲线
Fig.8 Opening force and leakage at different rotation speed for ideal and real gas

由图 8a) 可见，2 种模型的开启力均随转速的升高而逐步增大。实际气体模型的开启力总是高于理想气体模型，且二者的差值随着转速升高而增大。在 35 000 r/min 时，二者开启力相差 7.37%。结合

图6可知,转速增大,膜间气压升高,气膜开启力是对整个密封端面压力的积分,因此2种模型的开启力均随转速升高而增大。在实际气体模型中,S-CO₂的密度高于相应理想气体密度,转速增加,螺旋槽输送能力增强,CO₂黏性影响相对减弱,导致槽区压力升高,开启力增大。

由图8b)可见,随着转速增加,当干气密封稳定运行时,2种模型的泄漏量均呈现出先略微降低后几乎不变的趋势。转速增大会使流体的离心惯性力增强,离心惯性力会阻碍流体向内流动,而转速增大时流速也将增大,更多的流体向内流动,二者作用下,使得在干气密封稳定时,泄漏量变化不明显。相同工况下,S-CO₂气体密度大,在临界区域,密度变化达到理想气体的1.5倍,因此,转速一样时,2种模型出口处流速接近,泄漏量主要由工质的密度决定。实际气体模型的泄漏量高于理想气体模型的泄漏量,且二者差值在50%左右,可见采用实际气体模型对提高模拟精度有很大的必要。

3.2 湍流效应的影响

图9为转速为30 000 r/min时,层流模型与湍流模型下密封端面压力分布云图。

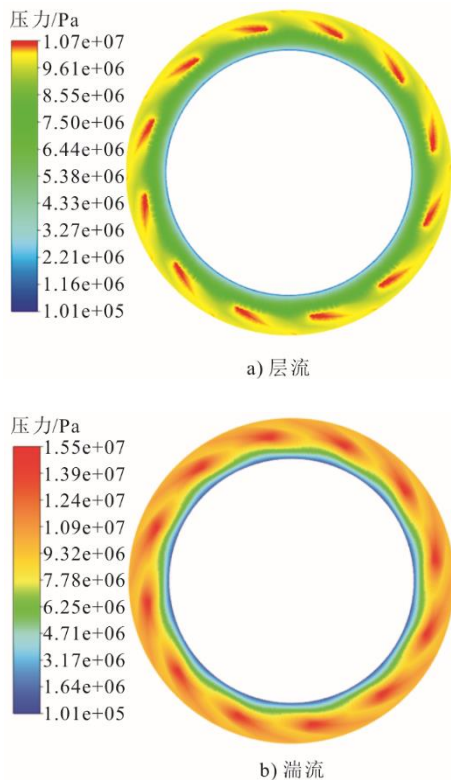


图9 实际气体模型下,密封端面压力分布云图
(转速 $n=30\,000\text{ r/min}$)

Fig.9 Pressure distributions of seal(real gas),
 $n=30\,000\text{ r/min}$

2种模型的工质均采用实际气体模型,湍流模型采用SST $k-\omega$ 湍流模型。从图9可以看出,在湍流模型下气膜压力比层流模型下气膜压力在槽区变化更加剧烈,且动压效应更高。

图10为不同转速下,2种流态模型下压力、温度和密度沿径向分布曲线。

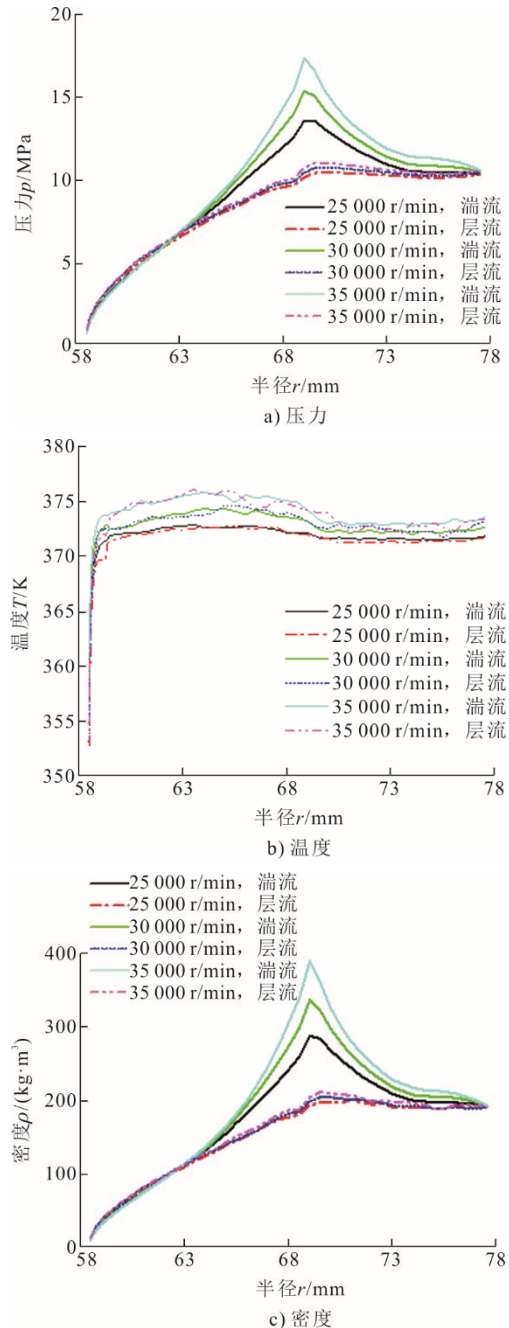


图10 不同转速下,压力、温度和密度沿径向分布曲线
Fig.10 Pressure, temperature and density distributions in
radial direction at different rotation speed

图10中,湍流模型的计算结果用实线表示,层流模型的计算结果用虚线表示。从图10可以看出,2种流态下气膜压力均沿着半径从外到内先逐渐增

大，在槽根部附近达到最大值，随后逐渐减小。然而，在靠近槽根区域，湍流模型具有更高的压力值，在 35 000 r/min 时最大可以相差 56.74%。在湍流模型中，流体的最大流速可以达到 290 m/s；而在层流模型中，流速最大可以达到 360 m/s。相同工况下，较高的流速意味着更低的压力。此外，2 种模型的流动因子几乎均达到湍流范围，因此在实际计算时，应采用湍流模型以减小误差。在低转速时，温度分布差异较小，在 35 000 r/min 时，温度在槽根部存在 0.26% 的差异。在槽根处可以观察到显著的密度差，且差异随转速增大而增大；但与 3.1 节不同的是，在入口处密度相同，随着流体流入密封间隙，湍流模型下压力梯度更高，使得湍流模型下的密度更高，且这种差异随着流体流入而增大。

图 11 为 2 种流动状态下，干气密封气膜端面开启力和泄漏量随转速的变化曲线。

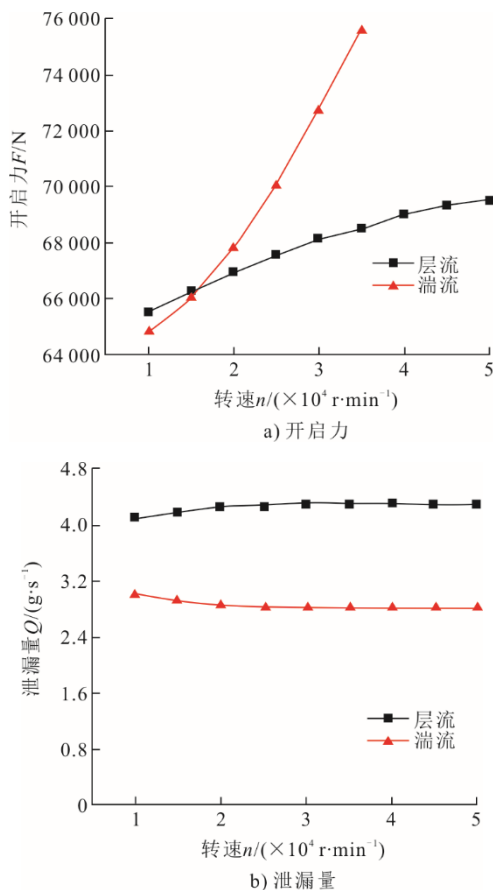


图 11 不同流态下，开启力与泄漏量随转速变化曲线
Fig.11 Opening force and leakage at different rotation speed for turbulence and laminar flow model

由图 11 可见，2 种流态下，气膜开启力均随着转速的增大而增加。这是由于转速增大时，膜间气压升高，而开启力是对整个密封端面压力的积分，

所以 2 种模型下开启力均随转速增大而增加。与前面实际气体效应对开启力影响不同，在低转速时，层流模型的开启力略高于湍流模型；当转速增大至 20 000 r/min 时，湍流模型的开启力开始高于层流模型，且两者的差值随着转速的增大而增大。低转速时，湍流模型和层流模型压力分布相近，使得开启力相差不大，甚至出现层流模型的开启力大于湍流模型的开启力；随着转速增大，湍流效应使干气密封膜间气压急剧增大，使得开启力急剧上升。

由图 11b) 可见，在层流状态和湍流状态下，泄漏量随转速的变化呈现不同趋势。在层流状态下，泄漏量随转速增大先增大后几乎不变；而在湍流状态下，泄漏量将先减低后几乎不变。在干气密封稳定运行后，与图 8 相类似，离心惯性力阻碍流体运动与更多流体涌入的共同作用，使得泄漏量变化不明显。在出口处，层流状态和湍流状态工质的温度、压力相差较小，二者工质密度相近；而在层流状态下，流体工质具有更高的流速，使得在相同的出口面积下，工质流出的质量流量高于湍流状态。

3.3 湍流效应和实际气体效应的影响

图 12 为转速 30 000 r/min，流态分别采用层流和湍流，工质气体模型分别采用实际气体和理想气体模型下，压力沿径向分布曲线。动环旋转时，气体由气膜间隙被吸入，由于受到密封槽的阻碍，4 种模型下流体均呈现在槽根处压力增大的现象；当流体流过槽根区域后，压力逐渐降低，在出口排出。

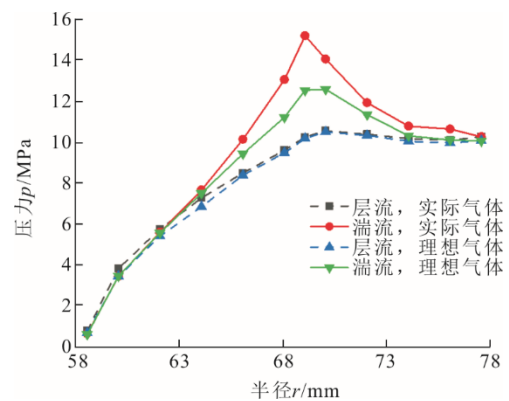


图 12 转速为 30 000 r/min 时，不同流态、不同气体模型下压力沿径向分布曲线

Fig.12 Pressure distributions in radial direction for different flow regime and gas model, $n=30\ 000 \text{ r/min}$

图 13 为不同模型下，开启力与泄流量随转速的变化曲线。图 13 中，湍流模型采用实线表示，层流模型采用虚线表示。由图 13 可见：在湍流模型中，实际气体效应使气膜开启力有所增加，且增幅

随着转速增大而增大；但在层流模型中，实际气体效应对开启力的影响相对较低。

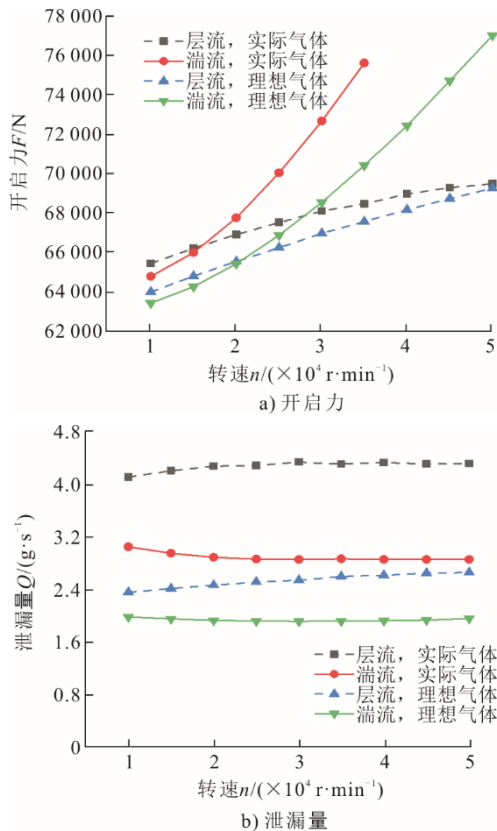


图 13 不同模型下, 开启力与泄漏量随转速变化曲线
Fig.13 Opening force and leakage at different rotation speed for different flow regime and gas model

图 14 为不同转速下 2 种实际效应对开启力与泄漏量变化率的影响。

结合图 13a)和图 14a)可知, 在高转速下, 湍流效应可以有效地提高气膜压力, 进而增大气膜开启力。转速较低时, 2 种实际效应对压力和开启力的影响都比较有限; 但随着转速增大, 实际气体效应和湍流效应的共同作用使得干气密封的开启力显著提高。因此在分析膜间压力分布以及开启力时, 需要综合考虑湍流效应和实际气体效应。特别地, 在高转速下, 湍流效应对开启力的影响程度大于实际气体效应的影响程度。

从图 13b)可以看出, 实际气体效应使泄漏量有所增加, 但增幅受转速的影响较小, 而湍流效应会降低泄漏量。结合图 13b)、图 14b)可知, 将经典模型(层流、理想气体)作为对照组, 湍流效应对泄漏量的降低作用随着转速的增大而增强, 实际气体效应对泄漏量的提高作用随转速增大而略微降低。综合考虑实际气体效应和湍流效应时, 泄漏量变化率随转速增大而降低, 说明在目前研究的转速下,

实际气体效应对泄漏量的影响程度大于湍流效应。

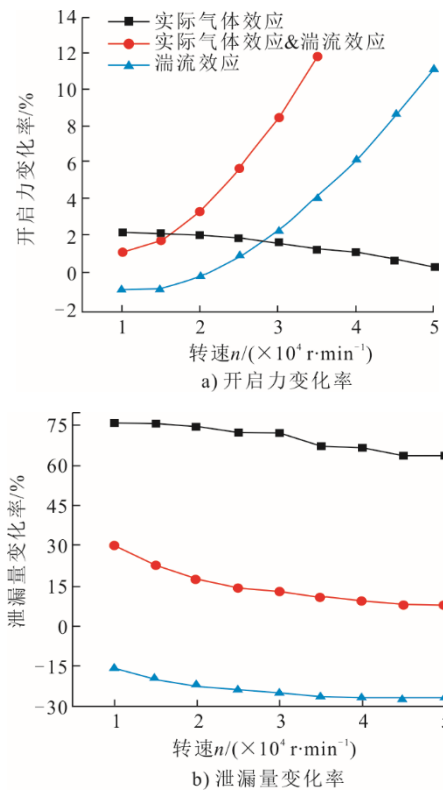


图 14 不同转速下 2 种实际效应对开启力与泄漏量变化率的影响

Fig.14 Influence of two practical effects on opening force and leakage at different rotation speed

3.4 槽深对密封性能的影响

图 15 为入口压力 10 MPa、入口温度 370 K、气膜厚度为 $3.05 \mu\text{m}$, 槽根处压力值随槽深的变化曲线。当其他条件不变, 只增大螺旋槽深度时, 由于密封间隙内密封槽对流体阻碍效应增大, 使得有更多的流体被压缩, 从而造成槽根处压力随着槽深增大而不断增大。且槽根处压力随槽深增大, 近似成线性关系。

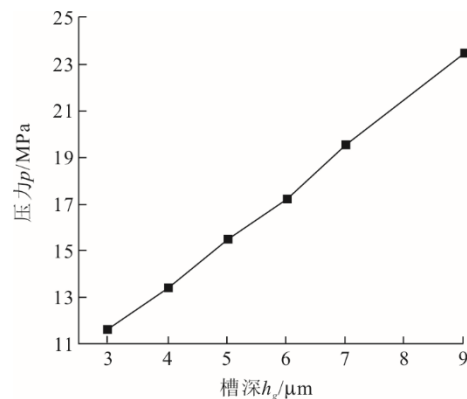


图 15 不同槽深下槽根处压力变化曲线
Fig.15 Curve of pressure value at the bottom of the groove with different depths

图 16 为开启力与泄漏量随槽深变化曲线。由图 16 可知, 开启力与泄漏量均随着槽深增加而近似线性增大。这是由于, 槽深增大后, 由于螺旋槽对流体的阻碍效应, 使得气膜压力增大, 进而气膜开启力增大。槽深由 $3\ \mu\text{m}$ 增加到 $9\ \mu\text{m}$, 开启力增大了 38.98%, 泄漏量增大了 92.69%。由此可见, 槽深对泄漏量的影响程度大于对开启力的影响程度。

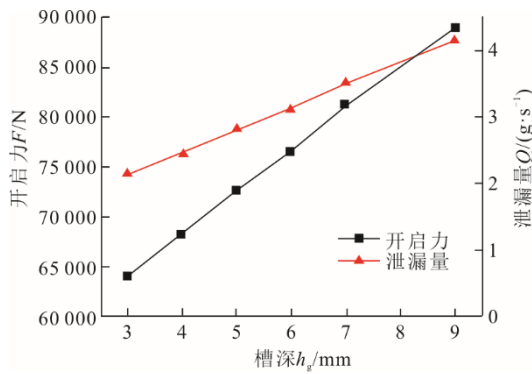


图 16 不同槽深下开启力与泄漏量变化曲线
Fig.16 Curve of opening force and leakage at different groove depths

3.5 气膜厚度对密封性能的影响

入口压力 10 MPa、入口温度 370 K、槽深厚度为 $5\ \mu\text{m}$, 对不同气膜厚度时 S-CO₂ 干气密封的槽根处压力值、开启力与泄漏量进行计算, 结果如图 17、图 18 所示。

由图 17 可以看出: 当气膜厚度在 $5\ \mu\text{m}$ 以下时, 槽根处压力随着气膜厚度的增大而不断降低; 当气膜厚度大于 $5\ \mu\text{m}$ 时, 压力将不再变化; 当气膜厚度增大时, 动静环之间的间隙增大, 使得气膜压力降低, 从而使得槽根处压力降低; 当气膜厚度增大到一定程度时, 气体的压力将与入口处压力相同, 此时, 槽根处压力将不再降低。

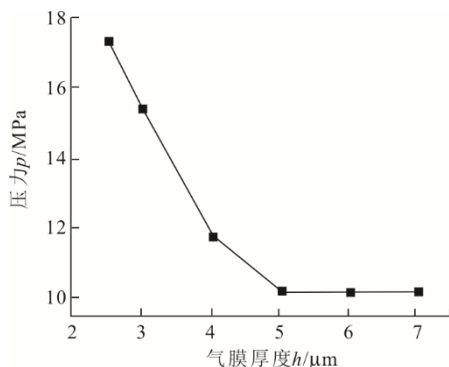


图 17 不同气膜厚度下槽根处压力值变化曲线
Fig.17 Curve of pressure value at the bottom of the groove with different film thickness

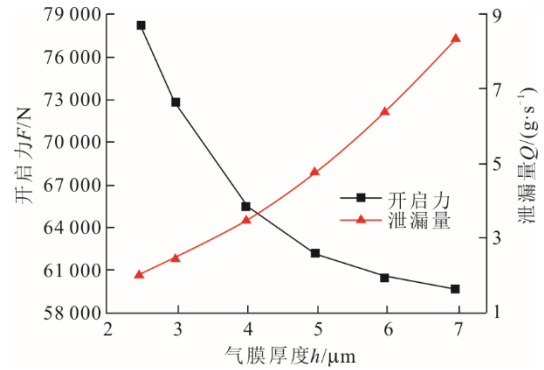


图 18 不同气膜厚度下开启力与泄漏量变化曲线
Fig.18 Curve of opening force and leakage at different film thickness

由图 18 可见: 随着气膜厚度增大, 开启力不断减小, 泄漏量不断增大, 且开启力降低的幅度随着气膜厚度的增大而减小; 随着气膜厚度增大, 气膜间流体的动压效果降低, 使得开启力降低, 且随着气膜厚度增大, 动静环之间的间隙也随之增大, 泄漏量在双重作用下增大。在实际运行过程中, 气膜间隙有时会由于振动等原因突然增大, 此时, 气膜开启力降低, 动静环将受到挤压, 从而使气膜间隙降低, 形成动态平衡。

4 结 论

1) 在临界点附近, 实际气体效应显著, 主要性能差异体现在槽根部附近。实际气体效应对开启力的影响程度会随转速增大而增加, 最大可达到 7.37%, 对泄漏量的影响程度几乎不随转速变化, 保持 50% 的增幅。

2) 在高转速时, 湍流效应对开启力影响较大。随着转速增大, 湍流效应使得开启力急剧增加, 且增长幅度随着转速增大而增大; 在层流状态下, 泄漏量随转速增大先增大而后几乎不变, 而在湍流状态下, 泄漏量随着转速增大先降低而后几乎不变。

3) 在高转速 S-CO₂ 干气密封中, 实际气体效应和湍流效应的共同作用使得气膜端面的开启力显著提高, 且湍流效应对开启力的影响程度大于实际气体效应。

4) 随着螺旋槽槽深的增加, 干气密封间气膜开启力和泄漏量随之增大, 且二者变化趋势近似相同。其中, 槽深的变化对泄漏量的影响程度大于对气膜开启力的影响程度。随着气膜间隙的增大, 开启力不断降低, 泄漏量不断增大。这是由于气膜膜厚增大使得动静环间间隙增大, 流体的出口面积增大, 使得泄漏量增大。

[参考文献]

- [1] VESOVIC V, WAKEHAM W A, OLCHOWY G A, et al. The transport properties of carbon dioxide[J]. Journal of Physical and Chemical Reference Data, 1990, 19(3): 763-808.
- [2] 张一帆, 李红智, 杨玉, 等. 垂直上升加热管道内超临界二氧化碳流动不稳定性研究[J]. 热力发电, 2020, 49(10): 65-72.
ZHANG Yifan, LI Hongzhi, YANG Yu, et al. Research on flow instability of supercritical carbon dioxide in a vertical upward heated tube[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(10): 65-72.
- [3] 白文刚, 李红智, 张磊, 等. 一种改进的超临界二氧化碳燃煤发电系统及其焓分析[J]. 热力发电, 2020, 49(10): 114-119.
BAI Wengang, LI Hongzhi, ZHANG Lei, et al. Exergy analysis for an improved recompression supercritical carbon dioxide cycle for coal-fired power plant[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(10): 114-119.
- [4] 张旭伟, 白文刚, 吴家荣, 等. 采用超临界二氧化碳动力循环回收燃气轮机排气余热的系统优化研究[J]. 热力发电, 2021, 50(5): 43-50.
ZHANG Xuwei, BAI Wengang, WU Jiarong, et al. Optimization of system using supercritical carbon dioxide power cycle to recover waste heat from gas turbine exhaust[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(5): 43-50.
- [5] 吴家荣, 李红智, 杨玉, 等. 非均匀加热管内超临界CO₂传热特性研究[J]. 热力发电, 2019, 48(11): 22-29.
WU Jiarong, LI Hongzhi, YANG Yu, et al. Heat transfer characteristics of supercritical CO₂ in a non-uniform heated tube[J]. Thermal Power Generation, 2019, 48(11): 22-29.
- [6] AHN Y, BAE S J, KIM M, et al. Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development[J]. Nuclear Engineering and Technology, 2015, 47(6): 647-661.
- [7] 严新平, 王佳伟, 孙玉伟, 等. 船舶余热利用 sCO₂ 布雷顿循环发电技术综述[J]. 中国机械工程, 2019, 30(8): 939-946.
YAN Xinping, WANG Jiawei, SUN Yuwei, et al. Review on sCO₂ Brayton cycle power generation technology based on ship waste heat recovery utilization[J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(8): 939-946.
- [8] WRIGHT S A, RADEL R F, VEMON M E, et al. Operation and analysis of supercritical CO₂ Brayton cycle[R]. Albuquerque: Sandia Report, 2010: 1.
- [9] VALDES M, ABBAS R, ROVIRA A, et al. Thermal efficiency of direct, inverse and S-CO₂ gas turbine cycles intended for small power plants[J]. Energy, 2016, 100: 66-72.
- [10] FAIRUZ Z M, JAHN I. The influence of real gas effects on the performance of supercritical CO₂ dry gas seals[J]. Tribology International, 2016, 102: 333-347.
- [11] 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.
- [12] 马高峰, 丁雪兴, 张伟政, 等. 超临界二氧化碳微尺度干气密封性能分析[J]. 润滑与密封, 2020, 45(8): 61-69.
MA Gaofeng, DING Xuexing, ZHANG Weizheng, et al. Performance analysis of supercritical carbon dioxide micro-scale dry gas seals[J]. Lubrication Engineering, 2020, 45(8): 61-69.
- [13] 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. Analysis on real effect of supercritical carbon dioxide dry gas seal at high speed[J]. CIESC Journal, 2019, 70(7): 2645-2659.
- [14] 章聪, 彭旭东, 江锦波, 等. 实际气体、阻塞和湍流效应对超临界CO₂干气密封性能的影响[J]. 中国电机工程学报, 2022, 42(20): 7563-7574.
ZHANG Cong, PENG Xudong, JIANG Jinbo, et al. Influence of real gas, choked flow, and turbulence effect on performance of supercritical CO₂ dry gas seals[J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 42(20): 7563-7574.
- [15] 杨青, 孙鑫晖, 郝木明, 等. 考虑惯性效应的超临界二氧化碳干气密封动态特性研究[J]. 润滑与密封, 2022, 47(1): 44-52.
YANG Qing, SUN Xinhui, HAO Muming, et al. Study on dynamic characteristics of supercritical carbon dioxide dry gas seal considering inertia effect[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(1): 44-52.
- [16] 江锦波, 滕黎明, 孟祥铠, 等. 基于多变量摄动的超临界CO₂干气密封动态特性[J]. 化工学报, 2021, 72(4): 2190-2202.
JIANG Jinbo, TENG Liming, MENG Xiangkai, et al. Dynamic characteristics of supercritical CO₂ dry gas seal based on multi variables perturbation[J]. CIESC Journal, 2021, 72(4): 2190-2202.
- [17] XU J, PENG X D, BAI S X, et al. CFD simulation of microscale field in spiral groove dry seal[C]//Proceedings of IEEE/ASME International Conference on Mechatronics and Embedded Systems and Applications. Suzhou: IEEE, 2012.
- [18] 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 Peng, JIANG Jinbo, PENG Xudong, 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.
- [19] DU Q W, ZHANG L, ZHANG D, et al. Numerical investigation on flow characteristics and aerodynamic performance of shroud seal in a supercritical CO₂ axial-flow turbine[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 169: 114960.
- [20] 王宇飞, 丁雪兴, 马高峰, 等. 衍生螺旋槽对超临界二氧化碳干气密封微气膜稳态特性影响[J]. 润滑与密封, 2022, 47(8): 90-99.
WANG Yufei, DING Xuexing, MA Gaofeng, et al. Influence of derivative spiral groove on steady state characteristics of micro gas film in supercritical carbon dioxide dry gas seal[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(8): 90-99.
- [21] 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.
- [22] BRUNETIERE N, TOURNERIE B, FRENE J. Influence of flow regimes on performance of non-contacting liquid face seals[J]. ASNE J Tribol, 2002, 124(3): 515-523.

(责任编辑 刘永强)