

螺旋篦齿-刷式密封泄漏特性实验和数值研究

张元桥¹, 李军¹, 马登骞¹, 何院², 计京津², 孙博², 李志刚¹, 晏鑫¹

(1. 西安交通大学叶轮机研究所, 710049, 西安; 2. 上海电气燃气轮机有限公司, 200240, 上海)

摘要: 为探究刷丝束安装位置对螺旋篦齿-刷式密封泄漏流动特性的影响,基于多孔介质模型和计算流体动力学(CFD)技术,数值研究了刷丝束安装在螺旋篦齿上游或下游两种螺旋篦齿-刷式密封在不同压比(1~1.3)和转速(0~10 000 r/min)条件下的泄漏流动特性。同时,在压比为1~1.3和转速为0~2 000 r/min的条件下,实验测量了刷丝束安装在螺旋篦齿上游的密封泄漏流动特性。在实验工况范围内,数值模拟得到的泄漏量和腔室压力与实验值吻合良好。结果表明:泄漏气流主要经刷丝束与转子间隙流入下游;相比刷丝束安装在下游,刷丝束安装在上游时的泄漏量及其对转速变化的敏感度更小。螺旋篦齿和转子环形台阶沿轴向交错排列,导致周向静压分布不均和下游压力高于上游压力;两种密封转子面静态气流作用力的 x 轴分量方向相反, y 轴分量方向也相反,且相比刷丝束安装在下游,刷丝束安装在上游时静态气流作用力的 x 轴分量绝对值更大,而 y 轴分量绝对值更小;静态气流作用力的绝对值随压比升高而显著升高,对转速变化不敏感。

关键词: 螺旋篦齿-刷式密封;泄漏流动;实验测量;数值模拟

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/jxtxb202011001 **文章编号:** 0253-987X(2020)11-0001-09



OSID 码

Experimental and Numerical Investigations on the Leakage Flow Characteristics of Helical-Labyrinth-Brush Seals

ZHANG Yuanqiao¹, LI Jun¹, MA Dengqian¹, HE Yuan², JI Jingjin²,
SUN Bo², LI Zhigang¹, YAN Xin¹

(1. Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. Shanghai Electric Gas Turbine Co. Ltd., Shanghai 200240, China)

Abstract: To investigate the effect of bristle pack position on the leakage flow characteristics of helical-labyrinth-brush seals, based on the computational fluid dynamic (CFD) analysis and a porous medium model, this paper investigates the leakage flow characteristics of two types of helical-labyrinth-brush seals with a bristle pack element installed upstream or downstream of the helical-labyrinth tooth under various pressure ratios (1-1.3) and rotational speeds (0-10 000 r/min). Meanwhile, the leakage flow characteristics of the seal with a bristle pack element installed upstream of the helical-labyrinth tooth are experimentally measured at the pressure ratios of 1-1.3 and rotational speeds of 0-2 000 r/min. The CFD-derived leakage flow rate and cavity pressure agree well with the experimental data in the whole range of test conditions. Most of the leakage airflow flow downstream from the clearance between the bristle pack and the rotor. Compared with the seal with a bristle pack element installed downstream, the seal with a bristle

pack element installed upstream possesses less leakage flow rate, and the leakage flow rate is less sensitive to the changes in speed. The helical tooth and the annular steps on the rotor are designed with staggered pattern along the axial direction, resulting in an uneven distribution of circumferential static pressure, and the phenomenon that the downstream pressure is higher than the upstream pressure. The x -axis component and y -axis component of static aerodynamic forces of the two seals are in opposite directions. Compared with the seal with a bristle pack element installed downstream, the seal with a bristle pack element installed upstream has a larger absolute value of x -axis component of the static airflow force and a smaller absolute value of y -axis component. The absolute value of static aerodynamic force of the two seals increases significantly with the pressure ratio, and is not sensitive to the speed change.

Keywords: helical-labyrinth-brush seal; leakage flow; experimental measurement; numerical simulation

篦齿密封结构简单、制造成本低,是旋转机械常见密封形式,但在机组启停阶段,转子振动导致转子和环形篦齿碰磨,进而弯曲甚至折断整圈篦齿^[1],降低密封性能并影响密封转子动力特性^[2-4]。图1给出了螺旋篦齿密封结构。螺旋篦齿密封的篦齿呈螺旋形分布于静子,螺旋篦齿和转子环形台阶(或环形齿)沿轴向交错排列,可减少转子振动时转子和篦齿的碰磨,防止折断整圈篦齿,提高篦齿密封的封严性能和抗磨损特性。位于螺旋篦齿的起点和末端的两个遮流板防止气流从上游直接流入(出)密封腔室。

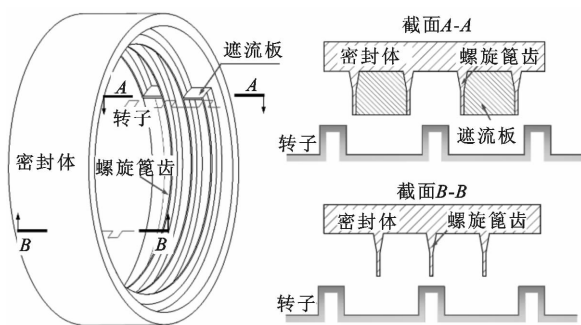


图1 螺旋篦齿密封结构图

刷式密封泄漏量仅为篦齿密封的 $1/10 \sim 1/5$, 并且对转子偏心运动具有良好的适应性,因此得以广泛应用于航空发动机和燃气轮机等旋转机械^[5-7], 但单级刷式密封承压能力有限^[8]。篦齿-刷式密封作为单级刷式密封的改进密封形式,承压能力高于单级刷式密封且封严性能优于篦齿密封。本文综合刷式密封和螺旋篦齿密封的优势,提出一种新型混合刷式密封,即螺旋篦齿-刷式密封(HLBS),其刷丝束安装在螺旋篦齿密封下游或上游。

密封泄漏流动特性是评估密封性能的关键参数。Laos 等指出在袋型阻尼密封出口增设刷丝束

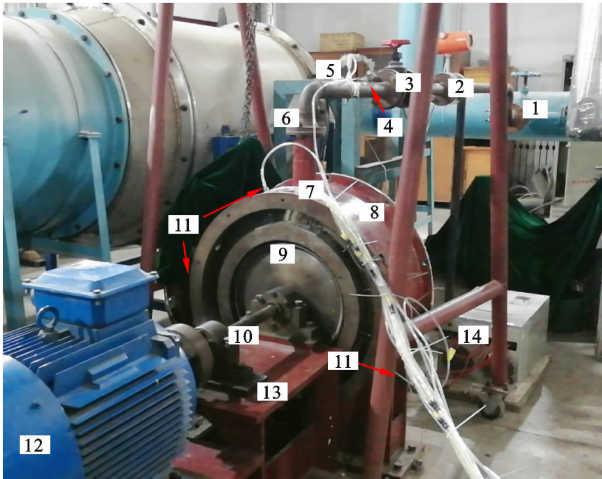
可以显著提高封严性能和转子动力特性^[9]。邱波等将交错式篦齿密封的两处篦齿替换为刷丝束得到两级篦齿-刷式密封,并通过实验和基于 Non-Darcian 多孔介质模型的数值方法研究发现密封泄漏量随压比和刷丝束与转子面间隙增大而显著增大,随转速升高而略微减小,同时相比上游刷丝束,下游刷丝束承担更大的轴向和径向压差^[10]。Qiu 等研究了刷式密封级数对篦齿-刷式密封泄漏流动特性的影响规律,指出增加刷式密封级数可以显著降低密封泄漏流量以及刷丝束承担的气动力,从而降低刷丝束与转子的磨损并提高密封承压能力^[11]。赵欢等采用叉排管束模型和实验研究了多级刷式密封级间压降分配的影响因素,发现刷式密封承担的压降从上游往下游逐级增加,且增大刷丝束与转子的间隙、刷丝的间隙、围栏高度均可改善各级压降分配^[12]。Pugachev 等比较了刷丝束安装在篦齿上游或下游的两种篦齿-刷式密封的泄漏和转子动力特性,指出相比刷丝束安装在上游的篦齿-刷式密封,刷丝束安装在篦齿下游的篦齿-刷式密封具有更高的正直接刚度和阻尼,但两种密封的泄漏量几乎相同^[13]。马登骞等数值研究了叶顶密封(篦齿密封和篦齿-刷式密封)对汽轮机级气动性能的影响规律,发现与篦齿密封相比,篦齿-刷式密封的泄漏量至少降低 16%,透平级效率至少提高 0.6%^[14]。

然而,上述篦齿-刷式密封的篦齿为环形齿,有关 HLBS 泄漏流动的研究目前尚未开展。本文采用基于 Non-Darcian 多孔介质模型的数值方法建立 HLBS 密封泄漏流动数值预测模型,数值研究刷丝束安装于螺旋篦齿下游(HLBS-D)或上游(HLBS-U)的两种 HLBS 密封在不同压比和转速下的泄漏流动特性,并实验测量 HLBS-U 密封的泄漏特性,

通过与实验数据的比较,验证数值方法的有效性。本文还比较了 HLBS-D 和 HLBS-U 两种密封转子面的气流作用力,研究结果可为刷式密封及篦齿密封的应用和升级改造提供参考。

1 实验台和密封结构

图 2 给出了旋转密封实验台,压缩空气经热式气体质量流量计(精度 $\pm 1.5\%$)、T 型热电偶(精度 $\pm 0.75\%$)和流量调节阀进入密封实验段。精度为 $\pm 0.05\%$ 的 PSI 9116 智能压力扫描器测量并记录密封入口总压和腔室静压。3 个总压探针沿周向等距分布于进气腔室,12 个密封腔室静压测量点沿螺旋篦齿腔室等距分布(如图 3 所示)。3 个总压探针测点分别命名为 a 、 b 和 c ,分别位于静压测点 1、2 和 3 上游;3 个转子转速由变频器给定。



1—进口调节阀;2—热式气体质量流量计;3—流量调节阀;4—温度传感器;5—管道总压探针;6—进气管道;7—密封腔室引压管;8—进气腔室;9—密封实验件;10—旋转轴;11—腔室总压探针;12—30 kW 变频电机;13—实验台基座;14—变频器。

图 2 旋转密封实验台

图 4 给出了 HLBS-U 和 HLBS-D 两种密封的几何结构图,该密封结构来源于某型重型燃气轮机密封,为便于安装,密封实验件沿周向等弧度分成 6 瓣。表 1 列出了 HLBS 密封的几何参数和运行工况条件。

2 数值方法

基于 Non-Darcian 多孔介质模型,利用商业软件 ANSYS CFX 求解雷诺时均 Navier-Stokes (RANS)方程,研究螺旋篦齿-刷式密封泄漏流动特性,边界条件如表 1 所示。

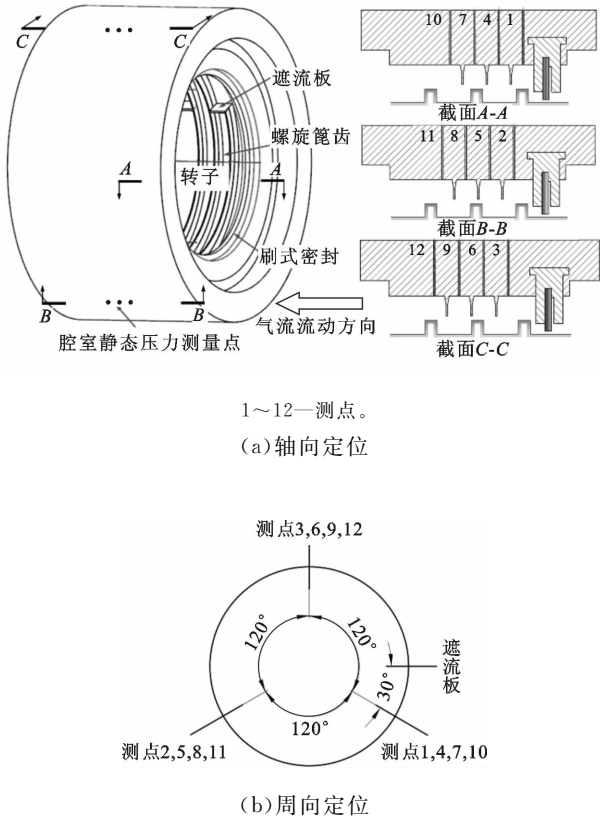


图 3 腔室静压测点示意图

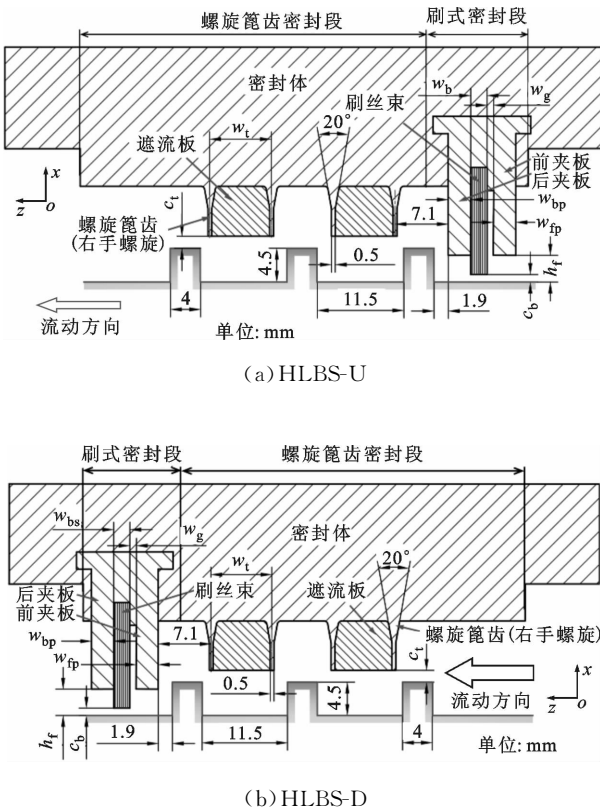


图 4 螺旋篦齿-刷式密封结构图

表 1 螺旋篦齿-刷式密封几何参数和运行工况

参数	数值
转子直径 D/mm	400
刷丝束厚度 $\omega_{\text{bs}}/\text{mm}$	2.17
刷丝直径 d/mm	0.15
后挡板厚度 $\omega_{\text{bp}}/\text{mm}$	3
前挡板厚度 $\omega_{\text{fp}}/\text{mm}$	3
前挡板与刷丝束轴向间距 $\omega_{\text{g}}/\text{mm}$	0.83
刷丝根部倾斜角 $\Phi/(\text{^\circ})$	45
围栏高度 h_{f}/mm	3.55
刷丝束与转子间隙 c_{b}/mm	1.4
螺旋篦齿与转子间隙 c_{t}/mm	1.6
螺旋篦齿螺距 $\omega_{\text{t}}/\text{mm}$	8.2
螺旋篦齿圈数 n_{i}	3
出口静压 $p_{\text{out}}/\text{kPa}$	97
进出口压比 R_p	1~1.3
进口总温 $T_{\text{in}}/\text{^\circ C}$	27
实验转子转速 $n_{\text{e}}/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	0, 1 000, 2 000
计算转子转速 $n_{\text{c}}/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	0, 1 000, 2 000, 5 000, 10 000

2.1 多孔介质模型

本文采用多孔介质模型模拟刷丝束内部流动,即在求解刷丝束区域流动的 RANS 方程的动量方程中添加阻力源项 $\boldsymbol{F}_{\text{b}}$,以表示刷丝对流体的阻力^[15]

$$\boldsymbol{F}_{\text{b}}=-A_{\mu}\boldsymbol{u}-\frac{1}{2}B_{\rho}\left|\boldsymbol{u}\right|\boldsymbol{u}\tag{1}$$

式中: μ 和 ρ 分别为气体黏度和密度; $\boldsymbol{u}$ 、 $\boldsymbol{A}$ 和 $\boldsymbol{B}$ 分别代表速度向量、黏性阻力系数矩阵和惯性阻力系数矩阵。空间各向异性阻力系数 a_z 、 a_n 、 a_s 、 b_z 、 b_n 和 b_s 满足以下关系式^[15]

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

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

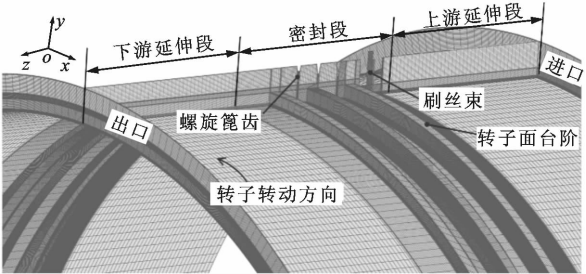
$$\epsilon_r=1-\pi d^2ND/(8r\omega\sin\Phi_r)\tag{4}$$

式中: ϵ_r 为刷丝束空隙率; a_z 和 a_n 均为垂直于刷丝方向的黏性阻力系数; b_z 和 b_n 均为垂直于刷丝方向的惯性阻力系数; a_s 和 b_s 分别代表顺刷丝方向的黏性阻力系数和惯性阻力系数; r 、 ω 和 Φ_r 分别表示以转轴中心为原点的径向坐标、刷丝束厚度和刷丝倾斜角。刷丝束厚度 ω 、刷丝束转子径向间隙 c 与密封进出口压比有关,通过校准 ω 和 c ,使得泄漏量和腔室压力分布的数值结果与实验结果吻合。文献[10,16-17]详细介绍了刷式密封泄漏特性的多孔介

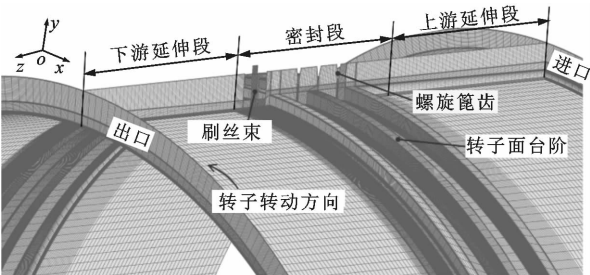
质模型及验证。

2.2 网格无关性验证

图 5 给出了 HLBS-U 和 HLBS-D 两种密封的 360°全周计算网格,加密近壁面网格以满足 SST 紊流模型对 y^+ 的要求。为消除网格节点数 N 对计算结果的影响,采用 3 套具有不同网格节点数(790 万、1 130 万、1 410 万)的网格研究密封泄漏流动。



(a)HLBS-U



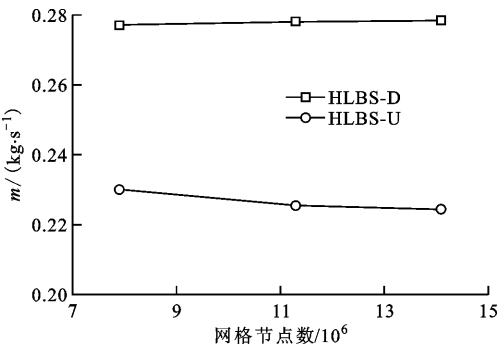
(b)HLBS-D

图 5 螺旋篦齿-刷式密封泄漏流动特性计算网格

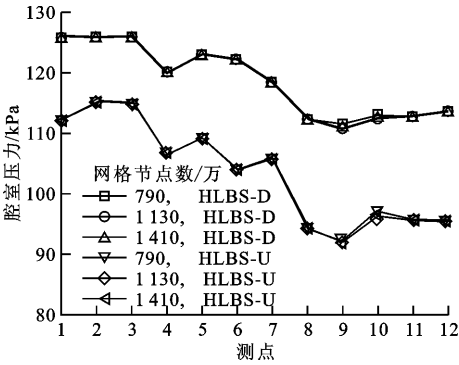
图 6 给出了 $R_p=1.3$ 、 $n=0$ r/min 时采用具有不同网格节点数的网格得到的泄漏量和腔室压力,当网格节点数达到 1 130 万时,泄漏量和腔室压力分布满足网格无关性要求。综合考虑计算精度和计算时间,本文选取网格节点数为 1 130 万的网格开展螺旋篦齿-刷式密封 HLBS 泄漏流动特性的数值研究。

2.3 数值方法有效性验证

图 7a 给出了 HLBS-U 密封在不同压比下泄漏量 m 的数值结果和实验值的比较,可以看出存在刷



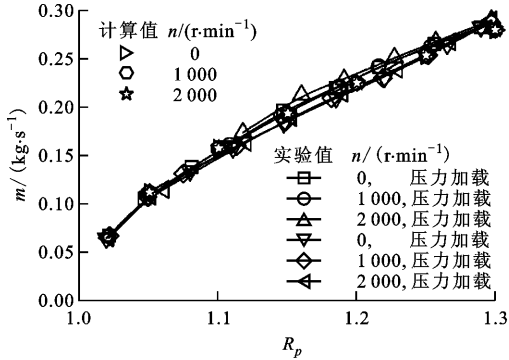
(a)泄漏量



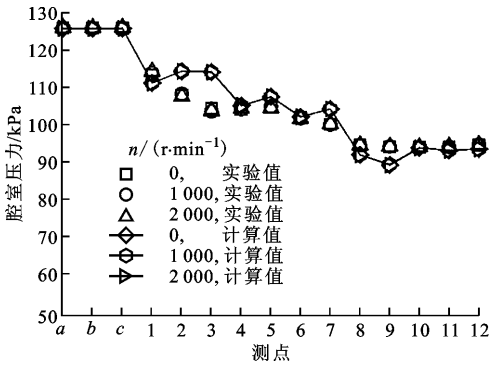
(b)腔室压力

图 6 网格节点数对泄漏量和腔室压力计算结果的影响

丝悬挂现象引起的泄漏迟滞效应^[18],即在相同压比下,升压(压力加载)过程的泄漏量高于降压(压力卸载)过程的泄漏量,数值模拟得到的泄漏量与实验数据一致;图 7b 给出了压比为 1.3 时数值模拟得到的腔室压力与实验值的对比情况,数值结果与实验值的最大误差为 8.6%。如前所述,为便于安装,实验件沿周向等弧度分成 6 瓣,安装时调整各位置刷丝束与转子间隙 c_b ,使得周向平均间隙为设计值 1.4 mm,测点 2 与测点 3 的实际间隙略小于 1.4 mm,刷丝束对气流阻力比设计值偏大,因此压力实验值



(a)泄漏量



(b)腔室压力($R_p=1.3$)

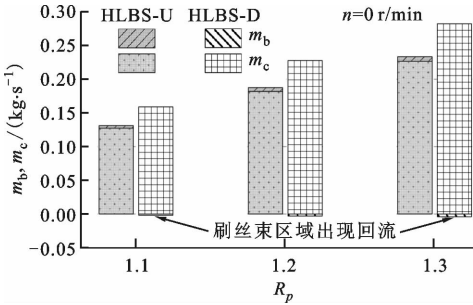
图 7 数值模拟和实验测量的 HLBS-U 泄漏量和腔室压力分布比较

相较数值结果偏低。数值结果与实验值吻合良好,本文所采用数值方法的有效性得到验证。

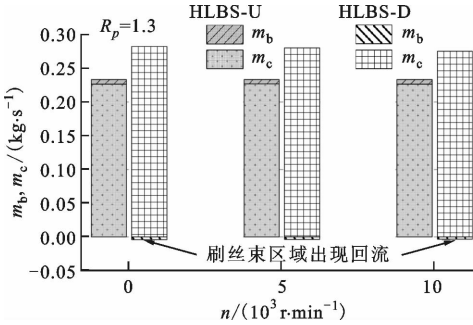
3 结果与讨论

3.1 泄漏量

图 8 数值比较了 HLBS-U 和 HLBS-D 两种密封的泄漏量随压比和转速的变化。



(a)随压比的变化



(b)随转速的变化

图 8 HLBS-U 和 HLBS-D 的泄漏量随压比和转速的变化

气流从刷丝束与转子的间隙或者从刷丝束直接流入下游的泄漏量分别表示为 m_c 和 m_b 。如图 8a 所示,HLBS-U 和 HLBS-D 的泄漏量均随压比增加而显著增加,但在相同的压比下,HLBS-U 的泄漏量小于 HLBS-D 的泄漏量,且两种密封的泄漏量差值随着压比增大而增大。需要说明的是,HLBS-U 拥有比 HLBS-D 更小的泄漏量的原因是前者的 m_c 小于后者的 m_c 。对于 HLBS-U,尽管刷丝束与转子的间隙(1.4 mm)显著小于围栏下方区域内的刷丝高度(2.15 mm),但有超过 97%的泄漏量从刷丝束与转子间隙流入下游,而 HLBS-D 的全部泄漏气流从刷丝束与转子间隙流入下游以后,有部分气流回流进入刷丝束区域;如图 8b 所示,转速升高使得 HLBS-D 的泄漏量略微降低,当转速从 0 增加到 10 000 r/min(转子表面速度从 0 增加到 209 m/s)时,HLBS-D 的泄漏量降低了 2.2%,而 HLBS-U

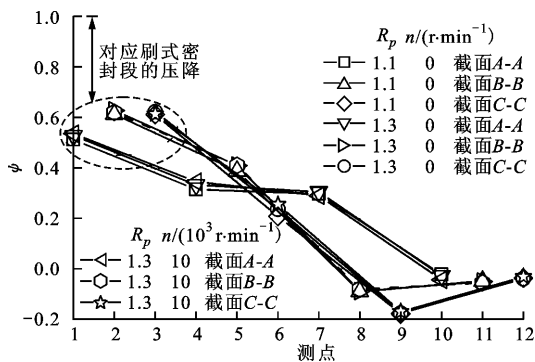
的泄漏量几乎不随转速升高而变化。

3.2 腔室压力和流场

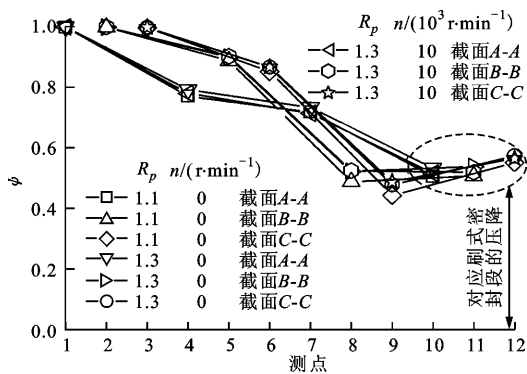
当泄漏气流从螺旋篦齿与转子的间隙流向下游时,节流作用使得气流压力降低;此外,气流流经刷丝束时,刷丝对流体的流动阻力使得气流压力显著降低。图9给出了在不同工况条件下的腔室压力系数 ψ 。压力系数的定义如下式所示

$$\psi = \frac{\Delta p_i}{\Delta p} = \frac{p_i - p_{out}}{p_{in} - p_{out}} \quad (5)$$

式中 p_i 、 p_{in} 和 p_{out} 分别为测点静压、入口总压和出口静压。相邻测点的 ψ 的差值代表两个测点之间的静压差。



(a) HLBS-U



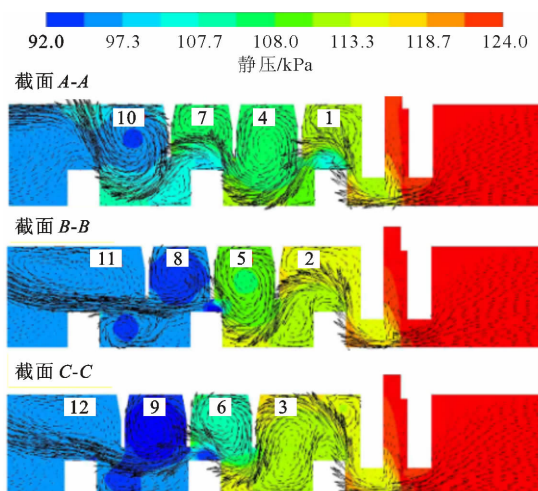
(b) HLBS-D

图9 HLBS-U和HLBS-D密封腔室压力系数分布

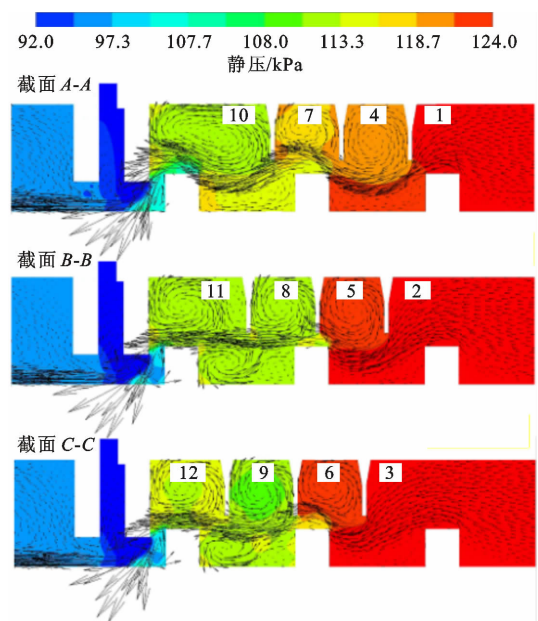
转速和压比的变化对各测点压力系数的影响有限。根据周向位置和工况的不同,HLBS-U和HLBS-D的刷式密封段(定义如图3和4所示)分别承担约36.9%~48.6%和50.5%~57.2%的总压降。在相同压比和转速条件下,测点8和11的压力系数几乎相同,下游测点9的压力系数高于上游测点12的压力系数(即上下游测点间出现负静压差)。除上述测点外,沿流动方向在相邻的上下游测点间存在正静压差。

为解释图9中测点8、9、11和12的压力系数分布规律与其他测点不同的现象,图10给出了数值模拟得到的两个HLBS密封在 $R_p=1.3$ 和0转速时的静压等值线云图和流动型态。

由图10可以看出,螺旋篦齿和转子台阶的相对位置会显著影响密封腔室的静压和速度分布。由于转子上的台阶靠近静子上的螺旋篦齿,节流作用明显,当泄漏气流从测点5附近腔室流入测点9附近腔室时,沿流向存在显著正静压差。然而,当泄漏气流从测点4附近腔室流入测点7附近腔室时,由于转子上



(a) HLBS-U

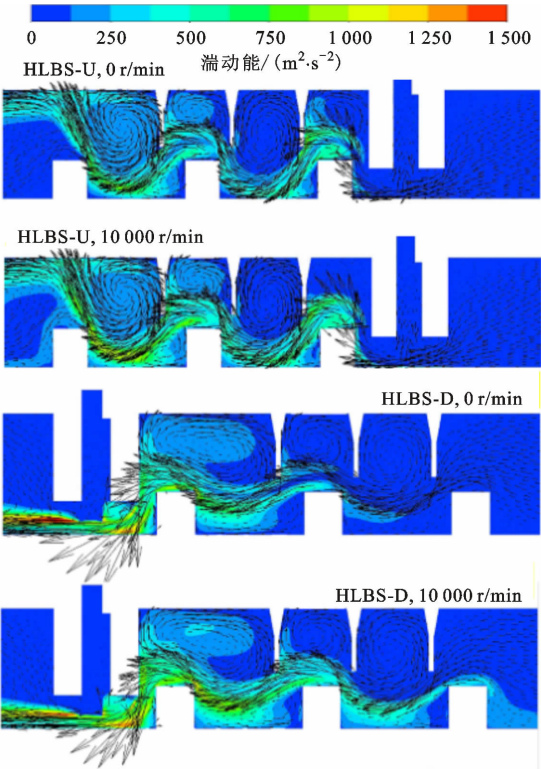


(b) HLBS-D

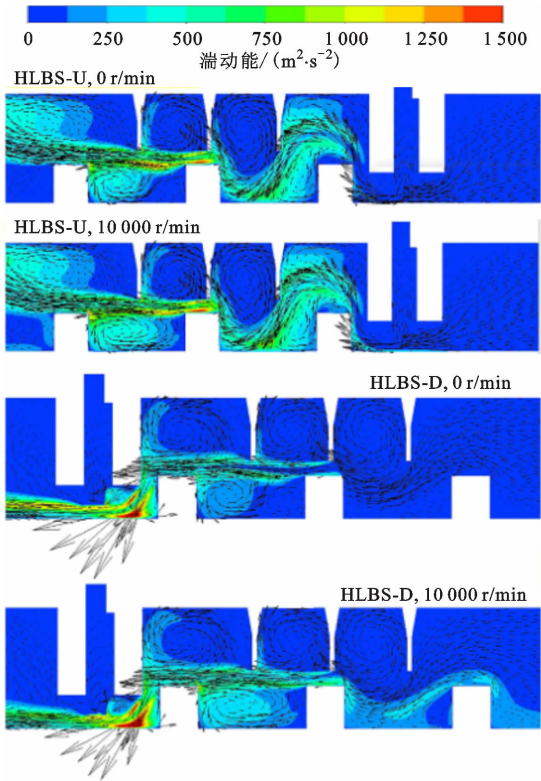
图10 HLBS-U和HLBS-D密封腔室静压等值线云图和流动型态

的台阶远离螺旋篦齿而使得节流作用不明显,静压仅略微下降。因此,测点 7 附近腔室静压高于测点 8 和 9 附近腔室静压。同时,当泄漏气流从测点 8 和 9 附近腔室流向下游时,静压降低不明显,并且当气流从测点 7 附近腔室流向下游时,静压下降幅度小于气流从测点 5 或者 6 流向下游时的静压下降幅度。在上述密封腔室之后,泄漏气流缺乏螺旋齿阻隔,使得在测点 10、11 和 12 附近腔室中的流体掺混并且压力趋于均匀。泄漏气体掺混增加测点 11 和 12 附近腔室的静压,最终导致测点 11 和 8 的压力系数几乎相等,且下游测点 12 的压力系数高于上游测点 9 的压力系数。

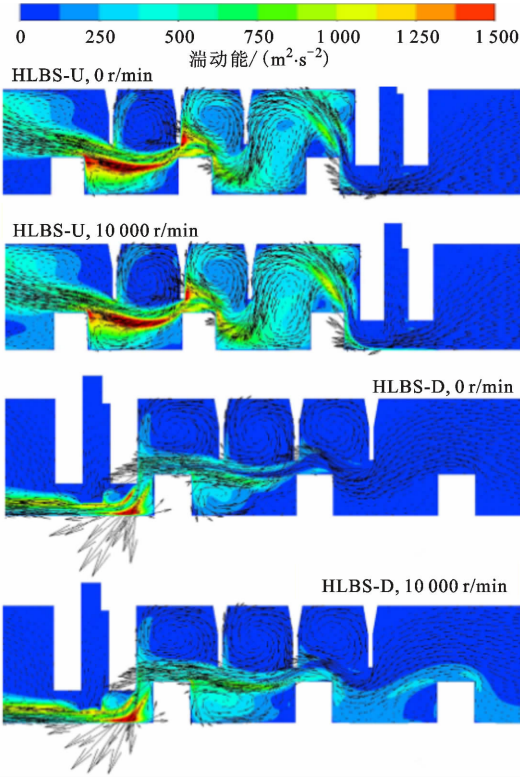
图 11 是数值模拟方法获得的 HLBS-U 和 HLBS-D 密封在压比为 1.3 时 3 个典型截面的湍动能等值线云图和流动型态。转速增加会提高 HLBS-D 的螺旋篦齿密封段(尤其是进口段)腔室中的湍动能,使得气体动能更容易耗散,泄漏量减小(如图 8b 所示)。相比 HLBS-D,转速增加对 HLBS-U 腔室中的湍动能的影响有限。因此,HLBS -U 的泄漏量对转速变化不敏感(如图 8b 所示)。HLBS-D 的刷丝束上游具有比 HLBS-U 的刷丝束上游更高的湍动能,而刷丝束上游高端动能是导致刷丝颤振的因素之一^[19]。



(a)截面 A-A



(b)截面 B-B

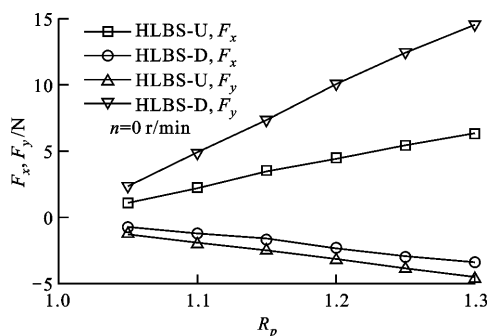


(c)截面 C-C

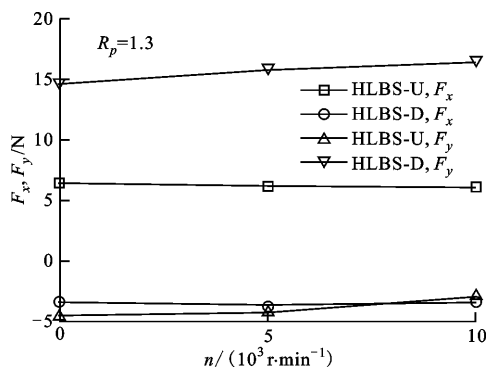
图 11 HLBS-U 和 HLBS-D 密封腔室湍动能等值线云图和流动型态

3.3 转子面气流作用力

如图9和图10所示,螺旋篦齿密封段周向压力分布不均匀;周向压力分布不均会产生气流对转子表面的静态气流作用力(F_x 和 F_y),静态气流作用力会影响转子系统的稳定性。图12数值比较了HLBS-U和HLBS-D密封在不同工况条件下的转子面静态气流作用力。可以看出,两种密封的 F_x 方向相反, F_y 的方向也相反,且HLBS-U的气流作用力的 x 轴分量 F_x 的绝对值显著高于HLBS-D, y 轴分量 F_y 的绝对值显著低于HLBS-D。气流作用力的绝对值随压比增大而显著增大;相较于压比,转速的变化对转子面气流作用力的影响有限。需要说明的是,以上转子面气流作用力是基于转子和静子同心旋转计算得到的静态力。当转子自旋时,转子圆心沿一定轨迹涡动,密封间隙周期性变化导致周向压力分布不均,进而产生密封气流激振力^[20]。因此,螺旋篦齿在周向引起的密封间隙节流作用不均会影响转子涡动时周向压力的周期性变化,进而改变密封气流激振力,并影响转轴系统的稳定性。



(a) 压比



(b) 转速

图12 HLBS-U和HLBS-D密封转子面气流作用力随压比和转速的变化

4 结论

本文基于多孔介质模型和CFD技术的数值方法,发展了螺旋篦齿-刷式密封泄漏流动特性的数值模拟方法,研究了HLBS-U和HLBS-D两种密封在不同压比和转速条件下的泄漏流动特性,同时实验测量了HLBS-U的泄漏量和腔室压力,实验结果与数值结果吻合良好。

(1)刷丝束与转子间隙主导密封泄漏量;相同工况条件下,HLBS-U的泄漏量小于HLBS-D的泄漏量,且泄漏量差值随压比增大而增大;HLBS-U的泄漏量和密封腔室中的湍动能对转速变化的敏感程度小于HLBS-D;HLBS-D刷丝束上游湍动能比HLBS-U高,因此HLBS-D的刷丝更易产生颤振。

(2)螺旋篦齿和转子上环形台阶沿轴向交错排列,导致周向静压分布不均和下游压力高于上游压力。根据工况和周向位置不同,HLBS-U和HLBS-D的刷式密封段分别承担约36.9%~48.6%和50.5%~57.2%的总压降。

(3)周向压力分布不均匀在转子表面上产生静态气流作用力。两种密封的 F_x 方向相反, F_y 的方向也相反,且HLBS-U的 F_x 的绝对值显著高于HLBS-D,而 F_y 的绝对值显著低于HLBS-D。转子面静态气流作用力的绝对值随压比增大而显著增大,转速变化对气流作用力影响有限。

参考文献:

- [1] NEEF M, SULDA E, SUERKEN N, et al. Design features and performance details of brush seals for turbine applications [C] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2006: GT2006-90404.
- [2] DOGU Y, SERTÇAKAN M C, GEZER K, et al. Labyrinth seal leakage degradation due to various types of wear [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2017, 139(6): 062504.
- [3] 陈尧兴, 李志刚, 晏鑫, 等. 迷宫齿蘑菇形磨损时密封泄漏特性和转子动力特性系数研究 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(1): 40-46.
CHEN Yaoxing, LI Zhigang, YAN Xin, et al. Investigation on the leakage performance and rotordynamic coefficients of labyrinth seal with mushroom-shaped tooth wear [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(1): 40-46.
- [4] 陈尧兴, 李志刚, 晏鑫, 等. 迷宫齿弯曲磨损时密封泄漏特性和转子动力特性系数研究 [J]. 西安交通大

- 学学报, 2018, 52(6): 157-164.
- CHEN Yaoxing, LI Zhigang, YAN Xin, et al. Investigation on the leakage performance and rotordynamic coefficients of labyrinth seal with tooth bending damage [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(6): 157-164.
- [5] CHUPP R E, HENDRICKS R C, LATTIME S B, et al. Sealing in turbomachinery [J]. ASME Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 313-349.
- [6] ASLAN-ZADA F E, MAMMADOV V A, DOHNAL F. Brush seals and labyrinth seals in gas turbine applications [J]. Proc IMechE: Part A Journal of Power and Energy, 2012, 227(2): 216-230.
- [7] HA Y, HA T W, BYUN J, et al. Estimation of the rotordynamic characteristics of a single brush seal using least-squares and instrumental variable methods under super-heated steam environment [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2020, 12(3): 1-13.
- [8] SAN ANDRÉS L, BAKER J, DELGADO A. Rotor-dynamic force coefficients of a hybrid brush seal: measurements and predictions [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(4): 613-620.
- [9] LAOS H E, VANCE J M, BUCHANAN S E. Hybrid brush pocket damper seals for turbomachinery [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2000, 122(2): 330-336.
- [10] 邱波, 李军, 冯增国, 等. 两级刷式密封泄漏特性的实验与数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(7): 7-12.
- QIU Bo, LI Jun, FENG Zengguo, et al. Experimental numerical investigations of the leakage characteristics of two-stage brush seal [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(7): 7-12.
- [11] QIU Bo, LI Jun, YAN Xin. Investigation into the flow behavior of multi-stage brush seals [J]. Proc IMechE: Part A Journal of Power and Energy, 2014, 228(4): 416-428.
- [12] 赵欢, 焦忠泽, 孙丹, 等. 多级刷式密封级间压降分配影响因素数值与实验研究 [J/OL]. 航空学报, 2020. [2020-04-28]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20200207.1108.008.html>.
- ZHAO Huan, JIAO Zhongze, SUN Dan, et al. Numerical and experimental research on interstage pressure drop distribution affecting factors of multi-stage brush seals [J/OL]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2020. [2020-04-28]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20200207.1108.008.html>.
- [13] PUGACHEV A O, DECKNER M. CFD prediction and test results of stiffness and damping coefficients for brush-labyrinth gas seals [C] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2010: GT2010-22667.
- [14] 马登骞, 张元桥, 李军, 等. 动叶叶顶迷宫刷式密封的透平级气动性能研究 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(11): 10-19.
- MA Dengqian, ZHANG Yuanqiao, LI Jun, et al. Investigations on the aerodynamic performance of turbine stage with rotor blade tip labyrinth brush seals [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(11): 10-19.
- [15] ZHANG Yuanqiao, LI Jun, LI Zhigang, et al. Numerical comparison of leakage flow and rotordynamic characteristics for two types of labyrinth seals with baffles [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2020, 142(9): 091008.
- [16] QIU Bo, LI Jun. Numerical investigations on the heat transfer behavior of brush seals using combined computational fluid dynamics and finite element method [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 2013, 135(12): 122601.
- [17] 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.
- [18] ZHANG Yuanqiao, LI Jun, YAN Xin, et al. Experimental and numerical investigations on leakage flow characteristics of two kinds of brush seals [C] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2018: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2018: GT2018-76235.
- [19] DOGU Y, AKSIT M F. Effects of geometry on brush seal pressure and flow fields: Part II Backing plate configurations [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2006, 128(2): 379-389.
- [20] LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Numerical comparison of rotordynamic characteristics for a fully partitioned pocket damper seal and a labyrinth seal with high positive and negative inlet preswirl [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138(4): 042505.

(编辑 荆树蓉)