

基于三维实体建模的刷式密封传热机理数值研究

孙 丹¹, 李国勤¹, 艾延廷¹, 刘永泉², 战 鹏², 信 琦²

(1. 沈阳航空航天大学 航空发动机学院

辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室, 沈阳 110136;

2. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所

航空发动机动力传输航空科技重点实验室, 沈阳 110015)

摘 要: 建立了基于三维实体建模的刷式密封传热特性求解模型,在验证数值模型准确性的基础上,分析了刷式密封流场与温度场分布特性,研究了压比、转速、干涉量和热流密度对刷丝最高温度的影响,揭示了刷式密封的传热机理。结果表明:高温区主要集中在末排刷丝与转子面接触位置,刷丝的最高温度随着压比、转速、干涉量和热流密度增加而增大,其中干涉量对刷丝最高温度的影响最为明显。当干涉量从 0.1 mm 增至 0.7 mm 时,刷丝的最高温度上升 1.61 倍;刷式密封热量的主要来源为刷丝与转子表面摩擦产生的热量,其传热形式包括导热和对流换热,摩擦热量通过导热形式进入刷丝和转子,当刷丝与转子之间的接触力增加时,摩擦热量增大,刷丝的最高温度升高,摩擦热量通过对流换热形式在流体和固体之间进行传递,热量散失主要形式为泄漏气流带走部分热量。

关 键 词: 刷式密封; 三维实体建模; 温度分布; 摩擦热量; 传热机理

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Numerical study on heat transfer mechanism of brush seal based on three-dimensional solid modeling

SUN Dan¹, LI Guoqin¹, AI Yanting¹, LIU Yongquan²,

ZHAN Peng², XIN Qi²

(1. Liaoning Key Lab of Advanced Test Technology for Aerospace Propulsion System, School of Aero-Engine, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;

2. Key Lab for Power Transmission of Aero Engine,

Shenyang Engine Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: A model for solving the heat transfer characteristics of brush seals based on three-dimensional solid modeling was established. The distribution characteristics of the flow field and temperature field of the brush seal were analyzed by verifying the accuracy of the numerical model. The influences of the pressure ratio, the rotational speed and the interference on the maximum temperature of the brush wire were studied. The heat transfer mechanism of brush seal was revealed. The results show that the high temperature zone is mainly concentrated in the contact position of the last row of brush wire and the rotor surface, and the maximum temperature of the brush wire increases with the increase of the pressure ratio, the rotational speed, the interference and the heat flux density, and the interference has the most significant influence on the maximum temperature of the brush wire. When the interference increases from 0.1 mm to 0.7 mm, the maximum temperature of the brush wire increases by 1.61 times. The main source of heat of brush seal is the friction heat generated by the brush wire and the rotor surface, and its heat transfer form includes conduction and convection, and the friction heat enters the brush wire and the rotor through conduction, and when the contact force between the brush wire and the rotor increases, the friction heat increases, and the maximum temperature of the brush wire increases, and the friction heat is transferred between the fluid and the solid through convection, and the heat is dissipated mainly in the form of leakage flow carrying away part of the heat.

收稿日期: 2018-09-20

基金项目: 国家自然科学基金(51675351); 中国博士后科学基金(2018M633572);

辽宁省高等学校创新人才支持计划项目(LR2016033)

作者简介: 孙丹(1981—),男,教授,博士,主要从事透平机械先进密封技术研究。

引用格式: 孙丹,李国勤,艾延廷,等. 基于三维实体建模的刷式密封传热机理数值研究[J]. 航空动力学报,2019,34(8):1633-1643.

SUN Dan, LI Guoqin, AI Yanting, et al. Numerical study on heat transfer mechanism of brush seal based on three-dimensional solid modeling[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(8): 1633-1643.

nism of the brush seal was revealed. The results showed that the end-discharge brush wire and the rotor face were mainly concentrated in the high temperature area of the bristle. The maximum temperature of the brush wire increased with the increase of the pressure ratio, rotational speed and interference, in which the interference had obvious influence on the maximum temperature. When the amount of interference increased from 0.1 mm to 0.7 mm, the maximum temperature increased 1.61 times; The main source of heat of the brush seal was generated by friction between the brush and the rotor surface, the heat transfer form of the brush seal included conduction heat and convection heat exchange. The friction heat flow entered the brush wire bundle and the rotating shaft through the heat conduction form. When the contact force between the brush wire and the rotor increased, the frictional heat flux increased, and the maximum temperature rose. The friction heat flowed through the heat transfer between fluid and solid transmission, and the main form of heat dissipation was the leakage of air taking away part of the heat.

Key words: brush seal; three-dimensional solid modeling; temperature distribution; friction heat; heat transfer mechanism

刷式密封是一种广泛应用于透平机械中的优良接触式动密封^[1]。刷式密封的传热特性对其泄漏特性和使用寿命有着重要影响,刷丝温度过高易引起刷丝熔断,导致刷式密封泄漏量增大,使用寿命降低等一系列问题^[2-3]。研究刷式密封传热特性对提高刷式密封的封严特性和使用寿命具有重要意义。

近年来,国内外学者对刷式密封传热特性进行了大量研究。国外 Hendricks 等^[4]最早提出了用来计算刷丝自由端与转子表面的摩擦热流量理论公式;Demiroglu 等^[5]使用温度测试仪测出了刷丝和转子表面的温度分布;Dogu 和 Aksit^[6]采用多孔介质模型分析了不同压差和不同热流密度条件下刷式密封的温度分布情况。国内李理科、丁水汀等^[7-8]采用多孔介质模型对刷式密封的温度分布特性进行了数值模拟;邱波等^[9-11]首先采用多孔介质模型研究了不同压比、不同干涉量、不同转速和不同刷丝厚度条件下的刷式密封最高温度的影响规律以及刷式密封的径向温度分布特性,并建立了有限元模型与流体力学相结合的方法,数值研究了刷式密封的传热特性;张元桥等^[12]采用基于 Non-Darcian 多孔介质模型的 Reynolds-Averaged N-S 和局部非热平衡能量方程并结合有限元方法,研究了压比、转速和后挡板保护高度对刷丝最高温度的影响规律,并且计算了考虑摩擦热效应和不考虑摩擦热效应两种条件下对泄漏特性的影响规律。研究表明:多孔介质模型需通过修正孔隙率等参数模拟刷丝束区域的

流动,且模型不具有普遍适用性^[13-14]。黄首清等^[15]建立了刷式密封三维求解模型,数值分析了流场和温度场,研究了刷丝排数对泄漏量的影响以及刷丝间隙的流动情况,分析了工况参数对刷式密封最高温度的影响。综上,现有文献关于刷式密封研究大多基于多孔介质模型,刷式密封三维实体建模传热特性研究较少,鲜有关于刷式密封三维实体建模传热机理研究成果报道。

本文建立了基于三维实体建模的刷式密封传热特性求解模型,在验证数值模型准确性的基础上,分析了刷式密封的流场与温度场分布特性,研究了刷丝的径向和轴向温度分布规律以及压比、转速干涉量和热流密度对刷丝最高温度的影响,本文研究成果揭示了刷式密封的传热机理,为刷式密封结构设计提供理论依据。

1 刷式密封传热特性理论分析

1.1 刷式密封热传递分析

刷式密封实物图如图 1 所示,刷式密封由前挡板、后挡板以及焊接在前后挡板之间的刷丝束组成。刷式密封为接触式密封,在转子旋转作用下,刷丝与转子之间摩擦产生大量的热,热量在刷丝、转子和气流之间进行热传递。刷式密封热传递如图 2 所示。由图中可以看出,刷丝与转子摩擦产生的热量,一部分热量沿刷丝自由端向刷丝固定端传递,另一部分热量传递给转子;刷丝与后挡板也存在导热关系;气流由高压侧流向低压侧,由于气流与固体之间存在温

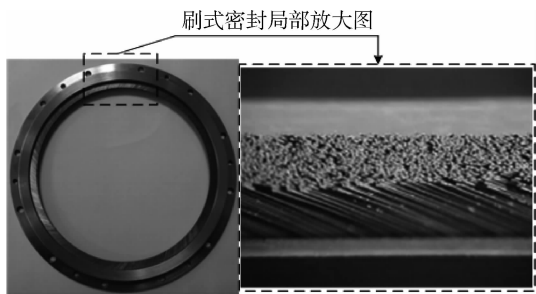


图 1 刷式密封实物图
Fig.1 Picture of the real brush seal

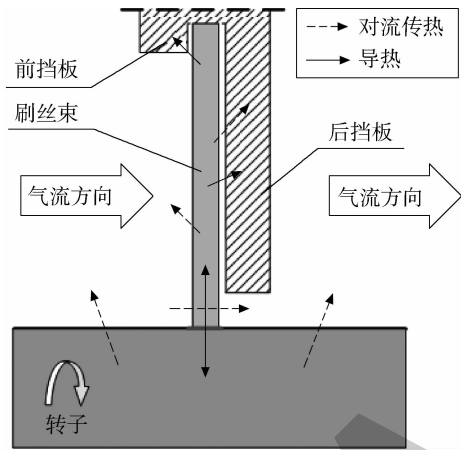


图 2 刷式密封热传递示意图
Fig.2 Brush seal heat transfer

差,因此泄漏气流与刷丝、转子和前后挡板之间存在对流换热。

1.2 摩擦热流量的计算

摩擦产生的热量是影响刷式密封温度分布的主要因素。摩擦热流量 Q 主要由刷丝束与转子之间的摩擦因数、刷丝束与转子的法向接触力以及刷丝束与转子表面的相对线速度决定,计算公式为

$$Q = F_f v = \mu F_n v \tag{1}$$

式中 F_f 为刷丝束与转子表面之间的摩擦力; μ 为摩擦因数,本文的刷丝材料为 Haynes25,选取摩擦因数为 0.3^[16]; F_n 为刷丝束与转子面法向接触力; v 为刷丝束与转子表面的线速度。

刷丝束与转子的法向接触力 F_n 与刷丝束和转子表面干涉量、刷丝束刚度有关^[16-19],计算公式为

$$F_n = \Delta r \gamma_{btp} \tag{2}$$

式中 Δr 为刷丝束与转子表面的干涉量, γ_{btp} 为刷丝束刚度,本文对刷丝刚度的选取依据文献[6,9,15]。本文研究工况条件下的刷式密封摩擦

热流量如表 1 所示。

表 1 工况条件下的摩擦热流量
Table 1 Friction heat flux under different working conditions

干涉量/ mm	线速度/ (m/s)	刚度/ (MPa/m)	热流量/ (kW · m ²)
0.20	5.95	271.45	96.91
0.25	11.91	542.90	484.95
0.30	23.81	814.34	1745.05
0.35	47.63	1085.79	5430.20

1.3 刷式密封三维传热理论模型

1.3.1 流动控制方程

在对本文建立的刷式密封三维传热特性求解模型的不同工况条件计算时,湍流流动守恒方程包括动量方程和连续方程^[20-21]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \text{div}(\rho \mathbf{U}) \tag{3}$$

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{U} u) = \text{div}(\Gamma \text{grad} u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{U} v) = \text{div}(\Gamma \text{grad} v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{U} w) = \text{div}(\Gamma \text{grad} w) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \end{cases} \tag{4}$$

其中 ρ 为密度; t 为时间; p 为流体微元体上的压力; $\mathbf{U}$ 为速度矢量; u,v,w 为速度矢量 $\mathbf{U}$ 在 x,y,z 方向的分量; Γ 为平均有效扩散率; S_u,S_v,S_w 为动量守恒方程的广义源项,即:

$$\begin{cases} S_u = F_x + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \text{div} \mathbf{U}) \\ S_v = F_y + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda \text{div} \mathbf{U}) \\ S_w = F_z + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda \text{div} \mathbf{U}) \end{cases} \tag{5}$$

式中 F_x,F_y,F_z 为流体微元体上的体力,若体力只有重力,且 Z 轴竖直向上,则 $F_x=0,F_y=0,F_z=\rho g$, g 为重力加速度, μ 为动力黏度, λ 为第二黏度,一般取 $\lambda=-2\mu/3$ 。

刷丝束区域流场流动复杂,流场的湍流度和

黏度体现出各项异性,需要对标准 $k-\epsilon$ 湍流模型进行修正^[20],修正后模型 RNG $k-\epsilon$ 模型为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G - \rho \epsilon \tag{6}$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \epsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \cdot \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\epsilon 1} G \frac{\epsilon}{k} - \rho C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \tag{7}$$

式中 $G = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$, 下标 i, j 分别表示第 i, j 个点。 μ_t 为湍流黏度, $\mu_t = \rho C_\mu (k^2/\epsilon)$ 。该模

$$\begin{aligned} \text{div} \left[\rho_a \left(e + \frac{\mathbf{U}^2}{2} \right) \mathbf{U} \right] &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\kappa_a \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\kappa_a \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\kappa_a \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \\ &\frac{\partial(u p)}{\partial x} - \frac{\partial(v p)}{\partial y} - \frac{\partial(w p)}{\partial z} + \frac{\partial(u \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{xy})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{xz})}{\partial z} + \\ &\frac{\partial(v \tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v \tau_{yz})}{\partial z} + \frac{\partial(w \tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w \tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w \tau_{zz})}{\partial z} \end{aligned} \tag{9}$$

式中 div 为散度算符, ρ_a 为空气密度, T 为温度, τ 为切应力, e 为能量, κ_a 为空气导热系数。

采用理想空气进行计算,空气的黏度与温度的变化关系为

$$\mu = \frac{\mu_0 [T/T_0]^{3/2} (T_0 + S)}{T + S} \tag{10}$$

式中 μ_0 为温度为 0°C 时的空气黏度,即 $\mu_0 = 1.716 \times 10^{-5} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$; 特征温度 $S = 116 \text{ K}$; $T_0 = 273 \text{ K}$ 。

刷丝束区固体域传热控制方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\kappa_b \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\kappa_b \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\kappa_b \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \tag{11}$$

式中 κ_b 为刷丝导热系数。

由傅里叶定律传导的热流量为 $q_w = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \Big|_{y=0}$, 而从热平衡可知,流体在物体壁面处的导热热流量与对流热流量相等,故 $q_w = q_c$,可以得到流体与固体换热公式:

$$q_c = \partial(T_w - T_\infty) = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \tag{12}$$

也可以表示为

$$\partial = -\frac{\lambda}{\Delta T} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \tag{13}$$

式中 T_w 为固体表面温度; T_∞ 为流体表面温度; $\Delta T = T_w - T_\infty$ 。将式(11)代入坐标系坐标可得到流固换热微分方程

型的拟合常数为 $C_{\epsilon 1} = 1.44$; $C_{\epsilon 2} = 1.92$; $C_\mu = 0.99$; $\sigma_k = 1.0$; $\sigma_\epsilon = 1.3$ 。

采用理想气体作为空气介质,因此满足理想气体状态方程

$$P = R \frac{\rho_a}{M} T \tag{8}$$

式中 M 为摩尔质量常数, R 为理想气体常数。

1.3.2 传热控制方程

刷式密封传热控制方程包括流体域传热控制方程和刷丝束固体域传热控制方程。

刷式密封流体域传热控制方程为

$$\begin{cases} \partial_x = -\frac{\lambda}{\Delta T} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_w \\ \partial_y = -\frac{\lambda}{\Delta T} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_w \\ \partial_z = -\frac{\lambda}{\Delta T} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_w \end{cases} \tag{14}$$

2 刷式密封三维传热求解模型

2.1 求解模型

为对比验证本文刷式密封传热模型的准确性,选取文献[6]中的刷式密封结构为研究对象,该文刷式密封结构如图 3 所示。刷丝排数为 19,刷丝材料为 Haynes 25,弹性模量为 213.7 GPa,泊松比为 0.29,比定压热容为 385.204 J/(kg · K)。该刷式密封结构主要结构参数如表 2 所示。刷式密封整周建模比较复杂,计算量大。考虑到周向对称性,在实际计算时选取前挡板以下区域,以最小周期循环单元建立模型,包括 19 排整排刷丝和两侧各 20 半排刷丝。

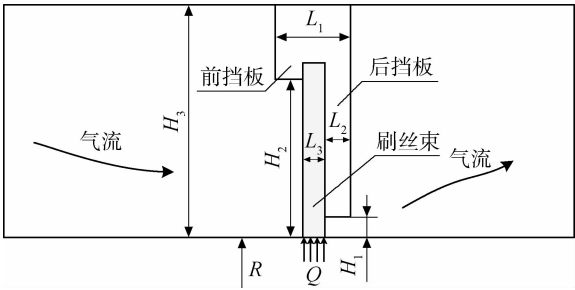


图 3 刷式密封结构示意图

Fig. 3 Sketch of brush seal

表 2 刷式密封主要几何尺寸

Table 2 The geometrical dimensions of brush seals

参数	数值
刷丝直径 d/mm	0.102
刷式密封轴向宽度 L_1/mm	6.096
后挡板宽度 L_2/mm	2.032
刷丝束厚度 L_3/mm	2.032
后挡板保护高度 H_1/mm	2.10
前挡板距离转子距离 H_2/mm	18.37
刷式密封径向距离 H_3/mm	23.37
转子半径 R/mm	64.75

2.2 网格划分

在进行网格划分时,为了提高网格质量及计算效率,采用多区域网格,即流体域区域选用规则的六面体网格,刷丝束区域选择非结构化网格,网格划分如图 4 所示。在进行传热特性分析时考虑到网格质量对结果影响较大,刷丝区域采用边界层网格,并对刷丝间隙处采用网格加密处理,进行网格无关性验证后最终确定网格数量为 348 万。

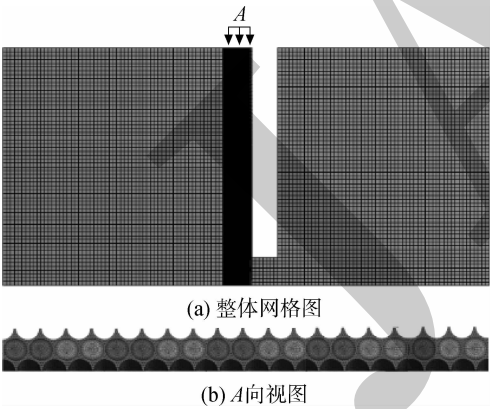


图 4 刷式密封网格划分
Fig. 4 Mesh model of brush seal

2.3 边界条件

本文刷式密封传热特性求解模型的边界条件如图 5 所示,主要包括:密封进出口采用压力边界条件;周向对称边界条件;对流换热耦合面为流体域与刷丝接触区域,流体与刷丝束区域之间的对流换热通过此面完成;转子面及所有固体壁面均采用无滑移平面,刷丝端面为绝热壁面。考虑到摩擦热量是刷丝与转子之间的摩擦产生的,摩擦热量区域为刷丝自由端区域,在计算过程中考虑了实际摩擦热量分别传递到转子和刷丝束中,设

定有 50% 的摩擦热流量传递至刷丝束^[6,9],表 3 给出了密封模型的工况参数。

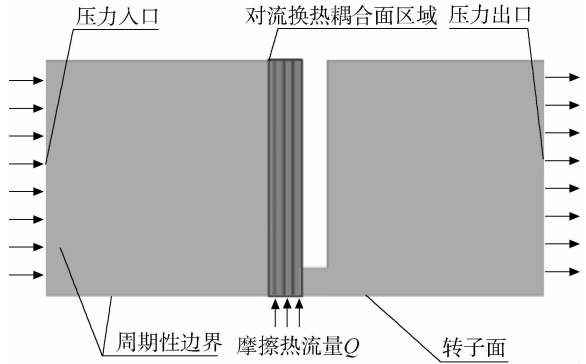


图 5 边界条件
Fig. 5 Boundary conditions

表 3 密封模型工况参数

Table 3 Sealing model working condition parameter

参数	数值及说明
流体	理想气体
湍流模型	RNG $k-\epsilon$ 模型
入口压力/MPa	2~5
出口压力/MPa	0.1
入口温度/K	293
出口温度/K	300
刷丝刚度/(MPa/m)	271.45~1085.79
干涉量/mm	0.1~0.7
转速/(r/min)	5000~30000
热流量/(kW/m ²)	10~10000

2.4 模型准确性验证

本文建立的刷式密封三维实体传热模型的计算结果与文献[6]进行对比。本文对刷式密封求解模型进行了网格无关性验证,当网格数量达到 254 万时,迭代收敛后,与文献[6]相比最大不超过 10%,温度最大误差 25%,当网格数量增加到 348 万时,迭代收敛后,与文献[6]泄漏量最大误差不超过 8%,温度最大误差不超过 13%,且增加网格,误差均不发生变化,因此最终确定网格数量为 348 万,如表 4 所示。

图 6 和图 7 分别给出了热流量 1000 kW/m² 时,不同压比条件下刷式密封泄漏量与最高温度 ($T_{\max}$) 的本文计算结果与文献[6]计算结果对比情况,由图中可以看出,两者泄漏量基本吻合,

最大相对偏差不超过 10%，最高温度相对偏差不超过 15%，从而验证了本文传热模型的准确性。本文温度计算结果与文献相比存在一定偏差，这主要是因为文献[6]采用多孔介质模型，需要定义孔隙率、惯性阻力系数和黏性阻力系数来模拟刷丝区域内流体的流动状况，本文建立的三维实体传热模型，并考虑了刷丝与刷丝之间的间隙，刷丝束区域流动传热情况，由此产生了计算结果的偏差。

表 4 网格无关性验证
Table 4 Grid independence verification

网格数/万	泄漏量误差/%	最高温度误差/%
130	23	29
220	18	26
254	10	25
348	8	13
394	8	13

3 刷式密封流场和温度场分布特性分析

3.1 压力分布特性分析

图 8 给出了进出口压比为 2 时刷式密封压力分布云图。由图中可以看出，上游区域的压力基本保持不变，压降主要集中在刷丝束区域，经过刷丝束区域压力逐级递减，且下游区域压力大小基本保持一致。在轴向压差的作用下，刷丝之间以及刷丝与后挡板之间产生摩擦力，工作时，由于摩擦力的存在刷丝的运动会后于转子的跳动，导致刷丝自由端与转子表面产生间隙，使得泄漏量增大，称之为“滞后效应”，因此轴向压差是影响“滞后效应”的重要因素。在刷丝束区域径向压力梯度变化较大，径向压差使得在刷丝区域产生径向力，径向力将刷丝吹向转子，会加快刷丝的磨损，导致刷式密封使用寿命大大降低，这就是“吹下效应”，因此径向压差是产生“吹下效应”的重要因素。

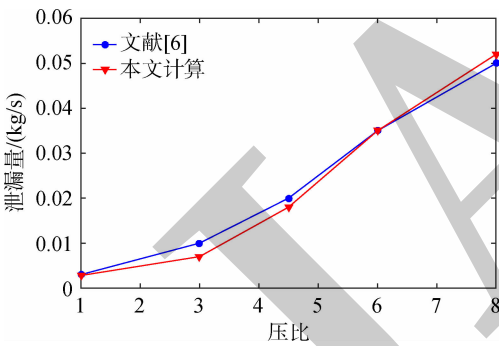


图 6 泄漏量对比验证结果

Fig. 6 Comparison and verification result of leakage

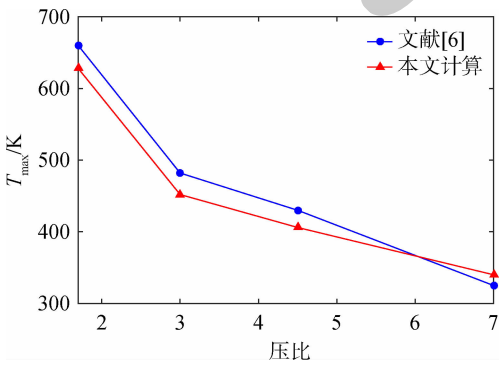


图 7 最高温度对比验证结果($Q=1000\text{ kW/m}^2$)

Fig. 7 Comparison and verification result of maximum temperature ($Q=1000\text{ kW/m}^2$)

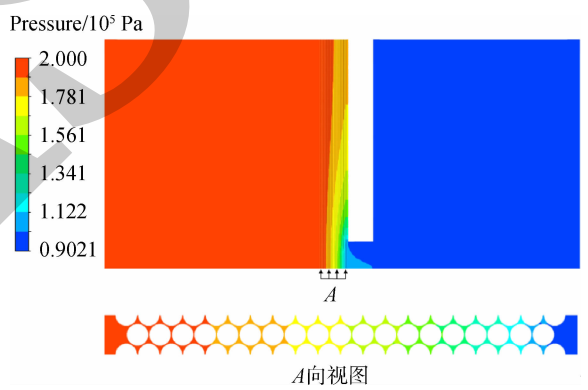


图 8 压力分布云图

Fig. 8 Pressure contour

3.2 速度分布特性分析

图 9 给出了进出口压比为 2 时刷式密封速度矢量分布图。由图可知在刷丝束上游区气流速度基本保持一致，经过刷丝束区域，气流速度发生了较大的变化，刷丝根部的气流流速较小，速度最大处出现在刷丝自由端靠近后挡板位置处，气流呈射流状射出，最大速度为 275.745m/s。与上游区域相比，下游区域速度较大，且在靠近转子面位置区域气流流速较大。

3.3 温度分布特性分析

图 10 给出了进出口压比为 2，干涉量为 0.3 mm，线速度 300 m/s 时刷式密封温度分布云图。

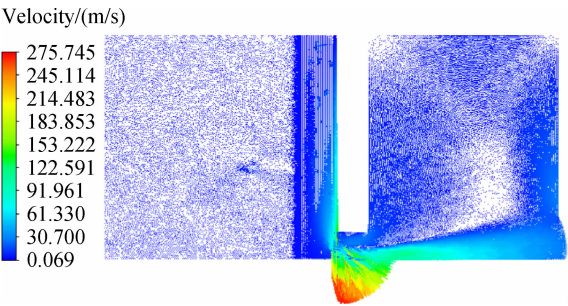


图 9 速度矢量图
Fig. 9 Vector of speed

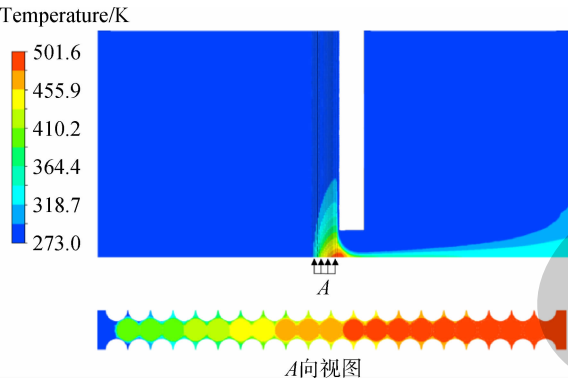


图 10 温度分布云图
Fig. 10 Temperature contour

由温度分布云图可以看出,上游区域温度较低,刷式密封的最高温度主要集中在刷丝束与转子面接触区域,这是由于刷丝与转子相互接触,当转子高度运转时,刷丝束与转子摩擦产生大量的热。产生的热量一部分传入到转子,另一部分沿着刷丝束径向传递,此外,经过刷丝束区域,刷丝温度的径向传递也发生了明显的变化,靠近末排刷丝的径向温度传递较大。经过刷丝束区域,下游气流的温度明显高于上游气流温度,这主要由于气流将上游热量带至下游,这就造成了后挡板区域气流温度较高。

3.3.1 径向温度分布特性分析

图 11 给出了进出口压比为 2,干涉量为 0.5 mm,刷丝与转子表面接触线速度为 300 m/s 时不同位置刷丝的径向温度分布曲线图,其中刷丝 1 是上游区域第一排刷丝,刷丝 19 为靠近后挡板处的末排刷丝。由图中可以看出,在靠近刷丝根部区域刷丝温度基本保持一致,距刷丝根部约 10 mm 处刷丝温度基本与环境温度保持一致,靠近刷丝自由端区域温度逐渐升高,尤其是在后挡板以下位置,刷丝温度急剧升高,这主要由于在此区域摩擦产生的热量较大,温度较高,另一方面气流

流动还会带走一部分热量,减少了温度沿刷丝束的径向传递,因此后挡板以上区域刷丝温度较低,后挡板以下区域刷丝温度较高,温度径向传递也主要集中在此区域。

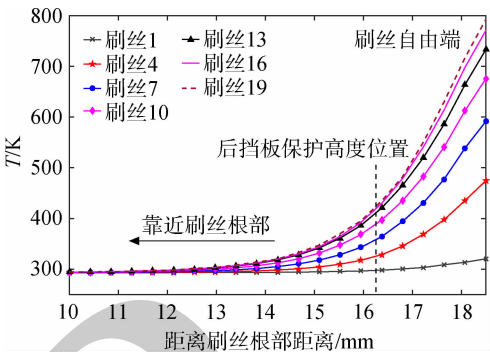


图 11 刷丝径向温度分布
Fig. 11 Radial temperature distribution of the bristle

3.3.2 轴向温度分布特性分析

图 12 给出了进出口压比为 2,干涉量为 0.5 mm,刷丝与转子线速度为 300 m/s 时不同位置刷丝的轴向温度分布曲线图。由图中可以看出,转子表面和后挡板保护高度位置沿轴向刷丝温度逐渐升高,在转子表面沿轴向方向刷丝温度从 372 K 上升至 822 K,温度升高 1.21 倍,在后挡板保护高度位置沿轴向方向,刷丝温度从 332 K 上升至 573 K,末排刷丝温度与前排刷丝温度相比,增大了 73%。最高温度均出现在末排刷丝位置,这主要是由于气流将前排一部分热量带至后排,并通过导热形式进入后排刷丝,导致温度较高。另外,后挡板保护高度位置处的刷丝温度均小于转子面位置处的刷丝温度,这主要是由于转子面位置热量较大,温度较高,在沿刷丝径向温度传递过程中,气流带走一部分的热量,因此与转子面位置相

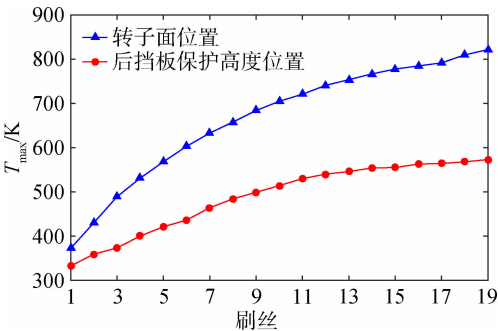


图 12 刷丝轴向温度分布
Fig. 12 Axial temperature distribution of the bristle

比后挡板保护高度位置处的温度较低。

4 刷式密封传热特性影响因素分析

4.1 压比对传热特性影响分析

图 13 给出了转速为 20 000 r/min,干涉量为 0.3 mm 时的刷式密封最高温度随压比的变化规律。由图中可以看出,最高温度随压比的增加而增大,当压比从 2 增加到 5 时,最高温度从 433 K 增大到 607 K,温度升高了 40%。这是由于随压比的增大刷丝刚度和气动载荷增大,使得刷丝与转子的接触力增大,导致摩擦热量增加。随着压比的增大,沿刷丝径向温度降低速度加快。气流带走的热量小于摩擦增加的热量,因此最高温度随压比的增大而增大。

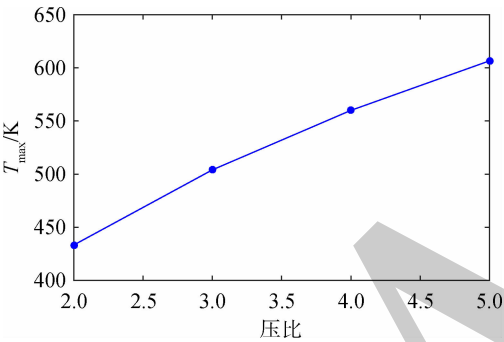


图 13 最高温度随压比的变化

Fig. 13 Maximum temperature versus pressure differential

4.2 转速对传热特性影响分析

图 14 给出了进出口压比为 4,干涉量为 0.3 mm 时,刷式密封最高温度随转速的变化规律。由图可知随转速的增大,最高温度逐渐增大,当转速从 5 000 r/min 提升到 30 000 r/min 时,最高温度从 358 K 升高为 694 K,温度升高 94%左右。可以由公式(1)得知摩擦热流量随着转速的增加线性增大,因此最高温度随之增大。在实际工作中转速过大会引起刷丝与转子表面接触力增大,进而导致温度增大,甚至达到刷丝熔点,刷丝磨损严重,使得密封性能下降。

4.3 干涉量对传热特性影响分析

图 15 给出了进出口压比为 2,刷丝与转子表面接触线速度为 300 m/s 时的刷式密封最高温度随干涉量的变化规律。由图中可以看出,随着干涉量的增加,最高温度随之增加,当干涉量从 0.1 mm 增加到 0.7 mm 时,最高温度从 396 K 增大到 1 035 K,为原来的 1.61 倍。这主要是由于随干涉量

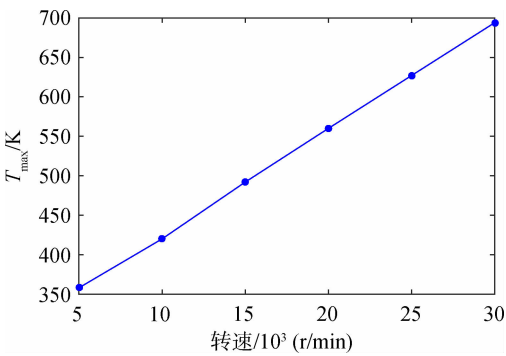


图 14 最高温度随转速的变化

Fig. 14 Maximum temperature versus speed differential

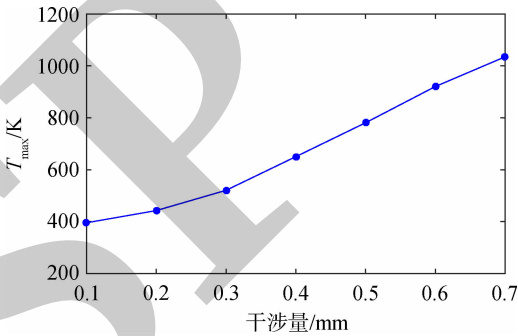


图 15 最高温度随干涉量的变化

Fig. 15 Maximum temperature versus interference differential

的增加,刷丝与转子的接触力增加,产生的摩擦热量增加,导致最高温度增加。因此在实际工作中,应当合理的选择干涉量,防止出现刷丝温度过高,刷丝磨损严重等现象,从而大大降低其密封性能。

4.4 摩擦热流量对传热特性影响分析

图 16 给出了压比为 3 条件下,刷式密封的最高温度随摩擦热流量的变化曲线图。由图中可以看出,在压比不变的条件下,刷式密封的最高温度随着摩擦热流量的增加而增大。同时,通过分析压比、转速和干涉量对刷式密封最高温度影响可

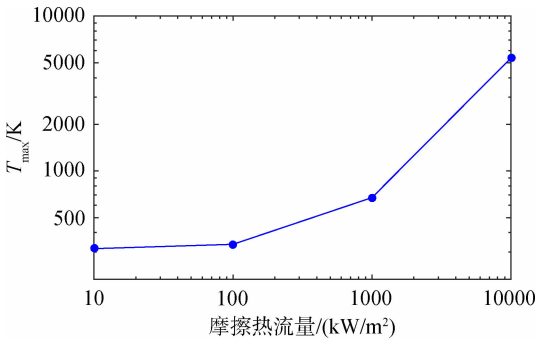


图 16 最高温度随摩擦热流量的变化

Fig. 16 Maximum temperature versus frictional heat flux

知,不同工况参数主要是影响刷丝与转子之间的接触力进而影响刷式密封的摩擦热流量,导致最高温度改变。通过以上分析可知,摩擦热流量是影响刷式密封最高温度的主要因素。

4.5 刷式密封传热机理分析

本文在对刷式密封温度分布特性及传热特性的影响因素研究的基础上,进一步总结分析了刷式密封的传热机理。图 17 给出了刷式密封传热形式示意图和刷式密封传热流程图。由图 17(a)中可以看出刷式密封热量的主要来源为刷丝与转子表面摩擦产生的热量,摩擦产生的热量通过导热形式分别进入转子 1 和刷丝束 2。进入转子的热量的热传递方式为对流换热形式 3,包括:转子表面与刷丝内部流动的气流进行对流换热 3a,转子表面与刷丝束上下游处气流进行对流换热 3b 和转子与转子表面的薄层气流对流换热 3c。进

入刷丝束的热量有两种传递路径:一是以对流换热的形式进入泄漏气流 4,气流再次以对流换热形式进入刷丝表面 4a;二是当刷丝束与后挡板之间发生接触时,热量会通过导热进入后挡板 5,当存在间隙时,热量通过对流换热进入后挡板 5,进入挡板的热量与下游气流进行对流换热 6,如图 17(a)、图 17(b)所示。

由图 13 至图 15 可知刷式密封最高温度随着压比、转速、干涉量的增加而增大,因为不同工况参数条件下刷丝与转子的之间的接触力不同,摩擦产热量不同,由图 16 可以看出随着摩擦热流量的增大,刷式密封最高温度升高。随着压比的增大,刷丝束受到的气流量增大,刷丝束与转子之间的接触力增大,摩擦产生的热量将增加。由图 17(a)中刷式密封热传递形式可知,刷式密封热量散失的主要形式是泄漏气流带走部分热量,而刷式

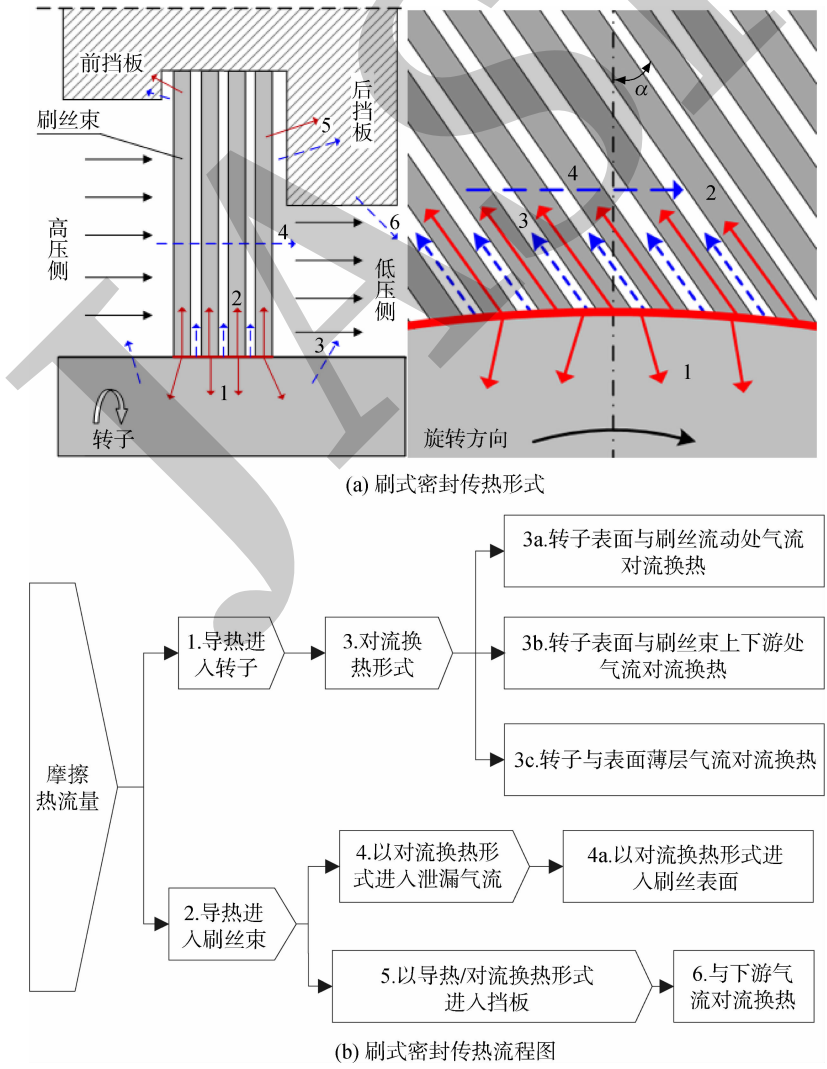


图 17 刷式密封传热机理示意图
Fig. 17 Schematic of brush seal heat transfer

密封最高温度随着压比的增大而增大,由此可知刷式密封泄漏气流带走的热量小于摩擦产生的热量^[9,12],最终导致最高温度升高。随着干涉量增大,刷丝与转子之间的摩擦产热量增大,传递到刷丝束、转子以及流体中的热量增加,温度升高,但是随着刷丝的磨损,刷丝与转子之间的摩擦量会逐渐减少,产生的热量也随之减少,最高温度降低。

综上,刷式密封热量的主要来源为刷丝与转子表面摩擦产生的热量,其传热形式主要是固体与固体之间的导热以及固体与流体之间的对流换热。刷丝与转子之间的接触力是影响刷式密封摩擦产热量的主要因素,摩擦产热量的大小直接影响刷式密封的最高温度,随着压比、转速和干涉量增加而增大,刷丝与转子之间的接触力增加,摩擦热量增大,虽然泄漏量也会有着不同程度的增大,并带走一部分热量,但带走的热量要小于增加的热量,从而导致最高温度升高。

5 结 论

本文建立了刷式密封三维实体传热特性求解模型,在验证模型准确性的基础上,数值分析了刷式密封流场和温度场的分布特性,研究了压比、转速、干涉量和热流密度对刷式密封最高温度的影响规律,得到以下结论:

1) 刷式密封上游区域的压力基本保持不变,压降主要集中在刷丝束区域,经过刷丝束区域压力逐级递减,且下游区域压力大小基本保持一致;刷丝束上游区气流速度基本保持一致,刷丝根部的气流流速较小,速度最大处出现在刷丝自由端靠近后挡板位置处,气流呈射流状射出。

2) 刷丝自由端区域温度较高,刷丝根部温度较低,高温区主要集中末排刷丝与转子面接触位置;刷丝的最高温度随着压比、转速、干涉量和热流密度的增加而增大,其中干涉量对最高温度的影响较明显。在本文所计算模型条件下,当压比为2时,干涉量从0.1 mm增至0.7 mm时,最高温度上升1.61倍。

3) 刷式密封热量的主要来源为刷丝与转子表面摩擦产生的热量,其传热形式包括导热和对流换热,摩擦热量通过导热形式进入刷丝和转子,当刷丝与转子之间的接触力增加时,摩擦热量增大,最高温度升高,摩擦热量通过对流换热形式在刷丝、转子和流体之间进行传递,前后挡板与刷丝、流体之间也存在导热和对流换热,热量散失主

要形式为泄漏气流带走部分热量。

参考文献:

- [1] 李军,晏鑫,宋立明,等.透平机械密封技术研究进展[J].热力透平,2008,37(3):141-148.
LI Jun, YAN Xin, SONG Liming, et al. A review of sealing technologies in turbomachinery [J]. Thermal Turbine, 2008, 37(3): 141-148. (in Chinese)
- [2] 柴保桐,傅行军.刷式密封流场和温度场数值模拟[J].润滑与密封,2016,41(2):121-125.
CHAI Baotong, FU Xingjun. Numerical simulation on flow and temperature distributions of brush seals [J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(2): 121-125. (in Chinese)
- [3] 邱波,李军.刷式密封流动与换热及力学特性的研究进展[J].热力透平,2013,42(3):141-149.
QIU Bo, LI Jun. A review of flow and heat transfer, mechanical characteristics of brush seals [J]. Thermal Turbine, 2013, 42(3): 141-149. (in Chinese)
- [4] HENDRICKS R C, SCHLUMBERGER S, BRAUN M J, et al. A bulk flow model of a brush seal system[R]. ASME Paper 91-GT-325, 1991.
- [5] DEMIROGLU M, TICHY J A. An investigation of heat generation characteristics of brush seals[R]. ASME Paper GT2007-28043, 2007.
- [6] DOGU Y, AKSIT M F. Brush seal temperature distribution analysis[J]. Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(3): 599-609.
- [7] 李理科,王之栋,宋飞,等.刷式密封温度场数值研究[J].航空动力学报,2010,25(5):1018-1024.
LI Like, WANG Zhili, SONG Fei, et al. Numerical investigation of temperature field in brush seals [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(5): 1018-1024. (in Chinese)
- [8] 丁水汀,陶智,徐国强.刷式密封流动和换热的数值模拟[J].推进技术,1999,20(1):65-67.
DING Shuiting, TAO Zhi, XU Guoqiang. Numerical simulation on fluid flow and heat transfer of a brush seal configuration [J]. Journal of Propulsion Technology, 1999, 20(1): 65-67. (in Chinese)
- [9] 邱波,李军.刷式密封传热特性研究[J].西安交通大学学报,2011,45(9):94-100.
QIU Bo, LI Jun. Investigation on the heat transfer characteristics of brush seals [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(9): 94-100. (in Chinese)
- [10] 邱波,李军,陈春新,等.基于CFD和FEM方法的刷式密封传热特性研究[J].工程热物理学报,2012,33(12):2067-2071.
QIU Bo, LI Jun, CHEN Chunxin, et al. Investigations on the heat transfer characteristics of brush seals based on computational fluid dynamics and finite element analysis [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(12): 2067-2071. (in Chinese)
- [11] 邱波,李军,丰镇平.考虑刷丝变形的刷式密封摩擦热效应研究[J].工程热物理学报,2013,34(11):2030-2034.

QIU Bo, LI Jun, FENG Zhenping. Investigations on frictional heat generation of brush seals with consideration of bristle deflections [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(11): 2030-2034. (in Chinese)

[12] 张元桥, 闫嘉超, 李军. 刷式密封泄漏和传热特性影响因素的数值研究[J]. 推进技术, 2018, 39(1): 116-124.

ZHANG Yuanqiao, YAN Jiachao, LI Jun. Numerical investigations on influence factors of leakage flow and heat transfer characteristics of brush seal [J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(1): 116-124. (in Chinese)

[13] 孙丹, 刘宁宁, 胡广阳, 等. 考虑刷丝变形的刷式密封流场特性与力学特性流固耦合研究[J]. 航空动力学报, 2016, 31(10): 2544-2553.

SUN Dan, LIU Ningning, HU Guangyang, et al. Fluid-structure interaction investigation on the flow field and mechanical characteristic in brush seals with bristle deflections [J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(10): 2544-2553. (in Chinese)

[14] 孙丹, 白伟钢, 刘宁宁, 等. 基于能量法的刷式密封刷丝颤振流固耦合研究[J]. 推进技术, 2018, 39(3): 619-629.

SUN Dan, BAI Weigang, LIU Ningning, et al. Fluid-solid interaction study of brush seals bristle flutter with energy method [J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(3): 619-629. (in Chinese)

[15] 黄首清, 索双富, 李永健, 等. 刷式密封流场和温度场的 3 维数值计算[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2014, 54(6): 805-810.

HUANG Shouqing, SUO Shuangfu, LI Yongjian, et al. Numerical predictions of the flow and temperature distributions in a three dimensional brush seal model [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2014, 54(6): 805-810. (in Chinese)

[16] FELLEINSTEIN J A, DELLACORTE C, MOORE K D, et al. High temperature brush seal tuft gesting of selected nickel-chrome and cobalt-chrome superalloys [R]. NASA TM-107497, 1997.

[17] 刘占生, 叶建槐. 刷式密封接触动力学特性研究[J]. 航空动力学报, 2002, 17(5): 635-640.

LIU Zhansheng, YE Jianhuai. Research on structural dynamic characteristics of brush seals [J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(5): 635-640. (in Chinese)

[18] DEMIROGLU M, GURSOY M, TICHY J A. An investigation of tip force characteristics of brush seals [R]. ASME Paper GT2007-28042, 2007.

[19] CRUDGINGTON P F, BOWSHER A, LLOYD D. Bristle angle effects on brush seal contact pressures [R]. AIAA-2009-5168, 2009.

[20] YAKHOT V, ORSZAG S A. Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory [J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1(1): 3-51.

[21] 孔繁余, 陈浩, 王婷, 等. 基于流固耦合的减压塔底泵泵体强度分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(2): 159-164.

KONG Fanyu, CHEN Hao, WANG Ting, et al. Strength analysis of decompression tower bottom pump's pump casing based on fluid-solid coupling [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(2): 159-164. (in Chinese)

(编辑: 李岩梅、张 雪)