

· 化学工程与材料工程 ·

DOI:10.15961/j.jsuese.201601049

高压干气密封流场数值模拟

陈 志,高昀皞,赵 鹏,吉 华

(四川大学 化学工程学院,四川 成都 610065)

摘 要:干气密封在高温、高压以及各种腐蚀性介质的应用越来越广泛,对高压高温给干气密封带来的影响,研究者的认识还不足,特别是理论计算中存在许多问题。在高压工况下,干气密封端面气膜流场的压力和温度变化较大,而介质密度、黏度应是随压力和温度的变化而变化的,特别是气体的密度受压力的影响较大。以往的传统干气密封数值模拟中,密封介质的密度大多按照假设温度和压力值选定,并未曾考虑到密封介质物性参数变化对密封性能的影响,因此研究结果难免有些误差。作者提出了高压干气密封流场计算的变密度方法,考虑了流场和温度场变化对密度的影响。首先使用 ANSYS Workbench 软件对密封环进行热分析,得到了密封环的温度场分布,并推导出端面气膜的温度分布;采用用户自定义函数(UDF)将密封介质 N_2 的密度定义为压力和温度的区间函数,用加载了 UDF 的 Fluent 软件对端面气膜流场进行数值模拟计算,通过不断地迭代计算得到端面流场的压力分布和开启力。分别采用变密度(自定义密度为压力和温度的函数)和定密度(直接将密度设定为定值)两种方法,通过 Fluent 软件对干气密封流场进行了模拟仿真,并进行了网格尺寸在模拟仿真时的无关性验证。对比模拟结果可以看出变密度方法所得到的计算结果更接近工况实际情况,该算法解决了模拟计算中介质物性参数设置的问题,值得借鉴。研究发现:使用 Fluent 的 UDF 功能来描述干气密封端面间隙气体密度的变化是可行的,为更精确地模拟端面间隙流场提供了一种新方法。在高压工况下,压力变化对气体密度影响较大,变密度方法能够更加真实地反映其流场。此外还应考虑温度变化对气体密度的影响。

关键词:干气密封;密度;流场;螺旋槽;数值模拟

中图分类号:TB42

文献标志码:A

文章编号:2096-3246(2017)02-0254-08

Numerical Simulation of Flow Field for High Pressure Dry Gas Seals

CHEN Zhi,GAO Yunhao,ZHAO Peng,JI Hua

(College of Chemical Eng., Sichuan Univ., Chengdu 610065, China)

Abstract: The dry gas seals have wide applications in the conditions of high temperature, high pressure and a variety of corrosive media, but it has been not enough to understand the effects of high pressure and high temperature on dry gas seals, especially the problems in the numerical simulation. Both pressure and temperature of end-face gas film field in dry gas seals change greatly, especially at the working condition of high pressure. The density and viscosity of sealing medium or nitrogen change with varying pressure and temperature. Especially, the effect of pressure on the former is greater. In usual numerical simulation for dry gas seals, the density of sealing medium is determined according to the given temperature and pressure, which does not take into account the influences of physical parameters of sealing medium on seal performance so that the results might have errors. A new way used for the simulation of flow field of high pressure dry gas seals was proposed with the consideration of the effects of the changes of flow field and temperature field on the density of sealing medium in order to decrease the errors. Firstly, ANSYS Workbench software was used to make a thermal analysis for sealing rings to obtain the temperature field. The temperature distribution in the gas film field was then estimated by CFD. Then, user defined functions (UDFs) were created to relate the density of nitrogen (sealing medium) to pressure and temperature. Fluent software was used to complete the simulation with UDF loaded. Pressure distribution of end-face gas field and the opening force of the seal were obtained after continuous iteration. The flow fields of high pressure dry gas seals were reflected more truly. The flow fields of a dry gas seal were simulated using Fluent software by the methods of variable-density (to define the density as a function of pressure and temperature) and the given density (to take

收稿日期:2016-09-19

作者简介:陈 志(1962—),女,副教授.研究方向:流体密封技术. E-mail:chenzhi_hx@scu.edu.cn

http://jsuese.ijournals.cn http://jsuese.scu.edu.cn

density as the given directly), respectively. The grid size independent verification was carried out. The comparison of simulation results showed that the variable-density method could make the results closer to the conditions of the actual situation. It is feasible to use UDFs of Fluent to describe the variable-density of gas film between the sealing faces of a dry gas seal, which provides a new method to more accurately simulate gap flow field between sealing faces. The effect of pressure on the density of sealing gas is great under high pressure. The flow fields of high pressure dry gas seals are reflected more truly by the methods of variable-density. Moreover, the influence of temperature change on the density of sealing gas should be taken into account.

Key words: dry gas seal; density; fluid field; spiral groove; numerical simulation

干气密封是一种新型的轴端密封,属于非接触式密封。端面开槽使得流体产生动压效应,并在动环与静环之间形成微米级的气膜,阻挡了泄漏通道,实现了工艺介质的零泄漏。干气密封的气膜刚度大,使用寿命长,功耗和维护成本相对低廉,并且能适应各种工况,如高温高压以及各种腐蚀性介质等,在化工、石油、航空等领域有广泛的应用。

Muijderman^[1]采用复变函数将螺旋槽模型转变成了平行直线槽模型,考虑了槽形端部的影响,首次提出了比较完整的关于螺旋槽轴承的理论。干气密封的端面流场计算是通过求解雷诺方程实现的,Faria^[2]提出一种使用伽辽金加权余量法结合高阶函数来求解非线性雷诺方程,得到了螺旋槽干气密封端面气膜流场压力分布、开启力和泄漏量等,该方法与传统的有限元法解雷诺方程的方法比,在求解步骤与求解难度上有了一定的改善。宋鹏云^[3]使用了端面气膜压力控制方程,给出了螺旋槽干气密封端面气膜力的一种近似解析计算方法。随着计算机技术的不断发展,越来越多的学者开始使用 CFD 软件来进行端面气膜流场的研究。Shahin 等^[4]建立了螺旋槽干气密封 3 维计算模型,采用 $k-\varepsilon$ 湍流和层流运动方程分别对等深槽和锥度槽进行 CFD 模拟,得到了不同转速、气膜厚度下的开启力和泄漏量,提出了层流模型更加符合实验数据的论断,同时分析出槽的锥度对密封端面压力分布有较小影响,但锥度增大会使端面温度降低。Qiu 等^[5]使用商业 CFD 软件 CFD-ACE 对高速螺旋槽流体动压密封做了研究,计算了在不同转速、动压槽深、槽长坝长比以及槽台宽比的情况下动静环的温度分布和压力分布,与实验值进行对比,并得出温度分布对密封的性能指标有很大影响的结论。Fairuz 等^[6]的研究证明介质密度变化对密封性能参数(应力分布、开启力和泄漏率)有较大影响,而这种密度变化可以是同一种介质在不同操作温度下引起的变化。不同半径处的密度变化较大,甚至高达 39% 的变化。然而在通常情况下,利用 CFD 软件进行干气密封端面流场计算时,并不考虑温度的影响,只是给出流场在定性

温度下的密度,如 Gabriel^[7]使用 30 °C 的定性温度,研究了空气作为密封介质且 4.58 MPa 压力下的干气密封的密封性能,并将理论分析与试验结果进行了比较。艾俊峰等^[8]模拟计算时也采用了 300 K 的定性温度来进行数值模拟。

陈志等^[9]使用 ANSYS Workbench 平台对螺旋槽干气密封密封环和气膜流场进行了数值模拟计算,得到了动环和静环的温度场,并说明气膜剪切热是干气密封系统中最主要的热量来源,动环平均温度比静环略高。Blasiak 等^[10]建立了非接触式密封的传热数学模型,使用 Fourier-Bessel 公式得到了密封环和流体膜的温度分布函数,并使用了 Trefftz 方法求解了密封中的传热问题,并得出相邻气膜与密封环温度分布相似的结论^[11]。Ding 等^[12]对高温高压下的螺旋槽干气密封端面间隙气膜温度场进行了研究,并将计算结果与试验数据进行了对比分析,结果表明,由于在槽根部压力达到最大值,因此,螺旋槽根部对应气膜温度 > 内径处气膜温度 > 外径处气膜温度,由该现象可以看出,压力高的地方温度也高,故压力和温度对介质密度的影响是需要计算中给予考虑的。以往几乎所有的干气密封数值模拟中,密封介质的密度均按照假设温度和压力值选定,并未曾考虑到密封介质密度变化对密封性能的影响,因此研究结果难免有些误差。

为使 CFD 数值模拟的结果更加接近真实情况,作者在对干气密封端面气膜流场的计算中考虑了气膜中压力和温度的变化对密封介质密度的影响。首先使用 ANSYS Workbench 平台进行干气密封传热计算得到密封环的温度场分布,进一步得到气膜的温度分布,并利用 Fluent 软件自带的(UDF)功能,对不同温度区域下氮气密度与压力的函数关系进行数值模拟,反复迭代得到了气膜流场的压力分布,并与使用传统方法得到的结果进行对比。

1 模型及热分析

1.1 模型与工况条件

螺旋槽干气密封的结构示意图如图 1 所示,端

面几何参数如下:槽数 $N = 12$,槽深为 $H = 8\text{ }\mu\text{m}$,槽台宽比为 $\omega = 0.5$,槽长坝长比为 $\lambda = 0.65$ 。工况条件为:密封介质为 N_2 ,密封腔压力 $p = 9\text{ MPa}$,转速 $n = 12\,224\text{ r/min}$,取密封工作间隙为 $h = 2.8\text{ }\mu\text{m}$ 。该密封在中石化四川某厂投入使用,实际测量到正常工况下单套密封的泄漏量为 $9.6\text{ N}\cdot\text{m}^3/\text{h}$ 。动环和静环使用的材料分别为钴基碳化钨和碳石墨,在传统算法(即定密度方法)中,取温度和压力的进出口平均值作为定性参数,在本例中密封腔介质压力为 9 MPa ,温度 $55\text{ }^\circ\text{C}$,气膜出口压力为 0 MPa (表压),温度 $89\text{ }^\circ\text{C}$,故定性压力为 4.5 MPa ,定性温度为 $72\text{ }^\circ\text{C}$ 。密封环的物性参数如表 1 所示, N_2 物性参数见表 2。

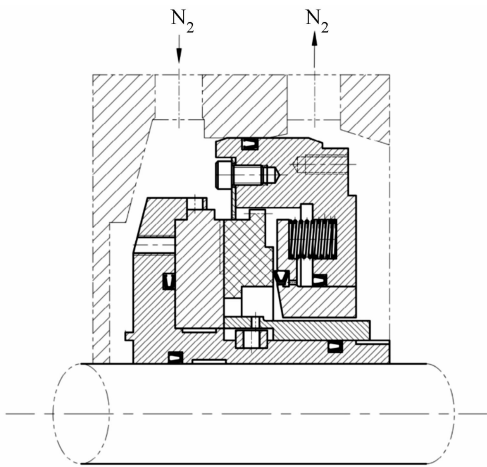


图 1 螺旋槽干气密封的结构
Fig. 1 Structure of spiral groove dry gas seals

表 1 密封环物性参数表^[13]
Tab. 1 Parameters of sealing rings^[13]

材料		密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	导热系数 $k/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	热膨胀系数 $\tau/(10^{-6}\text{ K})$	弹性模量 E/GPa	泊松比 ε
动环	钴基碳化钨	15 000	100	4	600	0.26
静环	碳石墨	1 800	10	5	25	0.15

表 2 密封介质参数表
Tab. 2 Parameters of sealing medium

密封介质	密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	黏度 $\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	气膜工作厚度 $h/\mu\text{m}$	比热 $c_p/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	导热系数 $k/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$
N_2	51.5	2.11×10^{-5}	2.8	1.041	0.0297

1.2 密封环热分析及气膜温度分布

密封系统内的传热模型如图 2 所示。其中, Q_v 为端面气膜的黏性剪切热,为旋转件在旋转时产生的热量。

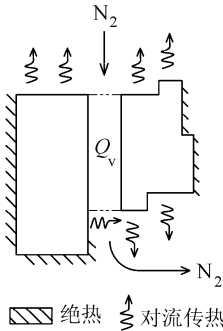


图 2 干气密封传热模型及边界条件
Fig. 2 Heat model and boundary condition of dry gas seals

由热量守恒原理可知:

$$Q_v + Q_B + Q_c = Q_1 + Q_2 + Q_3。$$

式中, Q_B 为补偿环(静环)传动螺钉和 O 型圈等产生的摩擦热, Q_c 为旋转元件产生的搅拌热, Q_1 为泄

漏介质带走的热量, Q_2 为气膜先传递到动环然后通过动环对流传递到周围密封介质的热量, Q_3 为气膜先传递到静环然后通过静环对流传递到周围介质的热量。

由于补偿环微动,且相对运动部分光洁度高, Q_B 可认为是 0^[14];由于密封环的温度高于密封介质的温度,搅拌热 Q_c 传递方向是由动环到密封介质,另外密封腔介质温度 $55\text{ }^\circ\text{C}$ 已经考虑了搅拌热的影响,故在图 2 所示的模型中不考虑 Q_c ^[15]。由牛顿剪切定律得到半径 r 处气膜剪切热流密度为:

$$q = \tau \cdot \nu = \mu \frac{dv}{dr} \cdot \nu = \mu \cdot \frac{r\omega}{h} \nu = \mu \cdot \frac{r^2 \omega^2}{h} \quad (1)$$

式中: q 为热流密度, W/m^2 ; μ 为密封介质的动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; ω 为动环角速度, rad/s ; r 为气膜半径, m ; h 为气膜厚度, m 。

假定端面气膜流场处于平行间隙,即气膜厚度 h 为定值,有端面气膜的黏性剪切热:

$$Q_v = \int_{r_i}^{r_o} q \cdot 2\pi r dr = \frac{\pi \mu \omega^2}{2h} (r_o^4 - r_i^4) \quad (2)$$

式中: r_o 为气膜外径, m ; r_i 为气膜内径, m 。

根据工况参数,转速 $n = 12\,224\text{ r/min}$,端面外径 94.8 mm ,端面内径 74.35 mm ,由式(2) 计算得到气膜的黏性剪切热 Q_v 为 908.8 W 。

动环和静环与密封介质的换热系数分别为 h_r 和 h_s ,其计算公式分别为^[9]:

$$h_r = 0.135k \left[(0.5 Re_c^2 + Re_a^2) Pr \right]^{0.33} / D \tag{3}$$

$$h_s = 0.011\,5k\xi Re^{0.8} Pr^{0.4} / s \tag{4}$$

$$Re_c = \omega D^2 / \nu \tag{5}$$

$$Re_a = UD / \nu \tag{6}$$

$$Re = 2Vs / \nu \tag{7}$$

式中: k 为密封介质的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; Re_c 为反映密封介质旋转搅拌效应的雷诺数; Re_a 为反映介质轴向绕流效应的雷诺数; Re 为雷诺数; D 为动环当量直径, m ; ν 为密封介质的运动黏度, m^2/s ; v 为静环外周密封介质的绕流流速, m/s ; s 为静环外圆与箱壁之间的间隙; ξ 为修正系数,一般取 $2^{[9]}$ 。

根据式(3) ~ (7),代入各工况参数与尺寸参数,得到静环内、外径处圆柱表面的对流换热系数,如表 3 所示。

表 3 密封环对流换热系数

Tab.3 Heat transfer coefficient of sealing rings

	外缘处 $h/(\text{W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K}^{-1}))$	内缘处 $h/(\text{W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K}^{-1}))$
动环	4 949.138	242.481
静环	530.159	15.066

由表 3 可以看出:静环内缘处换热系数较低,与该处气流速度低、换热阻力大的现象是一致的;由于动环的高速旋转,动环外缘处的气体流速高,故该处的对流换热系数最大。

已知该密封的实测泄漏量为 $q_m = 3.33 \times 10^{-3}\text{ kg/s}$,但此测量值包含了一部分密封的泄漏量,密封端面的实际泄漏量应小于该值。通过反复计算,该处泄漏量为 $q_m = 2.33 \times 10^{-3}\text{ kg/s}$ 。如前所述,密封腔的温度为 $55\text{ }^{\circ}\text{C}$,假定出口为 $89\text{ }^{\circ}\text{C}$,由 $Q_1 = c_p q_m (T_o - T_i)$ 得到该密封系统泄漏热量 Q_1 为 77.6 W 。因此,气膜剪切发热传入密封环(又通过两密封环传递到周围气体介质)的热量为 $Q_v - Q_1 = 831.2\text{ W}$ 。

使用 SolidWorks 建立密封环模型,动压槽的厚度为微米级,而动环的厚度为毫米级,故忽略动环上动压槽后导入 ANSYS Workbench 用六面体为主的画法划分网格,并将相关边界条件进行计算,两密封环温度分布如图 3、4 所示。

表 4 为动、静环端面相同的路径上对应点的温度值。

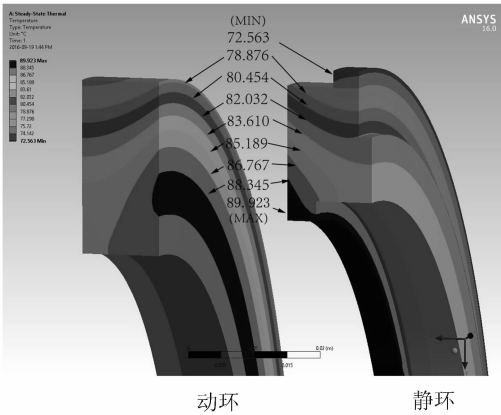


图 3 密封环温度分布

Fig.3 Temperature distribution of sealing rings

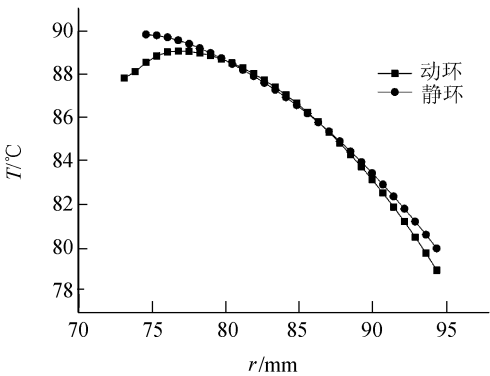


图 4 动、静环端面温度随半径的分布曲线

Fig.4 Temperature profiles of rotor and stator in radial direction

表 4 动、静环端面对应点温度

Tab.4 End-face temperatures of rotor and stator

半径/mm	动环温度/ $^{\circ}\text{C}$	静环温度/ $^{\circ}\text{C}$	绝对误差/ $\%$	相对误差/ $\%$
74.6	88.5	89.8	1.3	1.45
76.8	89.0	89.5	0.5	0.56
79.0	88.8	89.0	0.2	0.22
81.1	88.3	88.2	0.1	0.11
83.3	87.4	87.3	0.1	0.11
85.5	86.2	86.2	0.0	0
87.7	84.8	84.9	0.1	0.12
89.9	83.1	83.4	0.3	0.36
92.1	81.2	81.8	0.6	0.73
94.3	79.0	80.0	1.0	1.25

由表 4 可以看出,动环和静环在外径处的温度分别为 78.9 和 $79.9\text{ }^{\circ}\text{C}$,在内径处分别为 87.9 和 $89.8\text{ }^{\circ}\text{C}$,内径处温度较高是由于内径处气流温度与密封环的温度相差较小,传热推动力较小以及换热系数较小所造成的。由表 4 还可以看出,端面温差

相差最大处是内径处,绝对误差为1.9℃,最大相对误差为1.7%,在误差允许范围内。可见静环和动环端面对应点的温度相近,与 Blasiak 等^[10]的研究结论一致。并且,计算得到静环内径处的温度即端面间隙出口 N₂ 的平均温度 88.85℃与假定的出口温度 89℃相差很小,故可以断定该假设成立。

通过反复试算,确定出气膜剪切热传入动环的热量 Q_2 为 741.2 W,传入到静环的热量 Q_3 为 90.0 W。可见干气密封气膜剪切热主要是通过动环传到密封腔的密封介质。

为保证网格的大小与结果无关,使用 4 种不同网格进行网格无关性检验,得到了动环和静环在气膜侧的端面温度,结果如图 5 所示。可见选取的 4 种网格得到的端面温度结果十分相似,综合考虑计算时间和计算精度,确定文中使用网格数为 361 376,节点数 1 393 809 的网格。

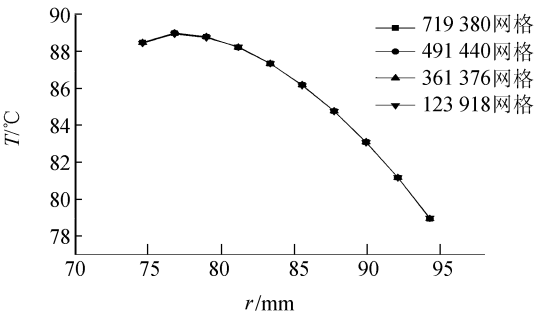


图 5 不同网格数下动环端面温度分布
Fig.5 Temperature profile of rotor end-face in different cells

由于干气密封端面气膜厚度为微米级,故可将动环和静环对应点的温度随轴向做平均处理后作为气膜该点的温度,得到气膜沿端面的温度分布,如图 6 所示。

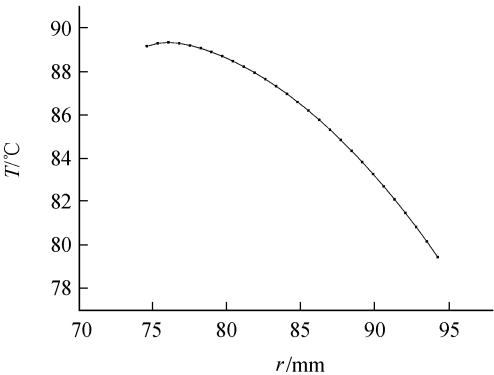


图 6 气膜温度随半径的分布曲线
Fig.6 Temperature profile of gas film in radial direction

2 气膜流场的数值模拟

2.1 建模与网格

使用 Solidworks 软件建立气膜模型,计算厚度为。由于气膜在厚度方向为微米级,在径向为毫米级,所以采用在建模和划分网格的时候轴向放大 1 000 倍,而输出时轴向缩小为千分之一尺寸网格的方法。同时,干气密封端面结构有明显的阵列特征,可以整体的 1/12 并加载周期边界条件为研究对象。使用 ICEM CFD 进行网格划分,整体采用结构化网格,得到如图 7 所示的网格结构,划分后的网格数为 433 482,节点数为 471 609。

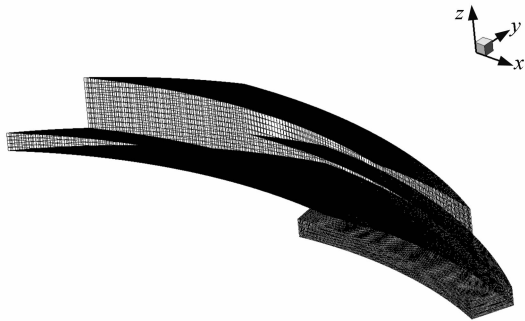


图 7 ICEM CFD 网格划分结构
Fig.7 Structure of mesh with ICEM CFD
2.2 UDF 的使用

尽管 Fluent 是目前流场计算中使用最广泛的软件,但本身的功能还有不足之处,所以引入 UDF(用户自定义函数),UDF 填补了大部分功能上的空白,也使用户具有自主性开发和使用的基本条件。本文中用 UDF 定义在特定流场条件下物性的功能,也可定义如密封入口压力随时间波动的函数。在计算间隙气膜流场的传热问题时,也可以用 UDF 加载随半径变化的热流密度。

对于 N₂,有 $\rho = \rho(P,T)$,由图 8 可以看出:在压力较低时,温度对密度的影响不是很大,但是当压力较高时,温度对密度的影响变得更明显了,当压力为 10 MPa 时,随着温度的不断升高,其密度变得越来越小,密度与温度几乎为线性关系。当压力增加时密度表现为大幅度上升的趋势;当温度增加时,密度表现为相对较小下降的趋势。

为避免多变量的函数拟合,首先按照温度进行区域划分,每个区间的温度差值不超过 2℃。并将每个区间的温度平均值作为该区间的密封介质 N₂ 的温度。根据 C 语言和 UDF.h 头文件建立密封介质密度与压力的关系,并加载到不同温度分布区域上,就能够实现将密度设定为压力和温度的函数的目的。该

工况下干气密封的端面气膜温度分区见表5。

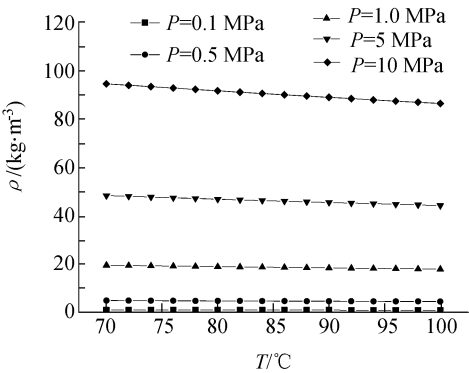


图8 N₂ 密度随压力和温度变化关系

Fig. 8 Change of nitrogen density with different pressure and temperature
表5 干气密封端面气膜温度分区

Tab.5 Ranges of temperature of the gas film			
区间编号	半径区间/mm	气膜温度/℃	区间平均温度/℃
1	74.4 ~ 82.6	86.7 ~ 85.2	88.45
2	82.6 ~ 85.5	85.2 ~ 83.7	86.95
3	85.5 ~ 88.1	83.7 ~ 82.2	85.45
4	88.1 ~ 89.7	82.2 ~ 80.7	83.95
5	89.7 ~ 91.8	80.7 ~ 79.2	82.45
6	91.8 ~ 94.8	79.2 ~ 77.5	80.60

由 Aspen Property 查得各个压力和温度下的 N₂ 密度值,进行多项式公式拟合,得到在平均温度区间密度随压力的函数关系,如在 88.45 °C 和 80.60 °C 下有:

$\rho(T = 88.45\text{ }^{\circ}\text{C}) = -0.022\ 2p^2 + 9.390\ 4p - 0.052\ 7,$
 $\rho(T = 80.60\text{ }^{\circ}\text{C}) = -0.021\ 1p^2 + 9.605\ 6p - 0.058\ 9.$
式中: p 为压力,MPa; ρ 为 N₂ 密度,kg/m³。

其他区间温度下可以得到类似公式,不一一列出,由此可以间接得到端面气膜 N₂ 密度关于压力和温度的函数。上述使用 2 阶多项式拟合的密度公式的 R^2 均大于 0.99,说明这些公式具有很高的拟合度。使用 UDF.h 头文件中规定的格式进行 C 文件的编写,通过 DEFINE_PROPERTY 函数将各个函数加载到相应的半径区间内,之后将编写好的 C 文件使用 Interpreted 方式加载到 Fluent 软件中去,从而完成 UDF 的编译。Fluent 使用迭代的计算方法,所以在每一次的迭代时都将使用 UDF 进行密度计算,从而使结果趋近实际值。

另外,在 Fluent 计算中,为使压力结果稳定,所以必须在压力方程中添加声速公式,声速为等熵变化时压力对密度的导数。根据空气动力学相关理论^[16],一般情况下的声速 a 可以定义为:

$$a = \sqrt{\gamma \frac{p}{\rho}} \tag{8}$$

式中: a 为声速,m/s; γ 为绝热指数; p 为气体压力,MPa; ρ 为气体密度,kg/m³。

2.3 计算结果与分析

分别使用变密度和定密度两种方法(前者指使用 UDF 将密度定义为压力、温度函数,后者指直接将密度设定为定值),通过 Fluent 软件对上述干气密封流场进行了模拟仿真。

为证明网格尺寸在模拟仿真时的无关性,将网格扩大至 478 710 及缩小到 330 408、226 283,变密度方法得到的压力分布如图 9 所示。由图 9 可见,前 3 种不同大小的网格计算得到的结果基本相同,而在 226 283 网格数下差异略大,可以认为网格在 330 000 万以上,网格大小和数量对计算的影响很小。故本文采用网格数 330 408 做进一步研究。

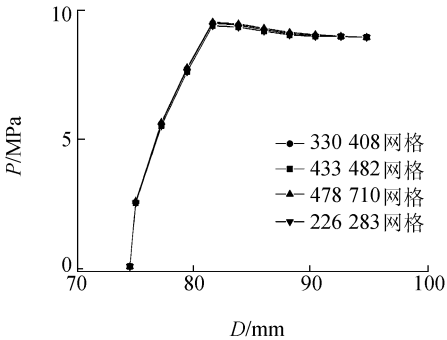


图9 网格无关性验证

Fig.9 Verification of mesh irrelevant
该螺旋槽干气密封气膜的的压力分布如图 10、11 所示,其中,图 10 为变密度方法所得到的结果,图 11 为定密度方法在 $\rho = 51.5\text{ kg/m}^3$ 条件下得到的结果。端面气膜沿半径方向的压力分布曲线见图 12,可见两种方法的模拟计算结果差异对比十分明显。

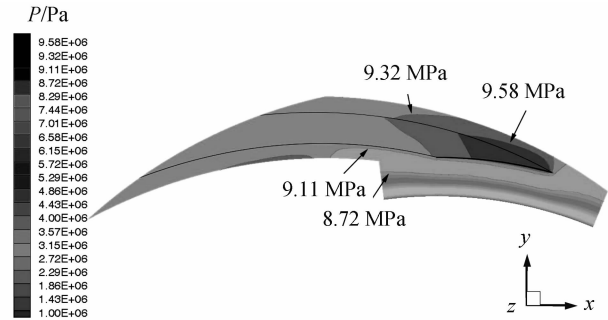


图10 气膜间隙为 2.8 μm 时端面压力云图(变密度方法)
Fig.10 Pressure contour on end face for gas film thickness of 2.8 μm (variable density method)

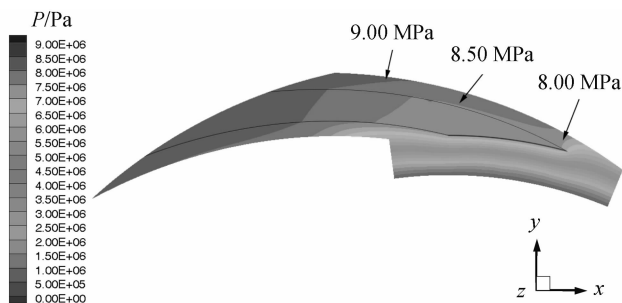


图 11 气膜间隙为 $2.8 \mu\text{m}$ 时端面压力云图(定密度方法)

Fig. 11 Pressure contour on end face for gas film thickness of $2.8 \mu\text{m}$ (constant density method)

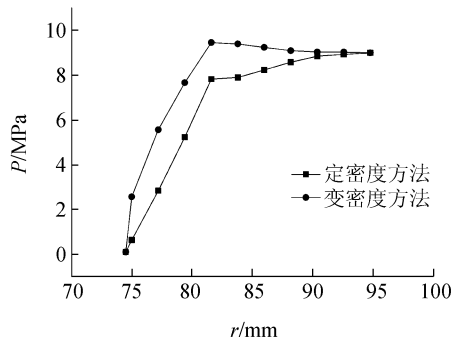


图 12 气膜沿半径方向的压力分布曲线

Fig. 12 Pressure profile of gas film in radial direction

由图 10、12 可以看出,变密度方法所得到的计算结果表明螺旋槽密封的动压效应明显。在槽根处压力增加达到最大值 9.582 MPa ,位于槽根尖角处。这是由于气体进入螺旋槽后由于堰坝区的作用使其与动环一起旋转产生了动能,并且气体被径向流入的气体不断压缩,同时在根部由于气体流动受阻,动能转化为势能,压力达到最高值,此结论与文献[4]的实验值是一致的。而由图 11、12 可看出,使用定密度方法时,其压力最大值在外径,整个端面螺旋槽几乎没有产生明显动压效应,密封端面几乎就是一个节流坝。显然定密度方法所得到的结果与实际是不相符的。另一方面,本文干气密封的设计闭合力为 $84\,300 \text{ N}$,定密度方法计算得到的开启力为 $72\,672 \text{ N}$,即在给定的端面间隙下,端面是打不开的;而使用了 UDF 方法计算得到的开启力为 $86\,688 \text{ N}$,即在给定的端面间隙下,端面是可以打开的,实际平衡间隙应在 $2.9 \mu\text{m}$ 左右,其计算泄漏量为 $2.35 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$,近似于假设值 $2.33 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$,说明假设成立。综上所述,变密度方法所得到的计算结果更接近工况实际情况。分析原因如下:一方面,传统算法中根据定性温度和平均压力查得气体密度,或者直接给出气体密度。众所周知,干气密封端面气膜的压力分布变化较大,在高压下压力场的变化更

大,而压力对密度的影响较大,用平均压力来设置物性参数势必存在较大的误差。另一方面,由于动环的高速旋转产生的摩擦剪切热会对气膜温度产生一定影响,定性温度并不是真实气膜的温度分布,因此开展压力、温度对密度影响及其对干气密封数值模拟结果影响的研究是有价值的。

3 结 论

使用 ANSYS 软件计算动、静环温度分布,进一步得到密封间隙气膜温度分布;使用 UDF 将密封介质密度定义为温度与压力的函数,并进行 Fluent 气膜流场数值模拟,研究发现:

1)使用 Fluent 的 UDF 功能来描述干气密封端面间隙气体密度的变化是可行的。将温度分区,再在不同区域内加载密度对压力的函数,使用这种方法表达密度与压力和温度的函数,可以避免多变量拟合的问题,为更精确地模拟端面间隙流场提供了一种新方法。

2)传统采用恒定密度的算法会造成较大的误差,特别是高压工况下模拟计算时尤其要注意。

3)干气密封气膜剪切热主要是通过动环对流传热传到密封介质的,静环的对流传热及泄漏带走的热量相对较小。

4)不论是动环还是静环,内径处温度较高,而外径处的温度相对较低。

5)相比而言,压力变化对气体密度影响较大;在高压工况下,应考虑温度变化对气体密度的影响。

参考文献:

- [1] Muijderman E A. Spiral groove bearing[M]. New York: Philips Technical Library Springer-Verlag, 1966.
- [2] Faria M T C. An efficient finite element procedure for analysis of high-speed spiral groove gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2001, 123(1): 165 - 169.
- [3] Song Pengyun. Discussion about the calculation methods of the gas film pressure of the spiral groove dry gas seals [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(7): 7 - 9. [宋鹏云. 螺旋槽干气密封端面气膜压力计算方法讨论[J]. 润滑与密封, 2009, 34(7): 7 - 9.]
- [4] Shahin I, Gadala M, Alqaradawi M, et al. Three dimensional computational study for spiral dry gas seal with constant groove depth and different tapered grooves[J]. Procedia Engineering, 2013, 68(12): 205 - 212.

- [5] Qiu Y, Khonsari M M. An efficient finite element procedure for analysis of high-speed spiral groove gas face seals [J]. *Journal of Tribology*, 2012, 134(2): 390–392.
- [6] Fairuz Z M, Ingo J. The influence of real gas effects on the performance of supercritical CO₂ dry gas seals [J]. *Tribology International*, 2016, 102: 333–347.
- [7] Gabriel R P. Fundamentals of spiral groove non-contacting face seals [J]. *Lubrication Engineering*, 1994, 50(3): 215–224.
- [8] Ai Junfeng, Wang Suofang. Numerical simulation on leakage characteristics of dry gas seal [J]. *Lubrication Engineering*, 2013, 38(3): 65–70. [艾俊峰, 王锁芳. 干气密封端面气膜气体泄漏特性的数值模拟 [J]. *润滑与密封*, 2013, 38(3): 65–70.]
- [9] Chen Zhi, Jiang Lin, Li Jianming, et al. Numerical analysis of temperature field on the sealing rings of a dry gas seal [J]. *Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition)*, 2014, 46(3): 175–181. [陈志, 蒋琳, 李健明, 等. 干气密封密封环温度场的数值分析 [J]. *四川大学学报 (工程科学版)*, 2014, 46(3): 175–181.]
- [10] Blasiak S, Pawinska A. Direct and inverse heat transfer in non-contacting face seals [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 90: 710–718.
- [11] Blasiak S, Laski P A, Takosoglu J E. Parametric analysis of heat transfer in non-contacting face seals [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 57(1): 22–31.
- [12] Ding Xuexing, Lu Junjie. Theoretical analysis and experiment on gas film temperature in a spiral groove dry gas seal under high speed and pressure [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 96: 438–450.
- [13] Jiang Lin. Design of new type of groove and investigation of thermal-fluid-structure coupling for high pressure dry gas seal [D]. Chengdu: Sichuan University, 2014. [蒋琳. 高压干气密封新型槽型设计及流-固-热耦合研究 [D]. 成都: 四川大学, 2014.]
- [14] Peng Xudong, Xie Youbai, Gu Yongquan. Determination of the end-face temperature of mechanical seals [J]. *Chemical Engineering and Machinery*, 1996, 23(6): 23–26. [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.]
- [15] 顾永泉. 机械密封实用技术 [M]. 北京: 北京机械工业出版社, 2009.
- [16] 陆志良. 空气动力学 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2009.

(编辑 黄小川)

引用格式: Chen Zhi, Gao Yunhao, Zhao Peng, et al. Numerical simulation of flow field for high pressure dry gas seal [J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2017, 49(2): 254–261. [陈志, 高昀皓, 赵鹏, 等. 高压干气密封流场数值模拟 [J]. *工程科学与技术*, 2017, 49(2): 254–261.]