

文章编号:1000-8055(2010)05-1018-07

刷式密封温度场数值研究

李理科¹, 王之栋¹, 宋 飞¹, 王 伟², 陈聪慧²

(1. 北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100191;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 分析了刷式密封中摩擦生热和热传递的机理,在此基础上将刷丝区域视为各向异性多孔介质、用阻力表示刷丝对流体阻碍作用、以摩擦热为热源建立了计算流体动力学(CFD)模型;得到了刷式密封区域的压力、速度以及温度场分布;并得出了密封区域最高温度和安装过盈量、密封压差的对应关系.结果表明刷丝与转子接触面上存在显著温升,温度场在径向呈阶梯状分布且温度值沿转子外法线方向衰减;密封区域流体对流和出口泄漏流对于温度分布影响较大.计算结果能为刷式密封结构设计、接触副材料选择和密封环安装方式提供参考和指导.

关 键 词: 刷式密封; 计算流体动力学; 多孔介质; 温度场; 热传递

中图分类号: TB42

文献标识码: A

Numerical investigation of temperature field in brush seals

LI Li-ke¹, WANG Zhi-li¹, SONG Fei¹, WANG Wei², CHEN Cong-hui²

(1. School of Mechanical Engineering and Automation,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Shenyang Aeroengine Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: The mechanism of frictional heat generation and heat transfer in brush seals was analyzed and a computational fluid dynamics (CFD) model was developed. In the model, the brush was treated as an anisotropic porous region with nonlinear resistance coefficients and the frictional heat as a heat source. The pressure distribution, velocity field and temperature field were obtained and the maximum temperature under various interference and pressure difference conditions were studied. The investigation shows a steep temperature rise in bristle-rotor interface, which diminishes further away in the radial direction; fluid convection and leakage flow affect temperature distribution deeply. The results can be used to guide brush seal geometry design, contact-pair material selection and interference fit.

Key words: brush seals; computational fluid dynamics; porous media; temperature field; heat transfer

刷式密封中刷丝本身的柔性使其相比同等条件下的传统迷宫密封具有更好的密封性能和更长的使用寿命,因此被认为是代替迷宫密封的有效密封方式而在旋转机械尤其是航空发动机中得到越来越广泛的应用.在过去的 20 年里,研究人员

对刷式密封中流场分析、泄漏率计算与检测、刷丝与转子表面接触力分析和表面磨损等进行了深入研究,并以这些研究结果为基础指导密封结构设计和材料选择等;但是对刷式密封中温度场分析与计算的文献相对较少.刷式密封中温度场分布

收稿日期:2009-04-28; 修订日期:2009-09-11

作者简介:李理科(1985-),男,湖南娄底人,硕士生,主要从事机械设计及理论的研究.

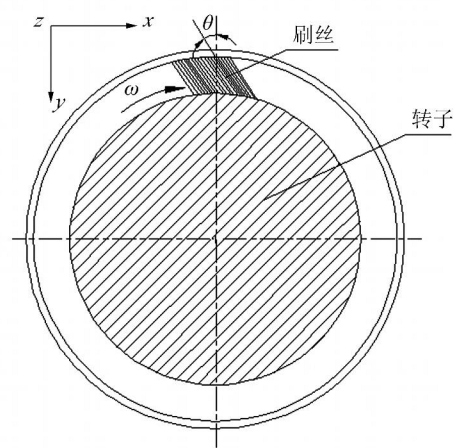
受刷密封环几何结构、密封压差、刷丝和转子接触副材料选择、接触力、转子转速和环境温度等多重因素综合影响而变得复杂;而温度分布对于刷丝端部与转子表面的摩擦磨损、刷密封使用寿命和密封性能等都有一定影响;随着旋转机械尤其是航空发动机恶劣工况条件的加剧(如高温、高转速条件等),应用于这些领域的刷式密封对于温度场的分析显得尤为必要。

Hendricks 等人^[1]首先在刷式密封研究中采用了摩擦热计算的表达式,即摩擦热等于接触面弹性力、表面速度和表面系数三者的乘积,并计算出摩擦热随着安装过盈量的增加而增大。Owen 等人^[2]也在刷式密封中采用解析表达式来计算摩擦热的生成,他们将转子表面温度作为热源处理;此外他们还利用安装在转子内侧的红外检测仪对温度变化进行了测量;在 Chew 和 Guardino^[3]的研究中,他们采用流体计算模型计算刷丝端部力和温度分布,该模型包括了摩擦热生成和热传导的计算,而在 Demiroglu^[4]的博士论文中,通过红外检测设备得到转子表面以及转子和背板间区域的温度场分布,然后以检测所得温度场为参照,采用有限元求解模型计算摩擦生热量。Dogu 和 Aksit 等人^[5]则通过建立计算流体力学(CFD)模型,以假设的摩擦热源为已知边界,数值模拟和计算了刷式密封区域的二维温度场分布,并将 CFD 模型计算结果和刷丝“针肋”热传导模型的解析解进行了比较。

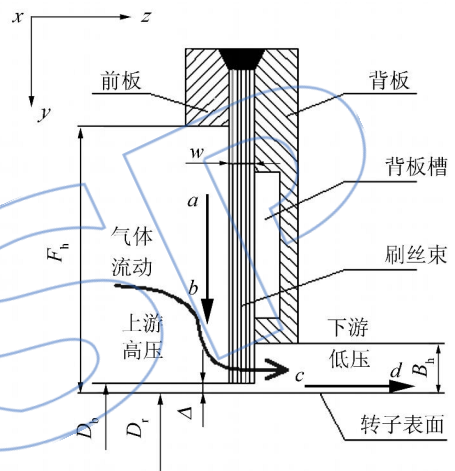
1 刷式密封中热传递分析

普通刷式密封环结构由紧密排列的金属刷丝和用于固定刷丝束的两块圆形薄板——前板和背板组成,刷丝在圆周平面内跟转子径向呈一定倾角轴对称排列。普通刷密封环在应用中由于刷丝存在滞后效应而使其跟随性下降,滞后效应使刷丝端部和转子之间缝隙的闭合迟缓,增大气体泄漏率。为了减小滞后效应进而提高密封性能,常采用在背板内侧开有背板槽的低滞后刷式密封结构^[6-7],其几何结构如图 1 所示。

设图 1(a) 所在平面为周向-径向平面,图 1(b)所在平面为轴向-径向平面。在周向-径向平面内以刷丝固定端为原点建立 x, y 轴,转子轴线方向为 z 轴。刷丝与 y 轴呈一定倾角 θ 在圆周内对称安装。轴向-径向平面内气体从左边高压侧流向右边低压侧,转子转动时两个平面内均存在气体流动。



(a) 刷密封正视图



(b) 刷密封环截面图

θ —刷丝倾角; w —刷丝束宽度; D_b —刷丝束内径;
 D_r —转子直径; Δ —安装间隙/过盈量;
 F_h —入口高度; B_h —出口高度

图 1 低滞后刷式密封几何结构图

Fig. 1 Structure of a low-hysteresis brush seal

当刷环和转子间隙安装时,刷丝会在径向空气动力作用下发生闭合(blow-down)而靠近甚至紧贴转子表面;而过盈安装时刷丝端部会跟转子紧密贴合。因此在工作中刷丝端部和转子表面都将摩擦接触进而摩擦生热。该热量一方面通过热传导分别沿刷丝和转子传播,另一方面由于流场作用,在固体和气体界面将发生热对流(热辐射在此忽略不计)。各种热传递方式如图 2 所示。

图 2 中各种传热方式的描述如下:

- 1—沿转子的热传导;
- 2—沿刷丝的热传导;
- 3—转子与气体间对流换热(3a, 3b 和 3c);
- 4—刷丝与气体间对流换热(4a 和 4b);

5—背板与气体间对流换热(5a,5b和5c)。

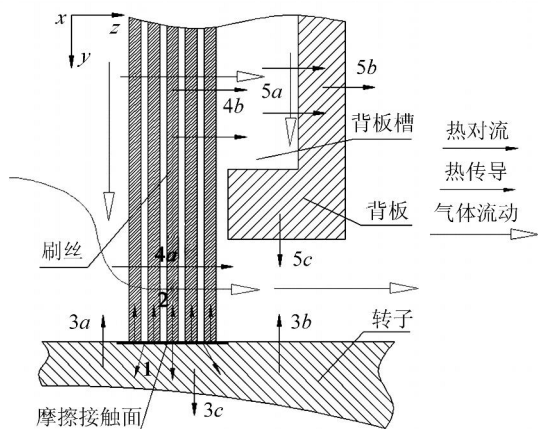


图 2 低滞后刷式密封中热传递示意图

Fig.2 Schematic of heat transfer in a low-hysteresis brush seal

刷丝本身的几何特点(有效自由伸长和直径比约 160 :1)和高密度排列方式以及接触力和空气动力的综合影响使得上述各种热传递的解析求解变得复杂.文献[5]中将单根刷丝当作针肋得出了通过刷丝的热传导和刷丝端部最高温度的解析表达式.然而刷丝在接触力和空气动力作用下发生变形使刷丝区域的气体缝隙变得不规则,从而使固体和气体之间对流换热的闭合求解变得困难.

为了得到密封区域热传导和热对流的综合求解,本文中将刷丝区域视为多孔介质,用阻力表示刷丝对流体阻碍作用,以刷丝和转子表面摩擦生热为热源,建立了包含热传导和热对流能量守恒方程的 CFD 数值求解模型,并编写数值计算程序得到了密封区域的压力、速度和温度分布.

2 数值计算 CFD 模型

根据刷式密封几何特点,视其为圆周方向轴对称从而将流场简化为二维模型,刷丝区域流场采用多孔介质模型,引入各向异性的黏性阻抗系数和惯性阻抗系数来表示刷丝对流体的阻碍作用^[8],将控制方程在一系列控制体积内离散,然后利用 CFD 中“修正的解压力耦合方程的半隐式算法”——SIMPLER 算法求解.

2.1 控制方程

密封区域流体的稳态 CFD 模型计算控制方程组为

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 & (1) \\ & \frac{\partial(\rho u u)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} = \\ & \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} + F_{rz} & (2) \\ & \frac{\partial(\rho v v)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} = \\ & \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} + F_{ry} & (3) \\ & \frac{\partial(\rho u T)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} = \\ & \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\kappa}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\kappa}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + S_T & (4) \\ & p = \rho R T & (5) \end{aligned} \right.$$

其中式(1)为表示质量守恒的连续性方程;式(2), (3)为表示动量守恒的 Navier-Stokes (N-S) 方程;式(4)为根据热平衡条件得出的以温度为变量的二维常物性能量微分方程^[9],等号左边第一、二项是对流项,右边第一、二项是热传导项, S_T 是热源项;式(5)为理想气体状态方程. ρ 为气体密度; u, v 分别为 z 轴和 y 轴方向气流速度; μ 为气体黏度; p 为压力; T 为温度; κ 为气体导热系数; c_p 是比定压热容; R 是摩尔气体常数.

动量方程源项,即单位体积内刷丝对流体的阻力可表示为^[10-11]

$$\left\{ \begin{aligned} F_{rz} &= -\mu a_z u - \rho \sqrt{u^2 + v^2} b_z u & (6) \\ F_{ry} &= -\mu (a_n \sin \theta + a_s \cos \theta) v - \rho \cdot \\ & \quad \sqrt{u^2 + v^2} (b_n \sin \theta + b_s \cos \theta) v & (7) \end{aligned} \right.$$

式(6), (7)中的速度 u, v 和密度 ρ 均为控制容积内当地值,源项 F_{rz} 和 F_{ry} 亦参与控制方程组的迭代求解.其中 a_z, a_n 和 a_s 分别表示沿 z 轴方向、在 $x-y$ 平面内垂直刷丝方向和沿刷丝方向的黏性阻抗系数; b_z, b_n, b_s 分别为沿这三个方向的惯性阻抗系数.各阻抗系数的选取参考商用计算流体动力学软件——FLUENT 的计算结果以及文献[8]中介绍的通过试验验证的参考值.背板槽区域不存在刷丝,因而将该区域的阻抗系数设为零即可与刷丝区域的流场联立求解.

由于摩擦生热为已知边界热流密度值的第二类热边界条件,在能量守恒的离散方程中可采用“附加源项法”将刷丝与转子接触面边界上的热流通量折算成与该边界相邻的内节点的控制体积的内热源,同时把该边界处理成“绝热”边界类型.设给定的边界热流密度为 q_w ,则控制容积中源项为

$$S_T = \frac{q_w}{\Delta z} \quad (8)$$

然后令边界节点的离散方程中的系数 $a_w = 0$ 。另外,能量方程(4)应用于多孔介质区域时,径向导热系数 κ 须替换为刷丝导热系数 κ_b 。对于 Haynes 25 镍钴合金材料做成的刷丝在温度为 $t = 0 \sim 1000\text{ }^\circ\text{C}$ 内其导热系数与温度的关系可表述如下^[6]:

$$\kappa_b = 8.84 + 0.02t \quad (9)$$

2.2 数值计算方法

为便于数值计算程序编写,可将方程(1)~(4)写成控制微分方程的一般形式

$$\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(G \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(G \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S_\phi \quad (10)$$

式中等号左边为对流项,右边对应扩散项和源项。 ϕ 为通用变量,可代表 u, v 和 T 等求解变量; G 为广义扩散系数; S_ϕ 为广义源项。表1中给出了这3个符号与各特定方程的对应关系。

表1 通用控制方程中各符号的具体形式

Table 1 Specific forms of symbols in relative equations

	ϕ	G	S_ϕ
连续性方程 (The continuity equation)	1	0	0
动量守恒方程 (The N-S equations)	u_i	μ	$-\frac{\partial p}{\partial y_i} + F_n$
能量守恒方程 (The energy equation)	T	$\frac{\kappa}{c_p}$	S_T

数值计算采用求解流体流动和传热问题的控制体积法(又称有限体积法),在二维计算区域内划分压力(温度)-速度交错网格^[12],将待解控制微分方程在对应的控制体积内积分,即可得到关于求解变量 p, u, v 或 T 的离散方程。

压力场和速度场的计算区域为刷丝区加背板槽区,而温度场计算区域仅选择为刷丝区,因为到背板槽区域温度可认为与背板温度,即发动机内部环境温度相等。数值计算区域和其中的交错网格示意如图3,其中速度 u, v 的控制体积分别在 z 轴和 y 轴方向上相对压力和温度等的主控制体积错开半个网格。

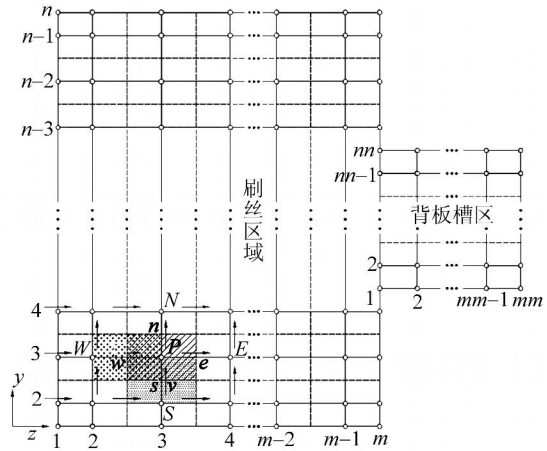


图3 数值计算区域示意图

Fig. 3 Schematic of the control volume and integral zone

根据 SIMPLER 算法,压力方程和能量方程的离散格式可统一写成

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b_\phi \quad (11)$$

其中 ϕ_P 为控制容积内节点的压力或温度值; ϕ_E, ϕ_W, ϕ_N 和 ϕ_S 为与 ϕ_P 相邻的4个控制容积内节点值; a_P, a_E, a_W, a_N 和 a_S 为相应系数; b_ϕ 为源项。

动量方程(速度方程)的离散格式为

$$\begin{cases} a_P u_P = a_E u_E + a_W u_W + a_N u_N + \\ a_S u_S + (p_w - p_e) \Delta y + b_u \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} a_P v_P = a_E v_E + a_W v_W + a_N v_N + \\ a_S v_S + (p_s - p_n) \Delta z + b_v \end{cases} \quad (13)$$

其中 $u_i, v_i, a_i (i = P, E, W, N, S)$ 分别代表相应位置上的 z 方向速度、 y 方向速度和各系数值; b_u 和 b_v 为源项; $(p_w - p_e) \Delta y$ 和 $(p_s - p_n) \Delta z$ 为作用在控制容积上的压力合力。离散后的代数方程用三对角矩阵算法(TDMA)求解。

2.3 边界条件设置

为联立求解压力、速度和能量方程,参照图1(b),分别设置各自的边界条件如下。

2.3.1 压力边界

下游出口压力:右侧出口跟外界大气相连,因此出口压力边界即为标准大气压,记为 p_d 。

上游入口压力:根据设定的密封两侧压比 R_p 可得左侧入口高压值为

$$p_u = R_p p_d \quad (14)$$

2.3.2 速度边界

图1(b)存在的固壁边界包括刷丝区域上壁、

转子表面(即流场区域下壁)和背板槽的三处固壁,在固壁边界上流体的速度为零.

2.3.3 温度边界

第一类边界条件:上游入口温度设为恒定值,即发动机工作温度,设为 300 °C

第二类边界条件:设定刷丝端部与转子接触面的热流密度为

$$q_w = \frac{0.5Q}{S} \tag{15}$$

其中 Q 为接触面摩擦生热量, S 为摩擦接触面积;如何确定沿刷丝区域和传入转子内部的热传导的比例是一个难点,综合考虑参与导热的刷丝端面面积和转子表面积之比以及刷丝与转子表面涂层的导热系数差异等因素,设传入接触面以上刷丝区域和接触面以下转子内部的热量相等,即取热载荷分配系数为 0.5^[5].

绝热边界:除了刷丝与转子接触面以外的所有有其他固体边界.

3 摩擦热计算

在旋转机械中可认为摩擦力做功全部转化为热量,则摩擦热可表达为

$$Q = f F_n V \tag{16}$$

其中 f 为表面摩擦系数; F_n 为刷丝端部法向压力; V 为转子表面线速度. 已知工况下,接触面摩擦系数可通过测量得出,转子转速已知,因此计算摩擦热的关键是接触处法向压力.

刷丝端部与转子表面法向力受初装压力和流场作用综合影响. 根据刷丝结构特点将其视为弯曲梁单元,采用线性悬臂梁弯曲理论求解刷丝受力和变形是有效的研究方法. 计算中密封区域刷丝排列间隙取刷丝直径的 4 %^[10-11];由刷丝在流场中的初始位置,将单根刷丝分为有限个小单元,在各单元上加载空气动力(单元内流场压差可视为均布载荷),端部单元还须加载转子接触力,当最下游刷丝排与背板接触时还要加载背板作用力;另外,刷丝还将在温度载荷作用下发生轴向伸长从而影响端部接触力. 稳定状态下的刷丝端部法向力求解结果在第 4 节中说明.

4 计算结果及分析

除各边界设置以外的刷式密封结构参数和主要工况参数如表 2 所示.

表 2 刷式密封计算参数
Table 2 Brush seal parameters

参数	数值
刷丝直径 d /mm	0.08
刷丝自由伸长 L /mm	13.44
刷丝安装倾角 θ (°)	45
刷丝束宽度 w /mm	1.0
各接触面摩擦系数 f	0.15
转子转速 ω (r/min)	13 000

4.1 压力和速度分布

在密封压差为 300 kPa,安装过盈量为 0.25 mm 时轴向-径向平面($y-z$ 平面)内密封区域压力分布如图 4 所示,靠近转子的多孔介质区域存在较大的径向和轴向压力梯度,对应图 1(b)中 $a-b$ 和 $c-d$ 方向的气体流动;多孔介质区域上部和背板槽区均为高压区;当刷丝端部和转子之间存在间隙时,径向压力梯度会使刷丝贴近转子;而轴向压力梯度会使刷丝发生轴向弯曲变形.

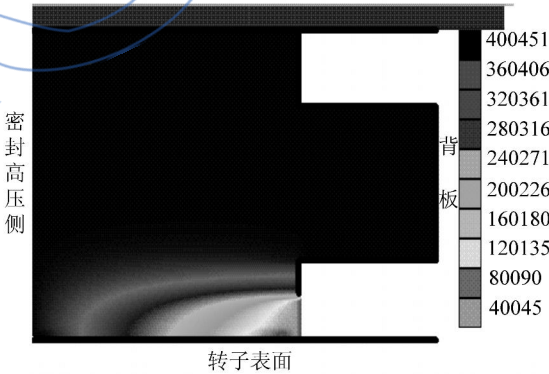


图 4 密封区域压力场分布(单位:Pa)

Fig. 4 Pressure contours in the axial-radial plane (unit: Pa)

图 5(a), (b), (c) 分别为该工况条件下密封区域气体轴向流动速度、径向流动速度等高线图和合成速度矢量分布图. 图 5(a) 中在靠近转子的多孔介质区域有较大的轴向气流速度(沿 z 轴正向);图 5(b) 中在靠近背板下部的多孔介质区域有较大的径向气流速度(沿 y 轴正向);合成速度在靠近出口的多孔介质区域相比其他位置的要大,是图 4 中靠近出口处较大压力梯度的体现. 出口处较大的轴向速度是造成刷式密封泄漏的主要原因.

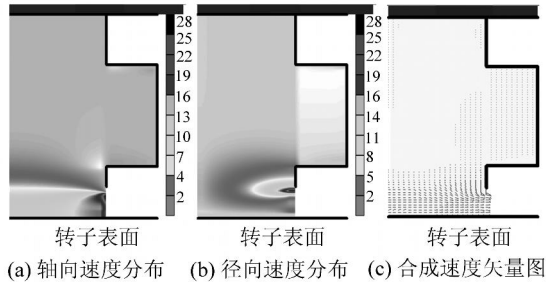


图 5 密封区域速度分布(单位:m/s)

Fig. 5 Velocity distribution in a brush seal (unit:m/s)

4.2 刷丝端部法向力

由悬臂梁弯曲理论可得未加载流场时由过盈安装导致的刷丝端部法向力

$$F_{n\Delta} = \frac{3\pi}{64} \frac{E d^4}{L^3 \sin^2 \theta} \Delta \quad (17)$$

其中 E 为刷丝弹性模量; Δ 为安装过盈量.

当刷式密封处于稳定工作状态时,刷丝与转子接触力受初装过盈力、空气动力和背板作用力综合影响.图 6 为压差为 300 kPa 时采用有限元方法得出的单根刷丝所受平均端部法向力计算结果.

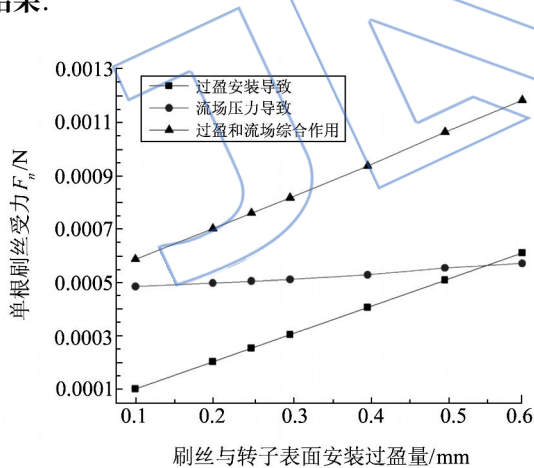


图 6 刷丝端部法向力 F_n 与过盈量 Δ 关系曲线

Fig. 6 Relationship between normal tip force and interference

从图 6 中可以看出,过盈导致的刷丝端部法向力与过盈量之间呈线性关系,符合悬臂梁受力变形特点;随着过盈量增加,流场压力导致的刷丝端部受力也有增加,综合作用下刷丝端部力 F_n 还是随过盈量的增加而线性增大.

4.3 温度分布

在安装过盈量为 0.25 mm、压差分别为 50 kPa 和 300 kPa 工况条件下(对应热流密度分别为 763 kW/m^2 和 1806 kW/m^2),计算得出的密封区域温度场分布如图 7(a),(b)所示.

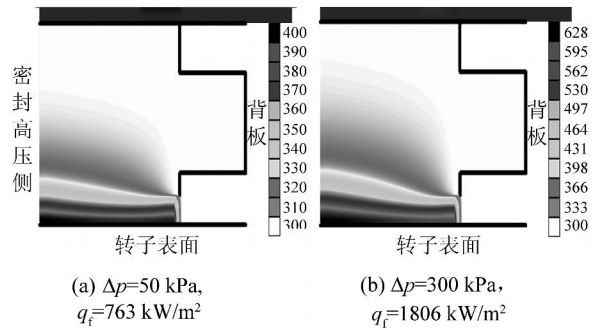


图 7 刷密封温度场分布(单位:°C)

Fig. 7 Temperature distribution in the axial-radial plane (unit: °C)

由图 7 可知,刷丝与转子接触面温度值最高,且热流密度越大温度场整体温度越高;温度分布在径向呈阶梯状分布,温度衰减主要发生在靠近转子的多孔介质区域,多孔介质区域上部和背板槽区域基本为发动机内部环境温度;沿轴线方向,在贴近转子的多孔介质区域温度分布基本一致;沿径向远离转子表面,温度分布在轴向出现衰减,且对比图 7(a),(b)可知压差越大,轴向温度衰减越明显,主要原因是靠近背板处较大的气体径向流动(图 5(b))使对流换热增强.另外,泄漏流作用使密封出口处温度迅速衰减.

4.4 最高温度

图 8 是不同密封压差条件下,密封区域最高温度和安装过盈量之间的关系曲线.

从图 8 可以看出,在压差一定时,最高温度随安装过盈量的增加而增大;压差较小时,最高温度与过盈量基本呈线性关系;随着压差的增大,最高温度随过盈量增加的增幅减小,即过盈量变化对最高温度的影响减小,主要原因在于压差增大使密封区域气体流动和出口泄漏流增强,增加的热对流与气体泄漏率带走了更多的热量.

另外从图 8 可知最高温度值随压差增大而增加,主要原因是压差增大导致刷丝端部受力增加从而使热流密度即热源增加,尽管此时增强的气体对流会带走较多的热量,但摩擦热源的增加使得密封区域温度整体增加.

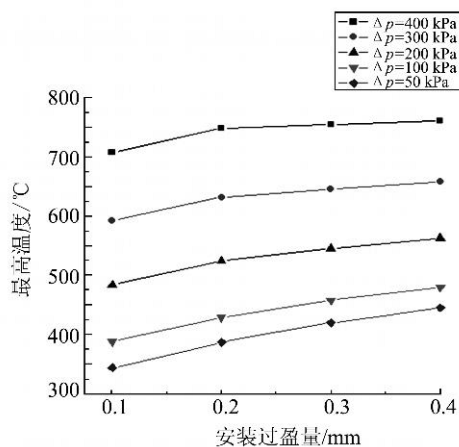


图 8 不同压差下最高温度与过盈量关系曲线

Fig. 8 Maximum temperature for various pressure differences and interferences

5 结 论

1) 采用多孔介质模型和摩擦热热源条件建立了 CFD 数值计算模型;模型中在靠近转子表面的多孔介质区域和出口处有较大的压力梯度、气流速度和温度梯度。

2) 温度分布在摩擦接触面上出现最大值,温度值沿转子外法线方向较快地衰减至环境温度;轴向温度在贴近转子的多孔介质区域基本一致,远离接触面则出现衰减,压差越大轴向温度衰减越明显;出口处气体泄漏流使得温度很快衰减。

在固定压差下,密封区域最高温度随安装过盈量增加而增大,但随着压差的增加,增强的气体对流使得最高温度受过盈量的影响减小;过盈量一定时,最高温度随压差增加而增大。

3) 由温度场最高温度可知,刷丝端部长期处于高温状态会加快刷丝氧化速度,在恶劣的工况条件下局部温升甚至会达到刷丝熔点,因此在刷式密封设计中应选择合适的摩擦副材料、添加表面保护涂层和控制安装过盈量大小。

参考文献:

- [1] Hendricks R C, Schlumberger S, Braun M J, et al. A bulk flow model of a brush seal system [R]. ASME Paper No. 91-GT-325, 1991.
- [2] Owen A K, Jones T V, Guo S M, et al. An experimental and theoretical study of brush seal and shaft thermal interaction [R]. ASME Paper No. GT-2003-38276, 2003.
- [3] Chew J W, Guardino C. Simulation of flow and heat transfer in the tip region of a brush seal [J]. Int. J. Heat Fluid Flow, 2004, 25(4): 649-658.
- [4] Demiroglu M. An investigation of tip force and heat generation characteristics of brush seals [D]. New York: Rensselaer Polytechnic Institute, 2004.
- [5] Dogu Y, Aksit M F. Brush seal temperature distribution analysis [J]. J. Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128: 599-609.
- [6] Dogu Y, Aksit M F. Effects of geometry on brush seal pressure and flow fields: Part I—Front plate configurations [J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128: 367-378.
- [7] Dogu Y, Aksit M F. Effects of geometry on brush seal pressure and flow fields: Part II—Backing plate configurations [J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128: 379-389.
- [8] Chew J W, Lapworth B L, Millener P J. Mathematical modeling of brush seals [J]. Int. J. Heat Fluid Flow, 1995, 16(6): 493-500.
- [9] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1998. YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat transfer [M]. Beijing: Higher Education Press, 1998. (in Chinese)
- [10] 王之栋, 梁小峰, 宋飞, 等. 低滞后刷式密封数值分析 [J]. 北京航空航天大学学报, 2008, 34(9): 1080-1083. WANG Zhili, LIANG Xiaofeng, SONG Fei, et al. Low hysteresis brush seal numerical simulations [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2008, 34(9): 1080-1083. (in Chinese)
- [11] 王之栋, 梁小峰, 黄其武. 刷式密封二维模型数值计算 [J]. 航空动力学报, 2008, 23(8): 1461-1465. WANG Zhili, LIANG Xiaofeng, HUANG Qiwu. Two-dimensional model mathematical simulation of brush seals [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1461-1465. (in Chinese)
- [12] 帕坦卡 S V. 传热与流体流动的数值模拟 [M]. 张政, 译. 北京: 科学出版社, 1984. Patankar S V. Numerical heat transfer and fluid flow [M]. ZHANG Zheng, trans. Beijing: Science Press, 1984. (in Chinese)