

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

许恒杰^{1,2}, 宋鹏云^{1,2}, 毛文元², 邓强国², 孙雪剑²

(¹昆明理工大学环境科学与工程学院, 云南 昆明 650500; ²昆明理工大学化学工程学院, 云南 昆明 650500)

摘要: 借鉴考虑惯性效应的气体止推轴承理论, 以维里三项截断式描述二氧化碳的实际气体行为, 同时考虑阻塞流效应和密封端面间气膜的黏度变化, 采用有限差分法分别分析了层流状态下惯性效应对泵入式、泵出式螺旋槽干气密封稳态性能的影响规律, 并与理想气体无惯性假设模型的计算结果进行了对比。结果表明: 与理想气体相比, 惯性效应对二氧化碳实际气体干气密封性能的影响程度更高。惯性效应使泵入式螺旋槽干气密封泄漏率和开启力均减小, 而对泵出式螺旋槽干气密封的影响程度恰好相反。以泵入式螺旋槽干气密封为例, 惯性效应对二氧化碳干气密封性能(泄漏率、开启力)的影响分别随密封压力和转速的增大而增强, 随气膜厚度的增大而减小, 密封压力为 10 MPa, 气膜厚度为 3 μm , 转速为 20000 $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时, 惯性效应使泄漏率降低 62.21%, 开启力降低 35.03%, 使二氧化碳泵入式螺旋槽干气密封发生阻塞流动的临界进口压力提高。此外, 二氧化碳的温度越接近其临界温度, 惯性效应表现得越明显。

关键词: 螺旋槽干气密封; 惯性效应; 实际气体; 二氧化碳; 数值分析; 层流

中图分类号: S 277.9; TH 136

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2018) 10—4311—13

Analysis on inertia effect of carbon dioxide dry gas seal at high speed and pressure under laminar condition

XU Hengjie^{1,2}, SONG Pengyun^{1,2}, MAO Wenyuan², DENG Qiangguo², SUN Xuejian²

(¹Faculty of Environmental Science and Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, Yunnan, China; ²Faculty of Chemical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, Yunnan, China)

Abstract: The real gas property of carbon dioxide was expressed by third term virial equation, both the choked flow effect and the variation of gas viscosity were taken into account, the influence of inertia effect on the steady characteristics of pumping-inward and pumping-outward spiral groove dry gas seal (S-DGS) under laminar condition have been numerically investigated by referencing the theory of gas thrust bearing which considering inertia effect. Compared with the assumptions of ideal gas and inertialess, the results show that inertia effect induce a stronger influence on carbon dioxide real gas S-DGS. Inertia effect reduced leakage rate and opening force of pumping-inward S-DGS but the opposite was obtained for pumping-outward S-DGS. Taken pumping-inward S-DGS as example, the influence of inertia effect on the steady characteristics of carbon dioxide S-DGS (*i.e.* leakage rate and opening force) gradually enhanced with the increase of sealed gas pressure and rotational speed, while it being weakened with increased gas film thickness. The relative deviations of leakage rate and opening force caused by the inertia effect are 62.21% and 35.03% when sealed gas pressure is 10 MPa, gas film thickness is 3 μm and rotational speed is 20000 $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$, and the critical entrance pressure which causes a choked flow at exit is improved.

2018-04-23 收到初稿, 2018-06-28 收到修改稿。

联系人: 宋鹏云。第一作者: 许恒杰 (1989—), 男, 博士研究生。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51465026)。

Received date: 2018-04-23.

Corresponding author: Prof. SONG Pengyun, songpengyunkm@sina.com

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China (51465026).

In addition, the closer the temperature of carbon dioxide is to its critical temperature, the more obvious the inertial effect is.

Key words: spiral groove dry gas seal; inertia effect; real gas; carbon dioxide; numerical analysis; laminar

引 言

二氧化碳在近临界点具有大热容和高密度等特性,作为离心压缩机工质,在压缩过程中温升极小,可有效降低压缩机功耗^[1],压缩机是动力循环系统的关键组成部分,因此以超临界二氧化碳为循环工质的动力循环系统在发电行业中有着非常广泛的应用前景^[2]。干气密封对提高动力循环系统的能量转换效率起着关键作用^[3],其一般采用被输送的气体(二氧化碳)作为冲洗气^[4],当二氧化碳被泵入密封间隙之前可能已到达临界乃至超临界状态,相较于普通的干气密封,此类工况下润滑介质密度高,惯性效应明显,常规地假设“忽略气体惯性力”^[5-6]可能会影响二氧化碳干气密封性能的准确分析与评价。

考虑惯性效应的端面密封研究最早出现在端面液膜密封研究领域。早在 20 世纪 80~90 年代, Gupta 等^[7]分析了流体惯性效应对不对中端面液膜机械密封性能的影响,指出流体惯性力有助于提高该类密封的运行稳定性,可以有效抑制密封环的偏摆,降低端面泄漏。Koga 等^[8]指出密封端面间的流体惯性力会改变端面液膜压力分布,进而对密封端面的开启产生一定影响。同期,国内王美华等^[9]、彭旭东等^[10]也分析了流体惯性力对端面液膜密封性能的影响。随后, Brunetière 等^[11]以润滑介质为水的光滑端面机械密封为研究对象,联立 N-S 方程和连续性方程推导出一个含有惯性项的雷诺方程,通过定义对比 Poiseuille Reynolds 数 $Re_{p_o}^*$ (膜厚与外径之比乘以 Reynolds 数),指出当 $Re_{p_o}^* < 0.075$ 时惯性效应对密封泄漏率的影响可以忽略,但当其达到 0.25 时惯性效应会使泄漏率提高 100%,同时惯性效应对液膜的温度分布影响微弱。Zhao 等^[12]考虑油膜惯性力,以良好的开启性、密封性为目标,给出了螺旋槽旋转密封结构参数的优选范围,指出在高空率工况中,采用雷诺边界条件所预测的油膜刚度和阻尼系数偏高,而基于 JFO 空化边界条件预测的结果与试验吻合。

近年来,端面气膜密封中的惯性效应也逐渐引起研究者的注意。Zuk^[13]基于准一维可压流分析

方法,考虑惯性效应研究了密封环变形对端面气膜密封性能的影响,指出不论密封间隙为收敛型、发散型还是平行状态,惯性效应对端面气膜压力和泄漏率均有一定影响。Thomas 等^[14-15]基于 Brunetière 等^[11]的研究方法,考虑惯性效应和阻塞流效应研究了端面光滑锥形干气密封的热弹流润滑特性,指出增大端面锥角可以提高惯性效应,导致出口压力抬升。Fairuz 等^[16-17]在基于 CFD 模拟研究实际气体效应影响超临界二氧化碳干气密封性能的报道中,采用惯性效应解释了密封坝区压力随转速增大而降低的原因。

从以上综述可以看出,惯性效应确实是干气密封性能研究中不可忽视的一项因素,但仍存在研究程度不够深入、考虑因素不够全面等问题。例如,对泵气方式不同的干气密封,惯性效应的影响是否相同;对于实际气体和理想气体干气密封,惯性效应的影响程度如何;惯性效应随密封参数的变化有何种变化趋势等。因此,本文以螺旋槽干气密封为例,采用维里三项截断式表达二氧化碳的实际气体行为,考虑润滑气体的黏度变化,通过判别密封出口速度以确定是否存在阻塞,借鉴考虑惯性效应的气体止推轴承理论,建立了考虑实际气体效应和惯性效应的螺旋槽干气密封稳态特性分析模型。针对以上问题,通过与理想气体无惯性假设计算结果进行对比,探讨了惯性效应对泵入式、泵出式螺旋槽干气密封稳态性能的影响,给出了随密封参数变化,惯性效应影响螺旋槽干气密封性能的具体规律,为二氧化碳干气密封的高参数设计和应用提供一定的理论依据。

1 几何模型

螺旋槽干气密封的端面结构(以泵入式螺旋槽干气密封为例)如图 1 所示,动环端面外侧周向均匀开有若干螺旋浅槽,在外压的作用下,润滑气体会被泵入两密封环端面之间,由于螺旋槽结构在进气方向上具有收敛性,气体在槽根处会被压缩产生动压使动、静环分离,当干气密封达到正常工作转速后,在动、静环之间能够维持一定厚度的气膜,从而实现干气密封的稳定运行。

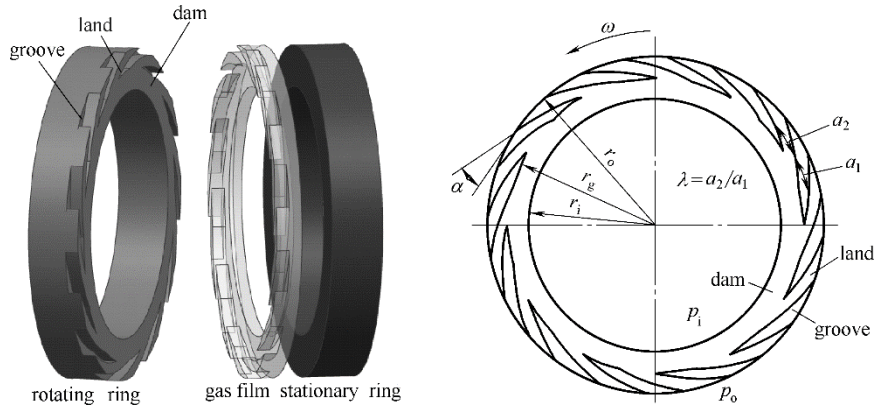


图 1 螺旋槽干气密封端面结构

Fig.1 Schematic diagram of spiral groove dry gas seal

2 数学模型

2.1 实际气体状态方程

一般来说,当压力较低时,气体可以科学抽象地视为理想气体。但当压力较高时,气体特性会偏离理想气体,这种偏离程度被称为实际气体效应,可以用压缩因子表征。根据热力学概念,压缩因子 Z 实质上表示实际气体比容与相同温度、相同压力下理想气体比容之比,可以写成

$$Z = pV / (R_g T) = p / (\rho R_g T) \quad (1)$$

在已报道的干气密封研究中,描述 CO_2 实际行为的状态方程有维里方程^[18-19]、R-K 方程^[20]和 Span-Wagner 方程^[17]。考虑到 Span-Wagner 方程对于压力来说是隐函数,通常采用数值法反向迭代求解压缩因子,无法直接给出明确的 p - V - T 关系式,因此文中描述 CO_2 实际行为的状态方程从维里方程、R-K 方程中选择。截断至第三项的维里方程表达式如下

$$Z = \frac{pV}{R_g T} \approx 1 + B \left(\frac{p}{R_g T} \right) + (C - B^2) \left(\frac{p}{R_g T} \right)^2 \quad (2)$$

式中, B 、 C 分别为第二、三维里系数,它们可分别利用 Pitzer 方程和 Orbey 方程得出^[21]

$$\frac{Bp_c}{R_g T_c} = 0.1445 - \frac{0.330}{T_r} - \frac{0.1385}{T_r^2} - \frac{0.0121}{T_r^3} - \frac{0.000607}{T_r^8} + \varepsilon \left(0.0637 + \frac{0.331}{T_r^2} - \frac{0.423}{T_r^3} - \frac{0.008}{T_r^8} \right) \quad (3)$$

$$C \left(\frac{p_c}{R_g T_c} \right)^2 = \left(0.01407 + \frac{0.02432}{T_r^{2.8}} - \frac{0.00313}{T_r^{10.5}} \right) T_r + \varepsilon \left(-0.02676 + \frac{0.0177}{T_r^{2.8}} + \frac{0.04}{T_r^3} - \frac{0.003}{T_r^6} - \frac{0.00228}{T_r^{10.5}} \right) T_r \quad (4)$$

式中, ε 为气体的偏心因子,对于二氧化碳, $\varepsilon=0.22394$ 。R-K 方程的具体形式见文献[20]。

图 2(a)给出了 363.15 K 时以上两种方法计算的二氧化碳压缩因子与 NIST 数据之间的对比,可以看出相较于 R-K 方程和维里二项截断式,由维里三项截断式计算的二氧化碳压缩因子与 NIST 数据具有更高的吻合度。为了进一步说明维里三项截断式表达二氧化碳实际气体行为的合理性,图 2(b)给出了 340.15~470.15 K, 0.5~10 MPa 范围内由维里三项截断式计算的 CO_2 密度与 NIST 数据之间的误差云图(误差定义为 $[(\rho_{\text{virial}} - \rho_{\text{NIST}}) / \rho_{\text{NIST}}] \times 100\%$)。可以看出,在上述工况范围内,两者之间的误差小于 4.5%。由于文中二氧化碳干气密封的运行工况将设定为 363.15 K、0.5~10 MPa,因此就文中的研究工况而言,密度误差小于 1%,采用维里三项截断式表达二氧化碳的实际行为是可行的。

2.2 压力控制方程

借鉴考虑惯性效应的气体止推轴承理论^[22],则层流假设下干气密封端面间的压力控制方程可表达如下

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho r h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r \partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\omega r \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} + \frac{3\omega^2}{10\eta} \frac{\partial(\rho^2 r^2 h^3)}{\partial r} \quad (5)$$

式中, η 为润滑气体的黏度; ρ 为润滑气体的密度; ω 为旋转角速度,其与旋转轴转速 N 之间满足 $\omega = 2\pi N / 60$ 。式(5)右端的第二项即为惯性项,若忽略此项,则式(5)可转化为常用的无惯性雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho r h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r \partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\omega r \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} \quad (6)$$

由于文献[23]发现等温流动假设下螺旋槽干气

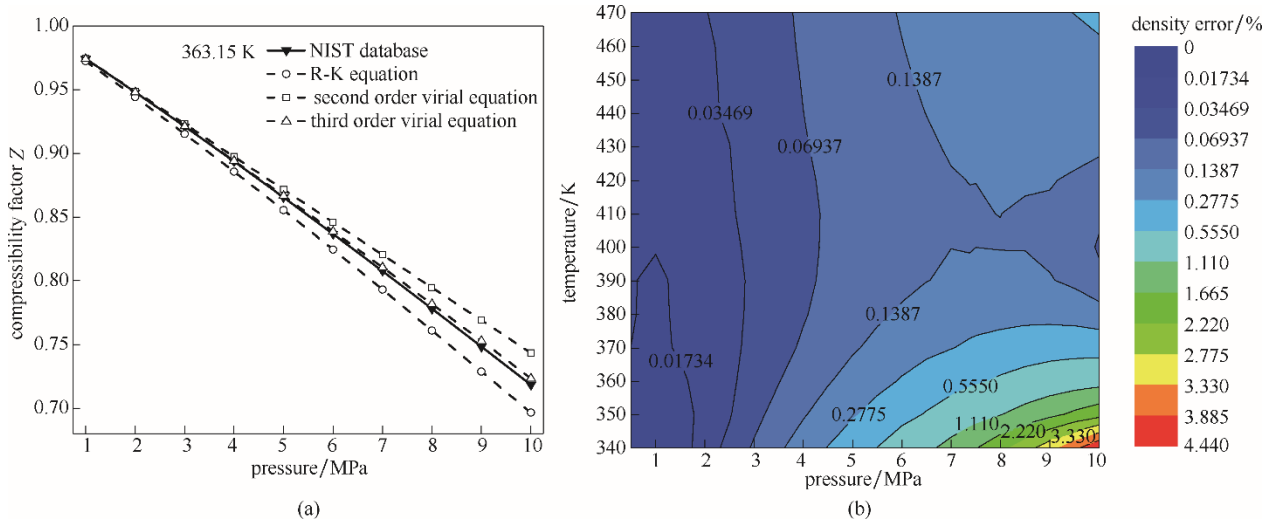


图 2 维里三项截断式表达 CO₂ 实际气体行为的合理性验证

Fig.2 Rationality validation of third term virial equation for CO₂

密封泄漏率更接近文献[24]的实验结果，且气体流动产生的黏性剪切摩擦热可认为近似地补偿了由气体膨胀造成的冷却，文中假设端面间隙内为等温流动，同时为了不失一般性，忽略密封环端面变形的影响。将式(2)代入式(5)即可得到同时考虑惯性效应和实际气体效应的螺旋槽干气密封端面气膜压力控制方程。

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh^3}{\eta Z} \frac{\partial p^2}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r \partial \theta} \left(\frac{h^3}{\eta Z} \frac{\partial p^2}{\partial \theta} \right) = 12\omega r \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{ph}{Z} \right) + \frac{3\omega^2}{10\eta} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{p^2 r^2 h^3}{Z^2 R_g T} \right) \quad (7)$$

2.3 实际气体声速

当干气密封的进口压力较高时，流经密封间隙出口处的气流速度可能会达到声速^[6,23]，进而在出口处发生阻塞流动，与目前气体润滑分析中广泛采用的第一类压力边界条件 (dirichlet boundary condition) 即出口压力等于出口处的环境压力相比，干气密封性能存在显著偏差^[23,25-26]。所以针对高压高转速干气密封，理论分析时有必要对密封出口是否存在阻塞现象进行判别，以选取合理的压力边界条件。

文中采用密封间隙出口流速等于声速作为阻塞现象发生的判据。根据化工热力学理论，实际气体的声速表达式如下

$$u_s = \sqrt{k_v Z R_g T} \quad (8)$$

式中， $k_v = Z / (Z - R_g Z_T^2 / c_{p,real})$ 为实际气体容积绝热指数，其中 Z_T 为导数压缩因子、 $c_{p,real}$ 为实际气体比定压热容。二氧化碳导数压缩因子 Z_T 可按文献[27]

的方法确定。

实际气体比定压热容由理想气体比定压热容 ($c_{p,ideal}$) 和剩余比热容 (Δc_p) 两部分组成

$$c_{p,real} = c_{p,ideal} + \Delta c_p \quad (9)$$

理想气体比定压热容可由式(10)计算获得

$$c_{p,ideal} = \frac{c_1 + c_2 \left[\frac{c_3}{T} / \sinh \left(\frac{c_3}{T} \right) \right]^2 + c_4 \left[\frac{c_5}{T} / \cosh \left(\frac{c_5}{T} \right) \right]^2}{1000} \quad (10)$$

对于二氧化碳，以上系数可通过查询文献[28]获得 $c_1 = 0.2937 \times 10^{-5}$, $c_2 = 0.3454 \times 10^{-5}$, $c_3 = 1.428 \times 10^{-3}$, $c_4 = 0.264 \times 10^{-5}$, $c_5 = 588$ 。

采用 R-K 方程的剩余焓推导剩余比热容 (Δc_p)，具体表达式如下^[20]

$$\Delta c_p = \frac{0.75a}{bT^{1.5}} \ln \left(1 + \frac{b}{V} \right) - R_g + \frac{T \left[\frac{R_g}{V-b} + \frac{0.5a}{T^{1.5}V(V+b)} \right]^2}{\frac{R_g T}{(V-b)^2} - \frac{a(2V+b)}{T^{0.5}V^2(V+b)^2}} \quad (11)$$

式中， $a = 0.42748 R_g^2 T_c^{2.5} / p_c$ 和 $b = 0.08664 R_g T_c / p_c$ 分别是与分子引力和气体分子大小有关的经验常数。

2.4 二氧化碳黏度方程

二氧化碳介质在临界点附近的黏度会发生突变，影响端面间的气膜压力分布。因此，以 Lucas 方程描述黏度随压力的变化，其具体表达式为^[21]

$$\eta(T, p) = \left\{ 1 + a_1 p_r^{1.3088} / \left[a_2 p_r^{a_3} + (1 + a_3 p_r^{a_4})^{-1} \right] \right\} \eta_0 \quad (12)$$

式中，系数 $a_1 \sim a_5$ 见文献[21]。

2.5 定义稳态密封性能参数

以端面开启力和泄漏率作为表征密封性能的参数，其表达式如下

$$F_o = \int p dA, Q = \int \frac{\rho r h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial r} d\theta \quad (13)$$

$$p_{i,j} = \sqrt{\frac{A_1 p_{i+1,j}^2 + B_1 p_{i-1,j}^2 + C_1 p_{i,j+1}^2 + D_1 p_{i,j-1}^2 - E_1 \left(\frac{p_{i,j} h_{i,j}}{Z_{i,j}} - \frac{p_{i,j-1} h_{i,j-1}}{Z_{i,j-1}} \right) - F_1 \left[\left(\frac{p_{i+\frac{1}{2},j}}{Z_{i+\frac{1}{2},j}} \right)^2 \left(r_{i+\frac{1}{2},j} \right)^2 \left(h_{i+\frac{1}{2},j} \right)^3 - \left(\frac{p_{i-\frac{1}{2},j}}{Z_{i-\frac{1}{2},j}} \right)^2 \left(r_{i-\frac{1}{2},j} \right)^2 \left(h_{i-\frac{1}{2},j} \right)^3 \right]}{A_1 + B_1 + C_1 + D_1}} \quad (14)$$

其中

$$A_1 = \frac{r_i + r_{i+1}}{(r_{i+1} - r_i)(r_{i+1} - r_{i-1})} \left[0.5(h_{i,j} + h_{i+1,j}) \right]^3 / \left(Z_{i+\frac{1}{2},j} \eta_{i+\frac{1}{2},j} \right)$$

$$B_1 = \frac{r_i + r_{i-1}}{(r_i - r_{i-1})(r_{i+1} - r_{i-1})} \left[0.5(h_{i,j} + h_{i-1,j}) \right]^3 / \left(Z_{i-\frac{1}{2},j} \eta_{i-\frac{1}{2},j} \right)$$

$$C_1 = \frac{1}{r_i \Delta \theta^2} \left[0.5(h_{i,j} + h_{i,j+1}) \right]^3 / \left(Z_{i,j+\frac{1}{2}} \eta_{i,j+\frac{1}{2}} \right)$$

$$D_1 = \frac{1}{r_i \Delta \theta^2} \left[0.5(h_{i,j} + h_{i,j-1}) \right]^3 / \left(Z_{i,j-\frac{1}{2}} \eta_{i,j-\frac{1}{2}} \right)$$

$$E_1 = 12\omega r_i / \Delta \theta, F_1 = 1.2\omega^2 / [R_g T (r_{i+1} - r_{i-1}) \eta_{i,j}]$$

3.2 边界条件

在求解考虑惯性效应的实际气体螺旋槽干气密封压力控制方程时，周期性压力边界条件为

$$p(r, \theta) = p(r, \theta + 2\pi/N_g) \quad (15)$$

密封间隙进口常采用强制压力边界条件

$$p|_{r=r_0} = p_0$$

至于出口边界条件，需对气体的出口速度进行判别，进而决定密封间隙出口处压力边界条件的选取，具体的应用方法见图 3。

3.3 惯性效应计算模型验证

以 Thomas 等^[15]的干气密封算例为验证对象。它是密封环内、外径分别为 70 mm 和 90 mm 的光滑端面干气密封，介质为氮气，考虑了惯性效应和阻塞效应。针对氮气，R-K 方程更接近于实际情况，验证算法的实际气体方程采用了 R-K 方程。气膜厚度为 3.17 μm 时的压力分布如图 4 所示。可以看出，本文算法所得的结果与 Thomas 等结果一致。

3.4 螺旋槽干气密封计算模型验证

由于文中的研究对象为螺旋槽干气密封，此节以文献[30]中的解析计算结果为验证对象，说明文中螺旋槽干气密封计算程序的正确性。密封参数：外径 $r_o = 77.78$ mm；内径 $r_i = 58.42$ mm；槽根半径 $r_g = 69$ mm；螺旋角 $\alpha = 15^\circ$ ；槽台比 λ 为 1；槽数 $N_g = 12$ ；槽深 $h_g = 5$ μm；温度 $T = 303.15$ K；外压为

3 算例验证

3.1 离散格式

本文采用有限差分法^[29]对式(7)进行离散，具体差分格式如下

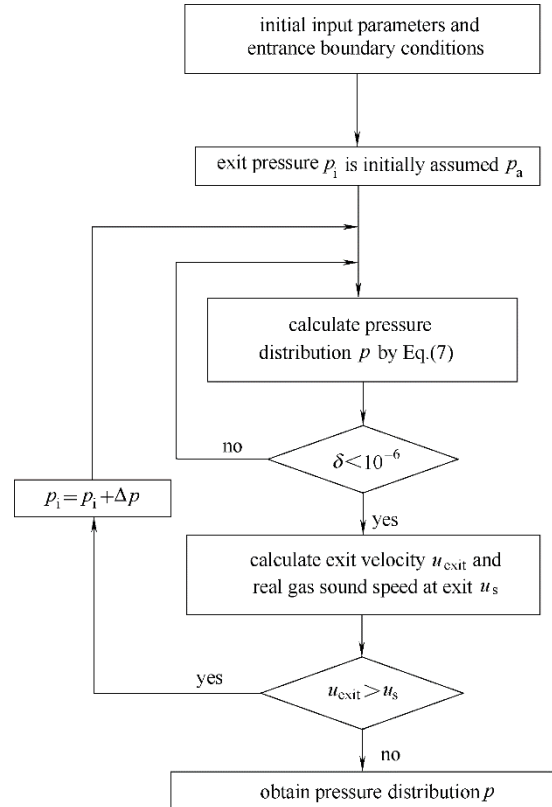


图 3 数值计算流程框图

Fig.3 Flow chart for numerical calculation

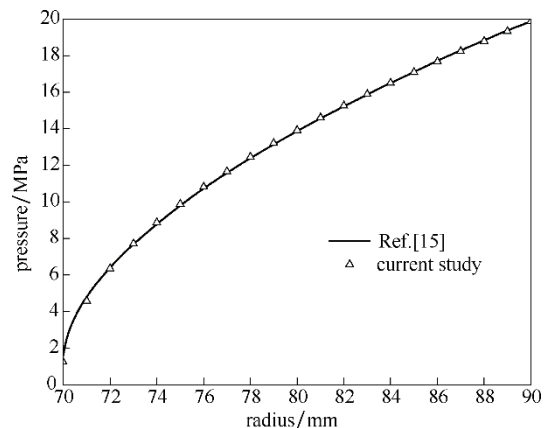


图 4 计算值与文献值对比

Fig.4 Comparison between current study and Ref.[15]

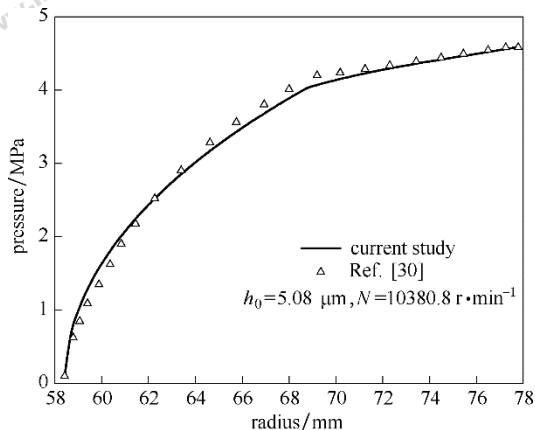


图 5 螺旋槽干气密封计算模型验证

Fig. 5 Validation of S-DGS calculation program

4.5852 MPa; 出口压力为 0.1013 MPa。可以估算 Reynolds 数约为 638, 属于层流状态。忽略式(7)中的惯性项, 将压缩因子视为 1, 假设等黏流动, 在执行图 3 所示的计算流程时不判定出口速度。对比结果如图 5 所示, 可以看出, 本文的螺旋槽干气密封计算程序是可信的。

4 结果分析与讨论

4.1 计算案例参数

泵入式螺旋槽干气密封的几何参数沿用 3.4 节中的密封参数, 温度 $T=363.15\text{ K}$, $R_g=8.314\text{ J}\cdot(\text{mol}\cdot\text{K})^{-1}$, 润滑气体为二氧化碳。定义四种计算模型: 实际气体惯性效应模型 (Case I); 实际气体无惯性模型 (Case II); 理想气体惯性效应模型 (Case III); 理想气体无惯性模型 (Case IV)。

为了更清晰地表达惯性效应, 针对实际气体和理想气体, 分别定义以下相对误差。

实际气体惯性效应相对误差

$$E_{\text{real}} = \frac{\text{value}_{\text{Case I}} - \text{value}_{\text{Case II}}}{\text{value}_{\text{Case II}}} \times 100\% \quad (16)$$

理想气体惯性效应相对误差

$$E_{\text{ideal}} = \frac{\text{value}_{\text{Case III}} - \text{value}_{\text{Case IV}}}{\text{value}_{\text{Case IV}}} \times 100\% \quad (17)$$

式中, value 指惯性效应对开启力或泄漏率的影响的计算结果。

研究工况考虑不同的介质压力 p_0 , 不同的非槽区膜厚 h_0 和不同的转速 N 。实际运行的干气密封, 非槽区气膜厚度与介质压力和转速相关。为了分析同一平衡膜厚下干气密封的性能, 一般将平衡膜厚视为定值, 这是干气密封性能研究常采用的方法^[31], 因此在以下不涉及变膜厚的案例中均将气膜厚度视为恒定值。可以这样认为, 旋转速度改变

后, 气膜压力会发生改变, 但通过调整、改变和控制闭合力, 使之始终与开启力平衡、维持平衡膜厚不变。

4.2 气膜压力分布和密度分布

4.2.1 气膜压力分布 转速为 $10380.8\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 、介质压力为 10 MPa、平衡厚度为 $3\text{ }\mu\text{m}$ 时, 泵入式螺旋槽干气密封的端面气膜压力分布如图 6 所示。

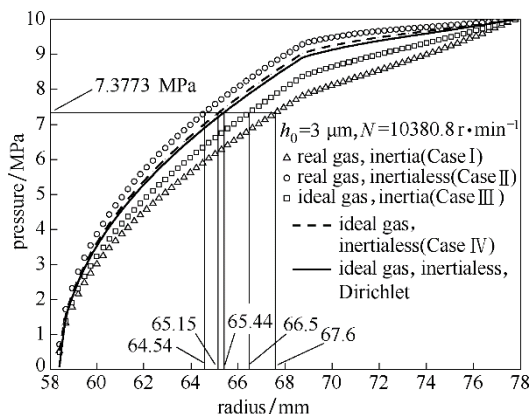


图 6 泵入式螺旋槽干气密封端面间径向气膜压力分布

Fig.6 Pressure distribution of pumping inward S-DGS

可以看出, 实际气体无惯性效应 (Case II) 的气膜压力最大, 而实际气体惯性效应的气膜力 (Case I) 最小。气膜压力分布从大到小的规律是: Case II > Case IV > Case III > Case I。这表明同时考虑惯性效应和实际气体效应 (Case I) 得到的气膜压力最小, 这是最真实的情况。实际气体无惯性 (Case II) 最大程度地高估了气膜压力, 其次是理想气体无惯性 (Case IV), 再其次是理想气体惯性 (Case III)。仅考虑实际气体效应而不考虑惯性力时 (Case II、Case IV), 可以看出实际气体效应会使二氧化碳干气密封端面膜压增大, 这与 Fairuz 等^[17]的研究结果一致, 这是因为二氧化碳实际气体的比容小于理想气体比容, 即二氧化碳实际气体压缩因子小于 1, 意味着在进口压力、膜厚和转速恒定的前提下, 当 CO_2 被视为实际气体时, 被泵入密封间隙的气体更多, 膜厚相同时密封间隙内较大的气体会形成更高的膜压。

实际气体有无惯性力 (Case I、Case II) 和理想气体有无惯性力 (Case III、Case IV) 的结果表明, 惯性力效应使得端面气膜压力降低 (Case I < Case II、Case III < Case IV)。尤其对于实际气体, 惯性效应表现得更为明显, 具体表现为考虑惯性效应时, 实际气体较理想气体干气密封膜压要低, 这与无惯性假设下实际气体效应对端面膜压的影响规律相

悖。产生这种现象，主要是因为对于稳定运行的干气密封，惯性力的本质是离心力，在泵入式干气密封中，离心力的方向与气体流动的方向相反，阻碍气体的流动，在密封间隙恒定的情况下，使得泵入密封间隙的气体量减小，进而降低了端面气膜压力。同时，二氧化碳实际气体密度大于理想气体，导致二氧化碳实际气体所受的惯性力较大，虽然二氧化碳实际气体效应会提升膜压，但是惯性效应的作用大于实际气体效应，综合结果表现为考虑惯性效应的实际气体膜压降低。

为了详细地探讨实际气体效应和惯性效应对端面气膜压力分布的综合影响，图 7 示出了 Case I 和 Case IV 模型中气膜压力分布随转速的变化。可以看出，随转速的增加，实际气体效应对膜压的影

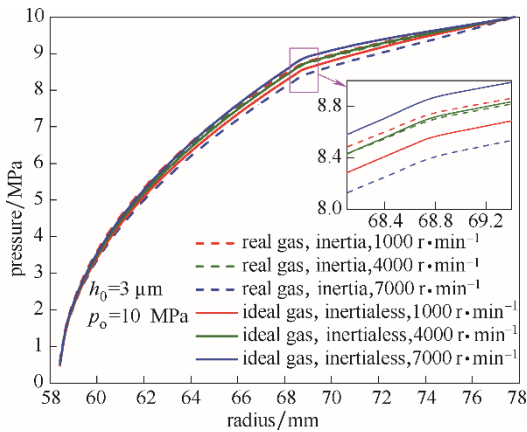


图 7 Case I 和 Case IV 模型中气膜压力分布随转速的变化

Fig.7 Variation of pressure distribution with rotational speed in Case I and Case IV

响程度逐渐小于惯性效应，针对本文的研究工况，转速约为 $4000 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时，实际气体效应对膜压的提升效果与惯性效应对膜压的削弱效果大致平衡，此时 Case I 和 Case IV 两种模型中的气膜压力分布近似重合。

从图 6 中还可以看出，在温度为 363.15 K 、外压为 10 MPa 时，密封端面间隙内的二氧化碳存在两种性态，即在沿气体的流动方向上，二氧化碳会从超临界态向亚临界态转变。对于四种模型，密封端面间 CO_2 超临界界面对应的径向半径均位于密封坝区，满足以下规律： $\text{Case II} < \text{Case IV} < \text{Case III} < \text{Case I}$ 。由于以上四种计算模型中的密封间隙出口压力均高于环境压力（大气压力），说明发生了阻塞流动，图 6 另外给出了在理想气体无惯性假设下采用第一类压力边界条件计算得到的膜压分布。可以看出，与 Case IV 相比，忽略阻塞流效应会使端面膜压略微地下降，从而使得 CO_2 超临界界面对应的径向半径增大。综合以上分析，在本文所研究的工况下，密封间隙内 CO_2 亚临界与超临界之间分界点对应的径向半径判定因素是二氧化碳临界压力在坝区的位置。三种效应对干气密封坝区压力的影响分别为：实际气体效应和阻塞流效应使坝区压力提升，惯性效应则使坝区压力降低，因此前两者会使密封间隙内 CO_2 亚临界与超临界之间分界点对应的径向半径减小，后者会导致较大的超临界界面径向半径。

4.2.2 密度分布 实际气体无惯性 (Case II) 和理想气体无惯性 (Case IV) 的气膜密度分布如图 8 所示。可以看出，在同一位置实际气体的密度明显大

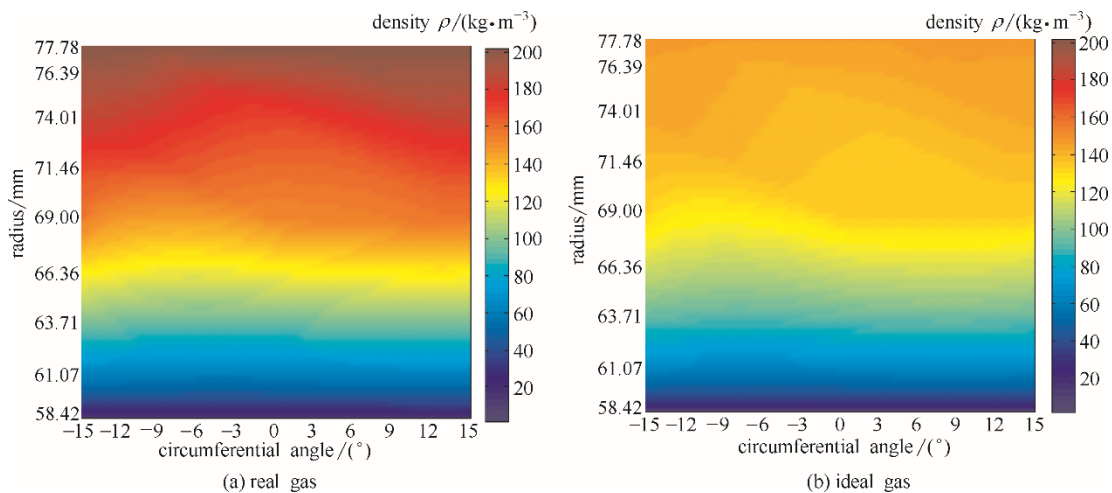


图 8 泵入式螺旋槽干气密封端面间气膜密度云图

Fig.8 Density contour of gas film in pumping-inward S-DGS ($h_0=3 \mu\text{m}$, $p_0=10 \text{ MPa}$, $N=10380.8 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$)

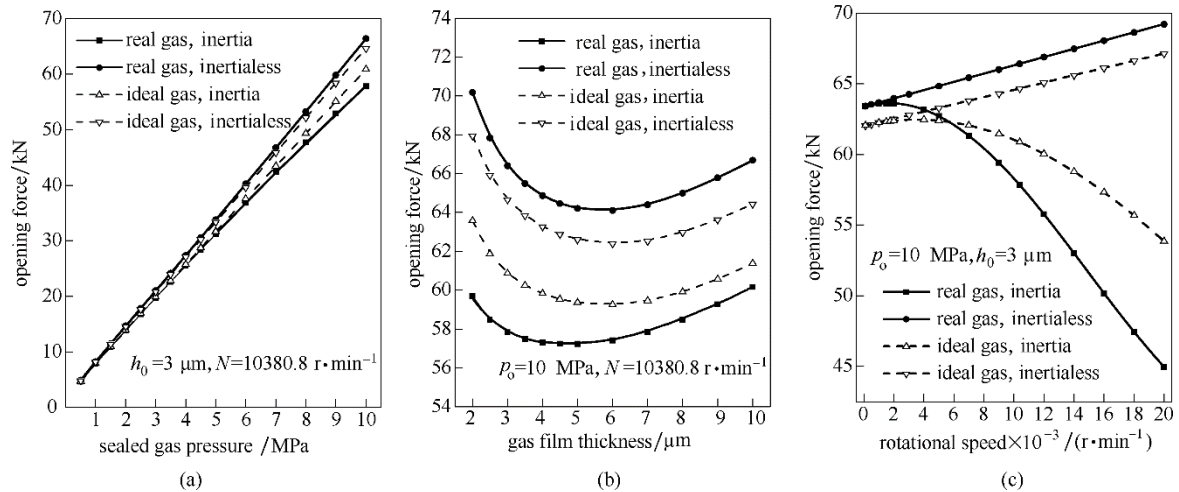


图 9 惯性效应对开启力的影响

Fig.9 Influence of inertia effect on opening force

于理想气体的密度，且两者之间的差异在流体动压区（槽区、台区）更为明显。这是由于在当前工况下（结合图 6 中的压力分布），处于槽台区的二氧化碳已达到超临界状态，其密度最大值为 $201.48 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ，而理想二氧化碳气体的密度最大值仅为 $145.72 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ，最大值均位于间隙进口处。

4.3 开启力

不同介质压力下惯性效应对泵入式螺旋槽干气密封开启力的影响如图 9(a)所示。随着介质压力 p_0 的增大，四种计算模型中的开启力均近似线性增大，满足开启力随介质压力变化的一般规律。介质压力越高，惯性效应对开启力的影响程度愈加明显。这是由于在相同温度下较高压力的气体具有较大的密度。对于泵入式螺旋槽干气密封，实际气体惯性模型表现出最小开启力，而实际气体无惯性模型表现出最大开启力。产生这种现象的原因，主要是因为惯性力使密封端面膜压降低，虽然二氧化碳实际气体效应会增大端面膜压，但在 $10380.8 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 工况下惯性效应作用更为明显。因而从图 9(a)可以观察到惯性效应使泵入式螺旋槽干气密封的开启力减小，针对实际气体，这种减小幅度更大，这一结果也可从图 6 中得以预测。

不同气膜厚度下惯性效应对开启力的影响如图 9(b)所示。与不同介质压力情况相似，在各气膜厚度下惯性效应会降低开启力。但具体的降低程度很难从图中看出。根据式(16)、式(17)计算各气膜厚度下表示惯性效应的开启力相对误差，如表 1 所示。不难发现，不论二氧化碳被视为实际气体还是理想气体，气膜厚度增大，惯性效应对开启力的影响程

度均有所下降，且这种程度对实际气体表现得更为突出。从图 9(b)还可以看出，气膜厚度增大，开启力先减小后增大。这是由于密封间隙出口存在阻塞现象，较大的气膜厚度会导致较高的出口压力^[14]，进而使得坝区靠近出口区域的膜压得以抬升，因此在较大膜厚情况（ $h_0=5\sim 10 \mu\text{m}$ ）下密封开启力会表现出异于常规的开启力-膜厚（ F_0-h_0 ）关系。这也说明在较大膜厚情况下，阻塞现象会使泵入式螺旋槽干气密封出现负刚度。在文中所研究的膜厚范围内， F_0-h_0 曲线恰好存在拐点的介质压力如表 2 所示。可以看出，以介质压力为考察工况时，四种模型中恰好使 F_0-h_0 关系出现拐点的介质压力分别约为 3.2、3.4、3.4 和 3.5 MPa。

不同转速下惯性效应对螺旋槽干气密封开启

表 1 惯性效应对开启力的影响随气膜厚度变化

Table 1 Influence of inertia effect on F_0 changing with h_0

$h_0/\mu\text{m}$	$E_{\text{real}}/\%$	$E_{\text{ideal}}/\%$
2	-14.945	-6.458
4	-11.630	-5.476
6	-10.423	-5.047
8	-10.017	-4.894
10	-9.786	-4.774

表 2 开启力-膜厚关系发生拐点的临界介质压力

Table 2 Critical sealed pressure for F_0-h_0 inflexion

$h_0/\mu\text{m}$	F_0/N			
	Case I (3.2 MPa)	Case II (3.4 MPa)	Case III (3.4 MPa)	Case IV (3.5 MPa)
7	18928.5	21298.5	20179.9	21766.7
8	18855.8	21206.5	20101.3	21672.6
9	18824.6	21167.1	20067.5	21630.6
10	18825.9	21169.7	20069.6	21631.1

力的影响如图 9(c)所示。一般而言,在忽略惯性效应的前提下,转速的增大会使得螺旋槽干气密封的动压效应增强,开启力会随之近似呈线性增长,图 9(c)中无惯性雷诺方程的计算结果就满足这一规律。但考虑惯性效应时,泵入式螺旋槽干气密封的开启力在一定转速范围内随转速的增大而减小,这是因为旋转速度直接影响螺旋槽的泵送作用、动压效应和流体所受惯性力,转速增加,泵入式密封间隙内气膜所受的惯性力增大,阻碍气体流动的效果增强,在相同密封间隙的前提下,被泵入密封间隙的气体量减小,意味着螺旋槽的泵送作用下降,使得密封间隙内的动压效应减弱,直观表达为槽根压力降低,膜压下降,进而减小开启力。当二氧化碳被视为实际气体,转速约为 $1750 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时惯性效应开始使开启力出现降低的趋势,而在理想气体模型中,开启力出现拐点对应的转速在 $4000 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 左右。

综合来看,惯性效应对泵入式螺旋槽干气密封开启力分别随介质压力、转速的增加而增大,随气膜厚度的增大而减小,但发生阻塞流动时,开启力随气膜厚度的增加先减小后增加。在所研究的工况中,与实际气体无惯性模型相比,惯性效应对实际气体泵入式螺旋槽干气密封开启力的影响程度最大可达 -35.03% 。

4.4 泄漏率

根据质量守恒定律,计算通过螺旋槽干气密封的端面泄漏率可用计算气体通过密封坝区的泄漏率来实现。影响气体流动通过密封坝区的因素主要有两种:压力梯度和惯性力。压力梯度使流体由高压

侧流向低压侧;与流动方向相反的惯性力阻碍流体的流动,而与流动方向一致的惯性力促进流体的流动。

惯性效应对泵入式螺旋槽干气密封泄漏率的影响如图 10 所示。可以看出,实际气体无惯性模型对应的泄漏率最大,这是由于二氧化碳的实际气体效应促使泵入式螺旋槽干气密封的泄漏率增加^[19],而惯性力对泵入式机械密封的泄漏率起到阻碍作用。因而,实际气体无惯性效应模型表现出最大的泄漏率。

图 10(b)显示不同膜厚下惯性力对泄漏率的影响。可以看出,随膜厚的增加,泄漏率增加。实际气体无惯性模型的增加最为明显。尽管惯性模型的计算结果与无惯性模型结果之间的泄漏率差值随膜厚的增大而增加,但两者之间的相对误差(根据式(16)、式(17)计算)却恰好与之相反,如表 3 所示,即惯性效应对泄漏率的影响随膜厚的增大而减小。产生这种现象的原因,主要是因为小密封间隙对应的端面气膜压力高,密度大,润滑气体所受惯性力较大,阻碍流动的效果更明显。

对端面气膜密封而言,在忽略惯性力和维持其他密封参数恒定的前提下,泄漏率会随转速增大而

表 3 惯性效应对泄漏率的影响随气膜厚度变化

$h_0/\mu\text{m}$	$E_{\text{real}}/\%$	$E_{\text{ideal}}/\%$
2	-31.373	-12.201
4	-23.668	-10.835
6	-21.845	-10.332
8	-19.615	-9.495
10	-17.887	-8.623

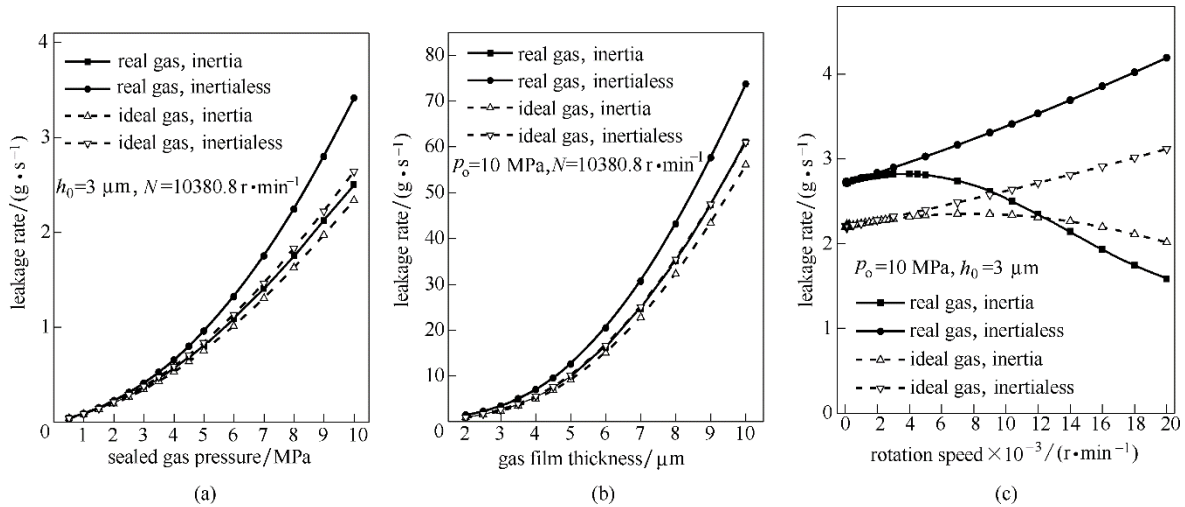


图 10 惯性效应对泄漏率的影响
Fig.10 Influence of inertia effect on leakage rate

增大,但其绝对值随转速的变化并不显著,图 10(c)中反映了这一现象。在文献[23]中也反映了这一规律。当考虑惯性效应时,结果会有明显的差异。如图 10(c)所示,随着转速的增大,考虑惯性效应的泵入式螺旋槽干气密封泄漏率先缓慢增大,然后逐渐减小,表明惯性效应对其泄漏率的影响在较高转速范围内是很强的。在较低转速范围内(实际气体 $N=0\sim 4000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,理想气体 $N=0\sim 9000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$),压差提升对泄漏率的贡献大于惯性效应,表现为泄漏率随转速增大而增大,当转速继续增大,惯性效应起主导作用,使泄漏率减小。

在高压、高转速或小密封间隙范围内,惯性效应对泵入式螺旋槽干气密封的影响程度明显。介质压力为 10 MPa、转速为 $20000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 、气膜厚度为 $3\text{ }\mu\text{m}$ 时,惯性效应使二氧化碳实际气体泄漏率减小 62.21%。

4.5 阻塞流动的临界进口压力

阻塞流动的临界进口压力是指密封间隙出口压力等于环境压力时,恰好使干气密封出口发生阻塞流动的进口压力。以实际气体为例,在不同气膜厚度、不同转速条件下惯性效应对阻塞流动临界进口压力的影响如图 11 所示。忽略惯性效应时,泵入式螺旋槽干气密封的阻塞流动临界进口压力均随气膜厚度、转速的增大而逐渐降低。这意味着在一般的干气密封性能计算中,大膜厚、高转速二氧化碳干气密封更容易发生阻塞流动现象。当考虑气体惯性效应时,阻塞流动的临界进口压力也随气膜厚度的增大而降低;但阻塞流动的临界进口压力随转速的增大表现出先减小后增大的趋势。具体原因如下:

根据密封间隙出口存在阻塞流动的条件(出口速度为声速)和阻塞流动临界进口压力的定义(出口压力为环境压力),进口压力等于阻塞流动临界进口压力时,各转速对应的泄漏率相等,增大转速,惯性效应增强,密封泄漏率先增大、后减小,如图 10(c)所示,为维持径向泄漏率恒定,相应地密封间隙进出口之间的压差应先减小后增大,即阻塞流动临界进口压力随转速的增大也表现出先减小后增大的趋势。

此外,在变膜厚和变转速两种计算案例中,惯性效应均使得阻塞临界进口压力增大,但增大的幅度随变量增长的变化趋势并不相同。选定外压为 10 MPa,转速为 $10380.8\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,随着气膜厚度的增大,惯性效应对阻塞临界进口压力的影响逐渐减弱(即增幅变小),两种计算结果的相对误差从膜厚 $2\text{ }\mu\text{m}$ 时的 12.68% 逐渐降至 $10\text{ }\mu\text{m}$ 时的 5.95%;而在变转速计算案例中,惯性效应对阻塞临界进口压力的影响趋势恰好相反(即增幅变大),最大误差在 $25000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时达到 77.11%。说明在当前的计算工况下,惯性效应使干气密封发生阻塞流动的进口压力条件滞后。

4.6 不同温度下惯性效应对干气密封性能的影响

以实际气体为例,不同温度下惯性效应对干气密封性能的影响如图 12 所示。

在三种温度下(363.15、420、473.15 K),惯性效应对泵入式螺旋槽干气密封开启力和泄漏率的影响均随气膜厚度的增大而减小。从数值上看,二氧化碳的温度越高,惯性效应对泵入式螺旋槽干气密封开启力和泄漏率的影响越弱,反之言之,二氧化

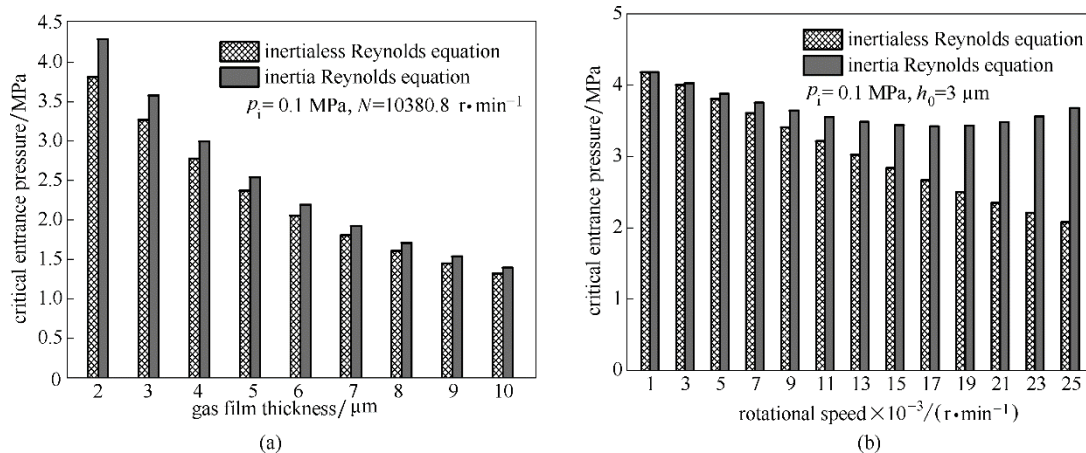


图 11 惯性效应对泵入式螺旋槽干气密封阻塞临界进口压力的影响

Fig.11 Influence of inertia effect on critical entrance pressure for pumping-inward S-DGS

碳的温度越靠近其临界温度 (304.2 K), 惯性效应表现越明显, 这与二氧化碳实际气体靠近临界点状态时其物性迥异于理想气体有关, 随气体温度的升高, 二氧化碳压缩因子变大, 与“1”之间的偏差逐渐减小, 意味着二氧化碳实际气体的密度逐渐降低, 逐渐接近理想气体密度, 因此高温下的二氧化碳气膜所受的惯性力下降, 使其受惯性效应的影响变弱。

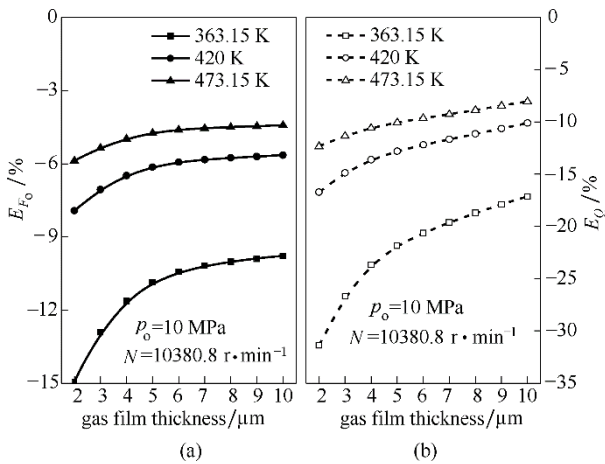


图 12 不同温度惯性效应对泵入式干气密封性能的影响

Fig.12 Influence of inertia effect on performance of pumping inward S-DGS at different temperature

4.7 泵出式螺旋槽干气密封

对于干气密封, 密封坝位置的不同^[32] (即位于密封环端面外侧或内侧)、润滑气体的泵入方式^[33] 不同 (即向外泵送或向内泵入) 均会导致干气密封性能产生差异。根据前述分析, 惯性效应对干气密封性能的影响与流体所受惯性力的方向有关, 因此对于不同泵气方式的干气密封, 惯性效应对其性能的影响可能有所差异。本节以泵出式螺旋槽干气密封为研究对象, 探讨惯性效应对这类干气密封性能的影响。

根据密封坝等宽(半径方向), 螺旋槽等宽(周向方向)的原则^[33], 将 4.1 节中的泵入式结构转化为对应的泵出式结构, 即泵出式螺旋槽干气密封的几何尺寸为: $r_o=77.78$ mm; $r_i=58.42$ mm; 槽根半径 $r_g=67.2$ mm; 槽台比为 1; 其余参数与泵入式螺旋槽干气密封一致。需要说明的是, 对于泵出式螺旋槽干气密封, 由于流道逐渐扩大, 不会发生阻塞流动现象。

4.7.1 压力分布 基于四种模型计算的泵出式螺旋槽干气密封压力分布如图 13 所示。

可以看出, 与理想气体相比, 实际气体效应提

高了泵出式螺旋槽干气密封的压力分布, 这种影响与泵入式螺旋槽干气密封相同。惯性效应增大泵出式螺旋槽干气密封的端面膜压, 具体原因与惯性效应影响泵入式螺旋槽干气密封膜压的解释相反。在所研究的工况下, 实际气体惯性效应模型计算所得的膜压最高。实际气体效应和惯性效应均会使泵出式干气密封端面间二氧化碳亚临界与超临界之间分界点对应的径向半径增大。当二氧化碳被视为实际气体时, 惯性效应对该半径的影响更为突出。

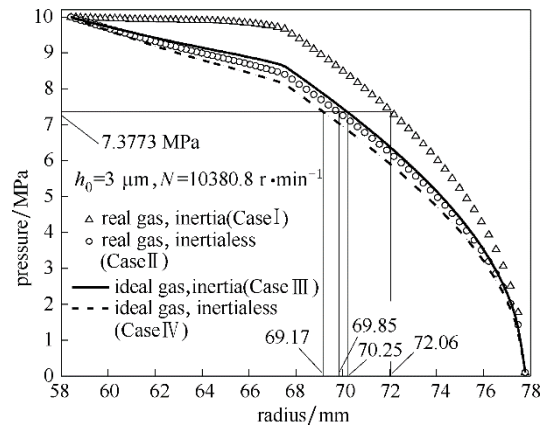


图 13 泵出式螺旋槽干气密封端面间径向气膜压力分布

Fig.13 Pressure distribution of pumping outward S-DGS

4.7.2 泄漏率和开启力 不同转速下惯性效应对泵出式螺旋槽干气密封性能的影响如图 14 所示。可以看出, 转速增大, 惯性效应对泵出式螺旋槽干气密封泄漏率和开启力的影响均增强, 在高转速时影响程度很大。转速为 20000 $r\cdot\text{min}^{-1}$ 时, 与无惯性效应情况相比, 实际气体泄漏率提高了 246.39%, 开启力提高了 62.65%。这是由于泵出式螺旋槽干气密封中离心力方向与气体流动方向相同, 促进密封间隙内的气体流动, 宏观表现为泄漏率增大, 端面气膜压力抬升。因此在图 14 中考虑惯性效应的泵出式螺旋槽干气密封泄漏率、开启力表现出与泵入式螺旋槽干气密封相反的规律。

5 结 论

(1) 与二氧化碳被视为理想气体相比, 惯性效应对二氧化碳实际气体干气密封性能的影响程度更大。惯性效应减小泵入式螺旋槽干气密封的开启力和泄漏率, 其对泄漏率、开启力的降低程度随密封压力和转速的增大而增大, 随气膜厚度的增大而减小。当密封压力为 10 MPa、膜厚为 3 μm 和转速为 20000 $r\cdot\text{min}^{-1}$ 时, 与无惯性假设相比, 惯性效应使泄漏率降低 62.21%, 开启力降低 35.03%。

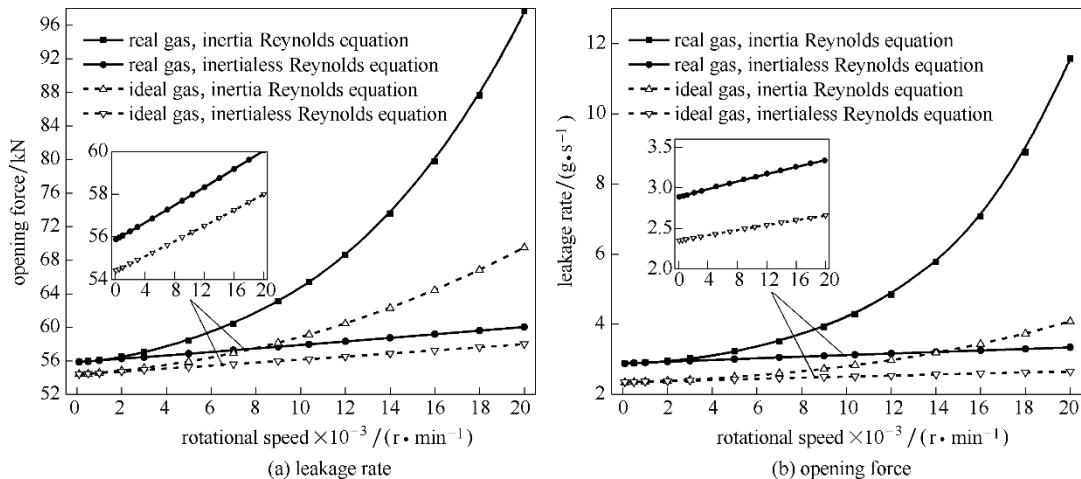


图 14 惯性效应对泵出式螺旋槽干气密封性能的影响

Fig.14 Influence of inertia effect on performance of pumping-outward S-DGS ($h_0=3 \mu\text{m}$, $p_0=10 \text{ MPa}$)

(2) 在所研究的工况中，实际气体效应和阻塞流效应分别减小泵入式干气密封端面间 CO₂ 超临界与亚临界分界点对应的径向半径，而惯性效应增大该半径。

(3) 惯性效应使二氧化碳泵入式螺旋槽干气密封发生阻塞流动的临界进口压力提高。

(4) 当密封压力为 10 MPa、膜厚为 3 μm 时，在转速 100~20000 r·min⁻¹ 范围内，惯性效应对泵出式螺旋槽干气密封泄漏率和开启力的影响与泵入式螺旋槽干气密封相反。

符 号 说 明

- A_1, B_1, \dots, F_1 —— 压力控制方程离散系数
- a, b —— R-K 方程计算系数
- a_1, a_2, \dots, a_5 —— 二氧化碳黏度计算系数
- B, C —— 第二、三维里系数, $\text{m}^3 \cdot \text{mol}^{-1}$
- $c_{p, \text{real}}, c_{p, \text{ideal}}$ —— 分别为实际气体、理想气体比定压热容, $\text{J} \cdot (\text{mol} \cdot \text{K})^{-1}$
- c_1, c_2, \dots, c_5 —— CO₂ 理想气体比定压热容系数
- Δc_p —— 剩余比热容, $\text{J} \cdot (\text{mol} \cdot \text{K})^{-1}$
- h, h_0, h_g —— 分别为膜厚、两端面间非开槽区膜厚、端面开槽深度, μm
- $E_{\text{ideal}}, E_{\text{real}}$ —— 相对误差
- F_0 —— 开启力, N
- k_v —— 实际气体绝热指数
- N —— 转速, $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$
- N_g —— 端面开槽数
- P, p_a, p_i, p_o —— 分别为压力、大气压力、密封环内径处压力、外径处压力, MPa
- p_t, p_c —— 分别为对比压力、临界压力, MPa
- Q —— 泄漏率, $\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$

- R_g —— 气体常数, $\text{J} \cdot (\text{mol} \cdot \text{K})^{-1}$
- r_i, r_g, r_o —— 分别为内径、槽根半径、外径, mm
- T, T_c, T_r —— 分别为温度、临界温度和对比温度, K
- u_s, u_{exit} —— 分别为实际气体声速、出口速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
- V —— 摩尔体积, $\text{mol} \cdot \text{L}^{-1}$
- Z, Z_T —— 分别为压缩因子、导数压缩因子
- α —— 螺旋角, (°)
- λ —— 槽台比
- δ —— 迭代收敛精度
- ε —— 偏心因子
- η —— 气体黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
- ρ —— 气体密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- ω —— 旋转角速度 ($\omega=2\pi N/60$), $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$

References

- [1] 赵航, 邓清华, 黄雯婷, 等. 超临界二氧化碳离心压缩机叶顶两相流动研究[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(7): 1433-1436.
ZHAO H, DENG Q H, HUANG W T, et al. Numerical investigation on the blade tip two-phase flow characteristics of a supercritical CO₂ centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(7): 1433-1436.
- [2] KIMBALLI K J, CLEMENTONI E M. Supercritical carbon dioxide brayton power cycle development overview[C]//ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 2012: 931-940.
- [3] THATTE A, DHEERADHADA V. Coupled physics performance predictions and risk assessment for dry gas seal operating in MW-Scale supercritical CO₂ turbine[C]//ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 2016.
- [4] 李沛剑, 郝小龙, 宋满存, 等. 超临界二氧化碳涡轮发电机的设计及应用探讨[J]. 舰船科学技术, 2017, 39(9): 111-116.
LI P J, HAO X L, SONG M C, et al. The design and application of a supercritical carbon dioxide turbo-generator[J]. Ship Science and Technology, 2017, 39(9): 111-116.

- [5] LIU Y, SHEN X, XU W. Numerical analysis of dynamic coefficients for gas film face seals[J]. *Journal of Tribology*, 2002, **124**(4): 743-754.
- [6] THATTE A, ZHENG X. Hydrodynamics and sonic flow transition in dry gas seals[C]//*Proceedings of the ASME Turbo Expo*. Fairfield, United States: American Society of Mechanical Engineers, 2014.
- [7] GUPTA R S, SHARMA L G. Centrifugal inertia effects in misaligned radial face seals[J]. *Wear*, 1989, **129**(2): 319-332.
- [8] KOGA T, FUJITA T. The hydrostatic noncontact seal including fluid inertia effect[J]. *ASLE Transactions*, 1986, **29**(1): 35-42.
- [9] 王美华, 董勋. 可控膜机械密封油膜压力场的有限元分析[J]. *润滑与密封*, 1993, (6): 12-16.
WANG M H, DONG X. FEM analysis of pressure field of oil-film in controlled-film mechanical seal[J]. *Lubrication Engineering*, 1993, (6): 12-16.
- [10] 彭旭东, 顾永泉. 不同相态下端面形貌和流体惯性对机械密封性能的影响[J]. *中国石油大学学报(自然科学版)*, 1990, **14**(3): 62-70.
PENG X D, GU Y Q. The effects of coning face and fluid inertia on the performance of mechanical face seals at various phase states[J]. *Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science)*, 1990, **14**(3): 62-70.
- [11] BRUNETIÈRE N, TOURNERIE B. The effect of inertia on radial flows-application to hydrostatic seals[J]. *Journal of Tribology*, 2006, **128**(3): 566-574.
- [12] ZHAO Y, WEI C, YUAN S H, *et al.* Theoretical and experimental study of cavitation effects on the dynamic characteristic of spiral-groove rotary seals (SGRSs)[J]. *Tribology Letters*, 2016, **64**(3): 50.
- [13] ZUK J. Analysis of face deformation effects on gas film seal performance[J]. *ASLE Transactions*, 1973, **16**(4): 267-275.
- [14] THOMAS S, BRUNETIERE N, TOUMERIE B. Numerical modeling of high pressure gas face seals[J]. *Journal of Tribology*, 2006, **128**(2): 241-242.
- [15] THOMAS S, BRUNETIÈRE N, TOUMERIE B. Thermoelastohydrodynamic behavior of mechanical gas face seals operating at high pressure[J]. *Journal of Tribology*, 2007, **129**(4): 841-850.
- [16] FAIRUZ Z M, JAHN I. Performance of supercritical CO₂ dry gas seals near the critical point[C]//*ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers, 2016.
- [17] 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.
- [18] 宋鹏云, 胡晓鹏, 许恒杰. 实际气体对T槽干气密封动态特性的影响[J]. *化工学报*, 2014, **65**(4): 1344-1352.
SONG P Y, HU X P, XU H J. Effect of real gas on dynamic performance of T-groove dry gas seal[J]. *CIESC Journal*, 2014, **65**(4): 1344-1352.
- [19] 宋鹏云, 张帅, 许恒杰. 同时考虑实际气体效应和滑移流效应螺旋槽干气密封性能分析[J]. *化工学报*, 2016, **67**(4): 1405-1415.
SONG P Y, ZHANG S, XU H J. Analysis of performance of spiral groove dry gas seal considered effects of both real gas and slip flow[J]. *CIESC Journal*, 2016, **67**(4): 1405-1415.
- [20] 邓成香, 宋鹏云, 马爱琳. 干气密封的实际气体焦耳-汤姆逊效应分析[J]. *化工学报*, 2016, **67**(9): 3833-3842.
- DENG C X, SONG P Y, MA A L. Analysis of Joule-Thomson effect of real gas system sealed by dry gas[J]. *CIESC Journal*, 2016, **67**(9): 3833-3842.
- [21] POLING B E, PRAUSNITZ J M, JOHN P O C, *et al.* *The Properties of Gases and Liquids*[M]. New York: McGraw-Hill, 2001.
- [22] OCHIAI M, HASHIMOTO H. Static and dynamic characteristics of high-speed stepped thrust gas bearings (theoretical analysis considering fluid inertia forces)[J]. *Proceedings of the School of Engineering of Tokai University*, 1996, **21**: 107-108.
- [23] 马春红, 白少先, 彭旭东, 等. 螺旋槽端面微间隙高速气流润滑密封特性[J]. *摩擦学学报*, 2015, **35**(6): 699-706.
MA C H, BAI S X, PENG X D, *et al.* Properties of high speed airflow lubrication in micro-clearance of spiral-groove face seals[J]. *Tribology*, 2015, **35**(6): 699-706.
- [24] ZUK J, LUDWIG L P, JOHNSON R L. *Compressible flow across shaft face seals*[C]//*Fifth International Conference on Fluid Sealing*. BHRA, Coventry, England, 1971.
- [25] 许恒杰, 宋鹏云, 毛文元, 等. 考虑氢气实际气体效应和阻塞流效应的螺旋槽干气密封动态特性分析[J]. *化工学报*, 2017, **68**(12): 4675-4684.
XU H J, SONG P Y, MAO W Y, *et al.* Dynamic characteristics of spiral groove dry gas seals with consideration of hydrogen real gas and choked flow effects[J]. *CIESC Journal*, 2017, **68**(12): 4675-4684.
- [26] 马春红. 螺旋槽干气密封中低压热动力润滑特性研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2017.
MA C H. Study on thermo-hydrodynamic lubrication characteristics of spiral groove gas face seals operating at low or medium pressure[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2017.
- [27] 刘晖. 实际气体温度绝热指数和容积绝热指数的计算[J]. *石油化工高等学校学报*, 2000, **13**(4): 42-45.
LIU H. Calculation of the isentropic temperature change exponent and isentropic volume change exponent of real gas[J]. *Journal of Petrochemical Universities*, 2000, **13**(4): 42-45.
- [28] PERRY R H, GREEN D W. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*[M]. Beijing: Science Press, 2001.
- [29] HUANG P. *Numerical Calculation of Lubrication: Methods and Programs*[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2013.
- [30] GABRIEL R P. Fundamentals of spiral groove noncontacting face seals[J]. *Lubrication Engineering*, 1994, **50**(3): 215-224.
- [31] BONNEAU D, HUITRIC J, TOURNERIE B. Finite element analysis of grooved gas thrust bearings and grooved gas face seals[J]. *Journal of Tribology*, 1993, **115**(3): 348-354.
- [32] FARIA M T C, MIRANDA W M. Pressure dam influence on the performance of gas face seals[J]. *Tribology International*, 2012, **47**: 134-141.
- [33] 宋鹏云, 丁志浩. 螺旋槽泵出型干气密封端面气膜压力近似解析计算[J]. *润滑与密封*, 2011, **36**(4): 1-3.
SONG P Y, DING Z H. An approximate analytical method of the gas film pressure of the outward pumping spiral groove dry gas seals[J]. *Lubrication Engineering*, 2011, **36**(4): 1-3.