

# 高速高压超临界二氧化碳干气密封性能试验研究

胡航领, 林志民, 王林涛\*, 虞翔宇, 秦政, 钱晶晶, 时瑜

(中国船舶集团有限公司第七一一研究所, 上海市 闵行区 201203)

## Experimental Study on Sealing Performance of Supercritical Carbon Dioxide Dry Gas Seal at High Rotating Speed and High Pressure Condition

HU Hangling, LIN Zhimin, WANG Lintao\*, YU Xiangyu, QIN Zheng, QIAN Jingjing, SHI Yu

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Minhang District, Shanghai 201203, China)

**ABSTRACT:** Supercritical carbon dioxide (S-CO<sub>2</sub>) Brayton cycle power generation technology has multiple advantages and huge potential for future applications. S-CO<sub>2</sub> turbomachinery generally uses dry gas seals with extremely low leakage, but the special physical properties of S-CO<sub>2</sub> have a significant influence on the steady-state performance of dry gas seals. Currently, the research on the performance of S-CO<sub>2</sub> dry gas seals is mainly based on theoretical simulation, with little experimental research support. To study the steady-state performance of S-CO<sub>2</sub> dry gas seal under different operating conditions, a high-speed and high-pressure dry gas seal test-rig is established. The effects of rotating speeds, inlet pressure and inlet temperature on the gas leakage and friction loss of the seal are studied. And the theoretically predicted results are compared to the experimental results. The results show that the leakage and friction loss of S-CO<sub>2</sub> dry gas seal increase at the higher rotating speed and the higher pressure, and decrease at the lower temperature. The influence of rotational speed and pressure is greater, while the influence of temperature is smaller. There is a certain deviation between the calculated leakage value and the experimental value, with a maximum deviation of around 20%. The experimental results provide a reference for the correction of theoretical models and design methods for S-CO<sub>2</sub> dry gas seals, so as to further analyze the sealing performance of S-CO<sub>2</sub> dry gas seals.

**KEY WORDS:** supercritical carbon dioxide; dry gas seal; leakage; friction loss; high rotating speed and high pressure

**摘要:** 超临界二氧化碳(supercritical carbon dioxide, S-CO<sub>2</sub>) 布雷顿循环发电技术具有多方面优势, 未来应用潜力巨大。S-CO<sub>2</sub> 叶轮机械一般选用泄漏量极低的干气密封, 但是 S-CO<sub>2</sub> 的特殊物性对干气密封的密封性能的影响显著, 针对

S-CO<sub>2</sub> 干气密封的性能研究多以理论仿真为主, 少有试验研究支撑。针对不同运行工况下的 S-CO<sub>2</sub> 干气密封的稳态性能, 该文搭建高速高压干气密封试验台, 试验研究不同转速、进气压力、进气温度对 S-CO<sub>2</sub> 干气密封的泄漏量和摩擦耗功的影响规律, 并将泄漏量的理论计算结果与试验值进行对比。结果表明: S-CO<sub>2</sub> 干气密封的泄漏量及摩擦耗功随转速、压力的升高及温度的降低而增大, 转速与压力的影响较大, 温度的影响较小。泄漏量计算值与试验值存在一定偏差, 最大偏差在 20% 左右。结果可为理论计算模型及计算方法的修正提供参考, 以进一步分析 S-CO<sub>2</sub> 干气密封的密封性能。

**关键词:** 超临界二氧化碳; 干气密封; 泄漏量; 摩擦耗功; 高速高压

## 0 引言

超临界二氧化碳(supercritical carbon dioxide, S-CO<sub>2</sub>) 布雷顿循环发电技术<sup>[1]</sup>得益于 S-CO<sub>2</sub> 密度大、临界压力温度适中、临界点附近压缩耗功小等优异物性, 具有循环效率高、功率密度大、热源适应性广等多方面的优势, 作为下一代新型动力发电技术, 近几年快速发展, 是目前世界各国的研究热点<sup>[2-4]</sup>。

轴端密封作为 S-CO<sub>2</sub> 透平发电机组的关键部件, 其工作条件恶劣, 承受高温、高压、高转速, 其性能直接影响着机组以及整个循环系统的性能和安全运行, 是 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环发电技术工程应用的关键核心技术之一<sup>[5]</sup>。干气密封<sup>[6-7]</sup>凭借低泄漏、安全可靠等优点, 是目前 S-CO<sub>2</sub> 透平机械轴端密封的首选<sup>[8]</sup>。

S-CO<sub>2</sub> 干气密封的密封气膜介质为处于超临界状态的二氧化碳, 该状态下其物性特殊, 尤其在临界点附近, 严重偏离理想气体而变化剧烈, 其密度、黏度等表现出高度非线性<sup>[9-10]</sup>, 使得密封介质对密

基金项目: 上海市“科技创新行动计划”启明星项目(22YF1452800)。  
Rising-Star Program of Shanghai Science and Technology Innovation  
Action Plan (22YF1452800).

封性能的影响较大<sup>[11-12]</sup>。Fairuz 等<sup>[13-14]</sup>重点研究了近临界点附近的 S-CO<sub>2</sub> 干气密封的密封性能,发现较高的流体密度引起的惯性效应会降低密封泄漏,但同时也会使开启力减小。宋鹏云等<sup>[15]</sup>对比分析了空气、CO<sub>2</sub>、H<sub>2</sub>、N<sub>2</sub> 的实际气体效应对干气密封的影响,发现 CO<sub>2</sub> 实际气体效应会影响干气密封的泄漏。许恒杰等<sup>[16-18]</sup> 在干气密封稳态特性分析模型中考虑实际气体效应和惯性效应后,发现惯性效应使 CO<sub>2</sub> 实际气体干气密封的泄漏及开启力下降明显。Bidkar 等<sup>[5]</sup>发现 S-CO<sub>2</sub> 流体膜中的流动是高度湍流的,比传统的空气密封产生更大的粘性热。Thatte 等<sup>[19]</sup>的研究结果表明, S-CO<sub>2</sub> 干气密封可能会发生阻塞流,表现为较大的局部压力和温度变化,并可能导致动态不稳定。章聪等<sup>[20]</sup>研究发现, S-CO<sub>2</sub> 干气密封的开启力和泄漏率受湍流效应和实际气体效应的影响显著,阻塞效应的影响较小。Du 等<sup>[21-22]</sup>发现,进口温度和压力会更易影响 S-CO<sub>2</sub> 模型的密封性能,而对空气模型的影响较弱。

研究表明, S-CO<sub>2</sub> 干气密封稳态性能会受到实际气体效应、湍流效应、阻塞效应的影响<sup>[23]</sup>,但以上报道多从理论仿真分析方面进行探究,少有试验研究报告。因此,本文搭建高速高压干气密封试验台,试验研究不同转速、进气压力、进气温度对 S-CO<sub>2</sub> 干气密封的泄漏量和摩擦耗电的影响规律,并将 泄漏量的理论计算结果与试验值进行对比,结果可为 S-CO<sub>2</sub> 干气密封的设计及实际应用提供一定支撑。

### 1 干气密封结构

螺旋槽干气密封及其螺旋槽的结构示意图如图 1、2 所示。动环上开设有多个动压槽,动环随轴旋转时,动压槽起着泵送作用,密封气体被吸入槽内,进入到密封端面之间,由于密封堰的节流作

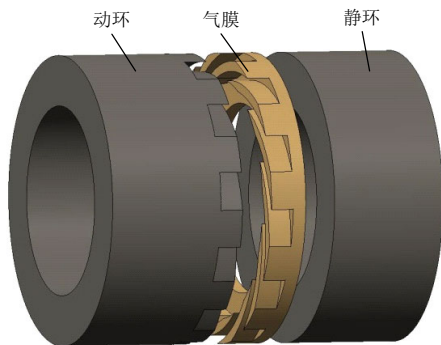


图 1 螺旋槽干气密封结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of spiral groove dry gas seal

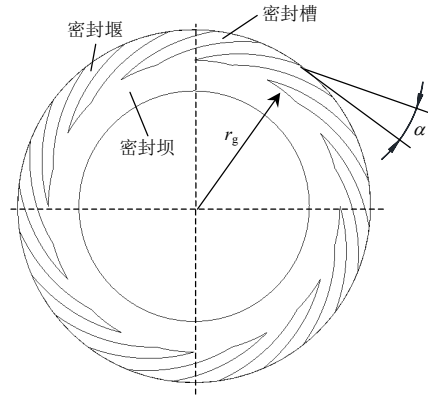


图 2 螺旋槽结构示意图

Fig. 2 Structure diagram of spiral groove

用,气体被压缩,动压槽根部的压力升高,产生流体动压效应,静环背面由于有弹簧支撑,静环被推开,在动静环间形成一层极薄的气膜,实现密封的非接触运行。

对数螺旋线在柱坐标系下的方程为

$$r = r_g \cdot e^{\theta \cdot ctg\alpha} \tag{1}$$

式中:  $r_g$  为槽底半径;  $\theta$  为角度坐标;  $\alpha$  为螺旋角。本文采用的干气密封结构参数如表 1 所示。

表 1 干气密封结构参数表

Table 1 Structural parameters of dry gas seal

外径/mm	内径/mm	根径/mm	槽数	槽深/ $\mu$ m	螺旋角/( $^\circ$ )
77	49	62	12	6	16.4

### 2 超临界二氧化碳干气密封试验台

#### 2.1 试验台组成及原理

超临界二氧化碳干气密封试验台主要由试验台架、供气系统、冷却系统、监控系统组成,系统原理图如图 3 所示,试验台如图 4 所示。试验台架包括高速电机、联轴器及密封腔体,高速电机通过联轴器驱动密封腔体内的转轴,使其达到试验所需的转速;供气系统可提供定量的高温高压 CO<sub>2</sub> 气体,并可测量密封试验件泄漏量;冷却系统为密封腔体和电机提供所需压力和流量的冷却水,实现冷

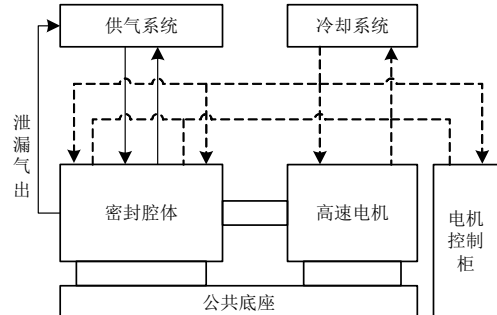
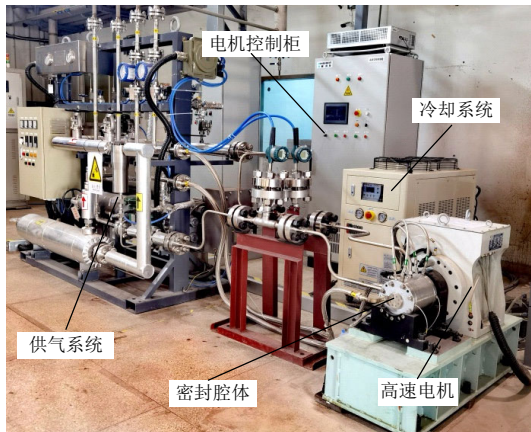


图 3 干气密封试验台系统流程示意图

Fig. 3 System flow chart of dry gas seal bench

图 4 SCO<sub>2</sub>干气密封试验台Fig. 4 SCO<sub>2</sub> dry gas seal bench

却功能；监控系统可实现试验台起动、运行、停车及紧停的运行控制，并具备监测报警功能。

## 2.2 试验台架设计

密封腔体由转子、轴承、压力壳、端盖等组成。密封试验件及陪试工装面对面安装在转子上，与压力壳形成高压腔，试验件泄漏工质通过端盖上的泄漏孔排出，陪试工装可抵消试验件产生的轴向力。密封试验件及工装两侧为采用背对背方式布置的脂润滑角接触陶瓷球轴承，固定方式为固定-浮动支承，该配置方式可满足压力壳与转子胀差产生的轴向窜动。端盖上设有冷却流道，持续为轴承冷却，并设有温度测点，实时监测轴承温度，防止轴承温度过高而出现故障。

密封腔体通过膜片联轴器与高速电机连接，膜片联轴器可补偿轴向、径向及角向偏差。高速电机采用永磁同步电机，功率为 40kW，额定转速为 40000r/min，冷却方式为水冷，并设有润滑系统对轴承进行润滑。通过电机控制柜实现无级调速，具有监测报警及紧停控制功能。

## 2.3 供气系统及冷却系统设计

供气系统主要包括 CO<sub>2</sub> 储罐、增压系统、预加热系统(水浴式)、缓冲罐、过滤器、电加热器、气动调节阀、质量流量计等设备，为试验台架提供试验所需的高压洁净气源，CO<sub>2</sub> 储罐容量为 15m<sup>3</sup>，过滤精度为 1μm，并具有流量、压力、温度控制及泄漏监测功能，可监测进气压力、进气温度、排气温度、泄漏气温度等，进排气温度及泄漏气温度测量示意图如图 5 所示。供气系统可提供压力范围为 0~17MPa，温度范围为室温至 165℃，流量为 0~200N·m<sup>3</sup>/h 的 CO<sub>2</sub> 气源，并通过主动排气维持密封腔体温度。

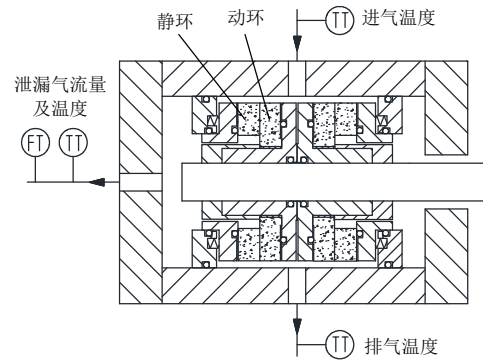


图 5 高压密封腔体温度测量示意图

Fig. 5 Schematic diagram of temperature measurement of high-pressure sealing cavity

冷却系统采用冷水机方式，分别为密封腔体轴承、电机、电机控制器提供给冷却水，并在总管上设置流量计，监测总流量。

## 2.4 监控系统设计

监控系统具有电机转速、阀门、电加热器等设备控制，和转速、转矩、温度、压力、流量、振动等参数监测、采集及报警功能，并可在密封泄漏过高、密封腔体温度过高、轴承温度过高、振动过大等情况下紧急停车。

干气密封泄漏量通过质量流量计测得，测量精度为±0.25%。摩擦耗功通过测量负载、空载两种情况下的电机功率之差获得，电机功率通过电机输出电流、电压等参数计算而得，测量精度约为±1%。转速通过电机输出电流及电压测得，其控制及测量的综合精度约为±0.025%。密封进气压力由压力变送器测得，测量精度为±0.055%。进、排气温度及泄漏气温度由铂热电阻测得，并由温度变送器输出，综合误差约为±0.75℃。

## 3 数值仿真方法

### 3.1 模型计算域建立

密封面之间的气膜厚度为微米量级，依据可压缩性流体在小间隙中流动的特点，在进行分析时作如下假设：

- 1) 忽略密封端面粗糙度对气体流动的影响；
- 2) 忽略系统扰动对气膜流场的影响；
- 3) 流体与密封表面无相对滑移；
- 4) 未考虑密封环的力变形和热变形。

选取整周模型的  $1/N_g(N_g$  为动压槽数) 作为计算域，以提高计算效率。网格划分时，在流体域的进出口及动压槽槽根处进行加密处理，在周向方向每层网格的厚度控制在 0.5~1μm 以内，固体域与流体

域的接触面的网格节点一一对应，并在靠近流体域的轴向方向进行加密处理，网格如图6所示。

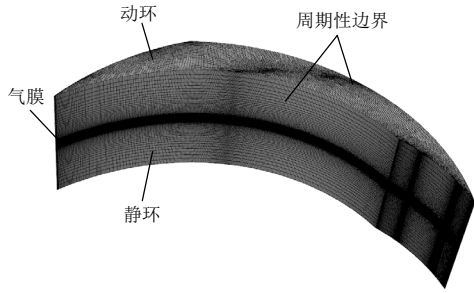


图6 干气密封计算域网格划分

Fig. 6 Grid meshing on calculation domain of dry gas seal

### 3.2 求解方法

流体与密封环之间存在对流换热，通过共轭传热模型来模拟<sup>[23]</sup>，将密封环与气膜接触的端面设置为热交换耦合面。密封环的外周与密封腔存在热交换，因此在密封环外径壁面设置对流换热系数，来模拟外径壁面的对流换热。密封环背面及内径处与安装轴套或座体间存在一定间隙，传热能力相对较差，故将其视为绝热壁面，密封环换热示意图如图7所示。

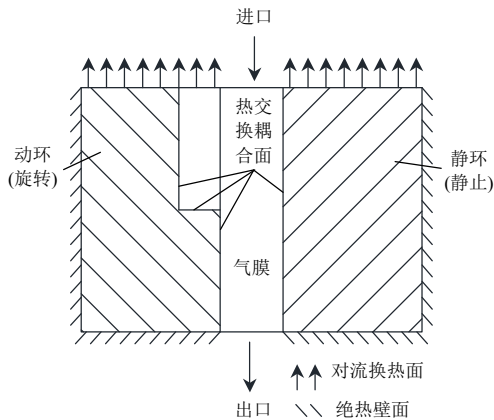


图7 密封环换热示意图

Fig. 7 Schematic diagram of heat exchange of sealing ring

密封环外径壁面的对流换热系数计算参照文献[24]中介绍的计算方法，其研究表明该方法适用于密封端面温度计算。动环与密封腔的对流换热系数  $H_r$  可表示为

$$H_r = Nu_r \cdot k / d \quad (2)$$

其中：

$$Nu_r = 0.135[(0.5Re_c^2 + Re_z^2)Pr]^{0.33} \quad (3)$$

$$d = 2\delta_r h_r / (\delta_r + h_r) \quad (4)$$

$$Re_c = \rho \omega d_0 d / (2\mu) \quad (5)$$

$$Re_z = 2\rho U_z \delta_r / \mu \quad (6)$$

式中： $Nu_r$ 为努塞尔数； $k$ 为流体的导热系数； $d$ 为

动环周向流动水力直径； $Re_c$ 为周向雷诺数； $Re_z$ 为轴向雷诺数； $Pr$ 为普朗特数； $\delta_r$ 为动环外径壁面与密封腔内壁面间隙； $h_r$ 为动环壁厚； $\rho$ 为流体密度； $\omega$ 为动环旋转角速度； $d_0$ 为动环外径； $\mu$ 为介质粘度； $U_z$ 为动环外径处流体的轴向速度。

静环与密封腔的对流换热系数  $H_s$  可表示为

$$H_s = Nu_s \cdot k / (2\delta_s) \quad (7)$$

其中：

$$Nu_s = 0.023BRe^{0.8}Pr^{0.4} \quad (8)$$

$$Re = 2\rho V_z \delta_s / \mu \quad (9)$$

式中： $Nu_s$ 为努塞尔数； $k$ 为流体的导热系数； $\delta_s$ 为静环外径壁面与密封腔内壁面间隙； $B$ 为修正系数，一般取为2； $V_z$ 为静环外径处流体的轴向速度。

干气密封间隙流场的计算流程如图8所示，利用 Ansys Fluent 模拟计算密封的稳态性能，调用 NIST 实际气体模型来预测 S-CO<sub>2</sub> 的物性参数，采用 SST 湍流模型模拟流动状态。动环固体域及气膜流体域设置为旋转域，流体域与静环固体域接触的壁面设置为静止壁面，流体域外径处设置为压力进口，内径处设置为压力出口，模型两侧为周期性边界，流体与动静环接触的壁面为热交换耦合面，动静环外径壁面分别设置对流换热系数，其余壁面设置为绝热壁面。当进出口质量流量和平均温度相对误差均小于 0.1% 时，认为计算收敛。通过求解所得的气膜流场压力分布可获得密封开启力，若开启力与闭合合力偏差较大，则增大或减小气膜厚度，调整

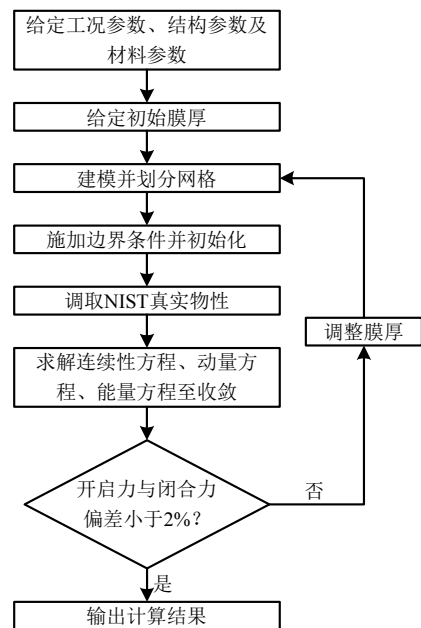


图8 干气密封流场计算流程图

Fig. 8 Flow chart of dry gas seal flow field calculation

流场模型后重新求解。对于某一特定的运行工况，当开启力与闭合力的偏差在 2% 以下时，认为此时气膜厚度已相对稳定，即此时的气膜厚度为该工况下动、静环间的流场间隙。

### 3.3 网格无关性验证

当转速为 40000r/min、进气压力为 14MPa、进气温度 90℃ 时，不同流体域网格数量下的工质泄漏量及开启力相比于最大网格数时的无量纲比值如图 9。由图 9 可知，当网格数大于 11 万后，不同网格计算方案下的泄漏量及开启力的相对误差已较小。因此，综合考虑计算精度和收敛速度，选取流体域网格数量为 11 万。

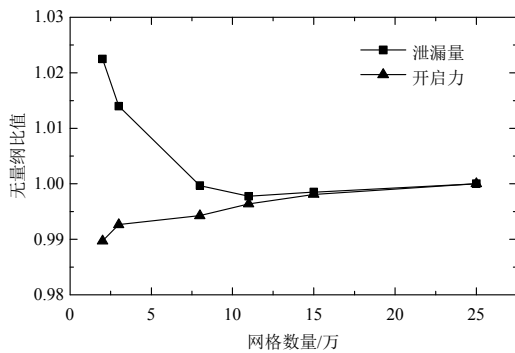


图 9 网格无关性验证

Fig. 9 Grid independence study

## 4 干气密封性能试验研究

### 4.1 压力及转速对密封性能的影响

进气温度为 90℃，进气压力分别为 8.3、10、12、14 MPa 时，各试验工况下的泄漏量变化曲线如图 10 所示，图中泄漏量的不确定度为 0.16g/s。由图 10 可知，干气密封泄漏量与转速及压力成正相关。压力相同时，转速升高，开启力增大，膜厚相应增大，虽然转速升高后高密度流体的惯性效应会使泄漏量降低，但是膜厚增大带来的泄漏间隙增大，对泄漏量的影响大于由于转速升高引起的惯性

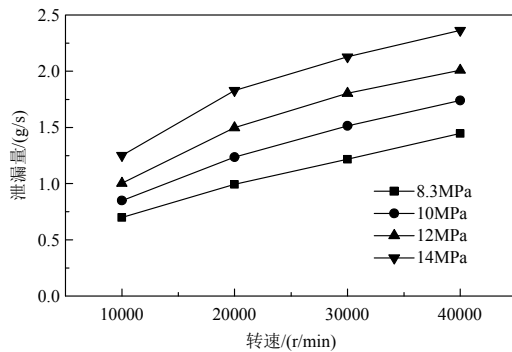


图 10 泄漏量随转速变化曲线

Fig. 10 Change curve of leakage amount with rotating speed

效应的影响，此时膜厚对泄漏量的影响占主导，因此泄漏量随转速的增大而增大，压力 14MPa 时，40000r/min 的泄漏量约为 2.36g/s，约为 10000r/min 时的泄漏量的 2 倍。同时可以看出转速越高，泄漏量的增量越小，10000~20000r/min 时泄漏量增量为 30%，而在 30000~40000r/min 时泄漏量增量则降至 10%~15%。转速相同时，压力越高，开启力越大，膜厚以及进出口两侧压差增大使泄漏量增加，14MPa 时的泄漏量约为 8.3MPa 的 1.8 倍。

利用上文所述的仿真方法计算不同压力下的密封流场，各工况的边界条件如表 2 所示。转速 40000r/min、压力 14MPa 时的温压分布如图 11—13 所示，各压力下泄漏量的计算值与试验值的对比如图 14 所示。S-CO<sub>2</sub> 工质从密封进口至出口的流动过程中，在密封槽区，压力和温度有所升高，之后逐渐降低，密封出口处的总温仍有 127℃ 左右，相比

表 2 干气密封计算工况边界条件

Table 2 Boundary conditions of dry gas seal					
进口压力/MPa	进口温度/℃	出口压力/MPa	转速/(r/min)	对流换热系数/(W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> )	
				动环外径壁面	静环外径壁面
8.3	90	0.1	40000	43670	18676
10	90	0.1	40000	33579	14013
12	90	0.1	40000	25058	10121
14	90	0.1	40000	19328	7546

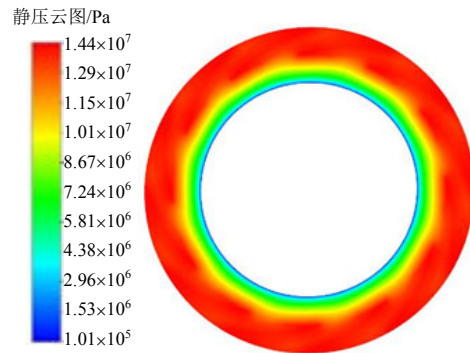


图 11 干气密封静压分布图

Fig. 11 Static pressure distribution of dry gas seal

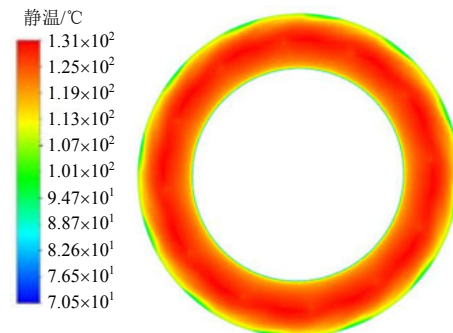


图 12 干气密封静温分布图

Fig. 12 Static temperature distribution of dry gas seal

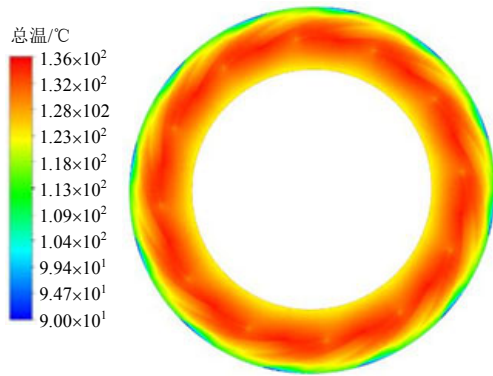


图 13 干气密封总温分布图

Fig. 13 Total temperature distribution of dry gas seal

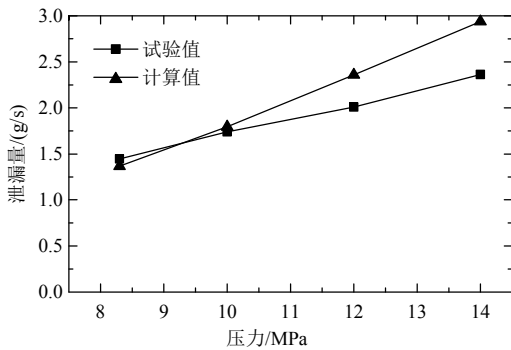


图 14 泄漏量试验值与计算值对比

Fig. 14 Comparison between experimental value and calculated value of leakage

进口升高了 37℃。泄漏量计算值随压力的变化趋势与试验值相同，但仍存在一定偏差，最大偏差出现在压力 14 MPa 工况下，计算值为 2.94g/s，试验值为 2.36g/s，最大偏差在 20%左右。可能是由于调用的 CO<sub>2</sub> 物性与实际存在一定偏差，以及热力变形、传热计算边界简化等因素影响了气膜流场的温压分布，最终引起了泄漏量的偏差。试验结果为后续理论计算模型及计算方法的修正提供了参考。

图 15 所示为各试验工况下的耗功变化曲线，图中耗功的不确定度为 0.36kW。可知，耗功与转速及压力成正相关，且转速越高，其耗功增量越大。转速对干气密封摩擦耗功的影响较大，在 10000r/min 时，耗功仅为 0.5kW，但是转速升至 40000r/min 后，耗功可达 5.08kW。当转速上升时，密封间隙内的流体运动角速度较高，摩擦耗功急剧增大，表现在电机功率增加的同时，密封气排气温度相比进气温度有所上升。这是因为 S-CO<sub>2</sub> 的密度似液体、黏度似气体，其雷诺数较高，密封间隙处的湍流效应较明显，在靠近动静环壁面处沿膜厚方向有较大的速度梯度，使得流体内部摩擦力较大。进口压力上升，密封间隙内的流体黏度以及近壁面速度梯度增大，摩擦耗功随进口压力上升相应增大。

在最高转速 40000r/min 下，压力 14MPa 时的摩擦耗功约为 8.3MPa 的 2.3 倍。

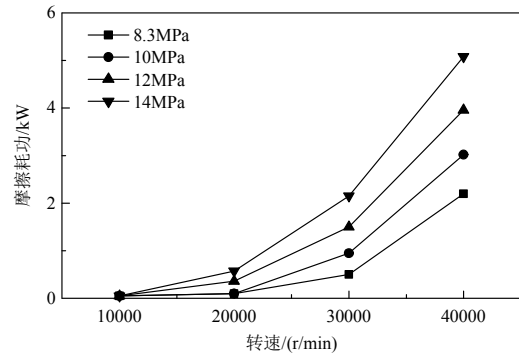


图 15 摩擦耗功随转速变化曲线

Fig. 15 Change curve of friction power loss amount with rotating speed

图 16 为各试验工况下的进、排气温差变化曲线，图中各工况下的进排气温差不确定度为 3.1℃。由图 16 可知，在其他条件相同时，密封试验腔体的进排气温差随着转速的提高而增大，且转速越高，进排气温差变化率越大。经过拟合可知进排气温差与转速的平方成正相关，这与高密度流体环境中，高速下密封端面的摩擦耗功与旋转件的风阻损耗有关。其中，在 10000r/min 左右时，由于密封摩擦耗功较小，排气温度与进气温度相近或低于进气温度，随转速上升，差异开始增大，上升至 40000r/min 时，进排气温差最高达 44.8℃。

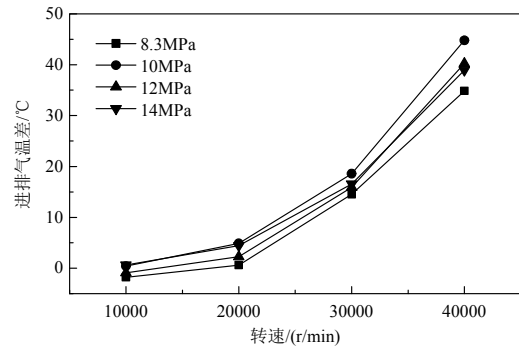


图 16 进排气温差随转速的变化曲线

Fig. 16 Change curve of temperature difference between inlet and outlet amount with rotating speed

#### 4.2 进气温度对密封性能的影响

进气压力 14MPa 不变，进气温度在 80~105℃ 时，不同温度下的密封泄漏量及摩擦耗功如图 17、18 所示，试验过程中均在停机状态下待温度稳定后再升速进行下一工况试验，其中泄漏量的不确定度为 0.17g/s，耗功的不确定度为 0.35kW。由图可知，进气温度由 80℃ 升高到 105℃，对应的各转速下的泄漏量呈略微下降趋势，表明干气密封在进气压力及转速保持不变的前提下，进气温度在一定范围

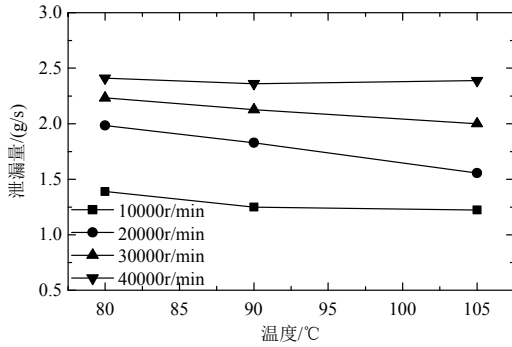


图 17 泄漏量随温度的变化曲线

Fig. 17 Change curve of leakage amount with temperature

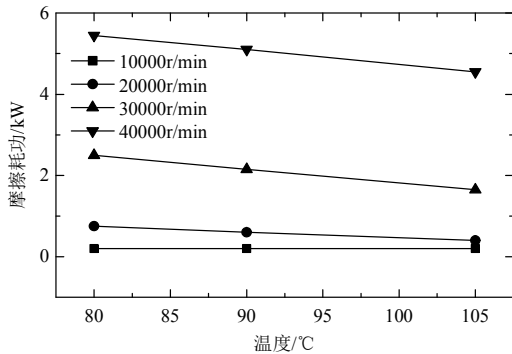


图 18 摩擦耗功随温度的变化曲线

Fig. 18 Change curve of friction loss amount with temperature

内，温度越高，泄漏量越小，这是因为温度升高后，介质密度减小，实际气体效应使泄漏量下降。但是总体上泄漏量的差别不大，尤其是在高转速下，如 40000r/min 时，泄漏量均在 2.4g/s 左右。不同进气温度下，温度越高，粘度越小，同时流体密度与粘度的比值减小使得雷诺数降低，湍流效应下降，各工况的摩擦耗功越小。在 40000r/min 下，进气温度 80℃ 时的耗功约为 5.45kW，进气温度升至 105℃ 后，耗功可降低至 4.55kW，下降约 16.5%。

进气温度为 80℃ 时，在 10、12、14MPa 工况下监测了泄漏气温度，如图 19 所示，各工况下的

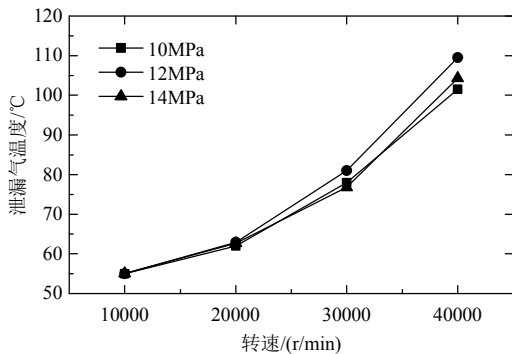


图 19 泄漏气温度随转速变化曲线

Fig. 19 Change curve of leakage gas temperature amount with rotating speed

泄漏气温度不确定度为 3.2℃。转速在 10000r/min 时，泄漏气温度约 55℃。转速再继续上升，泄漏气温度明显升高，尤其是在 40000r/min 时，温度达到了 110℃ 左右。进气压力 14MPa 时的泄漏气的温度低于进气压力 12MPa 时的温度，可能是因为在进行进气压力 14MPa 试验过程中，密封气流量稍大于 12MPa 时的流量，密封气带走了更多的热量，且泄漏气温度测量并非在密封气膜出口，存在一定误差。

试验过程中存在一定误差，主要包括：测量仪器误差，如泄漏量、摩擦耗功、温度、压力的测量误差，其中摩擦耗功通过测量负载、空载两种情况下的电机功率之差获得，在负载工况下还包含球轴承、转轴、联轴器的功率，因此间接测得的摩擦耗功会相对偏高；控制参数误差，如进气压力、进气温度、转速在试验时存在一定波动，如温度控制存在一定滞后性，进气温度波动较压力和转速的大。

在 S-CO<sub>2</sub> 干气密封实际应用过程中，密封气一般引自压缩机出口，再经加热后通入干气密封，防止 CO<sub>2</sub> 的节流降温影响密封的安全稳定运行。在保证密封安全运行的前提下，应尽可能降低密封气进气温度，以降低密封气加热功率，减小系统辅助耗功。针对试验中所采用的高速小尺寸干气密封，验证了在密封气进气温度为 80℃ 时，干气密封可安全运行。同时，在高转速时，在 S-CO<sub>2</sub> 环境中运行的干气密封发热严重，泄漏气温度高于进气温度。因此，在系统运行过程中，如需长期运行在高转速下，可通过进一步降低进气温度来减小密封气所需加热功率。

## 5 结论

本文搭建超临界二氧化碳干气密封试验台，在不同转速、压力、温度下试验研究运行工况对 S-CO<sub>2</sub> 干气密封的泄漏量与摩擦耗功的影响，并将泄漏量的理论计算结果与试验结果进行了对比，主要结论如下：

1) 研制了一种高速高压超临界二氧化碳干气密封试验台，可模拟 S-CO<sub>2</sub> 叶轮机械的工作转速、工作压力、密封进气温度、密封进气流量等工况，可测量密封的泄漏量及摩擦耗功，为 S-CO<sub>2</sub> 叶轮机械轴端密封的设计优化提供试验支撑；

2) S-CO<sub>2</sub> 干气密封的泄漏量及摩擦耗功与转速及压力成正相关，转速及压力对泄漏量的影响均较大，转速对摩擦耗功的影响大于进气压力，在试验

工况范围内,进气温度对密封性能存在一定影响,提高进气温度可降低泄漏量及摩擦耗功,在转速40000r/min、压力14MPa、温度80℃时,泄漏量及摩擦耗功达到最大,泄漏量约2.4g/s,摩擦耗功约5.45kW;

3) 泄漏量计算值与试验值存在一定偏差,最大偏差在20%左右,此时计算值为2.94g/s,试验值为2.36g/s,可能是由于物性参数、热力变形及传热计算边界简化等因素导致的,试验结果为后续理论计算模型及计算方法的修正提供了参考;

4) 在S-CO<sub>2</sub>环境中,干气密封的发热较严重,尤其是在高压高转速工况,这与密封端面的摩擦耗功与旋转件的风阻损耗有关,在高温透平侧干气密封的热管理设计中需重点考察,避免干气密封因超温损坏;

5) 针对高速高压小尺寸干气密封,本文验证了干气密封的密封气进气温度最低至少可控制在80℃,若超临界二氧化碳发电机组长期运行在高转速工况,为降低系统辅助耗功,可进一步降低干气密封的密封气温度至气源温度而无需加热,但其可行性及控制策略仍需在后序试验中验证。

## 参考文献

- [1] BRUN K, FRIEDMAN P, DENNIS R. Fundamentals and applications of supercritical carbon dioxide(SCO<sub>2</sub>) based power cycles[M]. Duxford, United Kingdom: Elsevier Ltd, 2017.
- [2] WRIGHT S A, RADEL R F, VERNON M E, et al. Operation and analysis of a supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle[R]. Albuquerque, USA: Sandia National Laboratories, 2010.
- [3] BIDKAR R A, MUSGROVE G, DAY M, et al. Conceptual designs of 50 MWe and 450 MWe supercritical CO<sub>2</sub> turbomachinery trains for power generation from coal: Part 2: Compressors[C]//The 5th International Symposium-Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycle, San Antonio, USA: Southwest Research Institute, 2016.
- [4] ALLISON T C, MOORE J J, HOFER D, et al. Planning for successful transients and trips in a 1 MWe-scale high-temperature SCO<sub>2</sub> test loop[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Oslo, Norway: ASME, 2018.
- [5] BIDKAR R A, SEVINCER E, WANG Jifeng, et al. Low-leakage shaft-end seals for utility-scale supercritical CO<sub>2</sub> turboexpanders[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2017, 139(2): 022503.
- [6] FICHBACH M J. Dry seal applications in centrifugal compressors[J]. Hydrocarbon Processing, 1989, 68(10): 47-51.
- [7] GABRIEL R P. Fundamentals of spiral groove noncontacting face seals[J]. Lubrication Engineering, 1994, 50(3): 215-224.
- [8] RIMPEL A, SMITH N, WILKES J, et al. Test rig design for large supercritical CO<sub>2</sub> turbine seals[C]//The 6th International Symposium-Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycle. Pittsburgh, USA: Southwest Research Institute, 2018.
- [9] HARVEY A H, HUBER M L, LAESECKE A, et al. Progress toward new reference correlations for the transport properties of carbon dioxide[C]//The 4th International Symposium on Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles. Pittsburgh, USA: Southwest Research Institute, 2014.
- [10] VINCENT L, OH J S, LEE K H, et al. Numerical investigation of real gas effects in an impinging supercritical CO<sub>2</sub> Jet[C]//The 4th International Symposium-Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles. Pittsburgh, Pennsylvania, USA: Southwest Research Institute, 2014.
- [11] THATTE A, ZHENG Xiaoqing. Hydrodynamics and sonic flow transition in dry gas seals[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Düsseldorf, Germany: ASME, 2014.
- [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, 77.  
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, 77(in Chinese).
- [13] FAIRUZ Z M, JAHN I. The influence of real gas effects on the performance of supercritical CO<sub>2</sub> dry gas seals[J]. Tribology International, 2016, 102: 333-347.
- [14] ZAKARIYA M F, JAHN I H J. Performance of supercritical CO<sub>2</sub> dry gas seals near the critical point[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Seoul, South Korea: ASME, 2016.
- [15] 宋鹏云, 产文, 毛文元, 等. 实际气体效应对螺旋槽干气密封性能影响的数值分析[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(10): 874-881.  
SONG Pengyun, CHAN Wen, MAO Wenyuan, et al. Numerical analysis on effect of real gas on spiral groove dry gas seal performance[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(10): 874-881(in Chinese).
- [16] 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,



- 56(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(in Chinese).
- [17] 许恒杰, 宋鹏云. 实际气体效应影响干气密封性能的研究进展[J]. 流体机械, 2019, 47(1): 36-42.  
 XU Hengjie, SONG Pengyun. Progress in research on the performance of dry gas seal considering real gas effect[J]. Fluid Machinery, 2019, 47(1): 36-42(in Chinese).
- [18] 许恒杰. 实际气体及其阻塞和惯性效应对干气密封动力学特性影响规律研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2019.  
 XU Hengjie. Dynamic characteristics of dry gas seal influenced by the real gas, choked flow and inertia effects[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2019(in Chinese).
- [19] THATTE A, DHEERADHADA V. Coupled physics performance predictions and risk assessment for dry gas seal operating in MW-scale supercritical CO<sub>2</sub> turbine[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Seoul, South Korea: ASME, 2016.
- [20] 章聪, 彭旭东, 江锦波, 等. 实际气体、阻塞和湍流效应对超临界 CO<sub>2</sub> 干气密封性能的影响[J]. 中国电机工程学报, 2022, 42(10): 7563-7574.  
 ZHANG Cong, PENG Xundong, JIANG Jinbo, et al. Influence of real gas, choked flow, and turbulence effect on performance of supercritical CO<sub>2</sub> dry gas seals[J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 42(10): 7563-7574(in Chinese).
- [21] 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.
- [22] DU Qiuwan, ZHANG Di. Research on the performance of supercritical CO<sub>2</sub> dry gas seal with different deep spiral groove[J]. Journal of Thermal Science, 2019, 28(3): 547-558.
- [23] 胡航领, 林志民, 虞翔宇, 等. 高参数超临界二氧化碳干气密封性能分析研究[J]. 化工设备与管道, 2022, 59(5): 62-68.  
 HU Hangling, LIN Zhimin, YU Xiangyu, et al. Simulation analysis on sealing performance of supernal parameters supercritical carbon dioxide dry gas seal[J]. Process Equipment & Piping, 2022, 59(5): 62-68(in Chinese).
- [24] 江鹏, 江锦波, 彭旭东, 等. 传热模型对近临界工况 CO<sub>2</sub> 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 Xundong, et al. Influence of heat transfer model on temperature and pressure distribution and steady state performance of CO<sub>2</sub> dry gas seal under near critical condition[J/OL]. CIESC Journal, 2021, 72(8): 4239-4254(in Chinese).
- [25] 彭旭东, 谢友柏, 顾永泉. 机械密封端面温度的确定[J]. 化工机械, 1996, 23(6): 23-26, 19.  
 PENG Xudong, XIE Youbai, GU Yongquan. Determination of the end face temperature of mechanical seal[J]. Chemical Engineering & Machinery, 1996, 23(6): 23-26, 19(in Chinese).



胡航领

收稿日期: 2022-10-18。

#### 作者简介:

胡航领(1991), 男, 硕士, 工程师, 主要从事超临界二氧化碳布雷顿发电技术及流体密封技术研究, huhangling@micropowers.com;

林志民(1963), 男, 硕士, 研究员, 主要从事超临界二氧化碳布雷顿发电技术及特种发动机技术研究, linzhimin@micropowers.com;

\*通信作者: 王林涛(1982), 男, 博士, 研究员, 主要从事超临界二氧化碳布雷顿发电技术及特种发动机技术研究, wanglintao@micropowers.com;

虞翔宇(1991), 男, 硕士, 工程师, 主要从事超临界二氧化碳布雷顿发电技术研究, yuxiangyu@micropowers.com;

秦政(1990), 男, 硕士, 工程师, 主要从事超临界二氧化碳布雷顿发电技术研究, qinzheng@micropowers.com;

钱晶晶(1986), 男, 硕士, 工程师, 主要从事超临界二氧化碳布雷顿发电技术研究, qianjingjing@micropowers.com;

时瑜(1970), 女, 助理工程师, 主要从事超临界二氧化碳布雷顿发电技术研究, shiyu@micropowers.com.

(编辑 胡琳琳)