

防旋板结构的迷宫密封转子动力特性研究

薛文松, 方志, 王天昊, 李志刚, 李军
(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 采用基于转子多频椭圆涡动模型和动网格技术求解非定常 RANS 方程,研究了高低两种预旋比下具有防旋板结构的迷宫密封气流激振转子动力特性。分析对比了在预旋比分别为 0.13 和 1.32 时无防旋板结构迷宫密封(Design 1)、带进口防旋板结构迷宫密封(Design 2)、在 Design 2 的基础上增加二级防旋板迷宫密封(Design 3)的平均周向速度、泄漏量、转子动力特性系数。数值模拟得到的 Design 1 的泄漏量和转子动力特性系数与实验数据吻合良好,验证了数值方法的准确性。研究表明:高预旋比会导致 Design 1 的直接刚度和有效阻尼降低,并使直接阻尼与交叉刚度增加;预旋比为 1.32 时 Design 2 相对于 Design 1 能明显降低交叉刚度,且降幅达到 63.3%~86.3%,Design 3 相对于 Design 2 的交叉刚度降低了 12.9%~39.4%;预旋比 0.13 时 Design 2 的交叉刚度小于 0,Design 3 的交叉刚度绝对值相对于 Design 2 增加了 24.4%~153.0%;Design 2 相对于 Design 1 在预旋比为 1.32 时有效阻尼项穿越频率从 175.1 Hz 降低到 28.3 Hz,预旋比为 0.13 时在 20 Hz 之后的有效阻尼增加 31.6%~60.0%;Design 3 相对于 Design 2 在预旋比为 1.32 时消除了有效阻尼的穿越频率,在预旋比为 0.13 时有效阻尼增加 26.9%~38.0%。在两种预旋比下设计二级防旋板会略微降低直接刚度,减小交叉刚度,增加直接阻尼。本文工作可为增加迷宫密封转子动力特性的防旋板设计提供参考。

关键词: 迷宫密封;防旋板;进口预旋;转子动力特性

中图分类号: TK474 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202203011 **文章编号:** 0253-987X(2022)03-0105-12



OSID 码

Investigation on the Rotordynamic Characteristics of Labyrinth Seal with Swirl Brakes

XUE Wensong, FANG Zhi, WANG Tianhao, LI Zhigang, LI Jun
(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 71049, China)

Abstract: The airflow excited rotordynamic characteristics of labyrinth seal with swirl brakes at two different inlet preswirl ratios were numerically investigated by solving the unsteady Reynolds-average Navier-Stokes equation based on the multi-frequency elliptical orbit rotor whirling mode and dynamic mesh technique. The average circumferential velocity, leakage flow rate and rotordynamic coefficients of labyrinth seal with inlet swirl brake (Design 2) or double swirl brakes (Design 3), or without swirl brake (Design 1), were analyzed at two different inlet preswirl ratios of 0.13 or 1.32. The numerically predicted leakage flow rate and rotordynamic coefficient of experimental labyrinth seal without swirl brake (Design 1) agreed very well with the experimental data, so the accuracy of the used numerical method was validated. The obtained

results show that the direct stiffness and the effective damping of Design 1 decrease' and the direct damping and cross-coupling stiffness increase' at higher inlet preswirls. The cross-coupling stiffness of Design 2 decreases by 63.3%—86.3% compared with Design 1 at the inlet preswirl ratio of 1.32. The cross-coupling stiffness of Design 3 decreases by 12.9%—39.4% compared with Design 2 at the inlet preswirl ratio of 1.32. The cross-coupling stiffness of Design 2 is less than zero at the inlet preswirl ratio of 0.13. The magnitude of negative cross-coupling stiffness of Design 3 increases by 24.4%—153.0% compared to Design 2 at the inlet preswirl ratio of 0.13. Design 2 reduces the crossover frequency of effective damping from 175.1 Hz to 28.3 Hz compared with Design 1 when the inlet preswirl ratio is 1.32. Design 2 adds 31.5%—60.0% to the effective damping after 20 Hz compared with Design 1 when the inlet preswirl ratio is 0.13. Design 3 eliminates the crossover frequency of effective damping compared with Design 2 when the inlet preswirl ratio is 1.32. Design 3 adds 26.9%—38.0% to the effective damping after 20 Hz compared with Design 1 when the inlet preswirl ratio is 0.13. Adding double swirl brakes in Design 3 would slightly reduce the direct stiffness and cross-coupling stiffness and increase the direct damping compared with Design 2 at different inlet preswirl ratio. This research can provide a reference for the swirl brake design to improve rotordynamic characteristics of labyrinth seals.

Keywords: labyrinth seal; swirl brake; inlet preswirl; rotordynamic characteristics

环形密封结构是安装在透平机械中转子与静子件之间,在高压差下控制泄漏量的结构。迷宫密封由于其结构简单、加工制造成本低、容易维护更换等优势而在透平机械中广泛应用。然而,相对于孔型密封^[1]、袋型密封^[2]等阻尼密封结构,迷宫密封更加容易因为转子涡动产生的非定常气流激振力而引起转子稳定性不足^[3]。由于进口预旋与转子转动的影响,迷宫密封内部产生的周向旋流对密封交叉刚度具有很大影响^[4]。负交叉刚度会产生与转子涡动方向相反的切向气流激振力,交叉刚度的增加表明气流激振力抑制转子向前涡动的能力减弱^[5]。

李志刚等发展了基于非定常、动网格的多频涡动模型的密封转子动力特性求解方法,阐明了迷宫密封进口周向旋流是影响密封交叉刚度的主因^[6]。同时,李志刚等数值分析了迷宫密封在不同运行工况下转子动力特性系数的变化,表明进口预旋和转速的增加会导致直接刚度与有效阻尼的减小^[7]。目前改善透平机械转子动力特性的方法主要有采用阻尼密封结构、调整动静间隙、安装防旋板或旋流控制装置^[8],但旋流控制装置不仅安装复杂,而且引入的气流会增加密封泄漏量从而降低透平效率^[9]。

Benckert 等采用实验方法测量了迷宫密封的直接刚度与交叉刚度,指出进口预旋会导致交叉刚度的增加,在采用进口防旋板之后显著地降低了交叉刚度^[10]。Child 等通过实验测量了直角与反旋流防旋板结构对迷宫密封转子动力特性的影响,实验表

明采用防旋板对迷宫密封的直接刚度与直接阻尼影响有限^[11]。Xu 等数值研究了防旋板对迷宫密封、袋型密封、孔型密封的转子动力特性系数的影响,结果表明在有进口预旋的情况下加装防旋板对 3 种密封结构的有效阻尼均有明显提高^[12]。Chen 等采用多频涡动模型分析了防旋板距密封齿轴向距离对迷宫密封转子动力特性的影响,当轴向距离为零时直接刚度与有效阻尼明显增加^[13]。冀大伟等研究了传统防旋板、反旋流防旋板、流线型防旋板对迷宫密封转子动力特性系数的影响,结果表明流线型防旋板能最大地提高有效阻尼^[14]。Soghe 等研究了防旋板倾斜角、交错角、相对节距对防旋板出口旋流强度的影响,研究表明防旋板倾斜角能够有效地降低密封出口旋流强度,防旋板交错角对防旋板出口旋流强度的影响可以忽略,防旋板相对节距存在最佳值使得防旋板出口旋流强度最小^[15]。Iwatsubo 等研究了防旋板数目和安装位置对气流周向速度和转子面流体激振力的影响,结果表明当防旋板安装在顺气流流动方向的第一个腔室和第二个腔室时,防旋板对气流周向抑制效果最佳,当防旋板安装在气流出口腔室时,防旋板对气流周向抑制作用不太理想^[16]。Sun 等研究了不同转速和压比下防旋板高度、数目对密封泄漏量和转子动力特性的影响,指出增加防旋板数目或防旋板高度能够加剧交叉刚度的降低幅度和直接阻尼的增加幅度,从而进一步增加密封转子稳定性^[17-18]。Untaroiu 等将 DOE 实验设

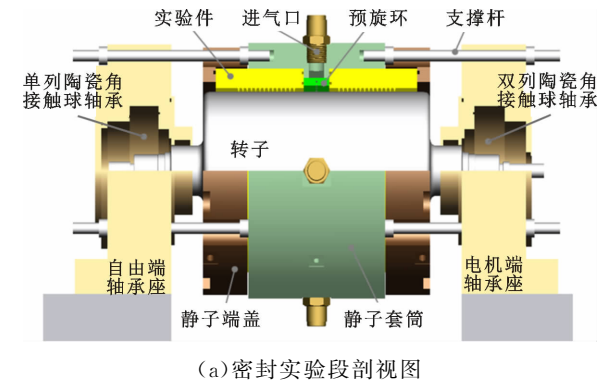
计方法应用到防旋板几何参数对密封转子稳定性影响的分析上,结果表明气流平均周向速度与防旋板投影到气流流动方向上的长度、交错角以及进口预旋呈明显的二次函数关系^[19]。

为了进一步改善迷宫密封的转子动力特性,在迷宫密封中间添加了二级防旋板来进一步降低周向速度,降低交叉刚度并提高有效阻尼。本文采用实验测量一组原始迷宫密封的转子动力特性系数对数值计算结果的准确性进行了验证。在此之后,开展了添加进口带倾斜角防旋板和密封齿间静子带凸台的交错角防旋板结构在两种进口预旋条件下的转子动力特性研究,可为防旋板的设计和优化分析提供参考。

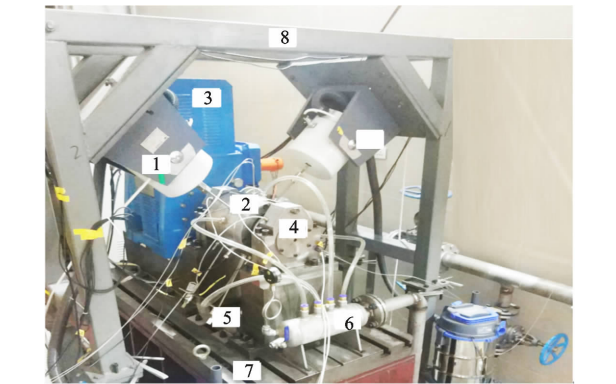
1 实验和数值方法

1.1 实验台简介

图 1 给出了基于谐波激励机械阻抗法设计建设的密封气流激振转子动力特性实验测量平台。转子通过膜片式联轴器与电机相连,静子件通过激振杆与激振器相连。密封实验段采用对称设计,从而使



(a)密封实验段剖视图



1—激振器;2—静子件;3—电机;4—轴承座;
5—辅助支撑;6—分流管;7—T型平台;8—台架。

(b)密封双支撑气流激振实验台系统图

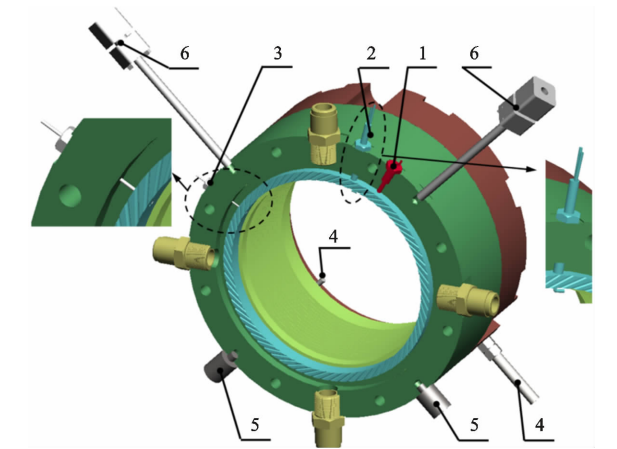
图 1 密封气流激振转子动力特性实验台

Fig. 1 Gas seal test rig

得气流从静子中部流入、静子左右两侧流出,有利于抵消左右两侧的气流轴向推力。实验台静子采用分体式设计,分为密封实验件、静子套筒、左右两侧静子端盖以及预旋环。为了使预旋环前的进气流尽可能均匀,实验台在进气口与预旋环之间设置了周向贯通的进气腔。采用两组 6 根支撑杆进行密封实验段的轴向定位和垂直方向的部分支撑。

压缩机组承担着给密封实验段进口提供具有稳定压力的干燥气流,供气系统由压缩机组、储气稳压罐、旁通阀、冷冻式干燥机、进气阀、热式质量流量计、调节阀以及分流通管组成且密封进口压力的改变通过调节阀和旁通阀的共同调节来实现。控制电脑、变频柜以及变频电机给密封转子提供转速。电机自由端布置有转速传感器测量转速。气泵以及轴承油气润滑装置给转子轴承提供连续可靠的油气润滑。控制电脑、功率放大器、激振器等设备给密封静子件提供一定的正余弦激振力,从而使得密封静子偏离中心位置进行小幅度周期性涡动。通过更换带有不同角度预旋孔的预旋环可改变密封进口预旋。进口总温对泄漏量与转子动力特性的影响可以忽略,因此只需通过调节阀和旁通阀来使进口压力相同。由于密封出口与大气相通,所以密封出口静压始终与大气保持一致。

测量系统由传感器、信号采集器以及控制电脑共同组成。图 2 给出了密封静子件上所需布置的测量仪器,包括 Pt100 铂电阻温度传感器、毕托管、静压引压管等静态测量仪器,以及电涡流位移传感器、压电式加速度传感器、压电式力传感器等动态测量仪器。密封进口压力采用毕托管进行测量,测量过



1—温度传感器;2—毕托管;3—静压引压管;
4—电涡流传感器;5—加速度传感器;6—力传感器。

图 2 实验台测量仪器及安装位置

Fig. 2 Mesurement system and installation positions

程中需要将总压孔正对切向来流方向,然后将毕托管总压孔中的气流引入到压力传感器中进行测量,与此同时,密封进口腔室内壁面静压通过静压引压管引入到压力传感器中进行测量。表 1 给出了实验中直接测量到的物理量以及所用仪器的精度,根据误差传递公式计算得到刚度系数与阻尼系数的相对误差为±(5%~20%)。

表 1 直接测量物理量及精度

Table 1 Measured physical quantities and the precision of measuring instruments

物理量	测量仪器	仪表精度/%	相对误差范围/%
泄漏量	热式气体质量流量计	±1.0	±3.2
压力	PSI 压力扫描阀	±0.1	±(0.12~0.46)
温度	Pt100 铂电阻	0.2	±(0.3~0.5)
力	压电式力传感器	0.2	±(1.5~10)
位移	电涡流位移传感器	0.2	±(4~15)
加速度	压电 IEPE 加速度传感器	1.0	±(5~20)

1.2 测量方法

在实验台无转速且无气流通过的情况下,进行密封静子件激励实验以测量实验台的基准刚度系数与基准阻尼系数。在每一个测量频率下通过控制两侧激振力的大小分别进行两组互不相关的 x 方向激励与 y 方向激励。当激振力达到给定数值时记录密封静子件的激振力、加速度、涡动位移随时间的变化。根据测量得到的数据,通过编程迭代使两个方向的直接刚度频率无关并得到正确的静子质量 $[M_s]$,在此基础上得到实验台基准动力系数 H_{ij_bl} 。根据小位移涡动理论可知,对于工质为理想空气的密封结构而言,密封腔室内作用在转子上的气流激振力与转子涡动位移存在如下关系

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_x \\ D_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{D}_x \\ \dot{D}_y \end{bmatrix}$$
 (1)

式中: F_x 、 F_y 为作用在转子上的气流激振力; $\dot{D}_x$ 、 $\dot{D}_y$ 为转子涡动速度; K 、 C 分别为刚度系数、阻尼系数;下标 x 、 y 分别表示气流激振力方向和转子涡动位移方向。频域下的涡动速度与涡动位移满足如下关系

$$\dot{D}_x = j\Omega D_x$$
 (2)

$$\dot{D}_y = j\Omega D_y$$
 (3)

其中 Ω 为涡动频率。

采用 FFT 变换将方程(1)中时域信号下的转子

气流激振力和涡动位移转化为频率信号进行求解,则频域求解的力-位移方程为

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx} & H_{xy} \\ H_{yx} & H_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_x \\ D_y \end{bmatrix}$$
 (4)

式中 $H=K+j\Omega C$ 为密封阻抗系数。

实验测量过程中密封腔室内气流激振力可以通过对静子件受力分析得到,如下所示

$$\begin{bmatrix} F_{xx} & F_{xy} \\ F_{yx} & F_{yy} \end{bmatrix} - [M_s] \begin{bmatrix} A_{xx} & A_{xy} \\ A_{yx} & A_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx} & H_{xy} \\ H_{yx} & H_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_{xx} & D_{xy} \\ D_{yx} & D_{yy} \end{bmatrix}$$
 (5)

式中:下标 x 表示激励的方向;下标 y 表示流体激振力、转子位移、加速度的方向。

实验台中密封实验件左右对称布置,因此实验台系统动力系数减去实验台基准动力系数的一半即为密封件内气流激振力产生的转子动力特性系数 H_{seal} ,即

$$H_{seal} = H_{ts} - H_{bl}$$
 (6)

式中:下标 ts 表示实验台系统; bl 表示实验台基准。

直接阻尼系数和交叉刚度系数是切向力的来源,所以它们对转子系统的稳定性具有重要影响。为了综合衡量交叉刚度与直接阻尼对转子向前涡动的影响,通常引入密封有效阻尼来综合评价密封转子稳定性,有效阻尼定义^[5]如下

$$C_{eff} = C_{xx} - K_{xy}/\Omega$$
 (7)

1.3 密封模型

采用设计的两种预旋环来得到进口预旋比。两种预旋环的内径为 92 mm、宽度为 30 mm。在预旋环轴向中心位置沿周向平均分布有 72 个直径为 2 mm 的通孔,通孔的轴向与预旋环的径向夹角分别为 0°和 60°。

图 3 给出了迷宫密封几何尺寸及实验件。密封转子长度为 266 mm、直径为 170 mm,齿数为 14,齿顶宽度为 0.3 mm、齿根宽度为 2.288 mm,密封间隙为 0.3 mm,齿间距为 5 mm,腔室深度为 4.01 mm。无防旋板的原始迷宫密封命名为 Design 1。

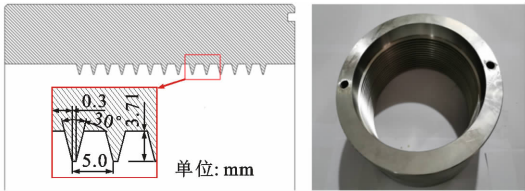
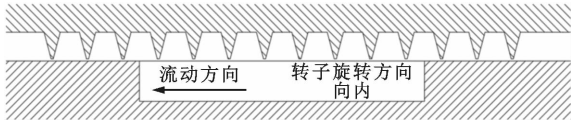


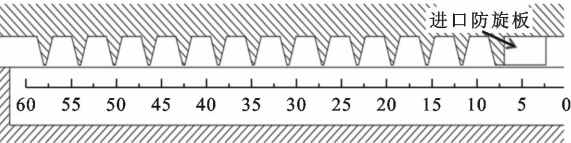
图 3 密封几何尺寸及实验件

Fig. 3 Labyrinth seal geometry and test seal

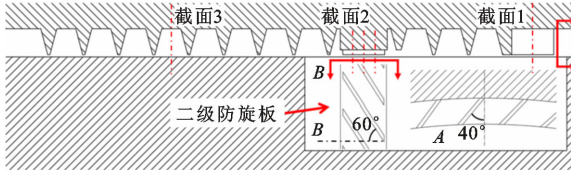
根据迷宫密封的平均周向速度沿轴向的变化规律设计了进口防旋板与二级防旋板,如图4所示。进口防旋板与二级防旋板整圈均为90个。为了应对迷宫密封进口的高预旋,进口防旋板采用带有40°倾斜角(防旋板绕顶部顺旋转方向倾斜为负,逆旋转方向倾斜为正)。倾斜角防旋板在尾缘处沿反旋转方向流动的气流会引导气流从尾缘向前缘流动,从而在齿前缘附近产生了负旋流强度。随着进口预旋增加,防旋板通道内涡流强度增强,产生的负旋流强度越大。改变Design 1第一个密封齿的齿型并设计进口防旋板的结构,命名为Design 2。



(a)Design 1 几何结构



(b)Design 2 几何结构



(c)Design 3 几何结构

图4 3种迷宫密封结构子午面示意图
Fig. 4 Cross section of three labyrinth seals

由于二级防旋板不改变转子结构,考虑到迷宫密封间隙射流速度远大于腔室内的流速,仅在进口设计防旋板不足以明显改变旋流强度,因此将二级防旋板之前的一个迷宫齿间隙调整为1.0 mm,同时在静子件上设计凸台,保持二级防旋板径向高度为0.7 mm,密封间隙为0.3 mm。由于在采用零预旋环带有进口防旋板的工况下,密封内部气流受到转子转动黏性拖拽作用在第5个密封齿附近的平均周向速度升高到了进口防旋板上游的大小。在保持进口防旋板的基础上将第5个密封齿设计为二级防旋板来进一步降低平均周向速度,该结构命名为Design 3。在图4b中给出了提取平均周向速度的60个截面轴向位置,图4c中给出了提取云图的3个截面位置。

1.4 数值方法及验证

图5给出了Design 3的几何模型,预旋环及进气管侧设为对称交界面。在4根进气管道设置进口边界条件,总压300 kPa,总温20 °C,出口设为静压100 kPa。

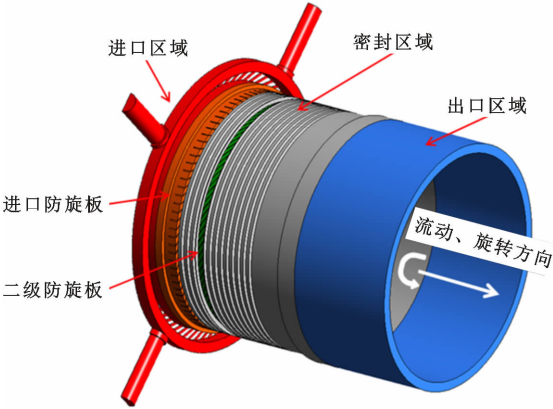


图5 Design 3 计算模型

Fig. 5 Computational model of Design 3 preswirl ring

分别对进气管、预旋环、防旋板、密封段进行结构化网格划分,对壁面进行加密处理使 y^+ 保持在100以内以满足 $k-\epsilon$ 湍流模型的需要。当非定常计算的动量方程和湍流方程的残差下降到 10^{-5} 、转子面上的受力 F_x 和 F_y 成周期性振荡,且相邻周期的受力波动小于0.2%时,认为计算收敛。图6给出了密封模型的计算网格。

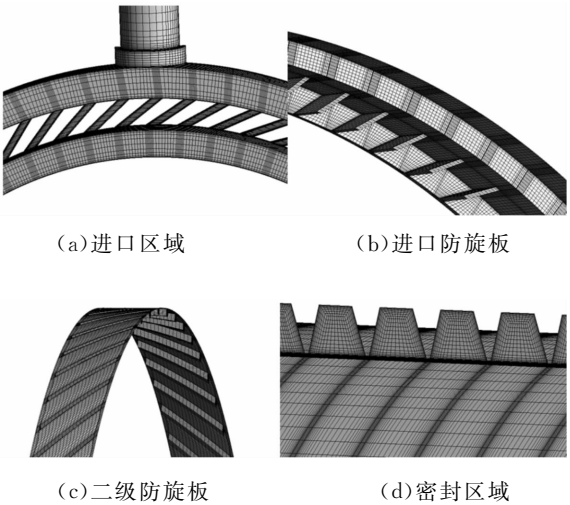


图6 Design 3 不同区域计算网格

Fig. 6 Computational mesh of various parts of Design 3 preswirl ring

为了评价密封进口旋流大小,定义进口预旋比为

$$\lambda = 60V_i / \pi Dn \quad (8)$$

式中: V_i 为密封进口的气流周向速度; D 为转子

直径。

9 000 r/min 转速下,60°预旋环时密封进口的平均周向速度为 105.7 m/s、预旋比为 1.32,0°预旋环时密封进口的平均周向速度为 10.2 m/s、预旋比为 0.13。采用基于转子多频椭圆涡动模型的非定常数值方法来进行 RANS 方程求解。动网格技术是通过网格变形技术实现的,可以人为给定转子的运动。基于动网格技术的三维非定常 CFD 已被应用于求解迷宫密封内部三维瞬态流场、非定常流体激振力和频率相关的转子动力特性系数。相比于实验方法和 Bulk Flow 方法,CFD 方法具有不受物理模型限制、可给出密封内部流场细节等优点,还可进一步提高对转子动力特性系数的预测精度。阻尼密封的转子动力特性系数具有很强的频率相关性,研究其随频率的变化规律对掌握转子动力特性具有重要作用,基于动网格技术的三维非定常 CFD 技术可以求解宽频域下的转子动力特性系数。

非定常计算过程中给定转子的多频椭圆涡动轨迹,且每个频率组分下椭圆涡动轨迹长轴均为密封初始间隙的 1%,短轴为密封初始间隙的 0.5%。表 2 给出了非定常计算方法以及多频椭圆涡动模型参数设置。

表 2 转子动力特性非定常数值求解方法
Table 2 Numerical method for rotordynamic characteristics prediction

项目	数值或属性
求解器	ANSYS-CFX
离散格式	高精度格式
求解方法	非定常数值方法,动网格技术
湍流模型	标准 $k-\epsilon$ 湍流模型,改进壁面函数法
工质	理想空气
涡动模型	多频椭圆涡动模型
涡动基准频率/Hz	20
涡动频率数	13
涡动幅值/ μm	长轴 3;短轴 1.5
计算时间步长/ms	0.1

采用 3 种不同网格数(404 万、553 万、705 万)对预旋比为 1.32 的 Design 1 结构进行网格无关性验证。在不同网格数下泄漏量均为 0.0378 kg/s,其差别小于 0.3%。图 7 给出了直接阻尼、交叉刚度随网格数的变化。就直接阻尼而言,当网格数从 404 万增加至 553 万时,密封直接阻尼在整个涡动频率范围内略微增加,约为 0.37%~1.98%;当网

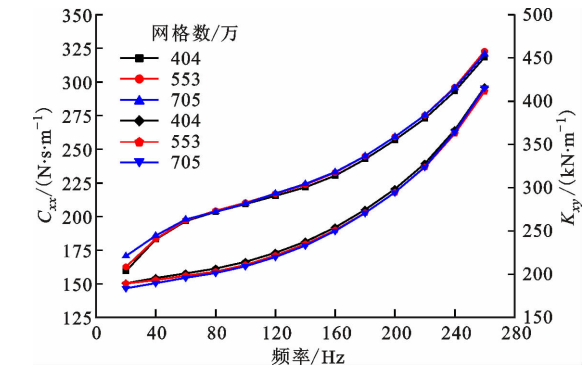
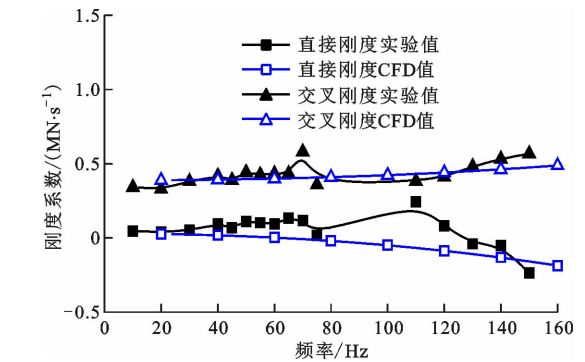


图 7 Design 1 不同网格数的直接阻尼与交叉刚度
Fig. 7 Direct damping and cross-coupling stiffness of Design 1 at different meshes

格数从 553 万继续增加至 705 万时,密封直接阻尼在涡动频率为 80、100、240、260 Hz 时略微减小,在其余涡动频率范围内略微增加,变化范围为-0.63%~4.92%。就交叉刚度而言,当网格数从 404 万增加至 553 万时,交叉刚度在涡动频率范围内降低 1.67%以内;当网格数从 553 万继续增加时,交叉刚度在涡动频率低于 180 Hz 时降低,在涡动频率高于 180 Hz 时增加,变化范围为-2.98%~1.04%。综合考虑网格数对计算准确性与计算资源的影响,包括预旋环、防旋板、迷宫密封的整体结构的计算网格数约为 553 万。

图 8 给出了 Design 1 的实验测量数据与数值结果的比较,该两组数据的预旋环与密封进口之间的静压保持为 400 kPa,出口静压为 100 kPa。为了避免振动频率靠近了系统的固有频率而产生共振,实验过程中在 10~70 Hz、110~145 Hz 的频率范围每隔 5 或 10 Hz 测量一次转子动力特性系数。如图 8 所示,数值模拟得到的直接刚度系数略比实验结果偏高,阻尼系数和交叉刚度与实验结果吻合得很好。数值预测结果和实验测量数据总体上吻合良好,验证了数值方法的可靠性。



(a)直接刚度与交叉刚度

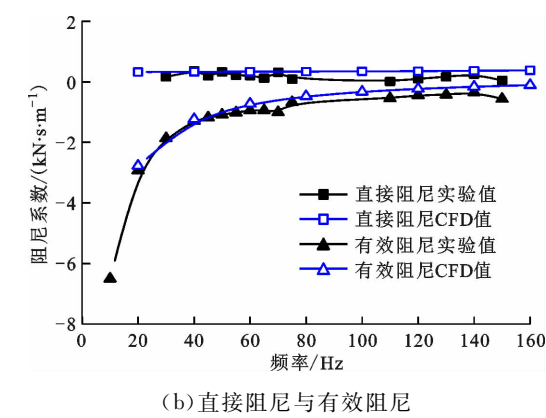
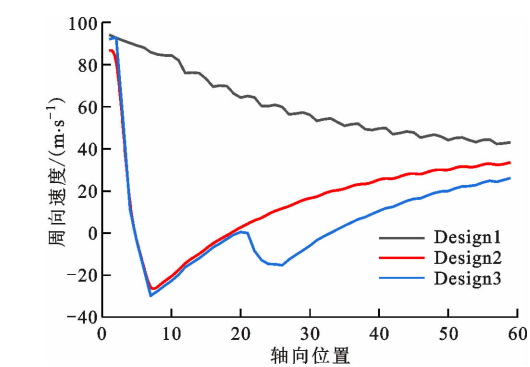


图 8 刚度系数与阻尼系数的 CFD 与实验结果对比
Fig. 8 Rotordynamic coefficients vs whirling frequency

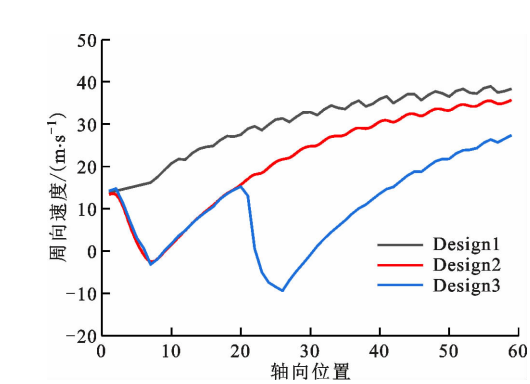
2 结果分析

2.1 防旋板对周向平均速度的影响

选取包含进口防旋板及迷宫密封段的轴向位置,等距选取 60 个垂直于轴向的截面,如图 4b 所示。在每个截面提取出质量平均周向速度,图 9 给出了 Design 1、2、3 密封腔室及防旋板内气流平均周向速度沿轴向的分布。



(a) 预旋比为 1.32 时气流平均周向速度分布



(b) 预旋比为 0.13 时气流平均周向速度分布

图 9 气流平均周向速度沿不同轴向位置分布

Fig. 9 Circumferential velocity vs axial position at seal cavities

研究发现在 Design 1 结构中,预旋比为 1.32 时气流平均周向速度沿轴向减速下降、预旋比为 0.13 时气流平均周向速度沿轴向减速增加,这是密封腔室内气流在转子面黏性力周向拖动作用下的结果。另一方面,气流平均周向速度会在进口防旋板段内快速下降之后沿轴向减速增加,且在预旋比为 1.32 时进口防旋板能达到的最小周向速度为 -27.9 m/s ,优于预旋比为 0.13 时的 -2.9 m/s 。在密封进口腔室设计防旋板结构的 Design 2 中,上游携带高进口预旋的气流冲击防旋板压力面,从而在齿前缘附近产生了负旋流。高进口预旋,防旋板通道内涡流强度增强引起齿前缘附近逆旋转方向周向平均速度增加,在 Design 3 中的二级防旋板则采用逆旋转方向交错角的导流作用来降低间隙射流的平均周向速度。

2.2 防旋板对泄漏量的影响

表 3 列出了 3 种迷宫密封结构在高低 2 种预旋比下的泄漏量。6 个工况下的进口总压为 300 kPa ,总温为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$,出口静压为 100 kPa 。在相同的边界条件下高预旋比使泄漏量下降了约 3.6% 。类似于迷宫密封随着转速增加泄漏量减小,在高进口预旋比时迷宫密封进口的高速旋转带动密封腔室中的流体周向流动,同时密封齿在轴向的阻隔,在密封腔室中形成强烈的旋涡流动,使气流的动能有效地耗散为内能,从而使泄漏量减小。设计第二级防旋板为了提高导流作用将上一个密封齿的间隙增加到 1.0 mm ,因此导致泄漏量的增加,在预旋比为 0.13 时泄漏量增加约 1.1% ,在预旋比为 1.32 时增加约 2.0% 。

表 3 3 种密封结构在两组进口预旋比下的泄漏量

Table 3 Leakage mass flow of three labyrinth seals at two inlet preswirl ratios			
预旋比	泄漏量/($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)		
	Design 1	Design 2	Design 3
1.32	0.037 8	0.037 4	0.038 2
0.13	0.039 2	0.039 2	0.040 0

2.3 预旋比为 1.32 时防旋板对转子动力特性的影响

图 10 给出了进口防旋板和二级防旋板对迷宫密封刚度系数的影响,并给出了 Design 1 结构的刚度系数作为对比分析。当密封进口腔室设计进口防旋板后,Design 2 相对于 Design 1 的直接刚度均显著增加,表明进口防旋板能够使得直接刚度产生的径向向内的激振力增加,从而进一步限制转子径向

向外移动,提高密封转子的聚中能力。设计二级防旋板的 Design 3 相对于 Design 2 的直接刚度略微下降,但其直接刚度仍明显大于 Design 1 结构,因此相比 Design 1 结构,Design 2、3 结构使密封在进口预旋比为 1.32 时仍能提升转子聚中能力。

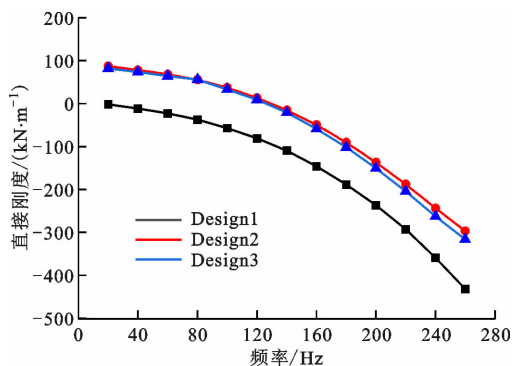


图 10 预旋比为 1.32 时防旋板结构对直接刚度的影响

Fig. 10 Direct stiffness coefficients vs. whirl frequency at the inlet preswirl ratio of 1.32

如图 11 所示,比较 3 种密封结构,Design 1 结构沿轴线分布的平均周向速度最大,因此具有最大的交叉刚度。当设计进口防旋板结构后,Design 2 相对于 Design 1 的交叉刚度大幅降低,且降幅达到 63.3%~86.3%,这将使得交叉刚度产生的与转子涡动方向相同的正切向激振力降低,有利于密封转子稳定运行。当设计二级防旋板时,Design 3 相对于 Design 2 的交叉刚度降低了 12.9%~39.4%,即设计进口防旋板与二级防旋板能够削弱交叉刚度产生的与转子涡动方向相同的正切向激振力,从而增加迷宫密封转子稳定性。

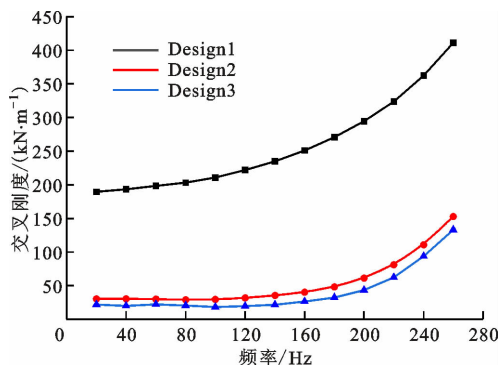


图 11 预旋比 1.32 时防旋板结构对交叉刚度的影响

Fig. 11 Cross-coupling stiffness coefficients vs. whirl frequency at the inlet preswirl ratio of 1.32

图 12 给出了防旋板对迷宫密封直接阻尼系数的影响。设计进口防旋板时,防旋板结构对迷宫密封直接阻尼系数几乎没有影响,Design 2 结构相比

Design 1 的直接阻尼变化范围在 $-2.3\% \sim 17.6\%$ 之间,相比 Design 2,Design 3 的直接阻尼增加 $17.7\% \sim 22.6\%$,表明二级防旋板结构增加了迷宫密封直接阻尼产生的与转子涡动方向相反的负切向激振力。

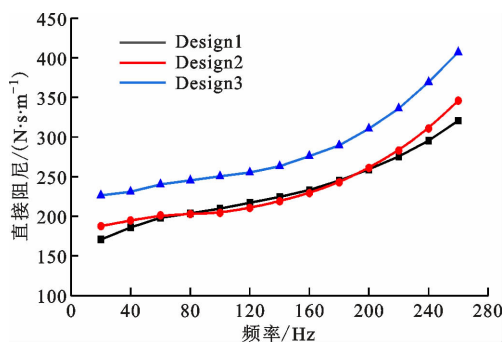


图 12 预旋比为 1.32 时防旋板结构对直接阻尼的影响

Fig. 12 Direct damping coefficients vs. whirl frequency at the inlet preswirl ratio of 1.32

图 13 给出了进口防旋板和二级防旋板对迷宫密封有效阻尼系数的影响。Design 1 的有效阻尼系数穿越频率为 175.1 Hz,即有效阻尼在涡动频率低于 175.1 Hz 时为负值,表明作用在转子上的净切向激振力与转子涡动方向相同,从而可能诱发转子失稳。当设计进口防旋板结构后,显著下降的交叉刚度最终使得 Design 2 结构的有效阻尼增加,且有效阻尼项穿越频率从 175.1 Hz 降低到 28.3 Hz,即迷宫密封安全稳定运行的频率范围在进口防旋板引入后明显增加。在设计了两级防旋板的 Design 3 中,迷宫密封有效阻尼进一步增加,有效阻尼项的穿越频率消失。相比 Design 2,Design 3 具有更大的转子涡动频率安全范围,从而具有更加优越的迷宫密封转子稳定性。

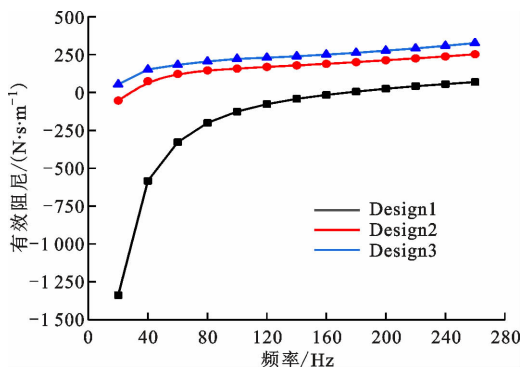


图 13 预旋比为 1.32 时下防旋板结构对有效阻尼的影响

Fig. 13 Effective damping coefficients vs. whirl frequency at the inlet preswirl ratio of 1.32

2.4 预旋比为 0.13 时防旋板对转子动力特性的影响

图 14 给出了预旋比为 0.13 时防旋板结构对迷宫密封直接刚度的影响。3 种结构的直接刚度相对于预旋比为 1.32 时有明显增加,说明高进口预旋会降低迷宫密封转子的聚中能力。设计进口防旋板和二级防旋板对迷宫密封的直接刚度的影响与预旋比为 1.32 时类似,其中 Design 2 增加直接刚度的能力最大。

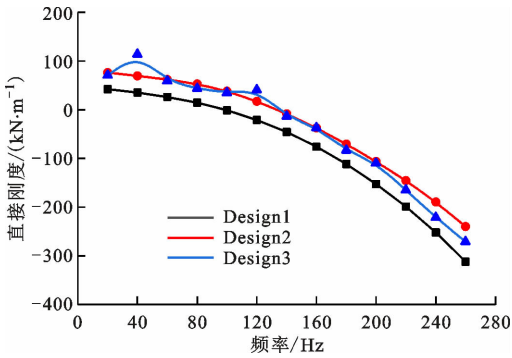


图 14 预旋比为 0.13 时下防旋板结构对直接刚度的影响
Fig. 14 Direct stiffness coefficients vs whirling frequency at the inlet preswirl ratio of 0.13

图 15 给出了预旋比为 0.13 时防旋板结构对迷宫密封交叉刚度系数的影响。Design 1 在预旋比为 0.13 时的交叉刚度在 240 Hz 以下时均小于 0,同时相比高预旋比 1.32 工况时进口防旋板结构 Design 2 对降低交叉刚度的能力明显减弱。Design 1 在预旋比为 0.13 时相比预旋比为 1.32 时交叉刚度下降了 97.0%~113.8%,且频率越小下降越多。在迷宫密封封中段设计二级防旋板的 Design 3,交叉刚度的绝对值相对于 Design 2 在不同频率下增加了 24.4%~153.0%。

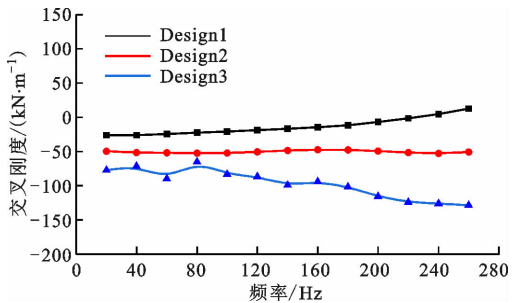


图 15 预旋比为 0.13 时防旋板结构对交叉刚度的影响
Fig. 15 Cross-coupling stiffness coefficients vs whirling frequency at the inlet preswirl ratio of 0.13

图 16 给出了预旋比为 0.13 时防旋板结构对迷宫密封直接阻尼系数的影响。Design 1 在预旋比为

0.13 时相对于预旋比为 1.32 时直接阻尼下降了 6.3%~25.2%,且频率越高下降越多,Design 2 相比 Design 1 直接阻尼增加了 14.3%~21.4%。设计二级防旋板对迷宫密封的直接阻尼提高的幅度与进口防旋板相当,在 20 Hz 之后 Design 3 相比 Design 2 直接阻尼增加了 12.6%~34.6%。

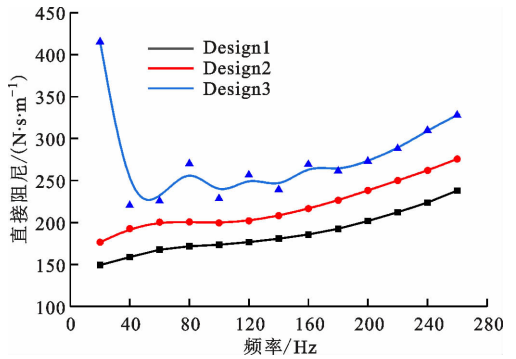


图 16 预旋比为 0.13 时防旋板结构对直接阻尼的影响
Fig. 16 Direct damping coefficients vs whirling frequency at the inlet preswirl ratio of 0.13

图 17 给出了预旋比为 0.13 时防旋板结构对迷宫密封有效阻尼系数的影响。预旋比为 0.13 时在 20 Hz 之后,Design 2 相比 Design 1 的有效阻尼增加 31.6%~60.0%,Design 3 相比 Design 2 的有效阻尼增加 26.9%~38.0%。对比图 13 与图 17,低预旋比时设计了二级防旋板对增加有效阻尼的效果与添加进口防旋板类似,因此在低预旋时二级防旋板对有效阻尼提升效果更好。

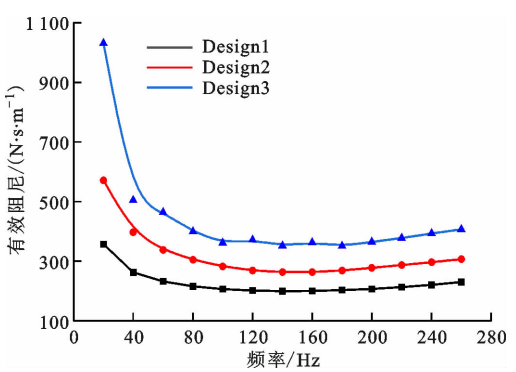
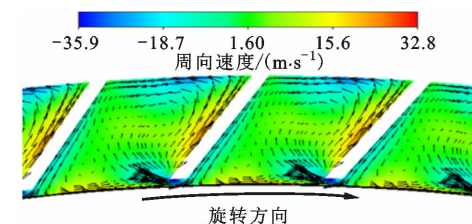


图 17 预旋比为 0.13 时防旋板结构对有效阻尼的影响
Fig. 17 Effective damping coefficients vs whirling frequency at the inlet preswirl ratio of 0.13

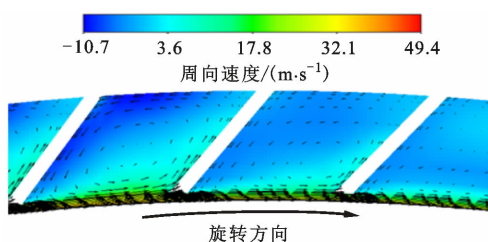
2.5 防旋板对流场的影响

图 18 为进口防旋板在预旋比为 1.32、0.13 时沿轴向截面的周向速度云图与矢量图。在预旋比为 1.32 时气流沿旋转方向冲击防旋板后逆时针流动,

并在周向上一个防旋板与转子的间隙中向逆转动方向流动,产生了反向旋流。在预旋比为 0.13 时由于气流对于防旋板的冲击减弱,防旋板腔室中的涡流强度减弱使周向速度仅降低至 $-10.7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。



(a) 预旋比为 1.32 时进口防旋板内部流场



(b) 预旋比为 0.13 时进口防旋板内部流场

图 18 Design 2(截面 1)周向速度云图及速度矢量图

Fig. 18 Circumferential velocity contours and streamlines in the section 1 of Design 2

图 19 为 Design 3 截面 2 中二级防旋板内不同轴向位置的周向速度云图。由于二级防旋板与转子保持了 0.3 mm 的间隙,因此在间隙内气流仍保持着较高的与转子旋转同向的周向速度。二级防旋板仅对 0.7 mm 内的气流沿反旋转方向进行导流。

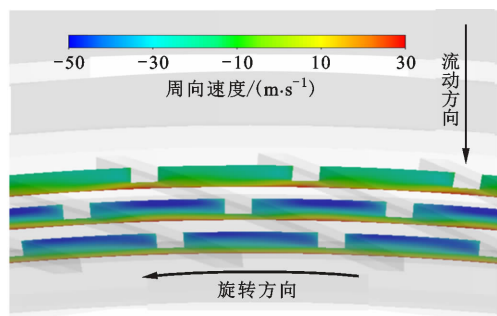
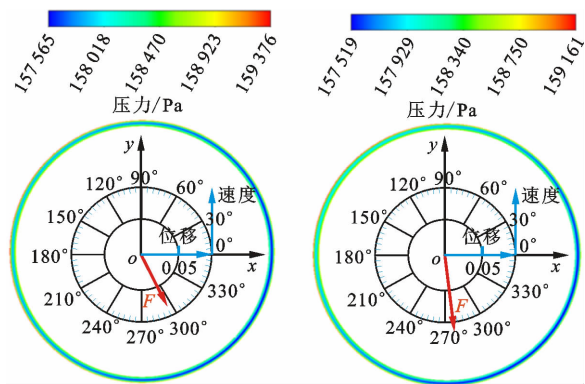


图 19 Design 3(截面 2)周向速度云图

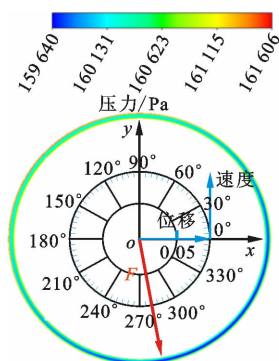
Fig. 19 Circumferential velocity contours in the section 2 of Design 3

图 20 给出了 x 方向激励、 $t=0.1 \text{ s}$ 时截面 3 上静压分布云图以及转子激振力相位图。在 x 方向激励、 $t=0.1 \text{ s}$ 时,转子涡动至 x 方向最大位移处且涡动速度与 y 方向平行。气流激振力与实际情况保持相同相位,力矢量长度按照相同比例缩放。



(a) Design 1

(b) Design 2



(c) Design 3

图 20 预旋比为 0.13 时截面 3 静压云图及气流激振力相位图(x 方向激励、 $t=0.1 \text{ s}$)

Fig. 20 Static pressure contours in section 3 and response forces acting on the rotor for three brake configurations at the inlet preswirl ratio of 0.13

Design 1 的径向气流激振力方向与位移方向相同不利于转子聚中,这和直接刚度在高频下为负值有关。与 Design 1 相比,Design 2 的径向气流激振力下降了 59.2%,说明进口防旋板能有效改善迷宫密封转子聚中能力。Design 3 的径向气流激振力相比 Design 1 下降 19.9%,不同结构激振力大小与直接刚度的相对大小一致,直接刚度越大径向气流激振力越小。

相对于径向气流激振力,切向气流激振力在不同的结构下变化更为明显。Design 1 的切向气流激振力的方向与转子旋转方向相反,因此切向气流激振力越大越有利于减小涡动。设计进口防旋板的 Design 2 切向气流激振力增加 55.6%,Design 3 的切向气流激振力相对于 Design 2 增加 46.8%,说明设计进口防旋板、二级防旋板均有利于提升迷宫密封转子稳定性。切向气流激振力与有效阻尼变化规律一致,切向气流激振力越大有效阻尼越大。

3 结 论

通过研究高低两种预旋比下无防旋板结构迷宫密封、进口设计防旋板迷宫密封和进口与二级防旋板设计的迷宫密封气流激振转子动力特性,得到如下结论。

(1)高预旋比 1.32 会导致无防旋板结构迷宫密封 Design 1 的直接刚度和有效阻尼减小,而交叉刚度和直接阻尼增加。高预旋比削弱了迷宫密封转子聚中能力,也弱化了抑制转子涡动的能力。同时迷宫密封的直接刚度越大与位移方向相同的径向气流激振力越小,有效阻尼越大与涡动方向相反的切向气流激振力越大。

(2)进口设计防旋板迷宫密封 Design 2 在高预旋比 1.32 时显著影响转子动力特性,大幅降低交叉刚度并使有效阻尼增加,且在防旋板出口平均周向速度相较预旋比为 0.13 时降低更明显。预旋比为 1.32 时 Design 2 相比于 Design 1 交叉刚度下降了 63.3%~86.3%,有效阻尼的穿越频率从 175.1 Hz 降低到 28.3 Hz。2 种高低预旋比下设计进口防旋板均能提高迷宫密封的直接刚度,增强转子聚中能力。

(3)在进口防旋板的基础上,设计二级防旋板的迷宫密封 Design 3 相比于 Design 2 会略微降低迷宫密封的直接刚度,但仍大于 Design 1 结构。设计二级防旋板会降低迷宫密封的交叉刚度,增加直接阻尼。

参考文献:

- [1] ZHANG Xuan, JIANG Jinbo, PENG Xudong, et al. Leakage and rotordynamic characteristics of labyrinth seal and hole-pattern damping seal with special-shaped 3D cavity [J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2021, 73(2): 396-403.
- [2] 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.
- [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, 14.
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] 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.
- [5] VANCE J, MURPHY B, ZEIDAN F. *Machinery vibration and rotordynamics* [M]. Hoboken, New Jersey: Wiley, 2010: 271-272.
- [6] LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Labyrinth seal rotordynamic characteristics: part ii geometrical parameter effects [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2016, 32(5): 1281-1291.
- [7] LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Labyrinth seal rotordynamic characteristics: part i operational conditions effects [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2016, 32(5): 1199-1211.
- [8] 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: 1-9.
- [9] 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.
- [10] BENCKERT H, WACHTER J. Flow induced spring coefficients of labyrinth seals for application in rotor dynamics [EB/OL]. (1980-01-01)[2021-06-10]. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19800021216>.
- [11] 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.
- [12] XU Wanjun, YANG Jiangang. A study on rotordynamic characteristics of swirl brakes for three types of seals [J]. *Materials Science and Engineering*, 2017, 187(1): 012022.
- [13] 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.
- [14] 冀大伟, 李军, 宁宵. 防旋板对迷宫密封转子动力特性影响的研究 [J]. *热力透平*, 2017, 46(3): 164-168, 189.
JI Dawei, LI Jun, NING Xiao. Investigations on the effect of inlet swirl brake structure on the rotor dynamic coefficients of labyrinth seal [J]. *Thermal Tur-*

- bine, 2017, 46(3): 164-168, 189.
- [15] SOGHE R D, MICIO M, ANDREINI A, et al. Numerical characterization of swirl brakes for high pressure centrifugal compressors [C]// ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2013: V06CT40A001.
- [16] IWATSUBO T, IWASAKI Y. Experimental and theoretical study on swirl braked labyrinth seal [J]. Journal of System Design and Dynamics, 2008, 2(1): 451-462.
- [17] SUN Dan, WANG Shuang, XIAO Zhonghui, et al. Measurement versus predictions of rotordynamic coefficients of seal with swirl brakes [J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 94: 188-199.
- [18] 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.
- [19] UNTAROIU A, JIN Hanxiang, FU Gen, et al. The effects of fluid preswirl and swirl brakes design on the performance of labyrinth seals [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(8): 082503.

(编辑 荆树蓉)