

螺旋槽结构对 SCO_2 压气机轴端 干气密封性能影响的数值研究

袁韬, 李志刚, 李军, 袁奇

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 针对 450 MWe 超临界二氧化碳(SCO_2)压气机设计的轴端螺旋槽干气密封结构,采用数值求解三维雷诺时均 Navier-Stokes(RANS)和 SST 湍流模型的方法研究了螺旋槽深度和角度对其性能的影响。基于与实验测量的空气介质的螺旋槽干气密封性能实验数据的对比,验证了数值方法的准确性。计算了 5 种螺旋槽深度和 4 种螺旋角下 SCO_2 螺旋槽干气密封的泄漏量、开启力和开漏比。结果表明:螺旋槽深度的增加会显著提升干气密封螺旋槽根部的最高压力和高压力区域,进而导致具有更高的开启力,同时增加了泄漏量。螺旋角为 20° 时,螺旋槽深度从 $3\text{ }\mu\text{m}$ 增加至 $7\text{ }\mu\text{m}$,开启力最大增加 9.07%;螺旋角为 25° 时,泄漏量最大增加 18.67%;螺旋角为 15° 时,螺旋槽深度是 $3\text{ }\mu\text{m}$ 的干气密封具有最大的开漏比,此时干气密封在各螺旋槽深度下具有最好的综合性能。研究工作可为 SCO_2 螺旋槽干气密封性能分析提供参考。

关键词: SCO_2 压气机;螺旋槽干气密封;泄漏量;开漏比;数值模拟

中图分类号: TG333.2 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202011005 **文章编号:** 0253-987X(2020)11-0037-09



OSID 码

Effect of Spiral Structure on the Shaft End Dry Gas Seal Performance for Supercritical Carbon Dioxide Compressors

YUAN Tao, LI Zhigang, LI Jun, YUAN Qi

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The spiral groove dry gas seal is designed according to the sealing requirements of the shaft end in 450 MWe supercritical CO_2 (SCO_2) compressor. The influences of spiral angle and groove depth on the sealing performance of the designed dry gas seal are numerically investigated using three-dimensional Reynolds-Averaged Navier-Stokes(RANS)equations and SST turbulence model. The accuracy of the numerical method is validated by comparison of the experimental data for dry gas seal with air working fluid. The leakage flow rate, opening force and opening force leakage ratio of the spiral groove dry gas seal at five different spiral groove depths and four different spiral angles are numerically analyzed. The results show that the increase in the spiral groove depth leads to an intense increase in the maximum pressure and the high pressure area in the groove root region of the dry gas seal, which results in a higher opening force and bigger leakage rate. When the groove thickness increases from $3\text{ }\mu\text{m}$ to $7\text{ }\mu\text{m}$, the maximum increase of opening force is 9.07% when the spiral angle is 20° ; the maximum increase of leakage rate is 18.67% when the spiral angle is 25° . The maximum opening force leakage ratio is reached when

the spiral groove angle is 15° , which means the dry gas seal with this groove angle has the best comprehensive sealing performance. The performance analysis of the spiral groove dry gas seal at the shaft end of the compressor in this study provides a reference for the SCO_2 power cycle seal design.

Keywords: SCO_2 compressor; spiral groove dry gas seal; leakage flow; opening force-to-leakage ratio; numerical simulation

超临界二氧化碳(SCO_2)是二氧化碳工质在超过临界点(7.38 MPa, 31°C)后的物理状态,在该状态下 SCO_2 具有高密度、低黏度和低压缩系数的特点,具备接近液体的密度和传热、载热能力,同时具有气体的流动性。 SCO_2 具有良好的化学稳定性,且贮存量丰富,因此被认为是理想的动力循环工质之一^[1-2]。

相比传统的发电循环, SCO_2 循环具有以下特点:①在热源温度 723.15~923.15 K 的条件下,具有较高的循环热效率;② SCO_2 密度大、密度变化小、工质热容大,在压缩过程中温度变化相对较小,有利于提高压缩机压缩过程的效率;③ SCO_2 循环结构更为紧凑,使得循环内透平、压缩机等动力部件结构体积更小^[2]。

SCO_2 工质透平和压气机作为循环的关键部件对循环的效率有着十分重大的影响。动密封作为透平机械的关键部件,对控制透平机械动静间隙中的工质泄漏流动有着极大的影响,但 SCO_2 密度大,且因闭式循环形式导致的过高泄漏代价,使得 SCO_2 压气机面临动静间隙泄漏损失过大的技术挑战。具有优良封严性能的干气密封受到重视,在 SCO_2 透平机械动静间隙泄漏流动控制中得到研究^[2-3]。

干气密封由于较低的功耗、接近 0 的泄漏量和良好的运行寿命在石油化工领域得到广泛应用。具有代表性的螺旋槽干气密封主要由动环、静环和辅助部件 3 部分组成,运行时动环上的螺旋凹槽结构会逐渐压缩密封介质至螺旋槽根部区域,产生动压力,使得动环与静环分开并在之间生成极薄的气膜($2\sim 7\ \mu\text{m}$),该气膜阻塞了工质向低压侧的流动,从而达到极佳的封严效果^[4]。

科研人员对干气密封的封严性能和影响因素开展了大量的研究。Wang 等采用数值方法研究了空气和氦气为工质的压气机用螺旋槽干气密封在高温环境下的封严性能,结果表明螺旋槽干气密封在氦气压气机中的最高温度分布满足设计要求,空气与氦气工质的干气密封具有相似的泄漏量^[5]。Xu 等发展了基于 Muijdemann 模型的可压缩干气密封性

能近似评价方法,与实验数据比较验证了所发展的近似分析方法的有效性,为工程分析干气密封性能提供了快速的分析手段^[6]。Fairuz 等数值研究了实际气体效应对 SCO_2 干气密封性能的影响,对比分析了近临界点和远离临界点的 SCO_2 干气密封性能,结果表明近临界点 SCO_2 对干气密封性能影响有限,开启力和泄漏量与采用理想气体近似^[7]。离心力和实际气体效应会降低高转速干气密封的泄漏量。Du 等对比了螺旋槽分别开在动环与静环上对干气密封气动性能的影响,同时还计算了两种工质下干气密封的性能表现^[8]。Nelson 等探究了转速、压比和进口温度对干气密封性能的影响,结果表明在转速从 60 000 r/min 变化到 80 000 r/min、温度从 20°C 变化到 200°C 的情况下,干气密封的泄漏量变化稳定均能满足作者设计要求^[9]。Luo 等研究了流动状态对干气密封的性能影响,结果表明随着流体湍动度的增加,干气密封的动压效应相应增加^[10]。Zakariya 等使用商业软件 ANSYS Fluent 分析了实际气体效应对干气密封性能的影响,并进一步使用 ANSYS 的计算结果作为边界条件开展了单向流固耦合的数值模拟工作,结果表明实际气体效应会一定程度上降低干气密封性能,例如开启力和泄漏量^[11]。

对于 SCO_2 工质干气密封的封严性能研究,随着 SCO_2 动力部件构成设计的需要而逐渐展开。许多学者就干气密封设计和几何参数影响展开了研究工作。江锦波等定义螺旋槽几何结构参数,以气膜刚度最大为目标,建立了螺旋槽干气密封优化设计模型,通过综合考虑螺旋槽长宽比和长深比来优化干气密封几何结构参数,提升了干气密封性能^[12]。Thatte 等分析了干气密封在 10 MW 级 SCO_2 透平中的应用风险和设计参数的影响特性,研究指出 CO_2 的表面应力和相变会影响干气密封的性能^[13]。Zakariya 等数值研究了临界点附近运行的 SCO_2 干气密封性能与其稳定性,结果表明螺旋槽长度和坝槽比直接影响干气密封性能^[14]。Bidkar 等研究了 SCO_2 透平膨胀机轴端干气密封的设计和性能,指

出针对 500 MW 功率的 SCO_2 透平轴端干气密封设计需要考虑气热固耦合作用下的变形特性^[3]。许恒杰等发展了层流分析模型进行干气密封惯性效应研究,结果表明惯性效应使得干气密封泄漏率降低了 62.21%,开启力降低了 35.03%。 CO_2 越接近其临界温度,惯性效应越明显^[15]。Trivedi 等实验测量和数值研究了 SCO_2 干气密封的气膜刚度,为 SCO_2 干气密封的工程应用提供了实验数据^[16]。Du 等数值研究了螺旋槽深度对 SCO_2 干气密封性能的影响特性^[17]。沈伟等研究了 SCO_2 实际气体效应对干气密封的影响,指出超高速条件下,实际气体效应使得干气密封的气膜刚度和泄漏率都显著增大^[18]。

目前,对影响干气密封性能几何因素的研究主要集中在小尺寸干气密封,且大多考虑单一几何结构的影响。针对大尺寸干气密封设计和螺旋槽几何结构对其性能影响的研究需要深入。本文基于 Bidkar 等提出的 450 MWe SCO_2 压气机轴端的安装尺寸与边界条件^[19],设计了轴端螺旋槽干气密封结构,采用实验数据验证的数值方法研究了几何结构参数螺旋槽深度和螺旋角对所设计的螺旋槽干气密封性能的影响特性,对比分析了 5 种螺旋槽深度和 4 种螺旋角时的螺旋槽干气密封泄漏量、开启力、开漏比和流场特性,可为 SCO_2 压气机轴端大尺寸干气密封的性能分析提供参考。

1 数值方法和验证

1.1 流动系数与 RANS 方程

Brunetiere 等采用流动系数 k 来判定干气密封气膜内的流动状态^[20]。干气密封气膜中的流动是由径向的泊肃叶流动和切向的库埃特流动组合而成,因此流动系数的定义如下

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

式中: Re_p 和 Re_c 为径向泊肃叶流动雷诺数和周向库埃特流动雷诺数,表达式为

$$Re_p = \frac{\rho V_r h}{\mu} \quad (2)$$

$$Re_c = \frac{\omega r h}{\mu} \quad (3)$$

当 $k \geq 1$ 时,流动为湍流;当 $k < 1$ 时,流动为层流。本研究中干气密封的流动系数为 1.22,大于 1,故干气密封中的流动状态为湍流。

采用 CFD 软件 ANSYS-CFX 数值求解雷诺时均 Navier-Stokes(RANS)方程来研究干气密封的泄

漏流场。连续方程如下

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho U) = 0 \quad (4)$$

动量守恒方程如下

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla(\rho U \otimes U) = \nabla(\tau - \rho \overline{u \otimes u}) + S_M \quad (5)$$

能量守恒方程如下

$$\frac{\partial(\rho h_{\text{tot}})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla(\rho U h_{\text{tot}}) = \nabla(U \tau) + S_E \quad (6)$$

式中: h_{tot} 为总焓; τ 为剪切应力张量; S_M 和 S_E 分别为动量方程和能量方程中的源项。RANS 方程组可表示为如下形式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0 \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = \\ - \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M \end{aligned} \quad (8)$$

当理想空气作为工质时,选择理想气体状态方程为

$$p = \rho R T \quad (9)$$

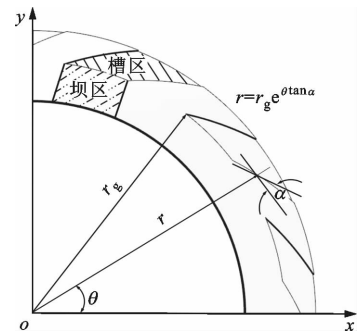
当 SCO_2 作为工质时,选择 RK 实际气体模型。因为干气密封工作在高压条件下,所以理想气体模型将不再适用。实际气体状态方程为

$$p = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{T^{1/2}V(V+b)} \quad (10)$$

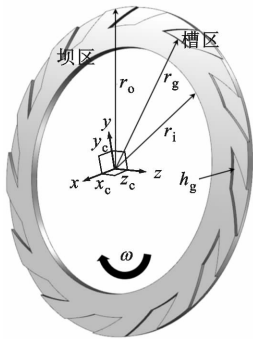
式中: $a = 0.427\ 48 R^2 T_c^{2.5} / p_c$; $b = 0.086\ 64 R T_c / p_c$, T_c 为工质的临界温度, p_c 为工质的临界压力; R 为气体常数。

1.2 网格划分与数值方法验证

数值验证选取的模型是 Gabriel 等实验的干气密封结构^[21],如图 1 所示。表 1 列出了干气密封试验件的几何尺寸与计算工况。螺旋槽型线表达式为 $r = r_g e^{\theta \tan \alpha}$,螺旋角 α 定义如图 1a 所示。图 1a 给出了干气密封动环 1/4 区域的轴向视图,其中槽区与



(a) 螺旋槽轴向图与螺旋角定义图



(b)干气密封动环结构

图 1 实验测量的干气密封结构图

坝区的划分如阴影部分所示;图 1b 为动环的三维模型示意图,为了更明显地显示槽区结构,将螺旋槽深度在轴向放大了1 000倍。

表 1 实验测量的干气密封几何尺寸与边界条件^[21]

参数	数值
进口总压/MPa	4.585 2
出口压力/MPa	0.101 3
进口温度,壁面温度/K	303.15
转速 $n/(r \cdot \min^{-1})$	10 380
内径 r_i/mm	58.42
外径 r_o/mm	77.78
螺旋槽内径 r_g/mm	69
螺旋角 $\alpha/(\circ)$	15
螺旋槽数量	12
螺旋槽深度 $h_g/\mu\text{m}$	5
气膜厚度 $h/\mu\text{m}$	3

图 2 给出了实验测量的螺旋槽干气密封的边界条件设置和计算网格图。选取干气密封的 1/12 作为计算域。计算周期径向边缘处采用了周期性边界条件。计算周期设置为旋转域,与动环相接触的表面设置为无滑移壁面条件,与静环相接触的表面设

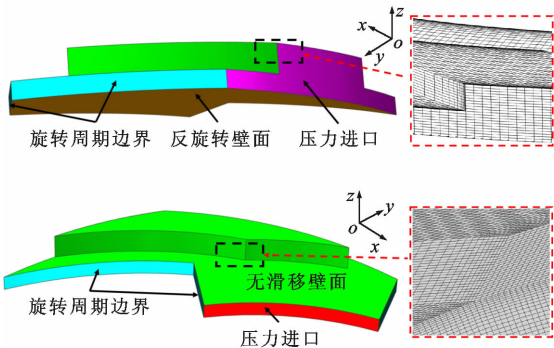


图 2 实验测量的干气密封边界条件和计算网格

置为反旋转壁面条件。为了准确捕捉螺旋槽内的流动特性,分别在进出口与螺旋槽根部进行了网格加密。

采用 54 万、141 万和 195 万的网格进行了网格无关性验证。数值计算边界条件与实验相同:进口压力为4.585 2 MPa,壁面温度为 303 K,旋转速度为10 380 r/min。图 3 对比了 3 套网格数的压力分布与 Gabriel 等的实验数据^[21],压力分布曲线由进口至出口取周向平均获得。由图 3 可见,141 万与 195 万的网格计算结果与实验数据吻合较好。

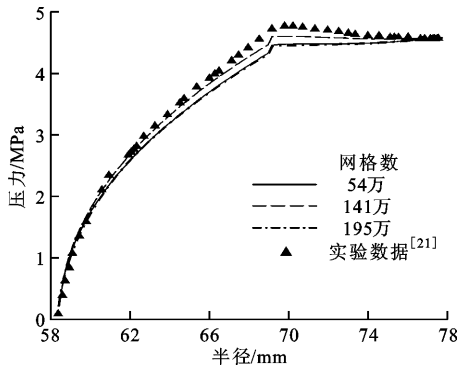


图 3 网格无关性验证

本文所涉及计算工况中流动系数最小的工况,其径向流速为 84.28 m/s、 h 为 3 μm ,将之代入式(2)(3),可得 $R_{ep}=1\,286$, $R_{ec}=1\,735$,代入式(1)可得流动系数为 1.22>1,根据流动系数判定方法,本文所计算的工况均为湍流流动。表 2 给出了 2 种湍流模型的开启力和螺旋槽压力峰值与实验数据的对比,对湍流模型的选择进行了验证。SST 湍流模型模拟结果与实验数据更为接近,压力曲线最大误差为 3.59%,最大开启力误差仅为 2.46%。因此,为了节约计算资源及保证准确性,后文中均采用 141 万的网格和 SST 湍流模型进行干气密封性能分析。

表 2 湍流模型验证

湍流模型	槽区最大 压力/MPa	压力误差 /%	开启力 /kN	开启力误 差/%
SST	4.705	3.59	32.25	2.46
$k-\epsilon$	4.580	5.18	30.82	6.80
实验	4.830		33.07	

2 450 MWe 压气机轴端密封设计

图 4 给出了基于 Bidkar 等的 450 MWe SCO_2 压气机轴端结构尺寸所设计的螺旋槽干气密封^[19]。Bidkar 等对 SCO_2 压气机所设计的主流流量为

2 134 kg/s,其对动密封的设计边界条件^[19]如表 3 所示,同时要求泄漏量小于主流的 0.02%。中华人民共和国机械行业标准 JB/T 11289—2012 中,对于干气密封的技术条件有以下要求:密封介质压力小于等于 15 MPa,介质温度范围为-100~230 ℃,入口线速度小于等于 140 m/s。设计路线是在保持干气密封进口速度满足国家行业标准的前提下,符合 450 MWe 机组的动密封安装尺寸,且采用 Gabriel 等所推荐的槽宽比^[21]。根据国家行业标准要求,选取干气密封外径为 219.8 mm,入口线速度是 110 m/s,内径取 Bidkar 等所给出的安装尺寸 165.1 mm^[19],在保持动环、静环厚度与直径比不变的情况下,动环、静环的厚度均设计为 45.1 mm。干气密封外壳与动环的间隙和干气密封静环与转子的间隙参照 JB/T 11289—2012 选取为 0.5 mm。表 4 列出了设计的螺旋槽干气密封几何结构参数和 4 种不同的螺旋角与 5 种不同的螺旋槽深度。

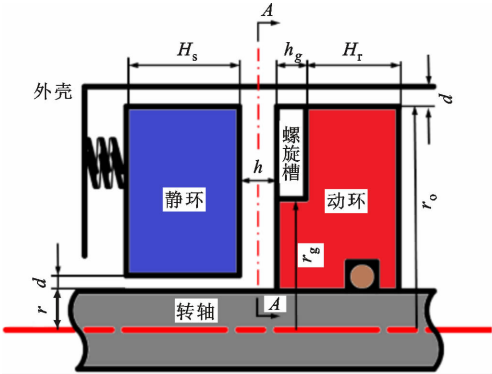


图 4 螺旋槽干气密封结构

表 3 450 MWe SCO_2 压气机轴端进出口条件	
参数	数值
主流流量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	2 134
转速 n /($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	3 600
进口温度/K	370
壁面温度/K	370
进口压力 p_i /MPa	8.5
出口压力 p_o /MPa	0.101 3
工质	SCO_2

为了研究螺旋槽几何结构参数对设计的 SCO_2 干气密封性能的影响,对比分析了 4 种螺旋角和 5 种螺旋槽深度下的干气密封性能。图 5 给出了 4 种不同螺旋角下的螺旋槽结构图。

表 4 450 MWe SCO_2 压气机轴端干气密封设计的几何参数

参数	数值
内径 r_i /mm	165.1
外径 r_o /mm	219.8
螺旋槽内径 r_g /mm	195
干气密封静环厚度 H_s /mm	45.1
干气密封动环厚度 H_d /mm	45.1
外壳与转子间隙 d /mm	0.5
螺旋角 α ($^\circ$)	15,20,25,30
槽宽比	1
螺旋槽数量	12
螺旋槽深度 h_g / μm	3,4,5,6,7
气膜厚度 h / μm	5

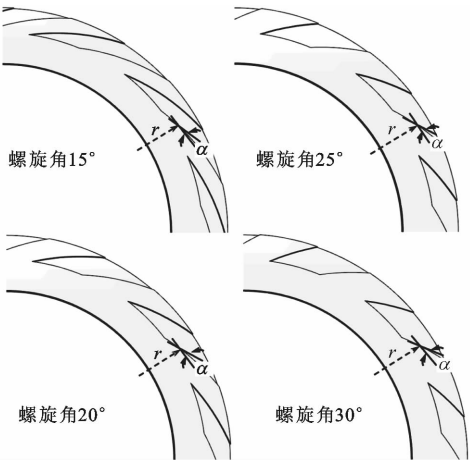


图 5 4 种螺旋角下的干气密封螺旋槽结构

3 结果与分析

3.1 泄漏量

满足压气机轴端封严性能要求是干气密封设计的要求,设计的干气密封根据 Bidkar 等的设计要求,泄漏量要求小于主流的 0.02%^[19]。图 6 给出了 4 种螺旋角下 SCO_2 螺旋槽干气密封的泄漏量随螺旋槽深度的变化。由图可知,随着螺旋槽深度的增加,泄漏量随之增大。当螺旋角为 25°时,随着螺旋槽深度由 3 μm 增加至 7 μm ,泄漏量有着最大增加幅度,由 $7.5 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ 变化到 $8.9 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$,增幅为 18.67%。螺旋角为 15°和 20°时,干气密封在各个螺旋槽深度下的泄漏量较为接近,而螺旋角为 20°与 25°时,干气密封在各个螺旋槽深度下的泄漏量均大于前者。在相同的螺旋槽深度下,干气密封的泄漏量基本随着螺旋角的增加而增加。当螺旋角

增大时,会使得螺旋槽的整体长度缩短,从而降低了对泄漏流向低压方向流动的阻塞作用。改变干气密封的螺旋槽深度和螺旋角对干气密封的泄漏量影响较小,其中螺旋槽深度为 $7\text{ }\mu\text{m}$ 、螺旋角为 25° 时,干气密封有最大的泄漏量 $9.14\times 10^{-3}\text{ kg/s}$,占压气机主流的 $0.000\text{ }43\%$,即 5 种螺旋槽深度和 4 种螺旋角的干气密封泄漏量均小于压气机主流的 0.02% ,故满足设计要求。

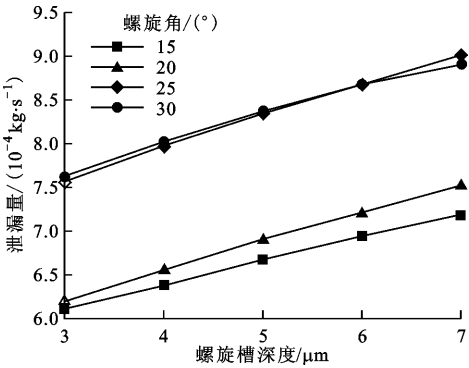


图 6 干气密封泄漏量随螺旋角和螺旋槽深度的变化

3.2 开启力

开启力是干气密封十分重要的一个性能指标。在干气密封启动时,只有当开启力大于闭合力时,才能将干气密封的动环与静环分开,实现非接触运行。干气密封气膜的开启力由下式计算

$$F_o = \iint_A p \, dA \tag{11}$$

开启力的大小与稳定将直接决定干气密封是否能在给定的气膜厚度下稳定有效地工作。

图 7 给出了 4 种螺旋角下干气密封开启力随着螺旋槽深度的变化。在相同螺旋角下,干气密封的开启力都随着螺旋槽深度的增加而增加。当螺旋角为 20° 时,随着螺旋槽深度由 $3\text{ }\mu\text{m}$ 增加到 $7\text{ }\mu\text{m}$,开启力由 408.66 kN 增加到 445.76 kN ,增加幅度在所有螺旋角中最大,为 9.07% 。

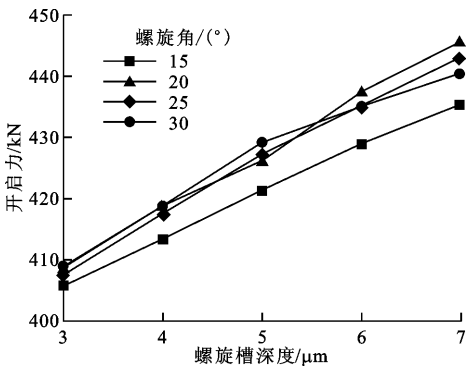


图 7 干气密封开启力随螺旋角和螺旋槽深度的变化

3.3 泄漏流动

在相同螺旋角下,随着螺旋槽深度的增加泄漏量随之增大,而开启力也随之增大。为了更好地解释这一变化规律,以及探究何种几何参数下干气密封有更好的综合性能,需要对干气密封内的压力分布以及密封气体流动进行分析。螺旋角为 15° 时,干气密封在各个螺旋槽深度下均有着最小的泄漏量,故本文着重以 15° 螺旋角进行压力与流动的分析。图 8 给出了螺旋角为 15° 时 5 种不同螺旋槽深度下干气密封的压力分布曲线。从干气密封进口段开始,气膜内压力逐渐升高,在抵达螺旋槽根部($r_g = 195\text{ mm}$)时达到最大值。随着螺旋槽深度的增加,干气密封的动压效应增强,槽区坝区的压力随之升高,因此开启力增大。

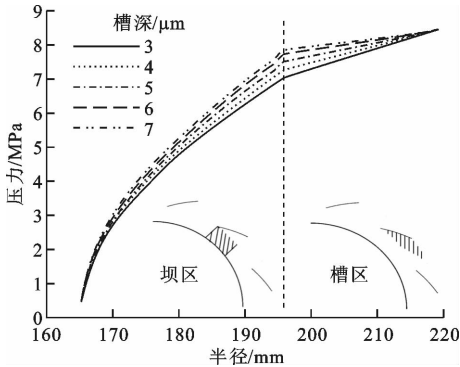


图 8 15° 螺旋角时干气密封压力分布曲线

图 9 给出了螺旋角为 15° 时 3 种螺旋槽深度下螺旋槽处的压力分布等值线云图。由图可知,泄漏工质的压力顺着螺旋槽流动方向逐渐降低。螺旋槽压力面压力下降较慢,螺旋槽根部还有局部的压力升高,而在螺旋槽吸力面压力下降则较快,呈现较为

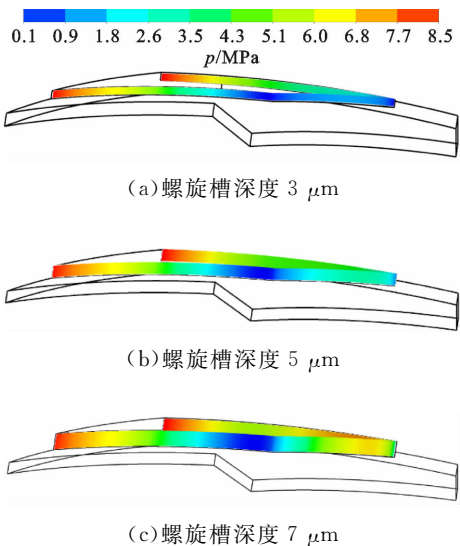


图 9 15° 螺旋角时螺旋槽的压力等值线云图

明显的压力梯度。随着螺旋槽深度的增加,螺旋槽根部的局部压力升高现象愈发明显。这也很好地证明了干气密封气膜内的动压效应随着螺旋槽深度的增加而增加,与压力分布曲线图所得结论一致。

为了分析螺旋槽深度对密封气体流动的影响,图 10 给出了螺旋角为 15° 时 3 种螺旋槽深度下截面 A-A 的压力等值线云图和流线图。由图可知,随着螺旋槽深度的增加,螺旋槽根部的高压区域逐渐扩大,且槽内最高压力值逐渐升高。当螺旋槽深度为 $3\text{ }\mu\text{m}$ 时,如图 10a 所示,干气密封从进口至出口的压力分布接近梯度分布,此时干气密封的动压效应较小;当螺旋槽深度为 $7\text{ }\mu\text{m}$ 时,如图 10c 所示,螺旋槽根部出现较为明显的局部压力升高现象,此时干气密封动压效应较强。值得注意的是,从图 10 中的螺旋槽根部局部放大图中可以发现,随着螺旋槽深

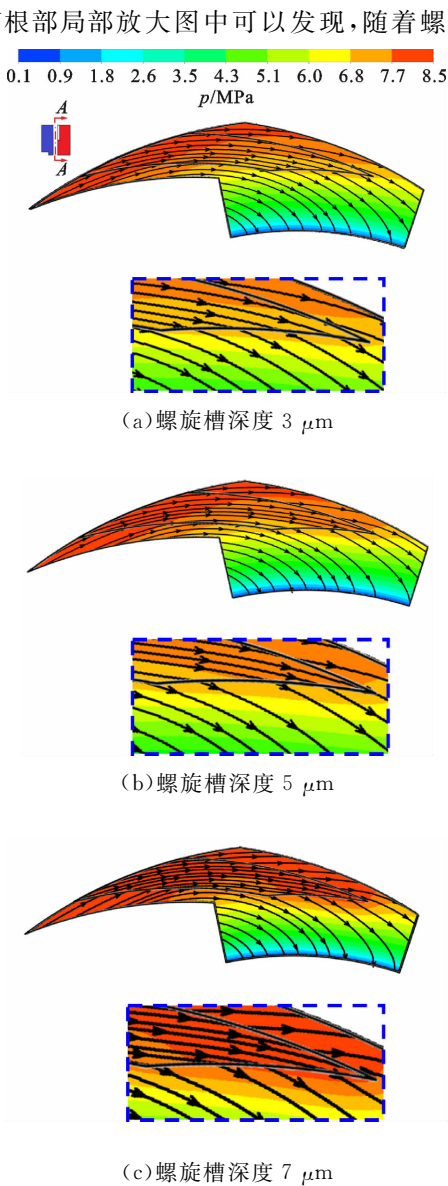


图 10 15° 螺旋角时气膜间隙压力等值线云图和流线图

度增大,气膜内 CO_2 的流动方向受螺旋槽结构的影响增大。从图 10a 放大图中可以看到, CO_2 流出螺旋槽结构时几乎没有改变原本的流向,当螺旋槽深度增加到 $7\text{ }\mu\text{m}$ 时, CO_2 在螺旋槽根部流向发生较为明显的变化,泄漏流明显受到了螺旋槽更强的限制作用。这正是干气密封动压效应增强的体现,也很好解释了开启力与螺旋槽深度的正比关系。

图 11 给出了螺旋角为 15° 时 3 种螺旋槽深度下干气密封出口速度等值线云图。由图可知,随着螺旋槽深度的增加,干气密封出口的速度逐渐升高,高速区域所占比例逐渐增大,干气密封出口整体的平均速度增加。这一结论也与图 10 的压力云图相符合。因此,随着螺旋槽深度的增大,干气密封出口的流速提升,在相同的通流面积下将有更大的泄漏量。

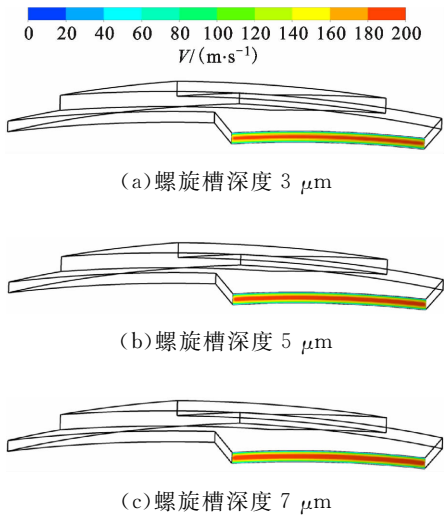


图 11 3 种螺旋槽深度下干气密封出口速度等值线云图

3.4 开漏比

开漏比是衡量干气密封的重要性能指标,可以评价在同一气膜厚度下 4 种不同螺旋角的密封环具有单位泄漏率的开启力大小,开漏比大说明同一泄漏率下开启力大,动压效应强,有更优秀的封严性能。

图 12 给出了干气密封开漏比随螺旋角和螺旋槽深度的变化。由图可知,在各个螺旋槽深度下,随着螺旋角的减小,干气密封的开漏比随之增加,并在螺旋角为 15° 时达到最大值。在螺旋角相等时,随着螺旋槽深度的增加,干气密封开漏比随之减小,并均在螺旋槽深度为 $7\text{ }\mu\text{m}$ 时达到最小值。由于螺旋角为 15° 、螺旋槽深度为 $3\text{ }\mu\text{m}$ 的条件下干气密封有最大的开漏比,因此该几何结构下干气密封有着最好的综合性能,但各种螺旋槽深度下干气密封的开漏比数值差距较小。

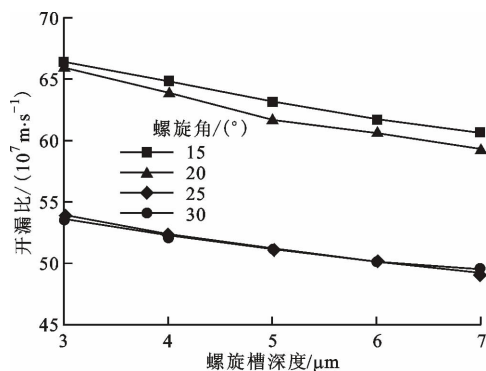


图12 干气密封开漏比随螺旋角和螺旋槽深度的变化

4 结 论

本文数值研究了螺旋槽深度和螺旋角对设计的SCO₂压气机轴端干气密封性能的影响,得到主要结论如下。

(1)设计的SCO₂压气机轴端螺旋槽干气密封在不同螺旋槽深度和螺旋角下均满足封严要求。在相同螺旋角下,设计的SCO₂螺旋槽干气密封的泄漏量均随着螺旋槽深度的增大而增大,螺旋角为25°时,最大增加幅度为18.67%。

(2)SCO₂螺旋槽干气密封在相同螺旋角下,气膜开启力随着螺旋槽深度的增加而增加,其原因为动压效应随着螺旋槽深度的增大而增强。螺旋槽深度是7 μm时,螺旋槽对CO₂流动有最强的抑制作用,干气密封具有最大开启力。随着螺旋槽深度的增加,干气密封螺旋槽处出现较为明显的局部压力升高区域,且高压区域更多,螺旋角为20°时,开启力有最大增幅9.07%。

(3)SCO₂螺旋槽干气密封在螺旋槽深度为3 μm、螺旋角为15°时具有最大开漏比。随着螺旋槽深度的增加,开漏比逐渐下降,但不同螺旋槽深度下设计的SCO₂螺旋槽干气密封具有相似的开漏比。

参考文献:

[1] KIMBALL K J, CIMBALLLEMENTONI E M. Supercritical carbon dioxide brayton power cycle development overview [C]// Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2012; Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2013: 931-940.

[2] BRUN K, FRIEDMAN P, DENNIS R. Fundamentals and applications of supercritical carbon dioxide (sCO₂) based power cycles [M]. Amsterdam, Holland: Elsevier, 2017: 20-21.

[3] BIDKAR R A, SEVINCER E, WANG Jifeng, et al. Low-leakage shaft-end seals for utility-scale supercritical CO₂ turboexpanders [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2017, 139(2): 022503.

[4] WANG Bing, ZHANG Huiqiang, CAO Hongjun. Flow dynamics of a spiral-groove dry-gas seal [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 26(1): 78-84.

[5] WANG Hong, ZHU Baoshan, LIN Jianshu, et al. A thermohydrodynamic analysis of dry gas seals for high-temperature gas-cooled reactor [J]. Journal of Tribology, 2013, 135(2): 021701.

[6] XU Wanjuan, YANG Jiangang. An approximate solution of Muijderman's model for performance calculation of spiral grooved gas seal [J]. Journal of Tribology, 2017, 139(5): 051706.

[7] 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.

[8] DU Qiuwan, GAO Keke, ZHANG Di, 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.

[9] NELSON D A. Development of a noncontacting mechanical seal for high performance turbocharger applications [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(3): 141-143.

[10] LUO J J, DOHMEN H J, BENRA F K. Coupled thermal-structural-fluid numerical analysis of gas lubricated mechanical seals [C]// Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2018; Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2018: GT2018-75458.

[11] ZAKARIYA M. Simulation and development of dry gas seal for supercritical CO₂ carbon dioxide [D]. Brisbane, Australia: University of Queensland, 2018: 45-46.

[12] 江锦波, 陈源, 赵文静, 等. 干气密封螺旋槽几何参数优选交互影响 [J]. 化工学报, 2018, 69(4): 1518-1527.

JIANG Jinbo, CHEN Yuan, ZHAO Wenjing, et al. Interaction effect of optimized value of geometric parameters of spiral groove of dry gas seal [J]. CIESC Journal, 2018, 69(4): 1518-1527.

[13] THATTE A, DHEERADHADA V. Coupled physics performance predictions and risk assessment for dry gas seal operating in MW-scale supercritical CO₂ tur-

- bine [C]//Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2016; GT2016-57670.
- [14] ZAKARIYA M F, JAHN I H J. Performance of supercritical CO_2 dry gas seals near the critical point [C]//Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2016; GT 2016-56537.
- [15] 许恒杰,宋鹏云,毛文元,等.层流状态下高压高转速二氧化碳干气密封的惯性效应分析[J].化工学报,2018,69(10):4311-4323.
- XU Hengjie, SONG Pengyun, MAO Wenyuan, et al. Analysis on inertia effect of carbon dioxide dry gas seal at high speed and pressure under laminar condition [J]. CIESC Journal, 2018, 69(10): 4311-4323.
- [16] TRIVEDI D, BIDKAR R A, WOLFE C E, et al. Supercritical CO_2 tests for hydrostatic film stiffness in film-riding seals [C]//Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2019; GT2019-90975.
- [17] DU Qiuwan, ZHANG Di. Research on the performance of supercritical CO_2 dry gas seal with different deep spiral groove [J]. Journal of Thermal Science, 2019, 28(3): 547-558.
- [18] 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.
- [19] BIDKAR R A, MUSGROVE G, DAY M, et al. Conceptual design of 50 MWe and 450 MWe supercritical CO_2 turbomachinery trains for power generation from coal: part 1 Cycle and turbine [C/OL]//The 5th International Symposium: Supercritical CO_2 Power Cycles, San Antonio, TX, 2016. [2020-03-25]. <https://www.researchgate.net/publication/309478837>.
- [20] BRUNETIERE N, TOURNERIE B, FRÈNE J. Influence of fluid flow regime on performances of non-contacting liquid face seals [J]. Journal of Tribology, 2002, 124(3): 515-523.
- [21] GABRIEL R P. Fundamentals of spiral groove non-contacting face seals [J]. Lubrication Engineering, 1994, 50(3): 215-224.

[本刊相关文献链接]

- 杨攀,陈渭.人字形螺旋槽动压止推轴承性能分析.2020,54(10):17-27. [doi:10.7652/xjtuxb202010003]
- 李志刚,方志,李军.液相和多相环境下环形动密封泄漏流动和转子动力特性的研究进展.2020,54(9):1-22. [doi:10.7652/xjtuxb202009001]
- 马登骞,张元桥,李志刚,等.采用三维叉排管束模型的刷式密封泄漏特性研究.2020,54(9):72-80. [doi:10.7652/xjtuxb202009008]
- 方志,李志刚,李军.孔型参数对流体孔型密封泄漏特性和转子耗功的影响.2020,54(9):81-88. [doi:10.7652/xjtuxb202009009]
- 徐鲁帅,王赞磊,张帆,等.扰变工况下不同表面结构机械密封瞬态特性分析.2020,54(1):56-63. [doi:10.7652/xjtuxb202001008]
- 徐明宇,李亚倩,陈渭.考虑孔加工锥度误差影响的液态金属润滑螺旋槽轴承性能分析.2020,54(1):85-92. [doi:10.7652/xjtuxb202001011]
- 方志,李志刚,李军.异形孔腔结构对液体孔型密封泄漏特性及转子耗功的影响.2020,54(1):143-149. [doi:10.7652/xjtuxb202001018]
- 费瑞银,翁文庆,喻奇,等.密闭空间内有机化学品挥发动力学在线检测系统.2019,53(12):177-182. [doi:10.7652/xjtuxb201912023]
- 马登骞,张元桥,李军,等.动叶叶顶迷宫刷式密封的透平级气动性能研究.2019,53(11):10-19. [doi:10.7652/xjtuxb201911002]
- 郑直,赵鹏坤,闵为,等.液压阀口空气型空化周期特性的实验研究.2019,53(10):72-78. [doi:10.7652/xjtuxb201910010]
- 李亚倩,杨攀,陈渭.考虑紊流和滑移影响的液态金属润滑螺旋槽轴承设计.2019,53(8):15-23. [doi:10.7652/xjtuxb201908003]
- 兰进,徐亮,马永浩,等.实验研究类螺纹孔旋流冲击射流的冷却特性.2018,52(1):8-13. [doi:10.7652/xjtuxb201801002]
- 董新宇,毕勤成,贺宇峰,等.钛合金螺旋扁管换热器流阻与传热性能实验研究.2018,52(1):14-19. [doi:10.7652/xjtuxb201801003]
- 徐亮,兰进,高建民,等.一种类螺纹孔结构的旋转射流换热特性数值模拟.2017,51(9):11-18. [doi:10.7652/xjtuxb201709002]
- 潘俊浩,卓勇,连云崧,等.硬质合金内冷钻头三维参数化建模研究.2015,49(10):48-53. [doi:10.7652/xjtuxb201510008]

(编辑 荆树蓉)