

具有前置凸台防旋板的汽轮机交错齿 迷宫密封动力学特性研究

殷戈¹, 黄彪², 黄新长¹, 邵峰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: 为提高汽轮机多级轴端迷宫密封动力学性能, 针对汽轮机两级轴端交错齿迷宫密封, 开展了具有前置凸台的新型防旋板结构方案设计和止旋抑振性能评估。首先, 针对两级轴端交错齿迷宫密封, 设计了一级和两级传统防旋板、一级和两级前置凸台新型防旋板等动密封防旋板结构方案, 并建立了具有“虚拟旁路边界”的有、无防旋板多级交错齿迷宫密封动力学计算模型, 实现了对多级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动密封气流激振动力学特性(CFD)摄动数值预测方法, 对比分析了无防旋板、传统防旋板和新型前置凸台防旋板作用下, 两级交错齿迷宫密封泄漏特性和气流激振动力学特性; 最后, 通过分析不同防旋板结构方案下, 两级交错齿迷宫密封腔室旋流发展、腔室速度场和动态压力分布、转子面气流激振力, 阐明了防旋板的止旋抑振机制。结果表明: 无防旋板的迷宫密封具有最低的泄漏量, 一级传统防旋板或一级前置凸台防旋板的设置会使密封齿数减少, 导致密封泄漏量增加约 4.5%; 相比于一级防旋板, 具有两级防旋板的迷宫密封泄漏量增加约 5.5%; 相比于一级防旋板, 前置凸台防旋板可减小交叉刚度、增大有效阻尼; 相比于一级防旋板, 两级防旋板可减小高涡动频率下的交叉刚度、增大直接阻尼, 进而提高密封的有效阻尼; 在传统防旋板的基础上设置前置凸台可提升防旋板的止旋性能, 且两级防旋板可有效抑制密封下游区域的旋流发展, 能显著提升迷宫密封动力学性能、抑制汽轮机轴系振动失稳。

关键词: 迷宫密封; 泄漏特性; 动力学特性; 防旋板

中图分类号: TK262 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202406006 **文章编号:** 0253-987X(2024)06-0053-12

Study on Rotordynamic Characteristics of the Staggered-Tooth Labyrinth Seal Mounting Anti-Swirl Brake with Upstream Rotor-Step in Steam Turbines

YIN Ge¹, HUANG Biao², HUANG Xinchang¹, SHAO Feng¹,
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 improve the dynamic performance of multi-stage labyrinth seal on turbine shaft, the structure design and performance evaluation of anti-swirl and vibration suppression are proposed for a new type of anti-swirl brake with upstream rotor-step in two-stage labyrinth seal with staggered teeth.

收稿日期: 2023-11-07。 作者简介: 殷戈(1983—), 男, 高级工程师; 李志刚(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52176042)。

网络出版时间: 2024-02-23

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20240223.1211.002>

Firstly, four types of anti-swirl brakes for two-stage staggered-tooth labyrinth seal are designed in this paper. In addition, a dynamic calculation model of labyrinth seal with “virtual bypass boundary” is established to achieve accurate simulation in the pressure field and high swirl velocity field. Then, a transient computational fluid dynamic CFD-based perturbation method based on the multiple-frequency elliptical-orbit rotor whirling model is adopted to analyze the leakage characteristics and dynamic characteristic coefficients of labyrinth seal with various anti-swirl brakes. Finally, the performance of anti-swirl and vibration suppression is elucidated by analyzing swirl velocity development, velocity field and dynamic pressure distribution of labyrinth seal. The results show that the labyrinth seal without anti-swirl brake has the lowest leakage, and the addition of the one-stage traditional anti-swirl brake or the one-stage anti-swirl brake with upstream rotor-step will reduce the number of seal teeth, resulting in the increase of seal leakage (by about 4.5%). Compared with the one-stage anti-swirl brake, the two-stage anti-swirl brake can further increase the leakage by 5.5%. Compared with the traditional anti-swirl brake, the swirl brake with upstream rotor-step can decrease cross-coupled stiffness and increase the effective damping. Compared with the one-stage anti-swirl brake, the cross-coupled stiffness of two-stage anti-swirl brake can be further reduced and the direct damping can be increased, so the effective damping can be significantly increased. Installing the upstream rotor-step on the basis of the traditional anti-swirl brake can improve the anti-swirl performance and two-stage anti-swirl brake can effectively suppress the development of swirl in the downstream of the seal. The research results show that compared with the one-stage anti-swirl brake, the multi-stage anti-swirl brake has better performance of improving the dynamic characteristics and suppressing the vibration.

Keywords: labyrinth seal; leakage characteristic; rotordynamic characteristic; swirl brake

环形气体密封是涡轮机械中的必要部件,主要用于阻止工作流体从高压区域泄漏到低压区域,是保证涡轮机械效率的必要条件。迷宫密封是最为常见的环形气体密封类型,其广泛应用于涡轮机和压缩机^[1-2],具有简单可靠,并能承受较大的热变化和压力变化的优点。就动力学特性而言,迷宫密封具有负的有效阻尼和较大的正交叉刚度,不利于转子系统的稳定^[3],因此在转子系统稳定性分析中,对迷宫密封动力特性系数的预测尤为重要,而目前主要采用 Bulk-Flow 方法^[4-5]和三维数值方法^[6-7]来计算其泄漏特性和转子动力特性。

不同于阻尼密封,迷宫密封对周向旋流的抑制作用较差,而由于密封进口预旋和转子转动的影响,迷宫密封内部会产生较大的周向旋流,会显著增大密封交叉刚度^[8]。目前已有大量研究分析了入口预旋对迷宫密封动力学特性的影响,Childs 等^[9]通过试验测试了迷宫密封的动力学系数,结果表明迷宫密封的交叉刚度高度依赖于入口预旋。陈尧兴等^[10]通过多频涡动的方法数值研究了3种入口预旋比0.2、0.5、0.7下迷宫密封的动力学特性,结果表明,当入口预旋比增加时,密封上游的周向旋流增

加幅度大于下游,且偏心涡动下的周向压力分布不均匀性随预旋比增加而显著增强。为了探究负预旋对迷宫密封性能的影响,Li 等^[11]数值研究了负预旋工况下迷宫密封的动力学特性,结果表明,对于迷宫密封而言,负预旋在整个激励频率范围内产生了负的交叉刚度和正的有效阻尼,有利于转子稳定。

上述研究可知,正入口预旋的存在会增大密封交叉刚度,不利于转子稳定,而目前抑制密封入口预旋的方法主要有安装防旋板或旋流控制装置^[12],旋流控制装置虽然可以有效降低入口预旋,但其安装复杂,且会引入额外的泄漏流,降低透平效率^[13-14]。防旋板是一系列设置在密封入口的叶片,用于抑制进口涡流,可以在保证密封封严性能的前提下提高转子系统的稳定性^[15-16]。Iwasaki 等^[17]通过试验测量了有、无入口防旋板时迷宫密封的流体激振力,结果表明,防旋板的存在可以降低约70%的涡流速度和失稳力。Nielsen 等^[18]数值研究了3种转速、预旋下流线型、非流线型两种类型防旋板的防旋性能和动力学特性,结果表明,非流线型防旋板在低转速下具有更优的防旋性能和更低的交叉刚度,而流线型防旋板在高转速、高预旋条件下具有更好的防旋

性能和更低的交叉刚度。Wilkes 等^[19]通过试验的方法测试了开槽式、长叶片和短叶片这 3 种不同结构防旋板的防旋性能,结果表明,开槽式密封具有最优的防旋性能,短叶片次之,长叶片最差。除防旋板自身结构外,其安装的位置也会对密封性能产生影响,Chen 等^[20]分析了入口防旋板尾缘与密封第一齿的轴向距离对防旋性能的影响,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^[21]在传统防旋板的基础上,在密封中游腔室添加了第二级防旋板,结果表明,添加第二级防旋板可以显著降低密封下游的旋流速度、降低交叉刚度、增加直接阻尼,有利于转子稳定。上述研究可知,防旋板可以有效抑制旋流发展、提高转子系统的稳定性,且防旋板结构和位置的变化也会对密封性能产生影响。此外,流体流经密封间隙区域时,由于密封转子面高速旋转,流体近转子面旋流速度通常较大,而目前的涡流制动器结构均为定子齿配置,这种结构不利于抑制涡流制动器叶片间隙区域的近转子面旋流。

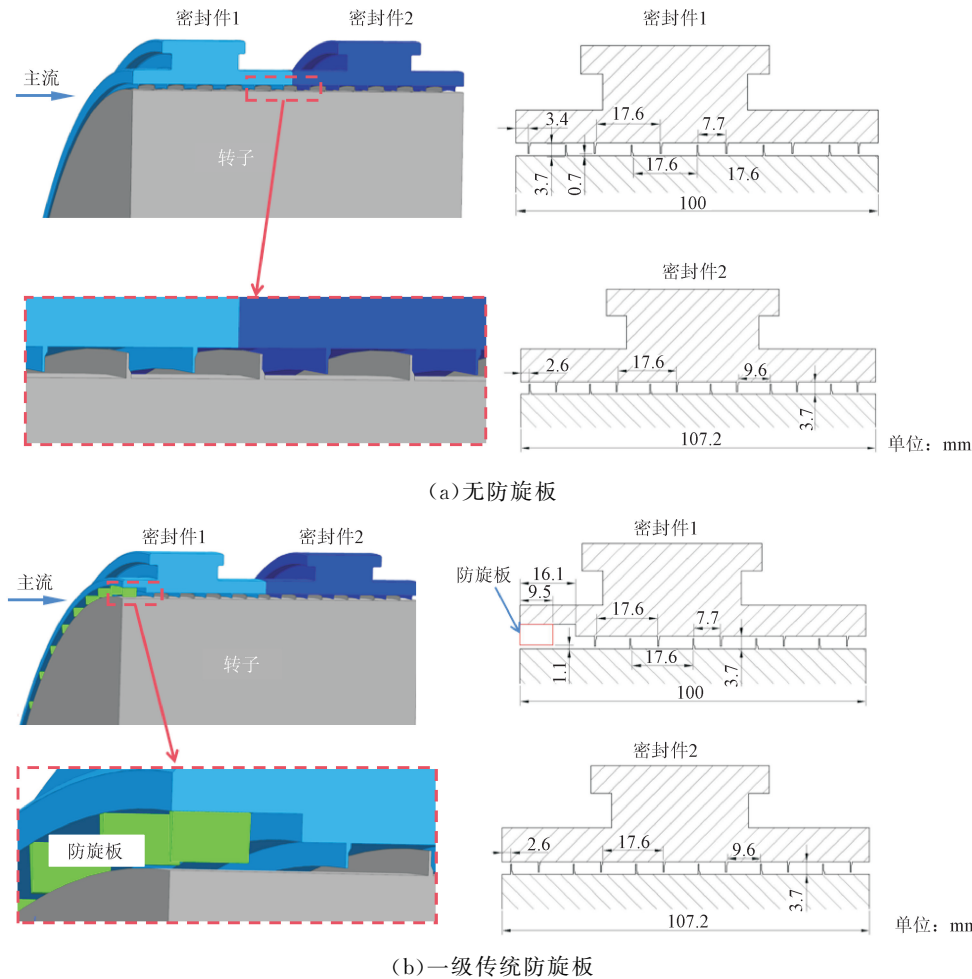
基于上述研究,本文设计了一种具有前置凸台

防旋板的涡流制动器,目的是通过前置凸台抬高原本通过间隙区域的流体,使其进入防旋板作用区域,更好地抑制旋流。此外,汽轮机轴端密封往往具有较大的轴向长度,为了更好地抑制中下游旋流发展,本文在密封中游位置设计了第二级防旋板用以抑制下游旋流发展。同时,为了分析上述防旋板结构的性能,应用基于多频椭圆轨迹转子涡动模型的非定常 CFD 摄动方法^[7],计算了无防旋板、带有一级传统防旋板、两级传统防旋板、一级和两级前置凸台防旋板的交错齿迷宫密封的泄漏特性以及动力学特性,通过比较预测结果研究了防旋板结构对泄漏量、动力特性系数、腔室旋流发展和流体激振力的影响规律。

1 计算模型与数值预测方法

1.1 计算模型

为了提高两级轴端交错齿迷宫密封的动力学性能,本文在无防旋板迷宫密封的基础上,设计了具有一级传统防旋板、两级传统防旋板、一级和两级前置凸台防旋板的迷宫密封,具体几何结构如图 1 所示。



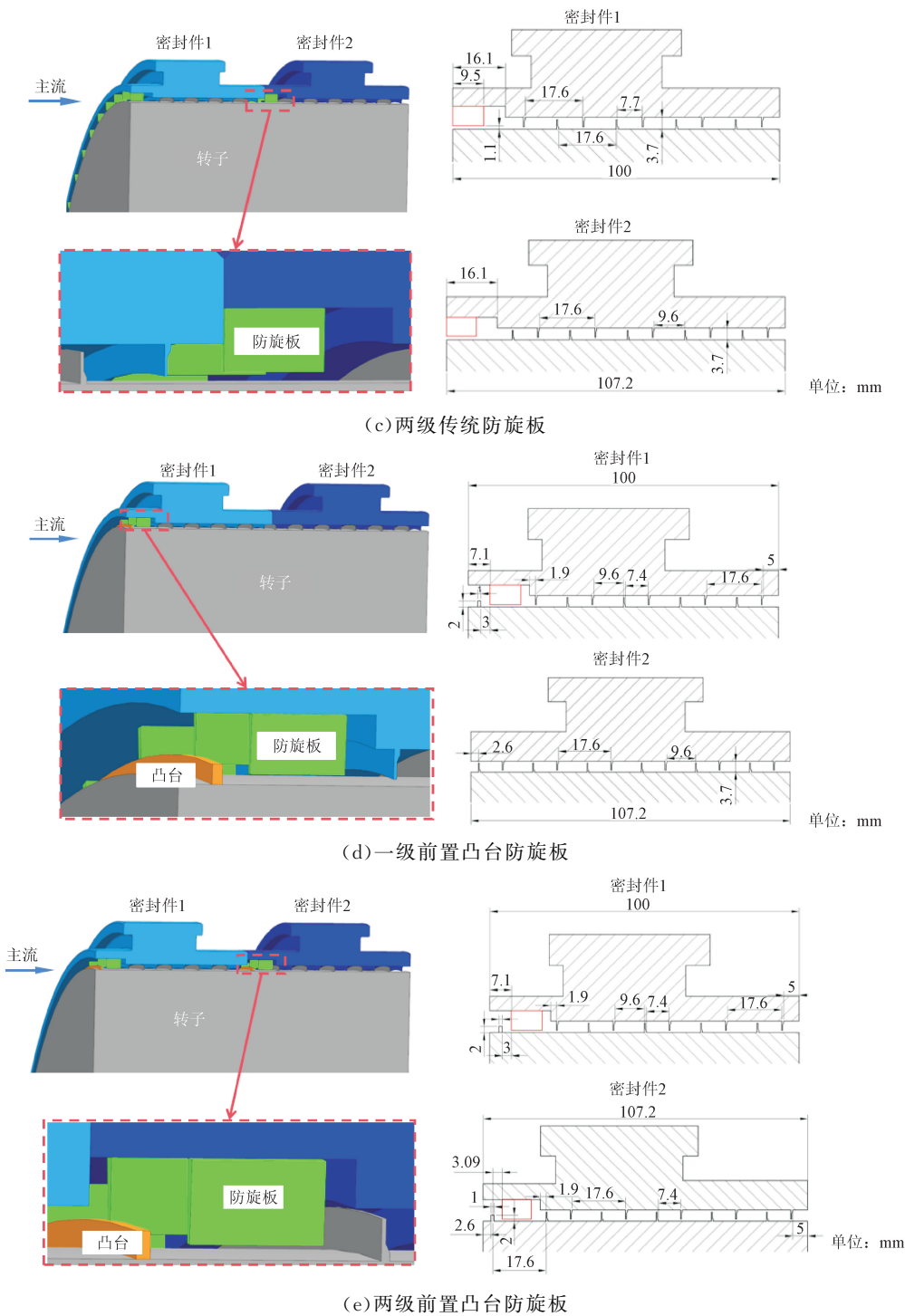


图 1 5 种类型的迷宫密封的几何结构和尺寸

Fig. 1 The geometry model and parameters of five types of labyrinth seals

4 种类型的防旋板具有相同的防旋板叶片结构和分布,其几何结构和尺寸如图 2 所示。上述迷宫密封的几何参数和运行工况如表 1 所示。对于具有一级传统防旋板和一级前置凸台防旋板的迷宫密封,需替换密封件 1 入口处的两处密封齿,用以安装防旋板;而对于具有两级传统防旋板和两级前置凸台防旋板的迷宫密封,需进一步替换密封件 2 入口

处的两处密封齿,计算模型和网格如图 3 所示。

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。图 4 中“进口”位置是速度边界条件,用于准确给定入口预旋,“旁路出口”位置是压力边界条件,用来设置密封入口压力。“虚拟旁路边界”数值模型已经过多次验证,具体可参考文献[22-23]。

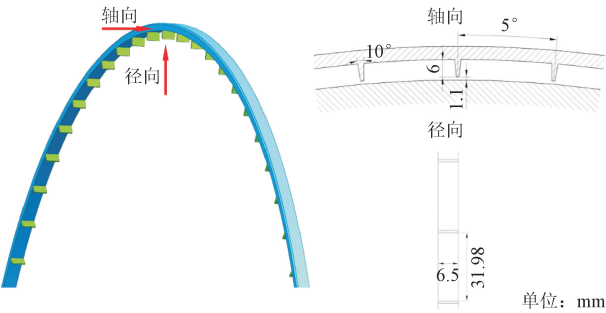


图 2 防旋板叶片的几何结构和尺寸

Fig. 2 The geometry model and parameters of swirl brakes

表 1 迷宫密封的几何参数和运行工况

参数	数值		
	无防旋板	一级防旋板	两级防旋板
密封半径/mm	380.5	380.5	380.5
密封长度/mm	207.2	207.2	207.2
密封齿高/mm	3	3	3
齿间隙/mm	0.7	0.7	0.7
定子齿数	12	11	10
转子齿数	11	10	9
入口压力/MPa	21.94	21.94	21.94
入口温度/℃	547.7	547.7	547.7
出口压力/MPa	19.79	19.79	19.79
转速/(r·min ⁻¹)	3 000	3 000	3 000
预旋比	0, 0.5	0.5	0.5

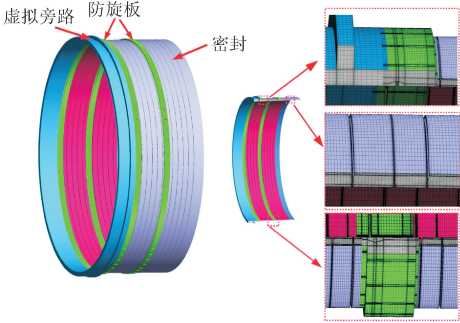


图 3 计算模型和网格

Fig. 3 Computational model and mesh of labyrinth seals

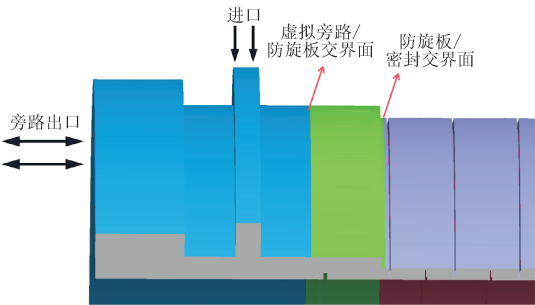


图 4 虚拟旁路计算模型

Fig. 4 Computational model of virtual bypass

1.2 数值方法

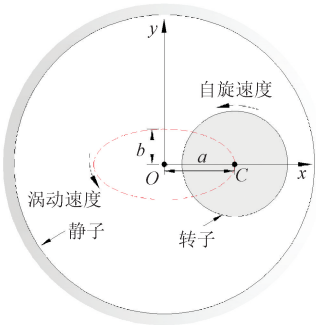
本文采用基于多频椭圆轨迹转子涡动模型的非定常 CFD 数值方法^[7]、通过 ANSYS-CFX 数值求解 URANS 方程,进而计算迷宫密封的瞬态流场和流体激振力。具体的模型参数如表 2 所示,以 x 轴为长轴的涡动轨迹图如图 5 所示。沿 x 、 y 方向转子涡动位移的计算式为

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

式中: a 、 b 分别为多频涡动模型每个频率分量下椭圆轨迹长半轴和短半轴的幅值; N 为涡动频率分量的个数;角频率 $\Omega_i = i2\pi f$,其中基频率 $f = 5 \text{ Hz}$ 。

表 2 涡动模型参数

参数	数值
涡动基频率/Hz	5
涡动频率数	12
时间步长/s	4×10^{-4}
转子振幅/mm	$a = 2\% C_r, b = 1\% C_r$



C—转子中心(自旋中心);O—静子中心(涡动中心)。

图 5 转子涡动轨迹

Fig. 5 Rotor whirling orbit

为了计算密封流场,本文基于商业 CFD 软件 ANSYS CFX 中的用户定义函数和网格变形技术,将式(1)中定义的转子涡动表达式引入三维瞬态 CFD 求解中,其中流体力工质设置为过热蒸汽,入口采用总压边界条件,出口采用平均静压边界条件,湍流模型采用标准 $k-\epsilon$ 模型。

由小位移涡动理论可知,对于转子绕定子中心做小位移涡动的环形气体密封,其流体激振力和转子涡动位移、涡动速度呈线性关系^[24]。在求得非定常流体激振力后,通过快速傅里叶变换,将时域下求得的气流激振力和涡动位移转化为频率信号,如图 6 所示。频域下力和运动方程的表达式为

$$-\begin{bmatrix} F_x(\Omega) \\ F_y(\Omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx}(\Omega) & H_{xy}(\Omega) \\ H_{yx}(\Omega) & H_{yy}(\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_x(\Omega) \\ D_y(\Omega) \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: $H_{ij} = K_{ij} + j\Omega C_{ij}$ 为根据动力特性系数定义的复力阻抗; F_x 、 F_y 为频域下 x 、 y 方向上的流体激振力; D_x 、 D_y 为频域下 x 、 y 方向上的涡动位移。

与频率相关的有效刚度、有效阻尼计算式为

$$\begin{aligned} K_{\text{eff}} &= \text{Re}(H_{xx}) + \text{Im}(H_{xy}) = K + c\Omega \\ C_{\text{eff}} &= \text{Re}(H_{xy}) + \text{Im}(H_{xx}) = -k + \Omega C \end{aligned} \quad (3)$$

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。

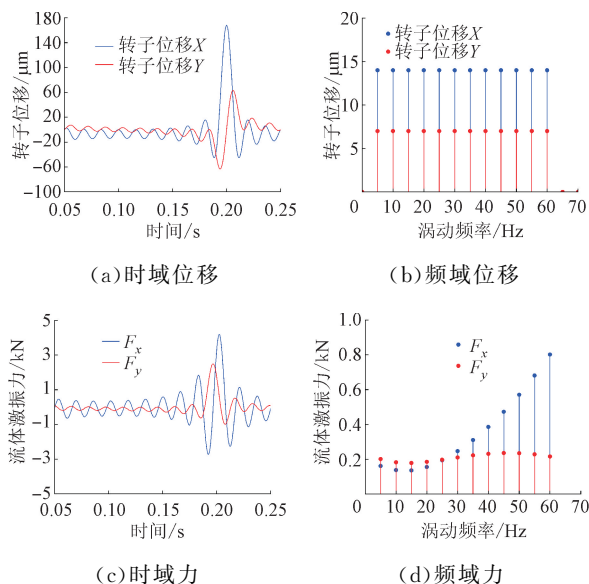


图 6 力与位移动态监测数据(无防旋板)

Fig. 6 Dynamic monitoring data of rotor motion and response force (without swirl brake)

1.3 数值方法验证

为了验证现有的转子旋转模型和瞬态 CFD 方法,给出了某定子齿迷宫密封^[25]在两种转速 7 000、15 000 r/min 以及 3 种预旋 0、0.5、1.0 下有效阻尼的试验测量数值和数值预测结果,如图 7 所示。由图 7 可知,3 种工况下的旋转模型和瞬态 CFD 方法具有很高的精度,预测误差可能归因于试验和 CFD 之间密封入口处的不同速度、压力分布。

此外,为了排除网格密度对数值计算结果的影响,针对 14 齿迷宫密封,设计了 3 种节点数为 6.2×10^6 (网格 1)、 7.9×10^6 (网格 2)、 9.1×10^6 (网格 3) 的网格并比较了其对有效阻尼的预测结果,3 种网格预测的有效阻尼几乎一致。因此,对于本文无防旋板的两级轴端交错齿迷宫密封(23 齿),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); 对于带有一级传统防旋板和一级前置凸台防旋板的迷宫密封(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),对于带有两级传统防旋板和两级前置凸台防旋板的迷宫密封(19 齿),最终确定的网格节点数为 1.6×10^7 (齿间隙网格节点数为 13)。

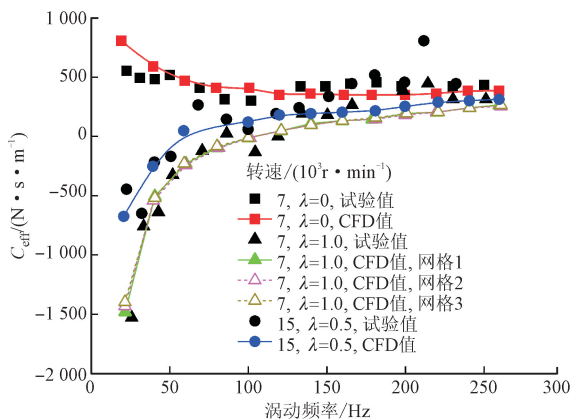


图 7 不同工况下,某定子齿迷宫密封^[25]有效阻尼的试验值和数值预测结果

Fig. 7 Prediction and test results of rotordynamic coefficients for labyrinth seals with stator teeth at different cases

2 结果和讨论

2.1 防旋板对泄漏特性的影响

为了研究防旋板对迷宫密封泄漏特性的影响,本节分析比较了无防旋板的迷宫密封($\lambda=0$, 0.5)和带有上述 4 种防旋板方案的迷宫密封($\lambda=0.5$)的泄漏量,5 种迷宫密封结构的泄漏量预测结果如表 3 所示。无防旋板的迷宫密封具有最低的泄漏量,且对入口预旋的变化不敏感,当入口预旋比由 0 增加到 0.5 时泄漏量变化幅度小于 0.5%;相比于无防旋板的迷宫密封,一级防旋板(传统防旋板或前置凸台防旋板)的加入会使密封泄漏量增加约 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;前置凸台对密封泄漏量的影响很小,带有一级传统防旋板的迷宫密封和带有一级前置凸台防旋板的迷宫密封的泄漏量相差小于 0.5%;相比于一级防旋板,带有二级防旋板的迷宫密封泄漏量进一步增加约 5.5%,这是由于第二级防旋板需替换密封件 2 入口处的两处密封齿导致的。

表 3 迷宫密封泄漏量预测结果

Table 3 Prediction results of leakage for labyrinth seals

密封类型	泄漏量/(kg·s ⁻¹)
无防旋板,λ=0	3.59
无防旋板,λ=0.5	3.58
一级传统防旋板,λ=0.5	3.75
两级传统防旋板,λ=0.5	3.98
一级前置凸台防旋板,λ=0.5	3.76
两级前置凸台防旋板,λ=0.5	3.98

2.2 防旋板对动力学特性的影响

为了探究防旋板对迷宫密封动力学特性的影响,两种预旋比λ=0,0.5下无防旋板迷宫密封的动力学特性计算结果和λ=0.5时带有一级传统防旋板的迷宫密封动力学特性计算结果如图 8 所示。

由图 8 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 K_{xx} 恒为负值且随涡动频率 f 增大而减小;交叉刚度 K_{xy} 和直接阻尼 C_{xx} 则随涡动频率的增大而增大;对于无防旋板的迷宫密封,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($f<25\text{ Hz}$)降幅十分显著,当 $\lambda=0$ 时,有效阻尼 C_{eff} 恒为正,而在高预旋 $\lambda=0.5$ 的工况下,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; $\lambda=0.5$ 时,在密封入口区域加装传统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。

在高预旋 $\lambda=0.5$ 工况下,带有 4 种类型防旋板的迷宫密封动力特性系数随涡动频率的变化曲线如图 9 所示。可知在一级传统防旋板的基础上加装前置凸台对直接刚度和直接阻尼影响较小,但会使密封的交叉刚度减小约 17.6%,进而提高有效阻尼,同时使穿越频率减小约 4 Hz,提高了转子稳定工作的范围;此外,相比于一级防旋板,两级防旋板可以显著增大密封的直接阻尼,并减小高涡动频率下的交叉刚度,进而增大密封有效阻尼,有利于转子稳定,相比于一级前置凸台防旋板,两级前置凸台防旋板可以使密封的交叉刚度进一步降低约 23.1%,直接阻尼增大约 18.7%,进而显著提高有效阻尼,且在本文所关注的涡动频率范围内,有效阻尼恒为正。

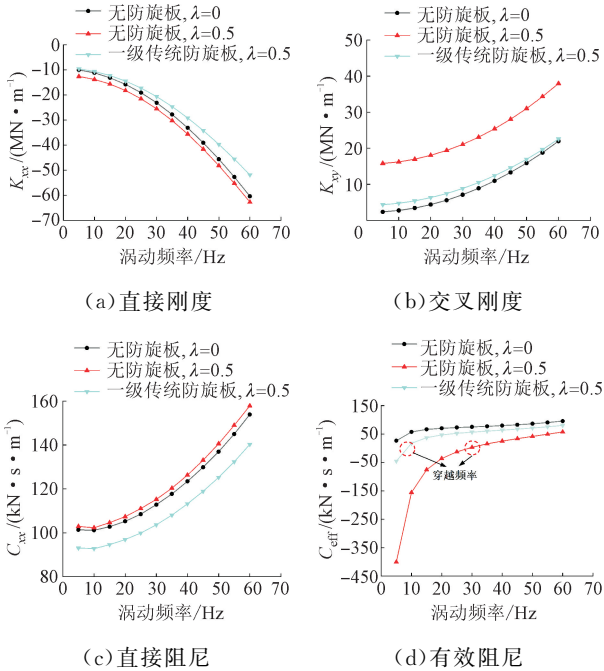


图 8 无防旋板和带有一级传统防旋板的迷宫密封动力特性系数预测结果

Fig. 8 Prediction results of rotordynamic coefficients for labyrinth seals without swirl brakes and with one-stage traditional swirl brakes

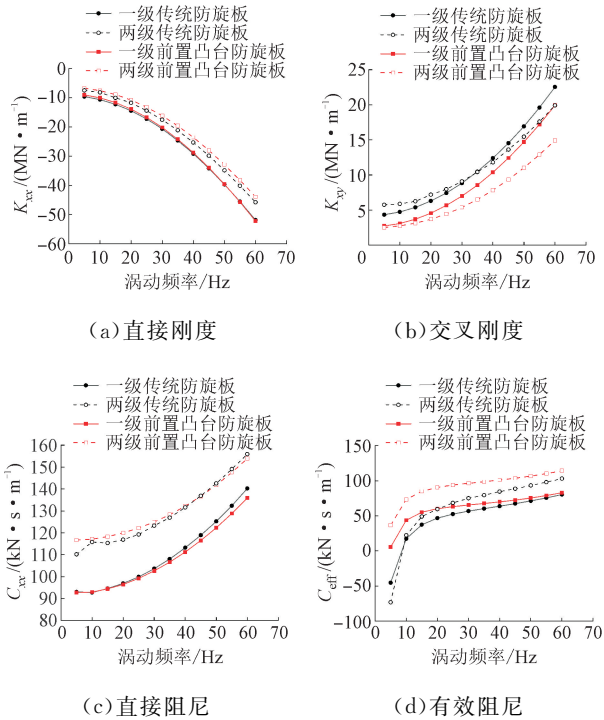


图 9 带有 4 种类型防旋板的迷宫密封动力特性系数预测结果(λ=0.5)

Fig. 9 Prediction results of rotordynamic coefficients for labyrinth seals with four types of swirl brakes (λ=0.5)

研究表明,在迷宫密封入口处加装防旋板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,相比于传统防旋板,前置凸台防旋板可以使交叉刚度进一步减小,增大有效阻尼;相比于一级防旋板,两级防旋板可以显著增大密封的直接阻尼,并减小高涡动频率下的交叉刚度,有利于转子稳定。4 种类型防旋板结构中,两级前置凸台防旋板具有最优的动力学特性,一级传统防旋板最差。

2.3 防旋板对腔室旋流发展的影响

试验和数值研究证实,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,为了分析防旋板对迷宫密封影响的内在机理,本节分析了高预旋工况下图 1 所示的 5 种密封方案的间隙平均旋流比(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,如图 10 所示。对于无防旋板的迷宫密封,间隙内的平均旋流比始终维持在 0.5 附近波动,而对于带有防旋板的迷宫密封,当流体经过防旋板区域时,其旋流比由 0.5 降低到低于 0.1,可知防旋板可以有效抑制密封周向旋流的发展;此外,相比于一级传统防旋板,一级前置凸台防旋板可以进一步降低密封上游区域的周向旋流速度,但对下游区域旋流速度的影响很小;两级防旋板由于在密封中游($z=0.1\text{ m}$)加装了额外的防旋板,可以有效降低密封下游区域的旋流速度,且两级前置凸台防旋板具有比两级传统防旋板更强的旋流抑制作用。

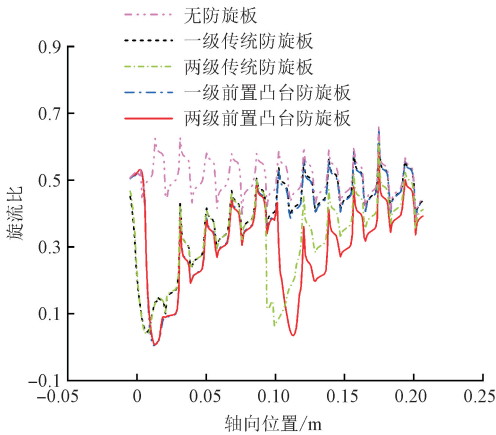


图 10 5 种类型的迷宫密封间隙内沿轴线的平均旋流比分布($\lambda=0.5$)
Fig. 10 Swirl ratio distribution along the axial line in seal clearance for five types of labyrinth seals($\lambda=0.5$)

密封结构上游和下游区域子午面的旋流比云图如图 11、图 12 所示,可知:相比于无防旋板的迷宫密封,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;前置凸台防旋板具有比传统防旋板更优的止旋性能;在密封上游区域,两级防旋板的止旋性能与同类型的一级防旋板相似,但可以大幅降低密封下游的旋流速度。

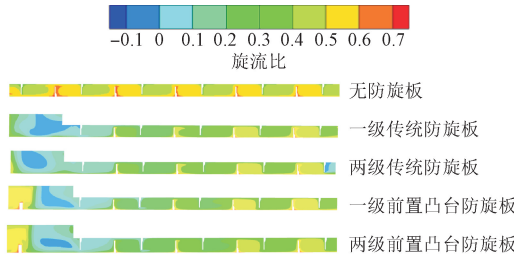


图 11 密封上游的旋流比云图
Fig. 11 Swirl ratio contour of upstream of seal

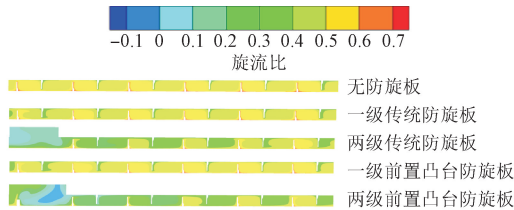


图 12 密封下游的旋流比云图
Fig. 12 Swirl ratio contour of downstream of seal

为了分析前置凸台防旋板止旋性能强于传统防旋板的原因,以一级防旋板为例,给出了防旋板区域子午面和和其中部周向区域的的旋流比分布云图和流线图,如图 13 所示。

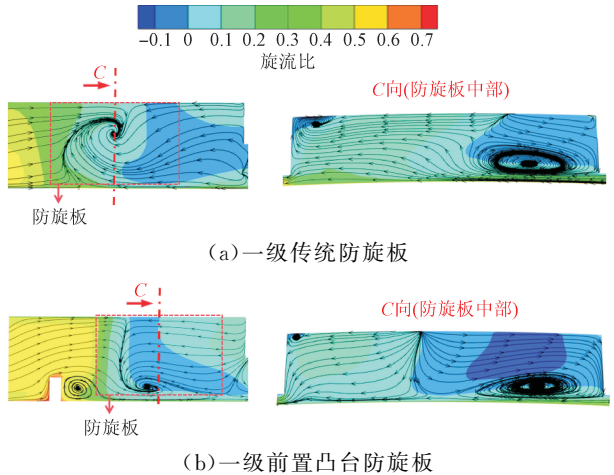


图 13 防旋板子午面和周向区域旋流比云图和流线图
Fig. 13 Swirl ratio contour and streamlines of the meridian and circumferential regions of swirl brake

由图 13 可知:当流体经过防旋板区域时,会在防旋板一侧形成反向漩涡,进而实现其抑制周向旋流的作用;在防旋板上游区域加装凸台可进一步扩大反向漩涡的作用范围,提高漩涡的旋流速度,这是因为前置凸台可以有效抬高来流,使更多的流体进入防旋板区域,进而充分发挥防旋板的止旋功能。

上述研究表明,在传统防旋板的基础上加装前置凸台可以进一步提高防旋板的止旋性能,与一级防旋板相比,两级防旋板可以有效抑制密封下游区域的旋流发展。与防旋板的动力学性能相对应,4 种类型防旋板结构中,两级前置凸台防旋板具有最优的止旋性能。

2.4 防旋板对流体激振力的影响

沿 x 、 y 方向流体激振力 F_x 、 F_y 的时域和频域变化曲线如图 14、图 15 所示。由图可知:对于 F_x ,5 种密封方案在各频率下的幅值相差不大(小于 11%),这说明防旋板的加入并不会对沿涡动长轴的流体激振力分量造成显著影响;对于 F_y ,防旋板的加入使各频率下的激振力分量显著下降,这说明防旋板有助于减小涡动短轴方向上的流体激振力。

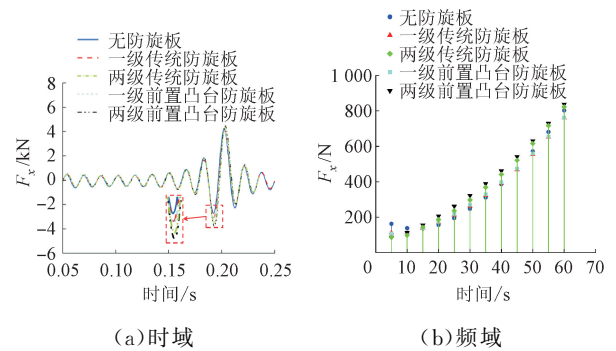


图 14 x 方向流体激振力动态监测数据 ($\lambda=0.5$)
Fig. 14 Dynamic monitoring data of fluid-response force along x direction ($\lambda=0.5$)

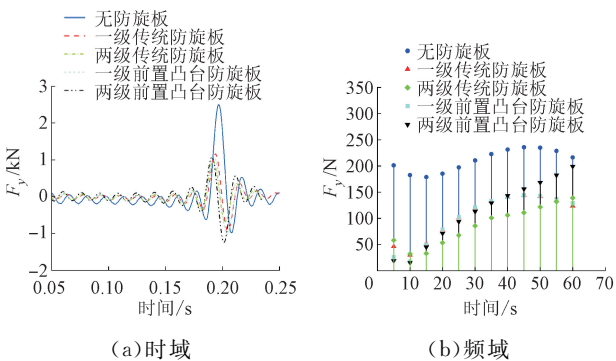
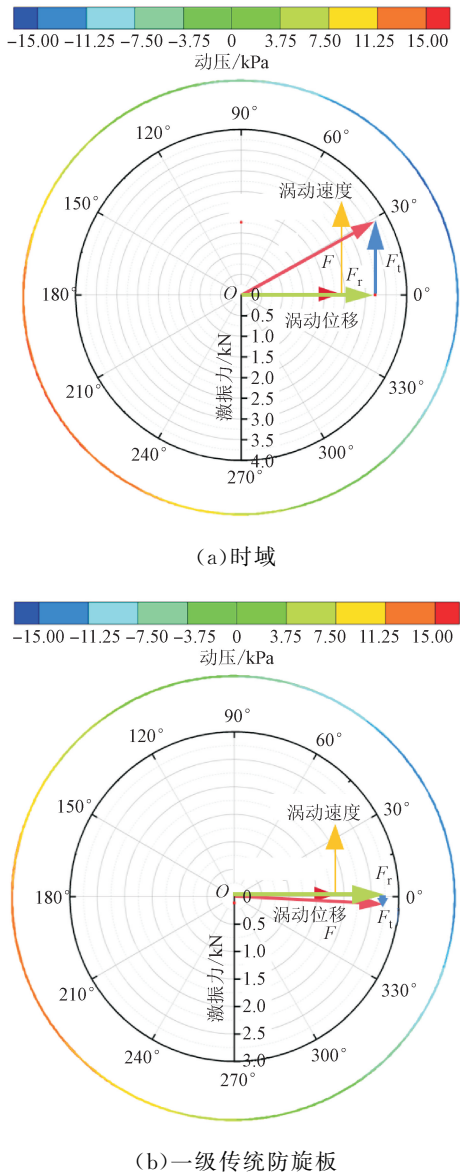


图 15 y 方向流体激振力动态监测数据 ($\lambda=0.5$)
Fig. 15 Dynamic monitoring data of fluid-response force along y direction ($\lambda=0.5$)

相同涡动时刻下,5 种密封方案周向截面上的动压云图分布和转子面激振力矢量如图 16 所示。图中周向截面位置取在密封下游中部($z=153\text{ mm}$),时间 $t=0.2\text{ s}$,此时转子中心位于 x 轴正半轴上,具有 x 方向最大的涡动位移,涡动速度指向 y 轴正方向,其位置如图 5 中的 P 点。动压指代该时刻的密封压力与稳态工况下相同位置的密封压力之差,反映压力变化幅值, F_r 、 F_t 分别为流体激振力 F 的径向和切向分力。5 种密封流体激振力的径向分量 F_r 与转子位移方向相同,不利于转子聚中,这与迷宫密封的直接刚度 K 为负值有关。与无防旋板的迷宫密封相比,防旋板的加入会使径向流体激振力 F_r 降低 16.4%~26.5%,这说明防旋板的加入有助于提高密封的转子聚中能力。



(b) 一级传统防旋板

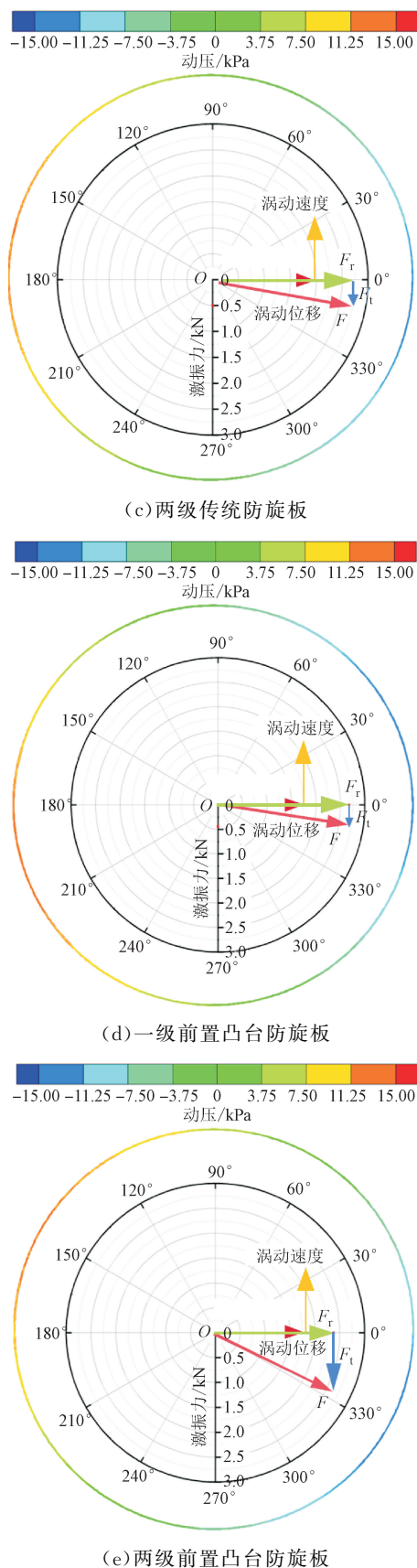


图 16 迷宫密封压力云图和激振力矢量图($\lambda=0.5$)

Fig. 16 Pressure contour and fluid-response force of labyrinth seals ($\lambda=0.5$)

流体激振力的切向分量 F_t 在不同防旋板结构下的变化更为明显。对于无防旋板的迷宫密封,切向流体激振力 F_t 与转子涡动速度方向相同,这会促进转子涡动,不利于转子稳定,而防旋板的加入则会改变切向流体激振力的方向,使其与转子涡动方向相反,抑制转子涡动;此外,在 4 种防旋板结构中,两级前置凸台防旋板具有最大的与涡动速度方向相反的切向流体激振力,一级传统防旋板最小。切向流体激振力 F_t 与有效阻尼的变化规律一致, F_t 越大,密封的有效阻尼越大,越有利于转子稳定。

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、带有一级传统防旋板、两级传统防旋板、一级前置凸台防旋板和两级前置凸台防旋板迷宫密封的泄漏特性、动力学特性、腔室旋流发展和流体激振力,可得如下结论。

(1) 无防旋板的迷宫密封具有最低的泄漏量,且对入口预旋的变化不敏感;加入一级传统防旋板或一级前置凸台防旋板使密封泄漏量增加约 4.5%;相比于一级防旋板,带有两级防旋板的迷宫密封泄漏量进一步增加约 5.5%。

(2) 在迷宫密封入口处加装防旋板可以有效抑制旋流发展并改变切向流体激振力方向,使其与转子涡动速度相反,同时提高密封的交叉刚度,增大有效阻尼;相比于传统防旋板,前置凸台防旋板可以减小交叉刚度(约 17.6%~35.4%),增大有效阻尼;且相比于一级防旋板,两级防旋板可以减小高涡动频率下的交叉刚度,增大直接阻尼(约 17.0%~18.7%)。此外,添加前置凸台或第二级防旋板均可以提升密封的止旋性能。

(3) 两级前置凸台防旋板可以很好地结合前置凸台和第二级防旋板的优势,本文 4 种防旋板具有最优的止旋性能、最低的交叉刚度和最大的直接阻尼,对于汽轮机轴端密封而言,多级前置凸台防旋板结构方案是抑制汽轮机轴系振动失稳的最佳选择。

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] GAO Rui. Computational fluid dynamic and rotordynamic study on the labyrinth seal [D]. Blacksburg, USA: Virginia Polytechnic Institute and State University,

- 2012.
- [3] 李军, 晏鑫, 丰镇平, 等. 透平机械阻尼密封技术及其转子动力特性研究进展 [J]. 热力透平, 2009, 38(1): 5-9.
- LI Jun, YAN Xin, FENG Zhenping, et al. State-of-the-art of turbomachinery damper seals technology and their rotordynamic characteristics [J]. Thermal Turbine, 2009, 38(1): 5-9, 14.
- [4] PINEAU G, ZERARKA A, ARGHIR M. Rotordynamic analysis of textured annular seals with multi-phase (bubbly) flow [J]. INCAS Bulletin, 2011, 3(3): 3-13.
- [5] 王天昊, 李志刚, 李军. 采用 Bulk-Flow 模型的直通式迷宫密封转子动力特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(5): 25-33.
- WANG Tianhao, LI Zhigang, LI Jun. Investigation on the rotordynamic characteristics of straight-through labyrinth seal using Bulk-Flow model [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(5): 25-33.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] NIELSEN K K, CHILDS D W, MYLLERUP C M. Experimental and theoretical comparison of two swirl brake designs [J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2): 353-358.
- [9] CHILDS D W, SCHARRER J K. Experimental rotordynamic coefficient results for teeth-on-rotor and teeth-on-stator labyrinth gas seals [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1986, 108(4): 599-604.
- [10] 陈尧兴, 李志刚, 李军. 进口预旋对高压迷宫密封流体激振转子动力特性的影响 [J]. 润滑与密封, 2017, 42(11): 1-6.
- CHEN Yaoxing, LI Zhigang, LI Jun. Effects of inlet preswirl on the flow excitation rotordynamic characteristics of labyrinth seal [J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(11): 1-6.
- [11] 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.
- [12] CHILDS D W, VANCE J M. Annular seals as tools to control rotordynamic response of future gas turbine engines [C]//30th Joint Propulsion Conference and Exhibit. Reston, VA, USA: AIAA, 1994: 2804.
- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] 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.
- [16] 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.
- [17] IWASAKI M, KAWASHITA R, OMURA N, et al. Effect of partial admission and swirl brakes on destabilization force of labyrinth gas seal [C]//ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2020: V10AT25A003.
- [18] NIELSEN K K, CHILDS D W, MYLLERUP C M. Experimental and theoretical comparison of two swirl brake designs [J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2): 353-358.
- [19] WILKES J, SMITH N, VENKATARAMAN B, et al. Experimentally measured effectiveness of different shroud swirl brake profiles in a centrifugal compressor [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2023, 145(5): 051012.

- [20] 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.
- [21] 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.
- [22] 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.
- [23] 靳志鸿, 胡锦涛, 李志刚, 等. 液氧涡轮泵阻尼密封设计与动力学特性研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2023, 57(9): 43-53.
- JIN Zhihong, HU Jinhua, LI Zhigang, et al. Investigation on the structural design and rotordynamic characteristics for the damper seal in a liquid oxygen turbopump [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2023, 57(9): 43-53.
- [24] CHILDS D W. *Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis* [M]. New York, USA: Wiley, 1993.
- [25] LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Numerical comparisons of rotordynamic characteristics for three types of labyrinth gas seals with inlet preswirl [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy*, 2016, 230(7): 721-738.

(编辑 赵炜)