

刷式密封传热特性研究

邱波, 李军

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 采用求解 Non-Darcian 多孔介质模型的完全雷诺平均 Navier-Stokes(RANS)方程和能量方程的方法,在考虑刷丝束内部空隙、安装角和转轴旋转效应下,数值研究了刷式密封的几何结构参数,即刷丝束厚度、干涉量,以及刷式密封的运行工况参数,即转速和压差等,对单级刷式密封传热特性的影响规律,刷丝束多孔介质的内部阻力系数是利用 Eugrn 方程推导并经过实验数据校准确定的. 研究表明:刷丝束厚度内的温度沿轴向近似均匀分布,刷丝束围栏高度区域内的温度沿径向呈指数迅速下降;随着压差的增大,温度下降更加集中在刷丝束围栏高度区域内;随着热流量增加,最高温度呈指数迅速升高;随着刷丝束厚度增加,泄漏量减少,最高温度升高;随着转速提高和刷丝束与转轴间的干涉量增大,最高温度升高.

关键词: 刷式密封;多孔介质模型;传热特性;数值模拟

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)09-0094-07

Investigation on the Heat Transfer Characteristics of Brush Seals

QIU Bo, LI Jun

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

Abstract: The leakage flow and heat transfer characteristics of a typical brush seal was numerically investigated using the Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) equations and the energy equation based on the non-Darcian porous medium model. The influence of the bristle pack thickness and bristle interference, as well as the rotational speed and pressure difference, on the heat transfer characteristics of one stage brush seal was explored with consideration of the bristle pack lay angle, voids and the shaft rotation effect. The inertial and viscous resistance coefficients of the bristle pack porous domain were estimated by the Eugrn equation and calibrated by the published experimental leakage data. The numerical results show that the temperature is almost uniform through the bristle pack in the axial direction, and the radial temperature decreases exponentially in the fence height region. The temperature drop occurs mainly in the fence height region when the pressure difference is greater. The maximum temperature increases exponentially with the frictional heat generation. The leakage flow rate decreases and the maximum temperature increases with the increase in the bristle pack thickness. In addition, the maximum temperature increases with the rotational speed and the bristle interference.

Keywords: brush seal; porous medium model; heat transfer; numerical simulations

刷式密封是具有优良密封性能的接触式零间隙
动密封^[1],而泄漏量和运行寿命是衡量刷式密封性

能最重要的指标^[2]. 刷丝束在运行时与转轴发生摩
擦,从而刷丝不断地磨损,并伴随大量的热产生. 转

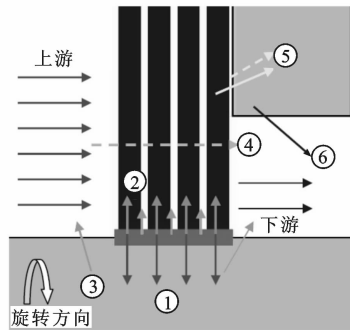
轴在瞬间产生径向位移或偏心运行时磨损加剧,摩擦热量增加.刷丝磨损将直接影响刷式密封的泄漏量和运行寿命,而摩擦热效应使得刷丝束自由端顶部的温度急剧升高,甚至接近刷丝材料的熔点,从而导致刷丝束自由端(金属)的机械性能下降,刷式密封的封严性能和运行寿命随之降低.可以说,摩擦热效应使得刷丝温度升高是限制刷式密封应用的原因之一.因此,刷式密封传热特性的研究对提高其运行寿命和封严性能具有重要意义.

Hendricks 等^[3]首次提出刷式密封摩擦热流量 q 的计算公式. Owen 等^[4]对刷式密封传热特性进行了理论分析,并基于实验测得转轴表面的温度,利用有限元的方法预测了转轴的温度分布. Dogu 和 Ak-sit^[2]将摩擦热近似地看成位于刷丝束自由端与转轴表面之间的环形热源,数值预测了单级刷式密封在不同压比和 q 之下的温度分布. Demiroglu 和 Tichy^[5]利用红外线温度测试仪和热成像照相机测得了转轴和刷丝束围栏高度区域的温度分布,并推导出热量计算公式.

采用数值方法,并考虑刷丝束内部空隙和安装角以及转轴旋转效应的刷式密封传热特性研究鲜见发表.本文数值求解了基于 Non-Darcian 多孔介质模型的完全雷诺平均 Navier-Stokes(RANS)方程和能量方程,采用刷丝束、前后夹板和空气的导热系数随温度而变的特性模型对单级刷式密封的流动与传热特性进行了计算分析,研究了压差 Δp 、转速 n 、刷丝束厚度 w 、刷丝束与转轴间的干涉量 Δr 对刷式密封传热特性的影响规律.

1 刷式密封传热机理及摩擦热计算

刷式密封在围栏高度区域内的基本传热规律如图1所示^[2,5].刷丝束与转轴表面的摩擦热可以近似地看成位于刷丝束与转轴之间的环形热源,这种摩擦热使得刷丝自由端顶部和转轴表面的温度急剧升高,由此生成的一部分热量经由转轴表面传入转轴内部,经转轴表面与泄漏气流进行对流换热,而另一部分热量沿着刷丝通过导热传入刷丝的低温部分,经刷丝与泄漏气流进行对流换热.刷丝与前后夹板间在进行直接导热的同时,还通过刷丝和前后夹板间隙中的气流进行换热.转轴和前后夹板与泄漏气流间进行对流换热,而泄漏气流在此起到了冷却刷丝、转轴和前后夹板的作用.当所有的固体与流体相互达到热平衡时,就会形成一个相对稳定的温度分布.



- ①:摩擦热通过导热进入转轴内部;②:摩擦热通过导热进入刷丝束;
③:转轴与气流进行对流换热;④:刷丝束与气流进行对流换热;
⑤:刷丝束与后夹板进行导热和对流换热;
⑥:后夹板与气流进行对流换热

图1 刷式密封传热基本规律

数值研究刷式密封传热特性的首要难题是确定 q 的大小,而 q 的大小由刷丝束与转轴表面的平均接触力、刷丝束与转轴表面的相对接触速度和摩擦系数来确定.单位面积上的摩擦热流量的计算式为^[2,5]

$$q = \mu P_c v \quad (1)$$

式中: μ 是摩擦系数; P_c 是刷丝束与转轴在单位面积上的法向接触力; v 是刷丝束与转轴表面的相对接触速度.

刷丝束与转轴表面的相对接触速度可以通过转速和转轴直径计算获得.耐热合金 Haynes 25 是常用的刷式密封材料,Fellenstein 和 Della-Corte 测得 Haynes 25 与 Inco-718 之间的摩擦系数为 0.25~0.47^[6],Haynes 25 与碳化铬涂层材料之间的摩擦系数为 0.25~0.32^[7].本文的刷丝材料同为 Haynes 25,转轴材料为 CrMoV 钢,因此计算摩擦热量时的摩擦系数选为 0.3.

单位径向干涉量下刷丝束与转轴在单位面积上的平均接触力与刷丝束硬度(BTP)^[8]有关,刷丝束与转轴在单位面积上的法向接触力

$$P_c = \Delta r \gamma_{BTP} \quad (2)$$

式中: Δr 为刷丝束与转轴的干涉量, $\Delta r=0.1\sim0.7$ mm; γ_{BTP} 为刷丝束硬度.通常情况下,无压力负荷的刷丝束硬度最小,为 54.3 MPa/m,在压力负荷较大时达到 1 085.8 MPa/m^[2].表1列出了本文采用的单级刷式密封在4种典型工况下的 q .

本文将刷丝束近似处理为多孔介质来研究刷式密封泄漏和传热特性,通过定义刷丝束多孔介质区域的有效导热系数来研究刷丝束内随机分布的空隙

对刷丝之间导热的影响.有效导热系数为

$$K_{\text{eff}} = \epsilon K_f + (1 - \epsilon) K_s \tag{3}$$

表 1 摩擦热流量

$\gamma_{\text{BTP}} /$ MPa · m ⁻¹	$\Delta r /$ mm	$n /$ r · min ⁻¹	$v /$ m · s ⁻¹	$q /$ kW · m ⁻²
271.45	0.20	3000	5.95	96.98
542.90	0.25	6 000	11.91	484.82
814.34	0.30	12 000	23.81	1 745.32
1 085.79	0.35	24 000	47.63	5 429.97

式中: ϵ 是刷丝束多孔介质区域的孔隙率; K_f 是气体的导热系数; K_s 是刷丝的导热系数. 实际上, K_{eff} 就是多孔介质区域气体导热系数和固体导热系数的体积平均值.

2 计算模型和数值方法

由于刷式密封具有轴对称的结构特点,刷丝束与转轴表面的 q 周向相同,转轴和刷丝材料的 μ 、 K_s 周向无变化,因此温度梯度主要集中在转轴的轴向和径向,所以本文采用二维轴对称旋流模型来研究刷式密封的泄漏和传热特性.

计算区域包括上游流动区域、刷丝束多孔介质区域和下游流动区域. 上游和下游流动区域是可压缩紊流流动,其流动控制方程为

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{4}$$

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{5}$$

刷丝束内部流动区域采用 Non-Darcian 多孔介质模型来处理,即在动量方程中增加黏性损失项和惯性损失项,来分别代表附加的黏性阻力和惯性阻力^[9],则有

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} -$$

$$\left(\sum_{j=1}^3 (A_{ij}) \mu u_j + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^3 (B_{ij}) \rho |u| u_j \right) \tag{6}$$

式中: (A_{ij}) 和 (B_{ij}) 分别表示刷丝束多孔介质内部的黏性损失系数矩阵和惯性损失系数矩阵.

在刷丝束多孔介质区域内,定义有效导热系数 K_{eff} 并对能量方程进行修正得

$$\frac{\partial(u_i(\rho_i E_f + p))}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(K_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \left(\sum_j h_j J_j \right) + u_j (\tau_{ij})_{\text{eff}} \right) + Q \tag{7}$$

式中: E_f 是刷丝束多孔介质区域流体的总能; Q 是转轴表面与刷丝束之间的环形热源热量(摩擦热量).

采用 ANSYS-FLUENT 数值研究刷式密封^[10] 的泄漏和传热特性,详细的几何参数由表 2 列出. 图 2 给出了刷式密封的计算区域,该区域包括周向截面内的刷丝束、前后夹板,转轴的固体区域和流体区域. 刷式密封的转轴壁面、前后夹板壁面及所有固体壁面的边界条件均为无滑移条件;转轴壁面、前后夹板壁面等固体与流体的交界面设为流固耦合壁面;计算区域边界上的固体壁面设为绝热壁面. 本文计算时采用了有限体积法离散控制方程和 $k-\omega$ SST 方程紊流模型,其中对流项选用二阶迎风格式,扩散项采用中心差分格式,同时设定了工质(空气),进口总压、总温,出口静压,转轴转速,转轴与刷丝束接触区域的 q .

表 2 刷丝密封的几何参数^[10]

$D_2 /$ mm	$D_1 /$ mm	$D /$ mm	$L /$ mm	$W_1 /$ mm	$d /$ mm	$N /$ mm ⁻¹	$\Phi /$ (°)
53.33	46.99	37.92	0.655	3.53	0.051	180	40

注: D_2 为刷式密封外径; D_1 为前夹板内径; D 为转轴直径; L 为刷丝束围栏高度; W_1 为刷式密封轴向宽度; d 为刷丝直径; N 为刷丝束密度; Φ 为刷丝束倾斜角.

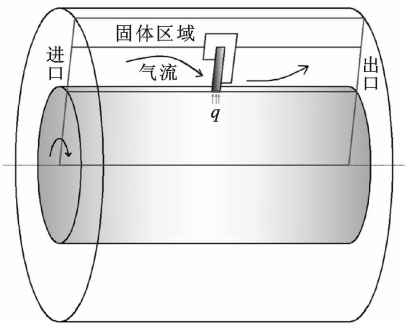


图 2 刷式密封计算区域

本文采用 Eugrn 方程^[11] 推导了刷丝束内部黏性和惯性阻力系数. 多孔介质内部阻力系数取决于 ϵ , ϵ 等于刷丝束多孔介质中空隙体积与总体积的比值

$$\epsilon = 1 - \frac{V_{\text{Bristle}}}{V_{\text{Total}}} = 1 - \frac{\pi d^2 N}{4 \omega \sin \Phi} \tag{8}$$

式中: ω 为刷丝束厚度,由刷式密封的运行工况确定. 刷丝束在运行前有一初始厚度,运行时随着刷丝束前后的 Δp 的增大,刷丝的排列更为紧密, ω 随之略微减小,但存在一个最小值^[12]

$$w_{\min} = \frac{d}{2} \left(3^{1/2} \frac{Nd}{\sin \Phi} + 1 \right) \quad (9)$$

而本文的 $w_{\min} = 0.6 \text{ mm}$.

Eugrn^[11]通过大量实验得出流体随机分布的圆柱体压差与 ϵ 之间的关系

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{\alpha \mu (1-\epsilon)^2}{D_p^2 \epsilon^3} V + \frac{\beta \rho (1-\epsilon)}{D_p^2 \epsilon^3} V^2 \quad (10)$$

式中: α 和 β 是 Eugrn 方程的经验常数(大量实验证明 $\alpha=150$ 和 $\beta=1.75$ 时适用于常见雷诺数范围); D_p 为填充床内平均颗粒直径

$$D_p = 6/a_v = 1.5d \quad (11)$$

$$a_v = \frac{S_{\text{Total}}}{V_{\text{Total}}} = \frac{\pi dl}{(\pi d^2/4)l} = \frac{4}{d} \quad (12)$$

利用式(6)、(10)、(11)可以计算得出垂直于刷丝方向的黏性阻力系数 a_z 、 a_n 和惯性阻力系数 b_z 、 b_n (沿着刷丝方向的惯性阻力系数 b_s 为 0)

$$a_z = a_n = \frac{66.67(1-\epsilon)^2}{d^2 \epsilon^3}; \quad a_s = 0.4 \epsilon a_n$$

$$b_z = b_n = \frac{2.33(1-\epsilon)}{d \epsilon^3}; \quad b_s = 0 \quad (13)$$

校准刷丝束内部阻力系数时的参数有可压缩空气工质、转轴转速 400 r/min、进口总压 350 kPa、进口温度 17 °C、出口静压 100 kPa. 泄漏流量的计算结果与实验结果^[10]吻合(见图 3)时, $w=0.71 \text{ mm}$ 、 $\epsilon=0.195$. 将校准过的刷丝束内部阻力系数应用于实验测量^[10]时发现,在整个压力范围内,以空气、氮气和二氧化碳为工质计算获得的泄漏量的体积流量与实验结果吻合良好,从而验证了本文计算刷丝束多孔介质内部阻力系数的方法是正确的.

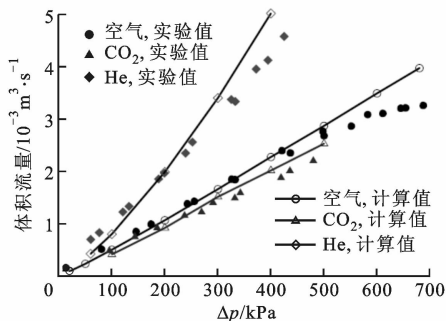


图3 刷式密封中泄漏量的计算、实验结果对比

3 结果与讨论

本文模拟了刷式密封在进口温度为 17 °C 和出口静压为 100 kPa, Δp 分别为 50、200、400、600 kPa, 转轴转速分别为 3 000、6 000、12 000、24 000 r/min 时的泄漏传热过程, 研究了 Δp 、 n 、 w 、 Δr 对传

热特性的影响规律.

刷丝选用工业制造中常用的刷式密封材料 Haynes 25, 其比热容 $C_p^H = 385.204 \text{ J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$, 导热系数与温度的关系^[5]是

$$K_b^H = 4.20 + 0.02T + 1.62 \times 10^{-6} T^2 \quad (14)$$

转轴材料的比热容 $C_p^B = 463 \text{ J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$, 导热系数与温度的关系^[5]是

$$K_b^B = 15.85 - 0.02T + 8.37 \times 10^{-6} T^2 \quad (15)$$

前后夹板材料为工业制造中常用的 AISI304 钢, 比热容 $C_p^S = 502.48 \text{ J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$, 导热系数与温度的关系^[2]是

$$K_b^S = 9.58 + 0.015T \quad (16)$$

计算时还考虑了空气导热系数随温度的变化, 空气黏性系数与温度的关系^[2]是

$$\mu = \frac{\mu_0 (T/T_0)^{3/2} (T_0 + S)}{T + S} \quad (17)$$

式中: $\mu_0 = 1.716 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1}$; $S = 116 \text{ K}$; $T_0 = 273 \text{ K}$.

图 4 给出了网格数为 3.5 万、7.5 万、15 万, 刷式密封在 $n=12\,000 \text{ r/min}$ 、 $q=1\,745.32 \text{ kW/m}^2$ 时泄漏量和刷丝束自由端顶部最高温度随 Δp 的变化. 计算结果表明, 当网格数在 7.5 万以上时, 泄漏量和刷丝束自由端顶部最高温度基本无变化. 因此, 本文计算时选用的网格数为 7.5 万.

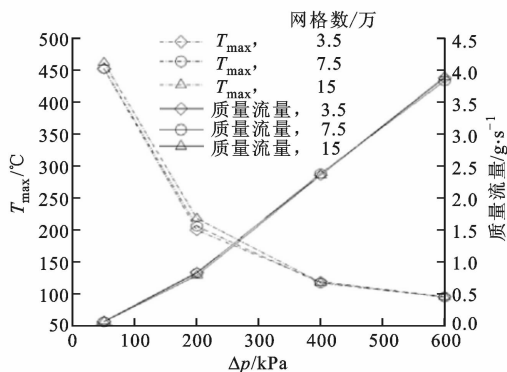


图4 刷式密封中泄漏量和 $T_{\max}$ 的网格无关性验证

3.1 静压分布与温度分布

图 5 给出了刷式密封在 $n=12\,000 \text{ r/min}$ 、 $q=1\,745.32 \text{ kW/m}^2$ 、 $\Delta p=200 \text{ kPa}$ 时的静压分布云图. 由图 5 可以看出, 在刷丝束的上游和下游区域内, 气流压力均匀分布, 压力下降主要集中在刷丝束内部区域. 因为刷丝束围栏高度以下区域存在着一个较大的轴向和径向的压力梯度, 使得通过刷丝束的泄漏气流主要在此区域膨胀、加速, 压力值迅速下降到下游压力值.

图6给出了刷式密封在 $n=12\,000\text{ r/min}$ 、 $q=1\,745.32\text{ kW/m}^2$ 、 $\Delta p=200\text{ kPa}$ 时的温度分布。刷丝束自由端与转轴摩擦的区域温度最高,刷丝束温度沿径向呈指数迅速下降,这是泄漏气流的冷却和刷丝的导热作用所致。刷丝束围栏高度以下区域的径向温度梯度大于围栏高度以上区域,这是由于刷式密封的压力下降主要集中在围栏高度以下的区域,泄漏气流在此区域膨胀、加速,泄漏气流对刷丝的冷却作用更加明显,因此温度下降也集中在此区域。刷丝束内的泄漏流与刷丝的对流换热及刷丝之间的导热效应,使得刷丝束内部温度沿轴向近似均匀分布。刷丝束通过导热将热量传递给后夹板,后夹板再通过对流换热传递给下游区域,因此刷丝束与后夹板的温度非常接近。转轴内部的温度分布近似呈半圆形,远离转轴和刷丝束摩擦处的温度呈递减趋势。转轴内部的高温区域面积相比刷丝束更大。泄漏气流与高温的刷丝和转轴表面进行对流换热后温度升高,使得下游区域气流与转轴表面的对流换热能力减弱,气流对转轴的冷却作用相应减小,所以下游区域转轴内整体温度高于上游区域。

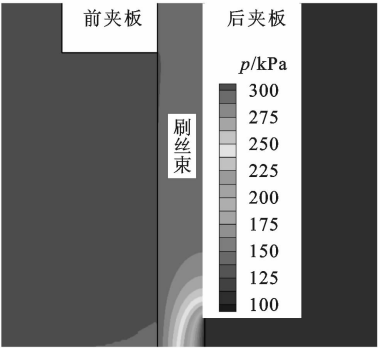


图5 刷式密封在 $\Delta p=200\text{ kPa}$ 时的静压云图

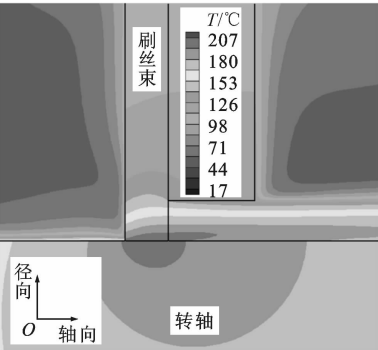


图6 刷式密封在 $\Delta p=200\text{ kPa}$ 时的温度云图

图7给出了不同 Δp 下刷式密封在 $n=12\,000\text{ r/min}$ 、 $q=1\,745.32\text{ kW/m}^2$ 时的径向温度分布。图

中:温度 $T^*=(T-T_{\min})/(T_{\max}-T_{\min})^{[2]}$, T 是刷丝束中间截面径向相对位置上的温度, $T_{\max}$ 是刷丝束自由端顶部最高温度, $T_{\min}=17\text{ }^{\circ}\text{C}$ 是进口温度; $y^*=y/h_b$ 是径向相对位置, $h_b=4.535\text{ mm}$ 是刷丝束的自由长度, $y^*=0.14$ 为刷丝束围栏高度。

刷丝束自由端与转轴摩擦处($y^*=0$)的温度最高,刷丝束的径向温度在刷丝束围栏高度区域($0<y^*<0.14$)呈指数迅速下降,转轴($y^*<0$)的径向温度由表面向内递减。随着刷丝束前后 Δp 的增大,刷丝束径向温度下降更是集中在刷丝束围栏高度区域。这是由于刷丝束前后的 Δp 增大,使得围栏高度区域的压力梯度增大,泄漏气流增加将带走更多的热量,同时刷丝束内泄漏气流的径向速度增大又使得 q 沿径向的扩散能力减弱。随着 Δp 增大,泄漏气流与转轴的换热能力增强,转轴的径向温度由表及里加速递减。

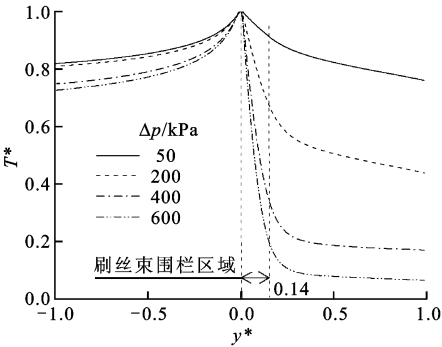


图7 不同 Δp 时径向温度分布

3.2 $T_{\max}$ 及其影响因素

$T_{\max}$ 直接关系到刷式密封的适用范围和密封性能。图8给出了表1中4个 q 在不同 Δp 下刷式密封的 $T_{\max}$ 。当刷丝束与转轴摩擦产生的 $q>5\text{ MW/m}^2$ 时, $T_{\max}$ 超过了 $1\,000\text{ }^{\circ}\text{C}$,随着 q 的增加, $T_{\max}$ 呈指数迅速升高。 Δp 增大时,泄漏气流增加将带走更多的热量,从而使 $T_{\max}$ 的上升速度减缓。刷丝束前后 Δp 增大时,刷丝会出现硬化现象,刷丝束与转轴的平均接触力增大, q 相应增大。当泄漏气流带走的热量增量小于摩擦热量的增量时, $T_{\max}$ 就会随着 Δp 的增大而升高。

图9给出了 w 分别为 0.70 、 0.95 、 1.20 、 1.45 mm 时的 $T_{\max}$ 和泄漏量。计算时, $n=12\,000\text{ r/min}$ 、 $q=1\,745.32\text{ kW/m}^2$ 。刷丝束的 ϵ 不变时, $T_{\max}$ 随着 w 的增加而升高。 w 增加, q 不变,但 Q 随刷丝束与转轴接触面积的增大而增加。 ϵ 不变,虽然刷丝束内部的阻力系数不变,但是 w 的增加使得整个刷丝束对

泄漏气流的阻力增大,所以泄漏量减少. 因此,摩擦热量增加,泄漏气流对刷丝束冷却作用减弱, $T_{\max}$ 升高. 在实际工程应用中,为了保证刷式密封的封严性和使用寿命, w 应选取同时满足泄漏量和刚度要求时的最小值.

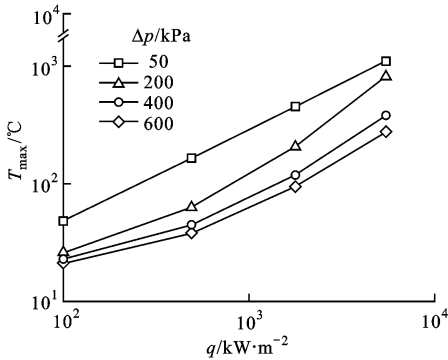


图 8 刷式密封中 $T_{\max}$ 随 Δp 和摩擦热流量的变化

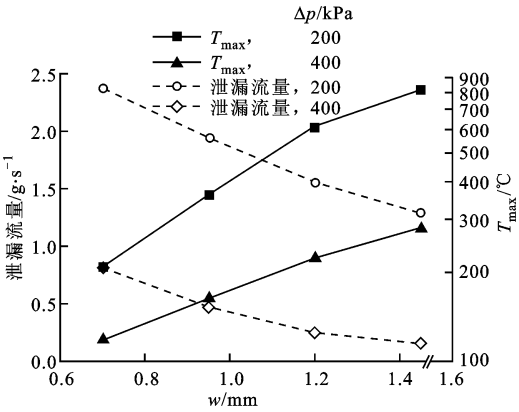


图 9 刷式密封泄漏流量和 $T_{\max}$ 随刷丝束厚度的变化

图 10 给出了 n 分别为 3 000、6 000、12 000、24 000 r/min 时刷式密封的 $T_{\max}$ 变化曲线. 计算 q 时, $\gamma_{\text{BTP}} = 814.34 \text{ MPa/m}$, $\Delta r = 0.3 \text{ mm}$. 当转速提高时, 刷丝束与转轴相对接触速度增大, q 增大, $T_{\max}$ 显著升高. 当 Δp 增加使得泄漏量增大时, 泄漏气流的冷却作用增强, n 对 $T_{\max}$ 的影响减弱.

图 11 给出了 Δr 分别为 0.20、0.25、0.30、0.35 mm 时刷式密封的 $T_{\max}$ 变化曲线. 计算 q 时, $\gamma_{\text{BTP}} = 814.34 \text{ MPa/m}$, $n = 6000 \text{ r/min}$. Δr 增大时, 刷丝与转轴的平均接触力增大, 相应的摩擦力增大, $T_{\max}$ 升高, 同时 Δr 对 $T_{\max}$ 的影响随 Δp 增大而减弱. 刷丝束顶端温度过高, 会使得刷丝磨损加剧, 甚至出现刷丝熔化, 从而导致刷丝束密封性能下降. 因此, 根据刷式密封的运行参数合理选取 Δr , 可以保证刷式密封的封严性, 同时防止温度过高导致密封失效.

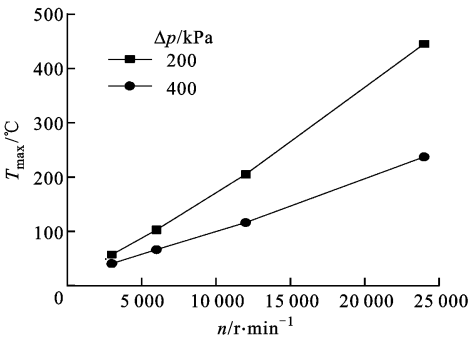


图 10 刷式密封中 $T_{\max}$ 随转速的变化

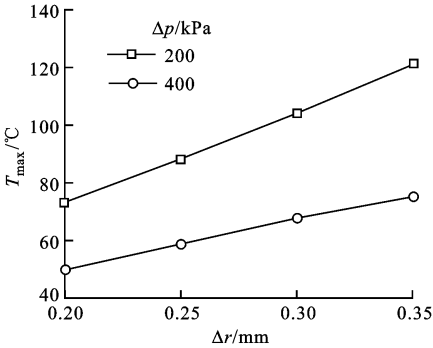


图 11 刷式密封中 $T_{\max}$ 随刷丝束与转轴的干涉量的变化

4 结 论

本文通过理论分析刷式密封的基本传热规律, 建立了基于 Non-Darcian 多孔介质模型的刷式密封传热特性的计算方法. 在考虑刷丝束内部空隙、刷丝安装角以及转轴旋转效应的条件下, 研究了单级刷式密封的流动和传热特性. 在数值方法验证的基础上, 研究了 Δp 、 n 、 w 、 Δr 对刷式密封传热特性和 $T_{\max}$ 的影响规律.

研究表明: 利用 Euggn 方程推导出的多孔介质模型的刷丝束内部阻力系数, 能够准确预测刷式密封的泄漏量. 刷丝束围栏高度以下的区域存在一个较大的压力梯度和气流速度; 刷丝束内部温度沿轴向近似均匀分布, 刷丝束围栏高度区域内的温度沿径向呈指数迅速下降. 随着 Δp 的增大, 温度下降更加集中在刷丝束围栏高度区域内. $T_{\max}$ 随着 q 的增加呈指数迅速升高, 但 Δp 增大将导致泄漏量增加, 从而 $T_{\max}$ 升高的速度减缓. 在 Δp 、 n 、 Δr 一定时, 随着 w 增加, 摩擦热量增加, 刷式密封的泄漏量减少, $T_{\max}$ 升高. 在 Δp 和 w 一定时, 刷式密封的 $T_{\max}$ 随着 n 的提高和 Δr 的增大而升高.

参考文献:

- [1] CHUPP R E, HENDRICKS R C, LATTIME S B, et al. Sealing in turbomachinery[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2):313-349.
- [2] DOGU Y, AKSIT M F. Brush seal temperature distribution analysis[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(3): 599-609.
- [3] Hendricks R C, Schlumberger S, Braun M J, et al. A bulk flow model of a brush seal system, ASME 91-GT-325 [R]. New York, USA: ASME, 1991.
- [4] OWEN A K, JONES T V, GUO S M, et al. An experimental and theoretical study of brush seal and shaft thermal interaction, ASME GT-2003-38276[R]. New York, USA: ASME, 2003.
- [5] DEMIROGLU M. An investigation of tip force and heat generation characteristics of brush seals[D]. New York, USA: Rensselaer Polytechnic Institute, 2004.
- [6] FELLEINSTEIN J A, DELLACORTE C. A new tribological test for candidate brush seal materials evaluation, NASA TM-10675[R]. Washington DC, USA: NASA, 1995.
- [7] FELLEINSTEIN J A, DELLA-CORTE C, MOORE K D, et al. High temperature brush seal tuft testing of selected nickle-chrome and cobalt-chrome superalloys, AIAA 97-2634[R]. Reston, VA, USA: AIAA, 1997.
- [8] CRUDGINGTON P F, BOWSHER A, LLOYD D. Bristle angle effects on brush seal contact pressures, AIAA-2009-5168 [R]. Reston, VA, USA: AIAA, 2009.
- [9] 李军, 晏鑫, 丰镇平, 等. 基于多孔介质模型的刷式密封泄漏流动特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2007, 41(7): 768-771, 779.
- LI Jun, YAN Xin, FENG Zhenping, et al. Study on the leakage flow characteristics of brush seal based on porous medium model[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2007, 41(7): 768-771, 779.
- [10] CARLILE J A, HENDRICKS R C, YODER D A. Brush seal leakage performance with gaseous working fluids at static and low rotor speed conditions [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1993, 115(2): 397-403.
- [11] ERGUN S. Fluid flow through packed columns[J]. Chem Eng Prog, 1952, 48: 89-94.
- [12] HOLLE G F, CHUPP R E, DOWLER C A. Brush seal leakage correlations based on effective thickness [C]//Proceedings of the 4th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery. Honolulu, USA: ISROMAC, 1992: 296-304.

(编辑 苗凌)