

进口防旋板对汽轮机交错齿迷宫密封泄漏特性和动力学特性影响研究

黄新长¹, 赵卫军², 殷戈¹, 谭锐¹, 张子涵³, 李志刚³

(1. 国能南京电力试验研究有限公司, 210000, 南京; 2. 东方电气集团东方汽轮机有限公司, 618000, 四川德阳; 3. 西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 为提高汽轮机高压缸和中压缸之间过桥汽封的气流激振动力学性能、抑制汽轮机轴系振动失稳, 针对交错齿迷宫密封, 开展了进口防旋板结构方案设计和动力学性能评估研究。首先, 建立了具有“虚拟旁路边界”的交错齿迷宫密封动力学计算模型, 实现了对动密封进口压力场和高预旋速度场的精准模拟; 然后, 采用基于多频椭圆轨迹涡动模型的非定常计算流体动力学(CFD)摄动数值方法, 对比分析了进口预旋(预旋比为 0、0.3、0.5)对无防旋板结构的迷宫密封的动力特性系数的影响规律; 最后, 详细评估了不同进口防旋板结构方案的止旋抑振性能, 比较分析了防旋板倾角和数量对迷宫密封的泄漏量、动力特性系数和周向旋流比分布的影响规律。研究结果表明: 迷宫密封泄漏量对防旋板倾角和数量变化不敏感(泄漏量变化小于 0.5%); 进口预旋会导致迷宫密封交叉刚度和有效阻尼穿越频率增大、有效阻尼减小, 易诱发轴系失稳; 进口防旋板能够显著减小迷宫密封的交叉刚度(约为 53%)和有效阻尼穿越频率(约为 24 Hz)、增大有效阻尼, 使密封泄漏量略有增加(约为 4.5%); 相较于直防旋板, 45°倾角斜防旋板使密封交叉刚度进一步降低约 14%, 有效阻尼穿越频率变化较小; 当防旋板数由 36 增加到 72 时, 密封交叉刚度降低约 24%, 有效阻尼穿越频率减小约 5 Hz; 而当防旋板数由 72 增加到 144 时, 密封的转子动力特性对防旋板数变化不敏感; 综合考虑加工成本和止旋抑振性能, 具有 72 个直防旋板的迷宫密封进口防旋板结构方案最优。研究结果可为交错齿迷宫密封防旋板设计提供参考。

关键词: 迷宫密封; 泄漏特性; 动力学特性; 计算流体动力学; 防旋板

中图分类号: TK262 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtubxb202404011 **文章编号:** 0253-987X(2024)04-0117-10

Effect of Swirl Brakes on the Leakage and Rotordynamic Characteristics of Labyrinth Seals with Staggered Teeth in Turbines

HUANG Xinchang¹, ZHAO Weijun², YIN Ge¹, TAN Rui¹, ZHANG Zihan³, LI Zhigang³

(1. Nanjing Electric Power Experimental Research Co., Ltd., Nanjing 210000, China; 2. Dongfang Turbine Co., Ltd., Deyang, Sichuan 618000, China; 3. Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To enhance the aerodynamic performance of mid-span seals between the high-pressure cylinder and the intermediate-pressure cylinder in turbines and suppress the vibration instability of turbine shafts, a structural design and dynamic performance evaluation study was conducted on

the inlet swirl brake for labyrinth seals with staggered teeth. Initially, a dynamic calculation model of the labyrinth seal with a “virtual bypass boundary” was established to achieve accurate simulation in the pressure field and high swirl velocity field. Subsequently, a transient computational fluid dynamics (CFD) perturbation method based on the multiple-frequency elliptical-orbit rotor whirling model was adopted to analyze the influence of the inlet swirl ratio (0, 0.3, 0.5) on the dynamic characteristic coefficients of labyrinth seals without swirl brakes. Ultimately, the performance of different swirl brakes in swirl and vibration suppression was evaluated and the influence of the inclination angle and the number of swirl brakes on the leakage, dynamic characteristic coefficients, and circumferential swirl ratio distribution was comparatively analyzed. Results show that the leakage characteristics of labyrinth seals are insensitive to the inclination angle and the number of swirl brakes (the variation of leakage is less than 0.5%). The inlet swirl can increase the cross-coupled stiffness and crossover frequency of labyrinth seals, reduce the effective damping, and easily induce shaft instability. The swirl brake can significantly reduce the cross-coupled stiffness of labyrinth seals (about 53%), reduce the crossover frequency (about 24 Hz), and increase the effective damping while slightly increasing the leakage (about 4.5%). Compared with the straight swirl brake, the 45° reverse swirl brake can further reduce the cross-coupled stiffness by about 14%, but the crossover frequency variation is less obvious. When the number of swirl brakes increased from 36 to 72, the cross-coupled stiffness decreased by about 24% and the crossover frequency decreased by about 5 Hz. When the number of swirl brakes increased from 72 to 144, the dynamic characteristics of the seal would be insensitive to the number of swirl brakes. Considering the processing cost as well as the swirl and vibration suppression performance, labyrinth seals with 72 straight swirl brakes are the best. The research results can provide a reference for the design of swirl brakes for labyrinth seals with staggered teeth.

Keywords: labyrinth seal; leakage characteristic; rotordynamic characteristic; computational fluid dynamics; swirl brake

迷宫密封是涡轮机械中的重要部件,主要用于限制不同压力区域之间的工质泄漏,具有无接触、无磨损、摩擦功率损失小、使用寿命长等优点。在典型的离心式压缩机中^[1],为了减少泄漏流量,通常将迷宫密封安装在每一级和最后一级的平衡鼓上。此外,密封是转子动力学不稳定性的主要来源,其内产生的流体激振力会对转子的稳定性产生显著影响,因此迷宫密封的转子动力学特性在预测涡轮机稳定性方面尤为重要。

大量研究表明,进入密封的流体预旋速度是影响迷宫密封转子动力学特性的一个重要因素^[2-4]。Kirk等^[2]通过CFD数值研究了预旋比和偏心率对迷宫密封转子动力特性的影响,结果表明,偏心率恒定时,较大的预旋会使密封的交叉刚度由负增加到正,不利于转子的稳定,且预旋的增加会使直接刚度和交叉刚度对偏心率的变化更为敏感。Brown

等^[3]通过试验测量了负的入口预旋对孔型密封转子动力特性的影响,测试结果表明,负预旋能够克服由转子转动引起的流体旋转,产生负的交叉刚度,而直接刚度和阻尼不受影响。李志刚等^[5]则通过多频涡动的方法数值研究了入口预旋对3种类型的迷宫密封转子动力特性的影响,结果表明,在进口预旋不可避免的真实工况中,TOS密封具有相对最稳定的转子动力学特性,INT密封次之,TOR密封的稳定性最差,这主要归因于TOS密封齿面具有固定壁的优势,可以减缓密封中气体旋流的发展。

由上述研究可知,入口预旋是影响密封稳定性的重要因素,较低的预旋甚至负预旋可以显著降低密封的交叉刚度,有利于转子稳定。在工程实践中,当流体预旋速度较大时,分流注入和添加防旋板是两种较为常用的技术^[6-7],可提高转子的稳定性。

Kim 等^[8]通过数值仿真的方法证实了分流注入的有效性,分流注入可显著降低密封的交叉刚度,且密封的转子动力学性能对注入的轴向位置不敏感。Soto 等^[9]通过试验测量了气体分流注入(径向注入和反旋注入)对迷宫密封转子动力特性的影响,结果表明,与径向注入相比,反旋注入能更好地控制迷宫密封的动力学特性,但试验结果显示,两种注入方式都会显著提高迷宫密封的泄漏量,因此迫切需要其他有效措施在保证密封泄漏特性的前提下减少进气涡流。

添加防旋板是另一种抑制密封进口预旋的有效措施^[10-12],用于抑制进口涡流,提高转子系统的稳定性。Benckert 等^[13]首次给出了防旋板的测试结果,证明了其有效性。Childs 等^[14]通过试验和数值仿真的方法,验证了添加防旋板可以降低密封失稳力和控制密封交叉刚度。Sun 等^[15-16]采用数值仿真和试验相结合的方法,进一步研究了防旋板对迷宫密封转子动力特性的影响,表明防旋板会显著改变密封腔内的涡流分布并降低密封周向压差,且随着防旋板叶片密度的增加,防旋板间腔室的反向旋流趋于完全,提高了响应力的相位角,交叉刚度的减小和直接阻尼的增加会更为明显。为了探究防旋板位置对密封性能的影响,陈尧兴等^[17]研究了两种防旋板轴向布置下迷宫密封的动力学特性,当防旋板抵靠第一个密封齿时具有最优的防旋性能。薛文松等^[11]在定子齿密封进口防旋板的基础上,于密封中游位置设计了第二级防旋板并比较了两者的性能,结果表明,添加第二级防旋板可以有效降低交叉刚度,增加直接阻尼,进而显著提高转子系统的稳定性。Childs 等^[18]通过试验测试了反旋流角防旋板的性能,结果表明,相比于传统的防旋板,反旋流角

防旋板可以进一步降低密封的交叉刚度并提高有效阻尼,具有更优秀的转子动力学性能。Baldassarre 等^[19]通过数值研究指出,防旋板的性能对其叶片形状不敏感。此外,陈尧兴等^[20]通过数值研究分析了不同高度的防旋板对迷宫密封性能的影响,结果表明,增加防旋板高度可以降低进口腔室区域的正切向气流激振力,有利于转子稳定。综合上述研究可知,防旋板可有效减小交叉刚度,提高转子系统的稳定性,且防旋板数量和倾角的变化会对密封的性能产生影响。

目前,主要采用 Bulk-Flow 方法^[21-23]和三维数值方法^[24-27]来计算迷宫密封的泄漏量和动力特性系数。本文应用文献^[26]所提基于多频椭圆轨迹转子涡动模型的非定常 CFD 摄动方法,计算了无防旋板、3 种防旋板数量和两种防旋板倾角下的交错齿迷宫密封的泄漏特性和动力学特性,通过比较预测结果,研究了防旋板及其倾斜角度、数量对迷宫密封泄漏特性和动力学特性的影响规律。

1 计算模型与数值预测方法

1.1 计算模型

为了分析防旋板及其倾斜角度和数量对迷宫密封性能的影响,本文设计了图 1 所示的无防旋板交错齿迷宫密封结构和图 2 所示的带有防旋板(直防旋板和 45°反旋流角防旋板)的交错齿迷宫密封结构。所有密封件具有相同的直径和间隙,同时为了保证密封的长度一致,带有防旋板的迷宫密封需替换掉密封入口处的两处密封齿。表 1 给出了上述密封具体的设计参数,其中密封半径指密封定子到转子中心的距离,密封长度指密封件 1、2 连接在一起的综合长度。

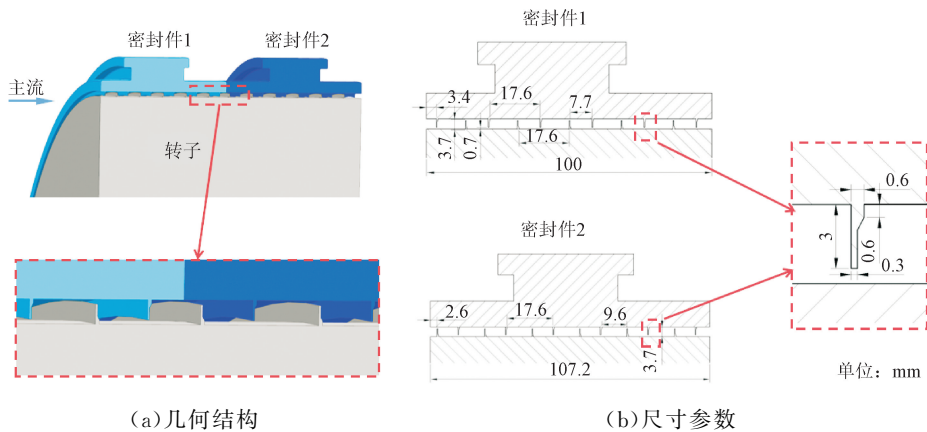


图 1 无防旋板的迷宫密封的几何结构和尺寸

Fig. 1 The geometry model and parameters of labyrinth seal without swirl brakes

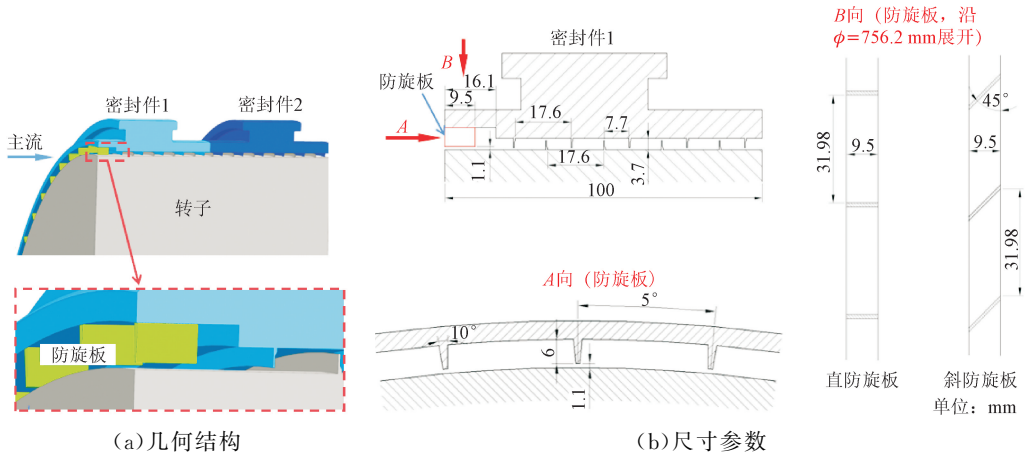


图 2 带有防旋板的迷宫密封的几何结构和尺寸($n=72$)

Fig. 2 The Geometry model and parameters of labyrinth seal with swirl brakes ($n=72$)

表 1 迷宫密封的几何参数和运行工况

Table 1 Geometrical dimensions and operation conditions

参数	数值
密封半径/mm	380.5
密封长度/mm	207.2
密封齿高/mm	3
齿间隙/mm	0.7
腔室长度/mm	17.3
定子齿数	12
转子齿数	11
入口压力/MPa	21.94
入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	547.7
出口压力/MPa	19.79
转速/ $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	3 000
预旋比	0, 0.3, 0.5

基于文献[26]对环形气体密封瞬态 CFD 方法的描述,可知获得频率相关转子动力学系数需要得到密封内周向非均匀流体响应力的时变解,本文使用 ANSYS ICEM CFD 18.0 建立了如图 3 所示的具有同心转子和多块结构的完整 360° 全周模型和网格。为了准确模拟密封入口处的压力场和高预旋速度场,本文在密封进口延伸段设置了虚拟旁路边界,如图 4 所示,虚拟旁路的进口位置是速度入口,用来设置密封入口预旋比,旁路出口位置是压力边界条件,用来设置密封入口静压。“虚拟旁路边界”数值模型已经过多次验证,具体可参考文献[27-28]。

依据文献[5]对于交错齿迷宫密封(14 齿)的网格无关性验证结果,对于本文的无防旋板的交错齿迷宫密封(23 齿),经网格无关性验证(非定常气流力幅值变化小于 1%),最终确定的网格节点数为 1.1×10^7 (齿间隙网格节点数为 13),对于带有防旋

板的迷宫密封(21 齿),最终确定的网格节点数为 1.4×10^7 (齿间隙网格节点数为 13)。

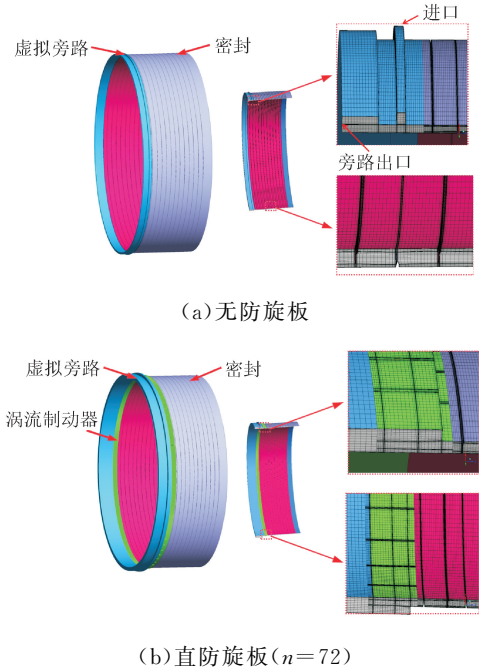


图 3 计算模型和网格

Fig. 3 Computational model and mesh of labyrinth seals

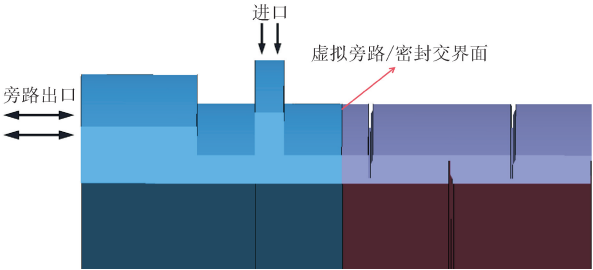


图 4 虚拟旁路计算模型

Fig. 4 Computational model of virtual bypass

1.2 数值方法

本文采用李志刚等提出的基于多频椭圆轨迹转子涡动模型的非定常 CFD 摄动方法^[26]来预测迷宫密封的动力特性系数。对于涡动模型的每个频率分量,均假设转子沿周期性椭圆轨道绕定子中心涡动,同时也围绕转子中心旋转。为了简化模型,假设每个频率分量下的涡动幅值、初始相位和旋转方向一致。沿 x 、 y 方向上的转子涡动位移的计算公式为

$$X = a \sum_{i=1}^N \sin(\Omega_i t); Y = b \sum_{i=1}^N \cos(\Omega_i t) \quad (1)$$

式中: a 、 b 分别为椭圆轨道长半轴和短半轴的幅值,其大小分别为密封齿间隙 C_r 的 2%、1%; $\Omega_i = i2\pi f$,其中基频率 $f = 5 \text{ Hz}$ 。

转子的涡动位移是 12 个角频率叠加的结果,以 x 轴为长轴的多频涡动轨道如图 5 所示。为了计算密封中的稳态和瞬态流场,本文使用 ANSYS CFX 进行求解。通过网格变形技术,将式(1)中定义的转子涡动表达式引入三维瞬态 CFD 求解中,详细的瞬态 CFD 设置如表 2 所示。

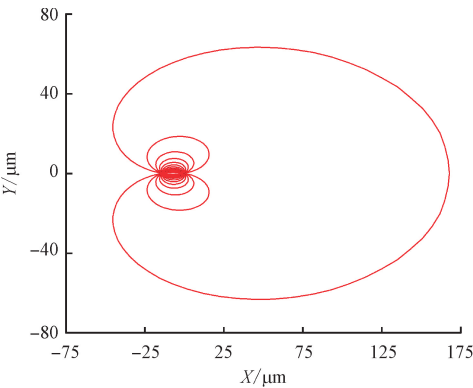


图 5 转子涡动轨道
Fig. 5 Rotor whirling orbit

表 2 瞬态 CFD 数值方法参数及设置
Table 2 Transient CFD numerical methods

参数	状态或数值
求解方法	瞬态
工质	过热蒸汽
入口边界条件	虚拟旁路边界
出口边界条件	平均静压
转子面	旋转速度+涡动速度
网格运动	网格变形技术
频率/Hz	5, 10, 15, ..., 60
时间步长/s	0.000 4
转子振幅	$a = 2\% C_r, b = 1\% C_r$
湍流模型	标准 $k-\epsilon$ 模型

对于气体密封,在忽略质量力的情况下,根据转子动力学理论,流体响应力与位移的关系为

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K(\Omega) & k(\Omega) \\ -k(\Omega) & K(\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C(\Omega) & c(\Omega) \\ -c(\Omega) & C(\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: K 、 k 、 C 、 c 分别为直接刚度、交叉刚度、直接阻尼和交叉阻尼; X 、 Y 为转子在 x 、 y 方向上的位移。

在频域中,式(2)可转换为

$$-\begin{bmatrix} F_x(\Omega) \\ F_y(\Omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx}(\Omega) & H_{xy}(\Omega) \\ H_{yx}(\Omega) & H_{yy}(\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_x(\Omega) \\ D_y(\Omega) \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$H_{xx} = H_{yy} = K + j(\Omega C) \quad (4)$$

$$H_{xy} = -H_{yx} = k + j(\Omega c) \quad (5)$$

$$K = \text{Re}(H_{xx}); k = \text{Re}(H_{xy}) \quad (6)$$

$$C = \text{Im}(H_{xx})/\Omega; c = \text{Im}(H_{xy})/\Omega$$

$$K_{\text{eff}} = \text{Re}(H_{xx}) + \text{Im}(H_{xy}) = K + c\Omega$$

$$C_{\text{eff}} = -\text{Re}(H_{xy}) + \text{Im}(H_{xx}) = -k + \Omega C$$

式中: H_{ij} 为根据动力特性系数定义的复力阻抗; K 、 k 为交错齿迷宫密封的动力特性系数; K_{eff} 、 C_{eff} 为与频率相关的有效刚度和有效阻尼。

与频率相关的动力特性系数的确定需要转子位移和流体激振力的动态监测信号,将其进行快速傅里叶变换后再根据式(3)~(6)计算力阻抗,以获得每个频率分量的运动和力数据。CFX 计算需要监测的时域、频域下的转子位移信号和流体激振力信号如图 6 所示。

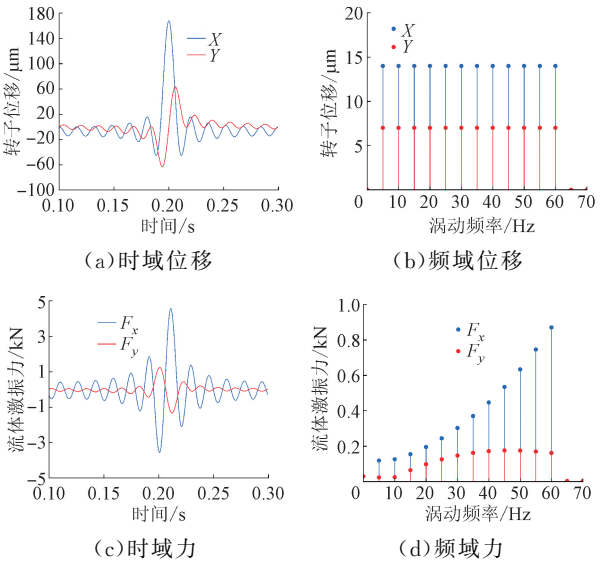


图 6 力与位移动态监测数据

Fig. 6 Dynamic monitoring data of rotor motion and response force

2 结果和讨论

2.1 预旋比的影响

为了探究入口预旋对迷宫密封动力学特性的影响,本节计算分析了无防旋板的迷宫密封(如图 3(a)所示)在不同预旋比下($\lambda=0, 0.3, 0.5$)的动力特性系数。

上述 3 种预旋条件下,无防旋板的迷宫密封动力特性系数直接刚度 K_{xx} 、交叉刚度 k_{xy} 、直接阻尼 C_{xx} 和有效阻尼 C_{eff} 的预测值如图 7 所示,可知:迷宫密封的动力特性系数表现出明显的频率相关性,在本文所关注的涡动频率范围内,直接刚度恒为负值且随涡动频率 f 增大而减小;交叉刚度和直接阻尼则随涡动频率的增大而增大;预旋的存在会减小迷宫密封的有效阻尼,特别是在低频区域内($f < 25$ Hz)降幅十分显著,当 $\lambda = 0$ 时,有效阻尼恒为正,而在有预旋的工况下($\lambda = 0.3, 0.5$),有效阻尼在低频时出现负值,这是由交叉刚度的变化导致的,交叉刚度随预旋比的增大而增大,而直接阻尼则对预旋的变化不敏感,导致密封的有效阻尼显著减小,降低了转子系统的稳定性。此外,随着预旋比的增大,穿越频率由 $\lambda = 0.3$ 时的 17 Hz 增大到了 $\lambda = 0.5$ 时的 30 Hz,降低了转子系统稳定工作的频率范围。

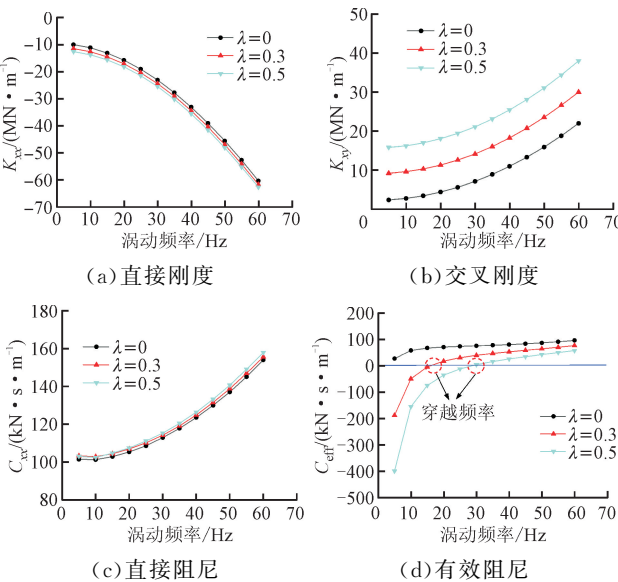


图 7 无防旋板迷宫密封动力特性系数预测结果($\lambda=0, 0.3, 0.5$)
Fig. 7 Prediction results of rotordynamic coefficients of labyrinth seal($\lambda=0, 0.3, 0.5$)

试验和数值研究表明,密封腔内的流体旋流速度是确定密封交叉刚度的重要参数之一,较大的旋流速度会增加交叉刚度,降低转子系统的稳定性。

因此,为分析预旋对动力学特性影响的内在机理,本节探究了间隙平均旋流比(间隙平均周向速度与转子表面速度之比)沿轴线的变化关系。迷宫密封间隙内沿轴线的平均旋流比分布如图 8 所示,对于预旋比为 0、0.3 的工况,密封间隙内的涡流速度从上游到下游不断增加,最终维持在某一稳定的值附近波动,而当预旋比为 0.5 时,密封的涡流速度则始终在该值附近波动,由此可知,预旋比主要影响密封上游的旋流速度,而在密封的中下游(轴向位置 $z > 0.1$ m),不同预旋比下的旋流速度均趋于相同,减小密封上游的旋流速度可以有效降低交叉刚度。图 9 展示了密封上游(轴向位置 $z < 0.1$ m)子午面的旋流比云图,可知密封间隙内的旋流速度呈现随着 z 增大而波动增大的趋势,且由于转子和静子表面的黏性效应,在转子密封齿下游的腔室具有更高的旋流速度,这一现象说明了转子密封齿的存在会使交叉刚度增大,不利于系统的稳定性。

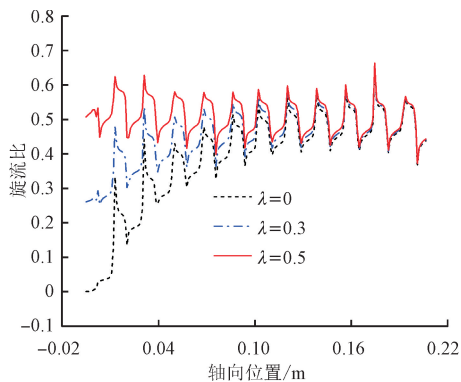


图 8 无防旋板迷宫密封间隙内沿轴线的平均旋流比分布
Fig. 8 Swirl ratio distribution along the axial line in seal clearance for labyrinth seal

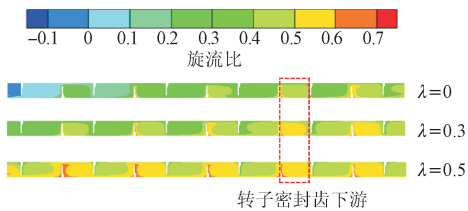


图 9 无防旋板密封上游的旋流比云图
Fig. 9 Swirl ratio contour for upstream of seal

以上研究表明,预旋比会对迷宫密封的动力学性能产生显著影响,其主要影响密封上游的旋流速度,导致交叉刚度增大,进而使密封的有效阻尼显著减小,降低了转子系统的稳定性。

2.2 防旋板倾角的影响

为了研究防旋板及其倾角对迷宫密封性能的影响,本节计算分析了无防旋板、带有直防旋板和 45°反旋流角防旋板(防旋板数 $n=72$)的迷宫密封的泄漏特性和动力学特性。

计算所得这 3 种结构的泄漏量数值分别为 3.58、3.75、3.74 kg/s,可知防旋板的加入会使密封的泄漏量增加约 4.5%,这是由于在密封入口区域加入防旋板会替换掉入口的两处密封齿,导致密封的封严性能降低,泄漏量增大。此外,密封泄漏量对防旋板倾角的变化并不敏感,相比于直防旋板,45°反旋流角防旋板引起的泄漏量变化幅度小于 0.5%。

无防旋板和带有上述两种防旋板的迷宫密封在预旋比 $\lambda=0.5$ 工况下的动力特性系数随涡动频率的变化曲线如图 10 所示,可知:在密封入口区域加装防旋板并不会改变密封刚度阻尼随涡动频率的变化趋势;防旋板会使密封的直接阻尼减小,但也会更大程度地降低密封的交叉刚度,进而显著提高密封的有效阻尼,同时使穿越频率减小约 24 Hz,提高了转子稳定工作的范围;相比于直防旋板,45°斜防旋板可以使密封的交叉刚度降低约 14%,但对密封的直接刚度和直接阻尼影响较小,所以会略微增大密封的有效阻尼且使穿越频率减小约 2 Hz。

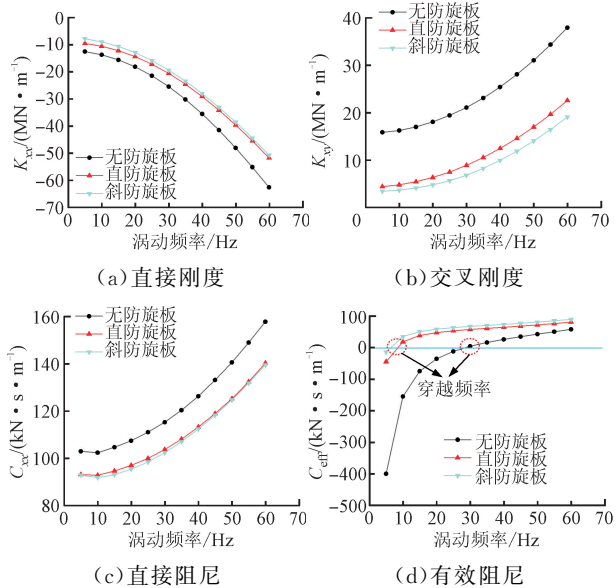


图 10 3 种类型迷宫密封动力特性系数预测结果
Fig. 10 Prediction results of rotordynamic coefficients for three types of labyrinth seals

为了分析防旋板及其角度对迷宫密封性能的影响机理,本节探究了无防旋板、带有直防旋板和 45°反旋流角防旋板的迷宫密封的间隙平均旋流比沿轴

线的变化关系,如图 11 所示。流体经过防旋板区域时,其旋流比迅速由 0.5 降低到低于 0.1,由此可知防旋板可以有效阻碍密封入口处周向旋流的发展;此外,相比于直防旋板,45°反旋流角防旋板在密封入口区域具有更低的旋流速度。3 种密封上游区域子午面的旋流比云图如图 12 所示,可知带有防旋板的密封结构在整个上游区域具有更低的旋流速度,且在防旋板区域具有负的旋流比,这是由于流体撞击防旋板形成局部反向涡流导致的。

以上研究表明,在迷宫密封入口处加入防旋板会使泄漏量增加约 4.5%,但可以显著地减小密封的交叉刚度,增大有效阻尼,有利于转子系统的稳定性。此外,防旋板倾角的变化对密封的泄漏特性影响很小,相比于直防旋板,45°反旋流角防旋板对入口旋流具有更强的抑制作用,会使密封的交叉刚度降低约 14%并略微提高密封的有效阻尼。

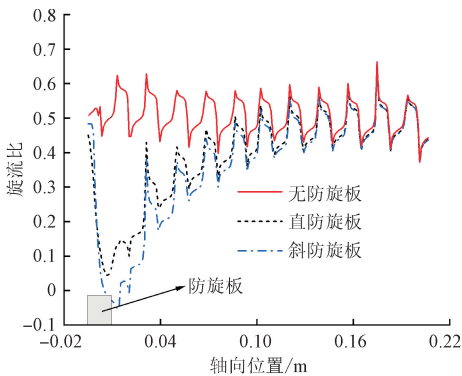


图 11 3 种类型迷宫密封间隙内沿轴线的平均旋流比分布
Fig. 11 Swirl ratio distribution along the axial line in seal clearance for three types of labyrinth seals

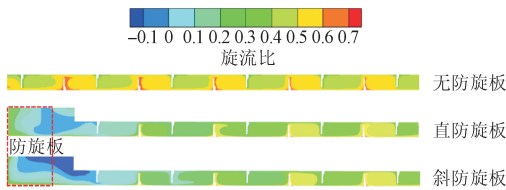


图 12 3 种类型迷宫密封上游的旋流比云图
Fig. 12 Swirl ratio contour for upstream of three types of labyrinth seals

2.3 防旋板数量的影响

为了研究防旋板数量对迷宫密封性能的影响,本节计算分析了带有 36、72、144 反旋流角防旋板的迷宫密封的泄漏特性和动力学特性。这 3 种结构的泄漏量数值分别为 3.75、3.74、3.74 kg/s,可知当

防旋板数由 36 增加到 144 时,密封的泄漏量变化幅度小于 0.5%,防旋板数量的变化几乎不会对迷宫密封的泄漏性能产生影响迷宫密封结构在预旋比 $\lambda = 0.5$ 时的动力特性系数随涡动频率的变化曲线如图 13 所示,可知:在同一涡动频率下,直接刚度和高频下 ($f > 10$ Hz) 的直接阻尼对防旋板数量的变化不敏感;当防旋板数量 n 从 36 增加到 72 个时,交叉刚度减小约 24%,低频下 ($f < 10$ Hz) 的直接阻尼增加约 5%,因此有效阻尼显著增大,穿越频率降低约 5 Hz;当 n 由 72 增加到 144 时,交叉刚度减小约 8%,低频下 ($f < 10$ Hz) 的直接阻尼变化幅度小于 1%,此时的有效阻尼对防旋板数量的变化并不敏感。上述结论表明:当防旋板数量较少时 ($n < 72$),增加其数量可增大有效阻尼,提高转子系统的稳定性,但当防旋板数量较多时 ($n > 72$),继续增加防旋板数量几乎不会对密封的动力学特性产生影响。

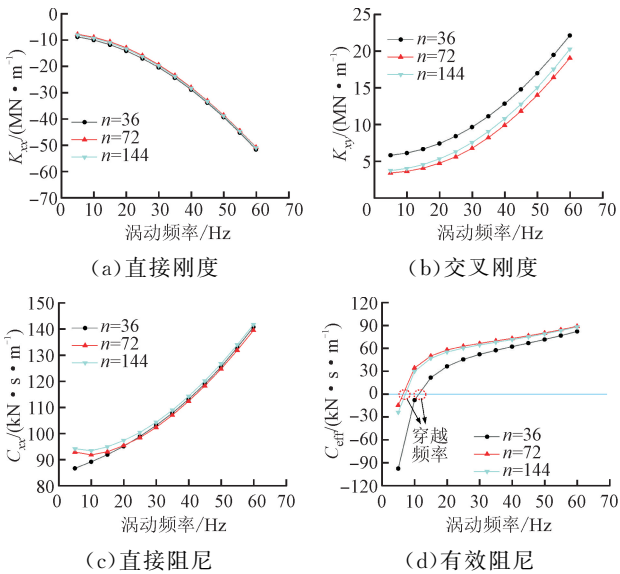


图 13 不同数量斜防旋板的迷宫密封动力特性系数预测结果 ($\lambda = 0.5$)

Fig. 13 Prediction results of rotordynamic coefficients for labyrinth seals with different numbers of swirl brakes ($\lambda = 0.5$)

为了分析防旋板数量对迷宫密封影响的内在机理,本节分析了带有 3 种数量防旋板的迷宫密封间隙平均旋流比沿轴线的变化关系,如图 14 所示。3 种数量的防旋板均可以有效降低密封入口处的旋流速度,当 n 由 36 增加到 72 时,密封上游的旋流速度进一步减小,这说明此时增加防旋板数可以继续提高防旋板的止旋性能;而当防旋板数继续增加到 144 时,密封上游的旋流速度变化较小,此时防旋板

的止旋性能对防旋板数量的变化不敏感。为了分析产生这一现象的原因,防旋板中部 (轴向位置 $z = 5$ mm) 的局部周向旋流比云图和流线图如图 15 所示,可知随着防旋板数量的增大,防旋板腔室内的涡流结构发生显著变化:当 $n = 36$ 时,防旋板之间的腔室尺寸较大,其内并没有形成明显旋涡,因此具有更大的旋流速度;而当 $n = 72, 144$ 时,防旋板腔室内出现了明显的旋涡结构,具有更强的耗散效应,因此具有更小的旋流速度和更低的交叉刚度。

上述研究表明,防旋板数量的变化对密封泄漏量的影响很小;当防旋板数量较少时 ($n < 72$),增加防旋板数量可以提高其对旋流的抑制作用,进而提高交叉刚度和有效阻尼,提高转子系统的稳定性;而当 $n > 72$ 时,密封的动力学特性对防旋板数量不敏感。

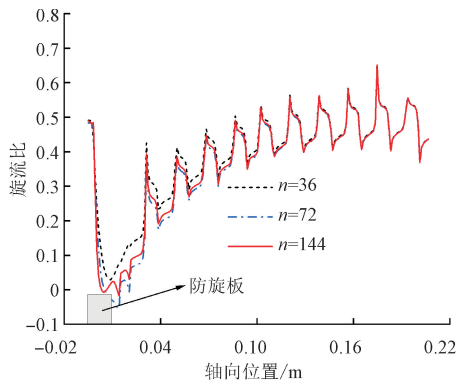


图 14 不同数量防旋板的迷宫密封间隙内沿轴线的平均旋流比分布
Fig. 14 Swirl ratio distribution along the axial line in seal clearance for labyrinth seals with different numbers of swirl brakes

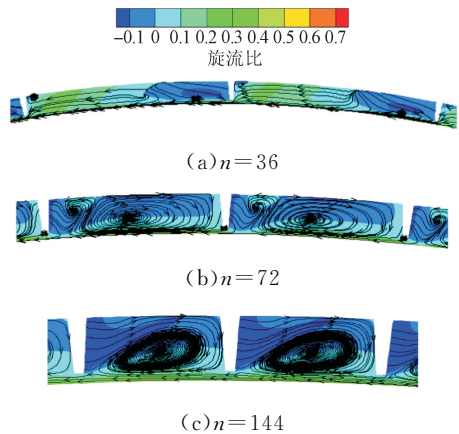


图 15 迷宫密封防旋板局部周向旋流比云图和流线图
Fig. 15 Local circumferential swirl ratio cloud diagram and streamline diagram for labyrinth seals with swirl brakes

3 结 论

本文基于李志刚等提出的瞬态模型,使用CFD方法计算了无防旋板、3种防旋板数量($n=36, 72, 144$)和两种防旋板倾角(直防旋板、 45° 反向倾斜防旋板)下的迷宫密封的泄漏特性和动力学特性,通过比较预测结果研究了防旋板及其倾斜角度、数量对迷宫密封泄漏特性和动力学特性的影响,可得如下结论。

(1)预旋比会对迷宫密封的动力学性能产生显著影响,其主要影响密封上游的旋流速度,导致交叉刚度增大,进而使密封的有效阻尼显著减小,降低了转子系统的稳定性。

(2)在迷宫密封入口处加入防旋板会使泄漏量增加约4.5%,但可以显著地减小密封的交叉刚度,增大有效阻尼,有利于转子系统的稳定性。此外,防旋板倾角的变化对密封的泄漏特性影响较小,相比于直防旋板, 45° 反旋流角防旋板对入口旋流具有更强的抑制作用,会使密封的交叉刚度降低约14%并略微提高密封的有效阻尼。

(3)防旋板数量的变化对密封泄漏量的影响很小;当防旋板数较少时($n<72$),增加防旋板数可提高其对旋流的抑制作用,进而提高交叉刚度和有效阻尼,提高转子系统的稳定性;而当 $n>72$ 时,密封的转子动力特性对防旋板数不敏感。

(4)从降低成本、提高密封稳定性方面考虑,由于防旋板倾角的变化对有效阻尼的影响较小,在本文所讨论的带有防旋板的密封结构中,应优先选用带有72个直防旋板的迷宫密封。

参考文献:

- [1] GAO Rui. Computational fluid dynamic and rotordynamic study on the labyrinth seal [D]. Blacksburg: Virginia Polytechnic Institute and State University, 2012.
- [2] KIRK G, GAO Rui. Influence of preswirl on rotordynamic characteristics of labyrinth seals [J]. Tribology Transactions, 2012, 55(3): 357-364.
- [3] BROWN P D, CHILDS D W. Measurement versus predictions of rotordynamic coefficients of a hole-pattern gas seal with negative preswirl [C]//ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2012: 2155-2166.
- [4] ERTAS B H, DELGADO A, VANNINI G. Rotordy-

namical force coefficients for three types of annular gas seals with inlet preswirl and high differential pressure ratio [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(4): 042503.

- [5] 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]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138(4): 042505.
- [6] MOORE J J, SOULAS T A. Damper seal comparison in a high-pressure re-injection centrifugal compressor during full-load, full-pressure factory testing using direct rotordynamic stability measurement [C]//ASME 2003 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. New York, NY, USA: ASME, 2003: 1319-1326.
- [7] TAKAHASHI N, MIURA H, NARITA M, et al. Development of scallop cut type damper seal for centrifugal compressors [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(3): 032509.
- [8] KIM N, PARK S Y, RHODE D L. Predicted effects of shunt injection on the rotordynamics of gas labyrinth seals [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, 125(1): 167-174.
- [9] SOTO E A, CHILDS D W. Experimental rotordynamic coefficient results for (a) a labyrinth seal with and without shunt injection and (b) a honeycomb seal [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(1): 153-159.
- [10] 李志刚, 李军, 丰镇平. 进口防旋板对孔型密封非定常气流激振特性的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(1): 16-21.
- LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Effect of swirl brakes on unsteady flow excitation characteristics of hole-pattern seal [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(1): 16-21.
- [11] 薛文松, 方志, 王天昊, 等. 防旋板结构的迷宫密封转子动力特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(3): 105-116.
- XUE Wensong, FANG Zhi, WANG Tianhao, et al. Investigation on the rotordynamic characteristics of labyrinth seal with swirl brakes [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(3): 105-116.
- [12] 薛文松, 李志刚, 李军. 防旋板与转子面一体化设计的迷宫密封转子动力特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(12): 163-173.

- XUE Wensong, LI Zhigang, LI Jun. Rotordynamic characteristics of labyrinth seals with integrated design of swirl brake and shaft configuration [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(12): 163-173.
- [13] BENCKERT H, WACHTER J. Flow induced spring coefficients of labyrinth seals for application in rotor dynamics [EB/OL]. (1980-01-01) [2023-09-09]. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19800021216>.
- [14] CHILDS D W, RAMSEY C. Seal-rotordynamic-coefficient test results for a model SSME ATD-HPFTP turbine interstage seal with and without a swirl brake [J]. Journal of Tribology, 1991, 113(1): 198-203.
- [15] SUN Dan, WANG Shuang, FEI Chengwei, et al. Numerical and experimental investigation on the effect of swirl brakes on the labyrinth seals [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138(3): 032507.
- [16] SUN Dan, SU Guozheng, ZHAO Huan, et al. Dynamic characteristics of labyrinth seal and rotor stability considering swirl brakes [J]. Journal of Aerospace Engineering, 2023, 36(5): 04023057.
- [17] CHEN Yaoxing, LI Zhigang, LI Jun, et al. Effects of swirl brake axial arrangement on the leakage performance and rotor stability of labyrinth seals [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2021, 34(1): 22-31.
- [18] CHILDS D W, MCLEAN J E Jr, ZHANG Min, et al. Rotordynamic performance of a negative-swirl brake for a tooth-on-stator labyrinth seal [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138(6): 062505.
- [19] BALDASSARRE L, BERNOCCHI A, FONTANA M, et al. Optimization of swirl brake design and assessment of its stabilizing effect on compressor rotordynamic performance [C]//43rd Turbomachinery & 30th Pump Users Symposia (Pump & Turbo 2014). College Station; Texas A&M University, 2014: 162730.
- [20] 陈尧兴, 李志刚, 李军, 等. 防旋板高度对迷宫密封泄漏流动和转子动力特性的影响 [J]. 热能动力工程, 2022, 37(2): 16-24.
- CHEN Yaoxing, LI Zhigang, LI Jun, et al. Influence of swirl brake height on the leakage flow and rotordynamic characteristic coefficients of labyrinth seals [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(2): 16-24.
- [21] PINEAU G, ZERARKA A, ARGHIR M. Rotordynamic analysis of textured annular seals with multiphase (bubbly) flow [J]. INCAS Bulletin, 2011, 3(3): 3-13.
- [22] ANDRÉS L S. Rotordynamic force coefficients of bubbly mixture annular pressure seals [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(2): 022503.
- [23] MIGLIORINI P J, UNTAROIU A, WOOD H G, et al. A computational fluid dynamics/bulk-flow hybrid method for determining rotordynamic coefficients of annular gas seals [J]. Journal of Tribology, 2012, 134(2): 022202.
- [24] CHOCHUA G, SOULAS T A. Numerical modeling of rotordynamic coefficients for deliberately roughened stator gas annular seals [J]. Journal of Tribology, 2007, 129(2): 424-429.
- [25] YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping. Investigations on the rotordynamic characteristics of a hole-pattern seal using transient CFD and periodic circular orbit model [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2011, 133(4): 041007.
- [26] LI Zhigang, LI Jun, YAN Xin. Multiple frequencies elliptical whirling orbit model and transient RANS solution approach to rotordynamic coefficients of annular gas seals prediction [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2013, 135(3): 031005.
- [27] 靳志鸿, 李志刚, 李军, 等. 液氧涡轮泵新型螺旋阻尼密封泄漏特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(8): 62-72.
- JIN Zhihong, LI Zhigang, LI Jun, et al. Investigation on the leakage characteristics of a novel helical damper seal for the liquid oxygen turbopump [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(8): 62-72.
- [28] JIN Zhihong, MAO Kai, LI Zhigang, et al. A comparison of static and rotordynamic characteristics for three types of impeller front seals in a liquid oxygen turbopump [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2023, 145(3): 031025.

(编辑 赵炜)