

预旋对阻旋栅密封泄漏特性与 动力特性影响机理

王小伟¹, 孙 丹¹, 赵 欢¹, 孟继纲², 张国臣¹, 周 敏¹

(1. 沈阳航空航天大学 航空发动机学院

辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室, 沈阳 110136;

2. 沈阳鼓风机集团股份有限公司 辽宁重大装备制造协同创新中心, 沈阳 110142)

摘 要: 应用非定常动网格技术, 建立了阻旋栅密封多频椭圆涡动泄漏特性与动力特性求解模型, 研究了周向含 20、40 个阻旋栅和 40 个加长型阻旋栅密封在不同预旋比下的泄漏特性与动力特性, 并在实验验证数值模型准确性基础上, 分析了预旋对密封进口流场, 密封腔室旋流强度, 周向压差及气流激振力影响, 揭示了预旋对阻旋栅密封泄漏特性与动力特性影响机理。研究表明: 阻旋栅密封突出特点在于抑制气流激振, 对泄漏量影响不大, 当预旋比 λ_0 为 0.75, 40 个加长型阻旋栅密封泄漏量相比无阻旋栅密封降低了 0.17%, 这主要是预旋增大使周向气流流速增加, 加剧了阻旋栅之间的涡流能量耗散现象; 而阻旋栅数量增加有利于气流在阻旋栅之间的涡流能量耗散。阻旋栅密封交叉刚度随预旋比增大而增大, 随阻旋栅数量或长度增加而降低; 直接阻尼和有效阻尼随预旋比增大而减小, 随阻旋栅数量或长度增加而增大。预旋比增大使密封腔室周向压差升高, 气流激振力切向分力与径向分力增大, 转子稳定性降低。

关 键 词: 预旋比; 阻旋栅密封; 泄漏特性; 动力特性; 转子稳定性

中图分类号: V233.5

文献标志码: A

Mechanism of influence of pre-swirl on leakage and rotordynamic characteristics of swirl brake seal

WANG Xiaowei¹, SUN Dan¹, ZHAO Huan¹, MENG Jigang²,
ZHANG Guochen¹, ZHOU Min¹

(1. Key Laboratory of Advanced Measurement and Test Technology for
Aviation Propulsion System, Liaoning Province, School of Aero-engine,
Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;

2. Collaborative Innovation Center of Machine Manufacturing in Liaoning,
Shenyang Blower Works Group Company Limited, Shenyang 110142, China)

Abstract: The unsteady dynamic mesh method was used to establish a multi-frequency elliptical whirl solving model to obtain the leakage and dynamic characteristics. The leakage and dynamic characteristics of the seal with 20, 40 swirl brakes and 40 long swirl brakes in the circum-

收稿日期: 2021-01-13

基金项目: 国家自然科学基金(52075346, 51675351); 辽宁省自然科学基金(2019-ZD-0236);
辽宁省教育厅基础科研项目(JYT2020047)

作者简介: 王小伟(1997—), 男, 硕士生, 主要研究涡轮机械动密封动力特性。

通信作者: 孙丹(1981—), 男, 教授, 博士, 主要从事涡轮机械先进密封技术研究。E-mail: phd_sundan@163.com

引用格式: 王小伟, 孙丹, 赵欢, 等. 预旋对阻旋栅密封泄漏特性与动力特性影响机理[J]. 航空动力学报, 2022, 37(2): 296-307.
WANG Xiaowei, SUN Dan, ZHAO Huan, et al. Mechanism of influence of pre-swirl on leakage and rotordynamic characteristics of swirl brake seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(2): 296-307.

ferential direction under different pre-swirl ratios were studied; based on the experimental verification of the accuracy of the numerical model, the changes of the flow field at the seal inlet, the swirl intensity in the seal cavity, the circumferential pressure difference and the flow excitation force were calculated and analyzed, and the influence mechanism of pre-swirl on the leakage and dynamic characteristics of the swirl brake seal was revealed. The results showed that the prominent feature of the swirl brake seal lies in that it can restrain the flow excitation and has little influence on the leakage. 40 long swirl brakes can reduce the leakage by 0.17% compared with the non-swirl brake seal when pre-swirl ratio was 0.75, primarily owing to the fact that the increase of pre-swirl augmented the circumferential flow component, which further aggravated the whirl dissipation phenomenon between the swirl brakes. The increase in the number of swirl brakes was beneficial to the dissipation of flow by swirling flow between the swirl brakes, thus reducing the leakage. Cross stiffness increased with the increase of pre-swirl ratio, and cross stiffness decreased while direct stiffness and effective stiffness increased with the increase of the number and length of swirl brakes under the same pre-swirl ratio. Direct damping and effective damping decreased with the increase of pre-swirl ratio, and increased with the increase of the number and length of swirl brakes. With the increase of pre-swirl ratio, the circumferential pressure difference of the seal cavity increased, the tangential component of the excitation force increased, and the radial component enlarged, which reduced the stability of the rotor.

Key words: pre-swirl ratio; swirl brake seal; leakage characteristics; rotordynamic characteristics; stability of rotor

转子与静子之间的密封结构作为涡轮机械的重要部件,其作用在于防止工作介质泄漏,提高机组效率。近年来随着涡轮机械向高参数方向发展,由密封引起的气流激振导致转子失稳故障越来越突出,阻旋栅密封可有效抑制气流激振,已在高参数压缩机中得到应用^[1-3]。由于气流在进入密封前受转子面黏性摩擦力拖拽形成旋流而产生的预旋进气对密封泄漏特性与动力特性有很大影响^[4],故研究预旋对阻旋栅密封泄漏特性与动力特性的影响具有重要意义。

20世纪80年代 Muszynska等^[5]提出反预旋的思想。反预旋形式目前有两种,分为向密封内注射反向气流的反旋流密封与在密封进口设置阻旋栅挡板的阻旋栅密封,如图1所示。Benckert等^[4]研究指出入口预旋对转子稳定性有重要影响,通过实验验证了向密封腔注入反向旋流可以降低密封交叉刚度。沈庆根等^[6]设计了三种反旋流密封装置,实验研究了反旋流强度对密封泄漏量和流场特性的影响。何立东^[7]通过数值与实验研究了注射反旋流对密封气流力的影响变化,发现注射反向旋流不易操控,控制不当会反向加剧转子涡动。孙丹等^[8]通过理论与实验研究了反旋流对密封泄漏特性与动力特性的影响,结果证明

反旋流会降低密封刚度系数,增大密封阻尼系数。张衍等^[9]数值与实验研究了反旋流注射的角度与位置对迷宫密封泄漏量影响规律。但是注射反旋流密封结构设计复杂,制作加工不易,且反向旋流引自主流,使主流流量损失,涡轮机械效率降低。若注入反向旋流强度过大,甚至造成转子反向涡动,反旋流密封在实际应用中具有一定的局限性。

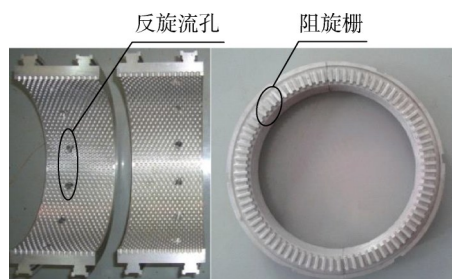


图1 反旋流密封和阻旋栅密封实物图

Fig.1 Physical map of anti-swirl flow seal and seal with swirl brakes

阻旋栅密封结构简单,且阻旋栅有多种不同结构形式,Muszynska等^[5]实验研究证明传统直型阻旋栅会减小密封交叉刚度,提高密封稳定性。国外 Nielsen等^[10]实验研究了普通直型阻旋栅与

流线型阻旋栅对密封动力特性的影响,研究发现普通直阻旋栅密封具有更好的动力特性,同时发现密封长度增大后阻旋栅提高密封稳定性的作用不大。Childs等^[11]进一步实验研究了无阻旋栅密封以及装配有直角、反旋流角三种阻旋栅的密封动力特性,对比发现阻旋栅形状对密封直接阻尼和直接刚度影响有限,但能降低密封交叉刚度,提高密封稳定性。冀大伟等^[12]数值研究了无、传统、流线型、反旋流四种阻旋栅对迷宫密封转子动力特性系数的影响变化。Jason等^[13]实验研究了开槽,长,短型三种结构阻旋栅对密封气流周向速度的影响,结构证明阻旋栅板上开槽抑制旋流效果更好。此外阻旋栅数量对密封特性也具有重要影响,Kwanka^[14]实验研究了阻旋栅数量对迷宫密封和蜂窝密封的气流激振力变化影响,实验表明阻旋栅数量对密封性能影响较大。孙丹等^[15]从数值与实验两个方面研究了不同数量阻旋栅对密封泄漏及动力特性的影响,实验研究了不同转速和压比下阻旋栅对密封动力特性系数的影响。吴可欣等^[16]数值研究了阻旋栅位置和数量对密封模型的静力特性及模型在同一预旋比下的动力特性影响。而现有研究表明进气预旋对密封泄漏特性与动力特性有很大影响,晏鑫等^[17]数值研究了正/负预旋对迷宫密封与蜂窝密封泄漏量和传热特性的影响。陈尧兴等^[18]数值研究了进口预旋比不同的情况下迷宫密封非定常流场与气流激振力的变化。李志刚等^[19]则数值研究了预旋对含阻旋栅的孔型密封气流激振力,动力特性系数的影响,发现预旋增大导致有效阻尼降低。Chen等^[20]数值研究了两种预旋比下阻旋栅轴向位置对迷宫密封动力特性影响。综上所述,预旋对阻旋栅密封泄漏特性与动力特性具有重要影响,现有文献研究预旋对阻旋栅密封泄漏特性与动力特性文献较少,鲜有关于预旋对阻旋栅密封泄漏特性与动力特性变化影响机理方面的研究报道。

本文基于非定常动网格技术,建立了阻旋栅密封多频椭圆涡动求解模型并实验验证数值模型的准确性,研究了预旋进气条件下阻旋栅密封泄漏量与动力特性系数,分析了预旋对阻旋栅密封进口流场,密封腔室旋流比,密封腔室压力分布及密封气流激振力的影响,揭示了预旋对阻旋栅密封泄漏特性与动力特性的影响机理,为阻旋栅密封结构设计提供理论依据。

1 阻旋栅密封求解模型

1.1 阻旋栅密封动力特性理论模型

1.1.1 密封气流力线性化模型

转子受到微小位移和速度扰动时,转子所受到的气流力与扰动位移和扰动速度的关系可线性化表示为

$$-\begin{bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 K_{xx} 与 K_{yy} 为直接刚度; K_{xy} 与 K_{yx} 为交叉刚度; C_{xx} 与 C_{yy} 为直接阻尼; C_{xy} 与 C_{yx} 为交叉阻尼; Δx 与 Δy 为转子涡动位移; $\Delta \dot{x}$ 与 $\Delta \dot{y}$ 为转子涡动速度。

本文采用多频椭圆轨迹涡动模型进行数值计算,多频椭圆轨迹涡动位移表达式为

$$\begin{cases} x = A \sum_{i=1}^N \cos(\Omega_i t) \\ y = B \sum_{i=1}^N \sin(\Omega_i t) \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} x = B \sum_{i=1}^N \cos(\Omega_i t) \\ y = A \sum_{i=1}^N \sin(\Omega_i t) \end{cases} \quad (3)$$

式中 A 和 B 分别为椭圆轨迹的长轴和短轴,由转子小位移涡动理论, $A=0.01C_r$, $B=0.005C_r$ ($C_r=0.2$ mm为密封间隙); N 为涡动频率个数; $\Omega=2\pi f_i$ 为涡动角频率($f=40, 80, 120, \dots, 320$ Hz)。

1.1.2 密封动力特性系数识别方法

对式(1)进行快速傅里叶变换(FFT)可得密封气流力与动力特性系数和扰动位移在频域内的关系式为

$$\begin{cases} -\Delta F_x = (K_{xx} + j\Omega C_{xx}) \cdot D_x + (K_{xy} + j\Omega C_{xy}) \cdot D_y \\ -\Delta F_y = (K_{yy} + j\Omega C_{yy}) \cdot D_y + (K_{yx} + j\Omega C_{yx}) \cdot D_x \end{cases} \quad (4)$$

式中 $j=\sqrt{-1}$, (D_x, D_y) 和 $(\Delta F_x, \Delta F_y)$ 分别为转子所受气流力和涡动位移的频域信号。

将式(2)和式(3)代入式(4)可得

$$\begin{cases} -\Delta F_{xx} = (K_{xx} + j\Omega C_{xx}) \cdot D_{xx} + (K_{xy} + j\Omega C_{xy}) \cdot D_{xy} \\ -\Delta F_{xy} = (K_{yy} + j\Omega C_{yy}) \cdot D_{xy} + (K_{yx} + j\Omega C_{yx}) \cdot D_{xx} \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} -\Delta F_{yy} = (K_{xx} + j\Omega C_{xx}) \cdot D_{yy} + (K_{xy} + j\Omega C_{xy}) \cdot D_{yx} \\ -\Delta F_{yx} = (K_{yy} + j\Omega C_{yy}) \cdot D_{yx} + (K_{yx} + j\Omega C_{yx}) \cdot D_{yy} \end{cases} \quad (6)$$

定义密封阻抗系数为

$$\begin{cases} H_{xx}=K_{xx}+j\Omega C_{xx} \\ H_{xy}=K_{xy}+j\Omega C_{xy} \\ H_{yx}=K_{yx}+j\Omega C_{yx} \\ H_{yy}=K_{yy}+j\Omega C_{yy} \end{cases} \quad (7)$$

将式(7)代入式(5)、式(6)中可得

$$\begin{cases} H_{xx}=\frac{(-F_{xx})\cdot D_{yy}-(-F_{yx})\cdot D_{xy}}{D_{xx}\cdot D_{yy}-D_{yx}\cdot D_{xy}} \\ H_{xy}=\frac{(-F_{xx})\cdot D_{yx}-(-F_{yx})\cdot D_{xx}}{D_{xy}\cdot D_{yx}-D_{yy}\cdot D_{xx}} \\ H_{yx}=\frac{(-F_{yy})\cdot D_{xx}-(-F_{xy})\cdot D_{yx}}{D_{xx}\cdot D_{yy}-D_{yx}\cdot D_{xy}} \\ H_{yy}=\frac{(-F_{yy})\cdot D_{xy}-(-F_{xy})\cdot D_{xy}}{D_{xy}\cdot D_{yx}-D_{yy}\cdot D_{xx}} \end{cases} \quad (8)$$

提取阻抗函数 H_{uv} 实部与虚部的密封刚度系数与阻尼系数,如式(9)所示。

$$\begin{cases} K_{uv}=\text{Re}(H_{uv}) \\ C_{uv}=\frac{\text{Im}(H_{uv})}{\Omega} \end{cases} \quad (9)$$

式中 u 为激励方向, v 为在 u 激励方向上引起的速度或力的变化。

1.2 阻旋栅密封数值求解模型

1.2.1 求解模型

阻旋栅密封是在密封进口周向均匀安装用来降低密封进口旋流速度栅板的密封,本文设计加工了周向含普通 20、40 以及 40 个径向加长型阻旋栅及无阻旋栅的普通迷宫密封实验件,如图 2 所示。阻旋栅密封共有 7 个锥形直齿,密封齿几何参数如图 3 所示。阻旋栅设计为矩形,径向长为 10.8 mm,宽为 5 mm,厚度为 3 mm。加长型阻旋栅径向延伸与密封齿尖平齐,长度为 13.8 mm。

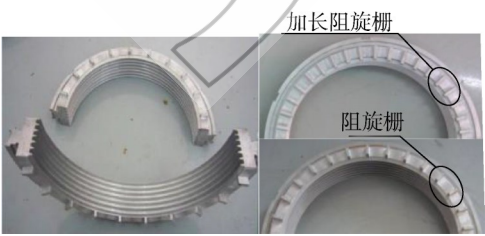


图2 阻旋栅密封件实物图

Fig.2 Physical map of swirl brake seal

1.2.2 网格划分

密封内尤其齿尖部分流场复杂,故采用结构化网格,提高计算结果的精确度,图 3 中 $n_1\sim n_5$ 的网格节点数分别确定为:15、35、50、10、120, n_5 为

密封周向节点。为准确模拟近壁面区域气流流动情况,增加近壁面网格密度,该处网格节点间距比设为 1.1。五种密封模型的网格数确定为 340~380 万。阻旋栅模型网格如图 4 所示。

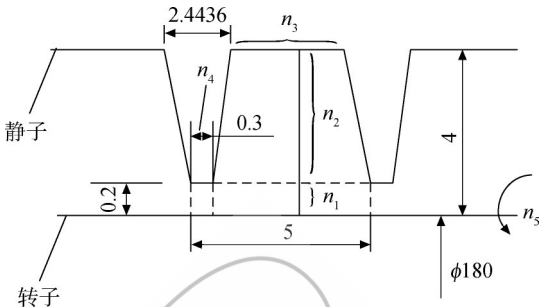


图3 密封模型几何尺寸(单位:mm)

Fig.3 Size of seal model (unit:mm)

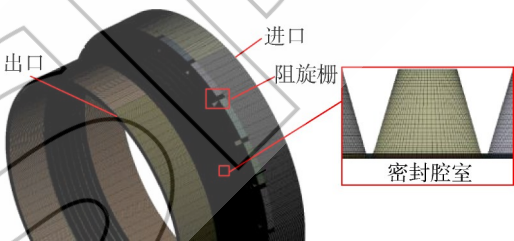


图4 密封模型网格

Fig.4 Mesh of seal model

1.2.3 边界条件

阻旋栅密封采用整周建模,密封进出口边界设为压力边界,湍流模型应用标准 $k-\epsilon$ 模型,对流项设置为高精度离散格式,固体壁面为无滑移绝热边界。旋流比 λ 定义为气体在密封轴向某处沿径向截面的周向平均速度与转子面线速度之比,即

$$\lambda=V\frac{60}{2\pi Rn} \quad (10)$$

式中 V 为密封周向面气流周向平均速度; n 为转子转速; R 为转子半径;当 V 为密封进口面气流周向平均速度 V_0 时,所求 λ 即为预旋比 λ_0 ;密封腔室截面气流周向平均速度 V_1 代入公式求得为应该截面旋流比 λ_1 。表 1 给出了密封边界条件。

表 1 密封模型计算边界条件

Table 1 Boundary conditions of seal model

参数	数值及详情
转速/(r/min)	3 000
壁面属性	无滑移绝热
工质	理想空气
湍流模型	标准 $k-\epsilon$

续表	
参数	数值及详情
涡动模型	多频椭圆涡动
进口压力/MPa	0.4、0.6、0.8
出口压力/MPa	0.1
总温/K	300
预旋比 λ_0	0、0.35、0.75
涡动频率/Hz	40~320

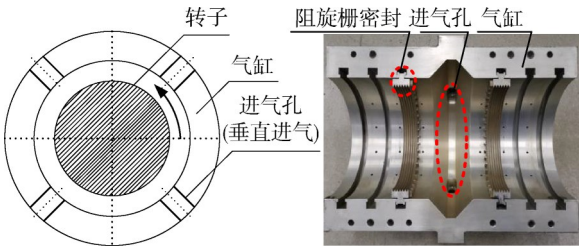
本文数值模拟采用动网格方法实现转子椭圆轨迹涡动,涡动基频为 40 Hz,涡动频率由 40 Hz 至 320 Hz。定常计算方程残差达到 10^{-6} 数量级,进出口流量残差小于 0.1% 时认为计算收敛,非定常瞬态计算当转子所受气流力 F_x, F_y 波动曲线呈周期性且光滑,相邻两周期同一点气流力相差小于 0.2%,认为非定常瞬态计算收敛。

1.3 求解模型准确性验证

为验证本文数值求解阻旋栅密封模型动力特性的准确性,将本文数值计算的阻旋栅密封泄漏量与实验测试结果进行对比验证。实验设备如图 5(a)所示,本实验台转子直径为 180 mm,密封平均间隙为 0.2 mm,实验转子转速为 3 000 r/min。供气压力为 0.4、0.6、0.8 MPa。气流由气罐流经装有高精度流量计(精度等级 1.0)的管路进入气缸,利用数采系统实时同步采集进气流量数据。因本实验台气缸设计为垂直进气,两端出气形式,如图 5(b)所示,实验所得泄漏量为无预旋进气工况的实验数据,作为验证对比的数值计算结果也均为预旋比 $\lambda_0=0$ 工况下计算值。验证结果如图 6 所



(a) 密封转子实验台



(b) 密封进气形式及实验气缸内部图

图 5 密封实验台及装置图

Fig.5 Diagram of the seal experimental rig and devices

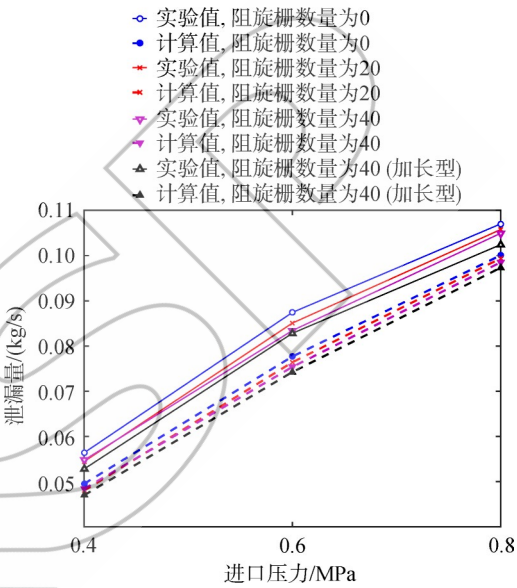


图 6 阻旋栅密封泄漏量数值与实验结果对比

Fig.6 Comparison of leakage numerical and experimental results of swirl brake seals

示,本文数值与实验所得泄漏量平均误差不超过 15.7%,原因在于数值计算模型是理想化模型,而实验装置在安装过程中配合间隙存在一定误差。计算模型进气为轴向进气,实验气缸为径向进气,轴向出气,模型存在简化,导致泄漏量有一定误差。

2 计算结果分析

2.1 阻旋栅密封流场特性分析

图 7 所示为进口压力为 0.8 MPa,出口压力为 0.1 MPa, $\lambda_0=0$ 、转速为 3 000 r/min、阻旋栅数量为 20 的阻旋栅密封模型沿轴向流场特性图,由图可以看出,阻旋栅密封的压力逐级降低,气流速度逐渐增大。齿顶间隙处气流速度增大呈射流状,主要的压降发生在齿顶处。气流在密封腔内呈涡流状进行能量耗散,腔内气流速度变化不大,故密封腔内压力基本不变。阻旋栅密封的齿顶节流与

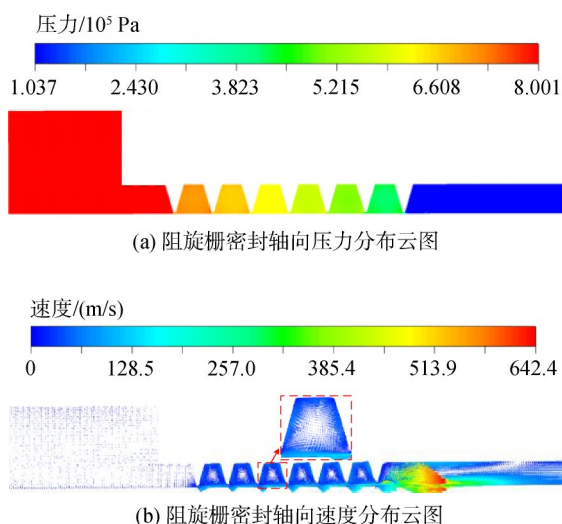


图7 阻旋栅密封流场特性云图(阻旋栅数量为20)

Fig.7 Flow field characteristics contours of swirl brakes seal (the number of swirl brakes is 20)

密封腔涡流动能耗散现象起到密封效果。

2.2 预旋对阻旋栅密封泄漏特性影响及机理分析

2.2.1 预旋对阻旋栅密封泄漏特性影响

图8给出了当进口压力为0.8 MPa、出口压力为0.1 MPa、转速为3000 r/min工况下阻旋栅密封泄漏量随预旋比的变化关系。由图中可以看出,预旋比不变的情况下阻旋栅密封泄漏量随阻旋栅数量及长度增加而下降。当预旋比改变时,阻旋栅密封泄漏量随预旋比升高而降低。

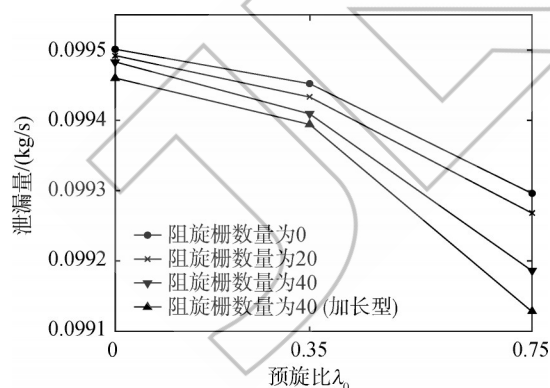


图8 泄漏量随预旋比的变化影响

Fig.8 Influence of pre-swirl ratio on leakage

2.2.2 预旋对阻旋栅密封泄漏特性影响机理分析

1) 预旋对阻旋栅密封流场影响分析

旋流强度 $K^{[21]}$ 可表征周向旋流大小与方向,反映了气流旋涡耗散作用的强弱,定义为

$$K = \frac{V_g}{V_r} \quad (11)$$

式中 V_g 为气体周向速度; V_r 转子面周向速度。

本文中以转子旋转方向为正向,分析阻旋栅之间流场旋流强度 K 值变化及旋涡耗散作用,揭示预旋对阻旋栅密封泄漏特性影响机理。如图9所示,提取阻旋栅处周向局部截面流场结构。图10给出了阻旋栅数量为20个的阻旋栅密封进口气流周向流动状况,由图中可以看出,随预旋比增加,气流周向速度增大,两个相邻的阻旋栅之间形成的涡流区越来越明显,涡流区 K 值不断减小,预旋比增大到0.75时 K 值降至-0.211,说明旋涡强度增大,气流耗散作用增强,但是20个阻旋栅彼此之间距离较大,涡流区只在紧靠阻旋栅前后的区域出现,气流旋涡耗散现象弱,两相邻阻旋栅中部气流分离,继续做周向流动。图11给出了阻旋栅数量为40个的阻旋栅密封进口气流周向流动状况,由图中可以看出,40个阻旋栅的稠度增大,两阻旋栅之间距离减小,使气流周向分离现象减弱,阻旋栅之间形成了一个完整的旋涡。当预旋比增大到0.75,图11(c)中可明显看出气流周向流速增大,阻旋栅前后涡流区面积增大,旋流比绝对值增大,说明气流在阻旋栅之间的涡流现象加强,涡流区 K 值最小为-0.275,相比于有20个阻旋栅的密封涡流能量耗散增强,进一步减小泄漏量。

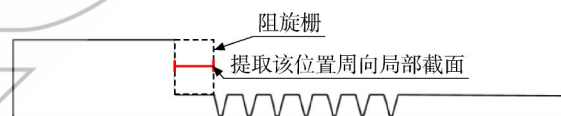


图9 阻旋栅流场周向截面提取位置

Fig.9 Selected circumferential section position of flow field in swirl brakes

2) 预旋对阻旋栅密封腔室旋流比影响分析

提取如图12所示阻旋栅密封第一密封腔室中间位置截面的周向平均速度 V_r ,分析多个预旋比下阻旋栅密封该腔室旋流比 λ_1 的变化。图13给出了阻旋栅密封第一腔室中部截面旋流比,由图中可以看出,无阻旋栅密封腔室旋流比随预旋增大而增大,含普通阻旋栅的密封腔室旋流比随预旋增大先增大后减小,而有40个加长型阻旋栅的密封旋流比随预旋比增加而递减。预旋进气后气流旋流现象明显,而阻旋栅数量增加或长度加长能更好地抑制旋流,故加装阻旋栅后腔室旋流比减小。当预旋比为0.35时,阻旋栅数量由0个增至20个,密封的旋流比下降幅度最大,减小约34%。随着阻旋栅数量增加旋流比依次减小。拥有40个加长型阻旋栅的密封腔室旋流比可降至

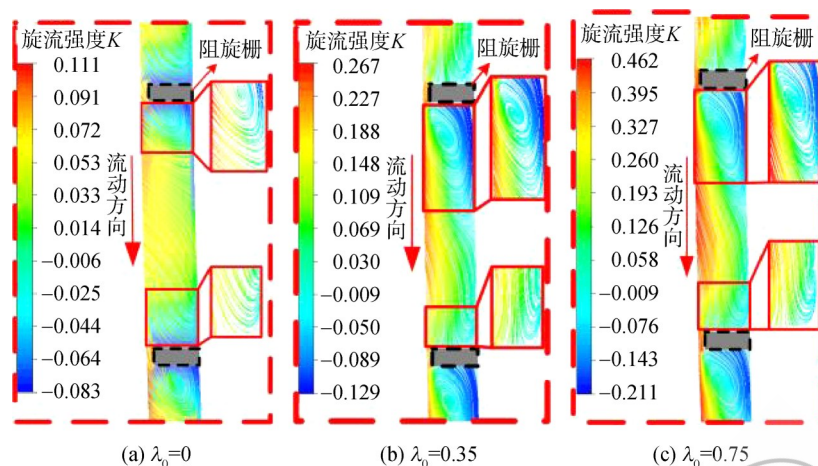


图 10 阻旋栅密封截面局部旋流强度云图与速度流线(阻旋栅数量为 20)

Fig.10 Contours and velocity streamline of swirl intensity of the part section of swirl brakes seal (the number of swirl brakes is 20)

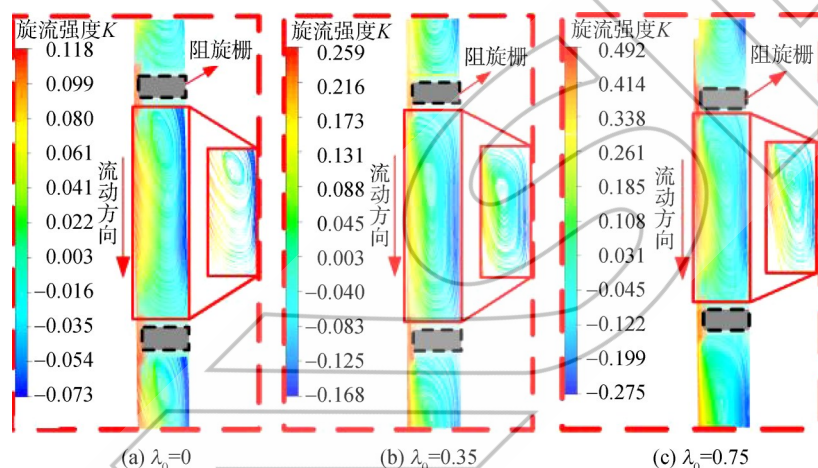


图 11 阻旋栅密封截面局部旋流强度云图与速度流线(阻旋栅数量为 40)

Fig.11 Contours and velocity streamline of swirl intensity of the part section of swirl brakes seal (the number of swirl brakes is 40)

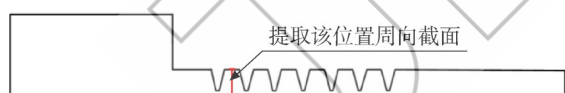


图 12 密封腔室周向截面提取位置

Fig.12 Selected circumferential section position of seal chamber

0.039, 相对于有普通 40 个阻旋栅的密封的腔室旋流比降低了 82%。当预旋比为 0.75, 阻旋栅数量由 0 个增加至 20 个, 密封腔室旋流比减小约 64%, 甚至 40 个加长型阻旋栅密封腔室旋流比降至 -0.038。相对于 $\lambda_0 = 0.35$ 的密封腔室旋流比, 预旋比为 0.75 时阻旋栅密封腔室旋流比进一步减小, 这是因为预旋增大, 气流周向流动加强, 周向速度增大, 阻旋栅使周向气流在阻旋栅之间进行涡流能量耗散, 甚至使密封腔内部分周向气流

逆转子旋转方向流动, 促使气流动能耗散, 减小腔室气流旋流比, 降低了密封泄漏量。

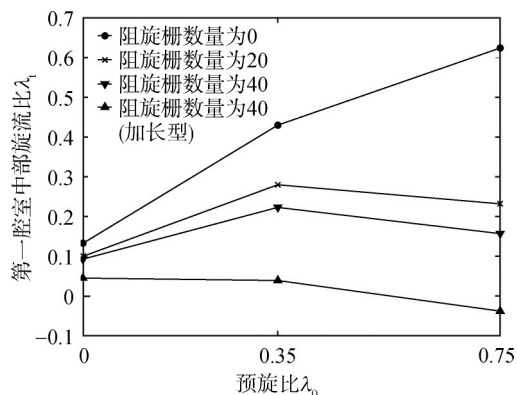


图 13 不同阻旋栅密封周向截面旋流比变化图

Fig.13 Variation diagram of swirl ratio in circumferential section of different swirl brake seals

2.3 预旋对阻旋栅密封动力特性影响及机理分析

2.3.1 预旋对阻旋栅密封动力特性系数影响

图14给出了三种密封的直接刚度变化情况,由图中可以看出,直接刚度随涡动频率增加呈递减趋势。预旋比增大后直接刚度减小,预旋比不变时阻旋栅数量增加直接刚度增加,当阻旋栅长度加长直接刚度进一步增大。图15给出了无、40、40加长型三种阻旋栅密封交叉刚度的变化图,由图中可以看出,当预旋比增大时,阻旋栅密封交叉刚度随之增大。当预旋比不变,交叉刚度随阻旋栅数量增加,长度加长而降低。

图16给出了这三种密封直接阻尼随预旋比改变的变化情况,由图中可以看出,预旋比增加,

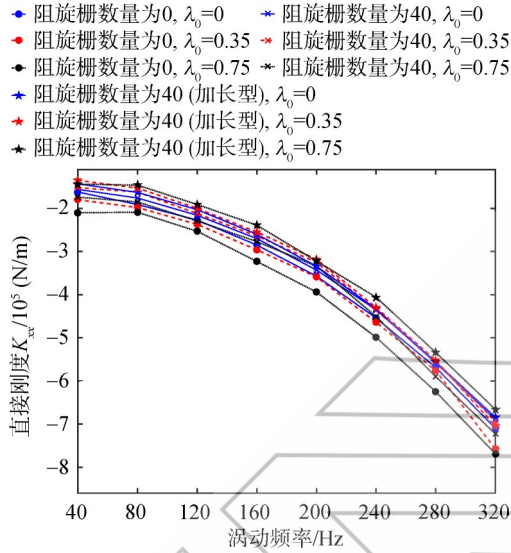


图14 直接刚度随预旋比的变化关系

Fig.14 Variation of direct stiffness with pre-swirl ratios

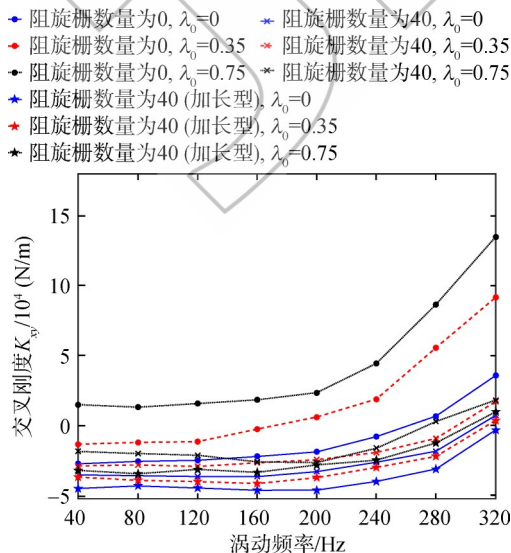


图15 交叉刚度随预旋比的变化关系

Fig.15 Variation of cross stiffness with pre-swirl ratios

这三种密封直接阻尼均减小,低于约200 Hz频率涡动时阻旋栅数量对直接阻尼影响较明显,直接阻尼随阻旋栅数量增加而增大。图17给出了交叉阻尼变化情况,由图中可以看出,交叉阻尼随预旋比增加而减小,随阻旋栅数量增加而增大。当预旋比为0.75,阻旋栅密封交叉阻尼随阻旋栅数量改变增幅较大。

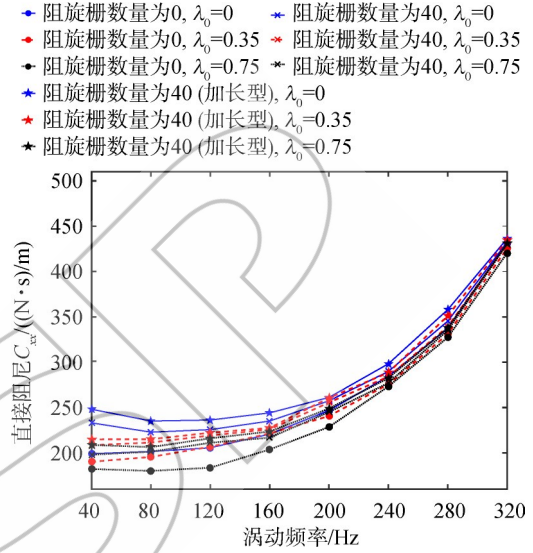


图16 直接阻尼随预旋比的变化关系

Fig.16 Variation of direct damping with pre-swirl ratios

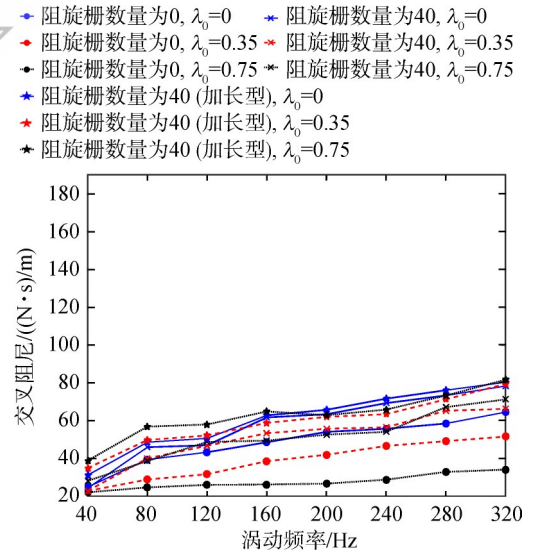


图17 交叉阻尼随预旋比的变化关系

Fig.17 Variation of cross damping with pre-swirl ratios

2.3.2 预旋影响下的阻旋栅密封动力特性

稳定性分析

引入有效刚度 K_{eff} 与有效阻尼 C_{eff} 系数评价阻旋栅密封转子动力特性稳定性^[22],即

$$K_{eff} = K_{xx} + C_{xy}\Omega \quad (12)$$

$$C_{\text{eff}} = C_{xx} - \frac{k_{xy}}{\Omega} \quad (13)$$

有效阻尼与有效刚度计算结果如下图所示,图 18 给出了这三种密封有效阻尼变化趋势,由图中可以看出,预旋比为 0 和 0.35 时阻旋栅密封有效阻尼变化幅度较小,当预旋比增大到 0.75,三种阻旋栅密封有效阻尼变化较大,阻旋栅数量增加会提高密封有效阻尼,当阻旋栅长度加长后,因其交叉刚度降低,故有效阻尼增大。图 19 给出了有效刚度随频率变化图,由图中可以看出,三种阻旋栅密封在相同预旋比下有效刚度变化较小,随阻旋栅数量增加有增大趋势。预旋比增大时,阻旋

- ◆ 阻旋栅数量为 0, $\lambda_0=0$ ◆ 阻旋栅数量为 40, $\lambda_0=0$
- 阻旋栅数量为 0, $\lambda_0=0.35$ ● 阻旋栅数量为 40, $\lambda_0=0.35$
- ▲ 阻旋栅数量为 0, $\lambda_0=0.75$ ▲ 阻旋栅数量为 40, $\lambda_0=0.75$
- ★ 阻旋栅数量为 40 (加长型), $\lambda_0=0$
- ★ 阻旋栅数量为 40 (加长型), $\lambda_0=0.35$
- ★ 阻旋栅数量为 40 (加长型), $\lambda_0=0.75$

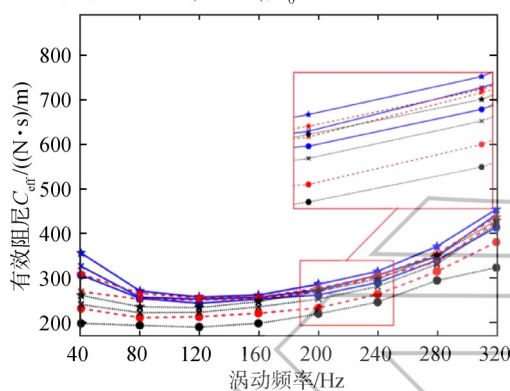


图 18 有效阻尼随预旋比的变化关系

Fig.18 Variation of effective damping with pre-swirl ratios

- ◆ 阻旋栅数量为 0, $\lambda_0=0$ ◆ 阻旋栅数量为 40, $\lambda_0=0$
- 阻旋栅数量为 0, $\lambda_0=0.35$ ● 阻旋栅数量为 40, $\lambda_0=0.35$
- ▲ 阻旋栅数量为 0, $\lambda_0=0.75$ ▲ 阻旋栅数量为 40, $\lambda_0=0.75$
- ★ 阻旋栅数量为 40 (加长型), $\lambda_0=0$
- ★ 阻旋栅数量为 40 (加长型), $\lambda_0=0.35$
- ★ 阻旋栅数量为 40 (加长型), $\lambda_0=0.75$

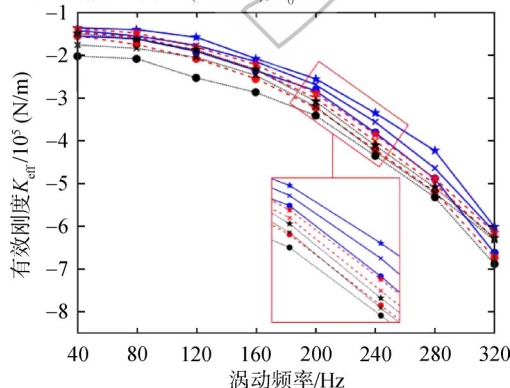


图 19 有效刚度随预旋比的变化关系

Fig.19 Variation of effective stiffness with pre-swirl ratios

栅密封有效刚度绝对值增大。

2.3.3 预旋对阻旋栅密封动力特性影响机理分析

1) 预旋对阻旋栅密封腔室周向压力分布影响分析

为研究预旋对密封动力特性的影响机理,进一步如图 12 所示,提取密封第一腔室中间位置截面周向压力分布,分析预旋比对该腔室截面周向压力的影响。此时转子受 x 方向激励涡动,且完成一个涡动周期转子处于 x 轴正向最大位置。图 20 给出了预旋比 $\lambda_0=0$ 时,阻旋栅数量分别为 0、40 个的阻旋栅密封第一腔室中间位置截面周向压力云图,由图中可以看出,因转子涡动,密封腔室内出现明显的高低压差区,无阻旋栅密封的周向压力范围为 722 418~714 689 Pa,其压差为 7 729 Pa,图 20(b)中阻旋栅数量达到 40 个的阻旋栅密封周向压力范围为 722 093~714 754 Pa,压差为 7 339 Pa,加装阻旋栅后其周向压差减少 390 Pa。

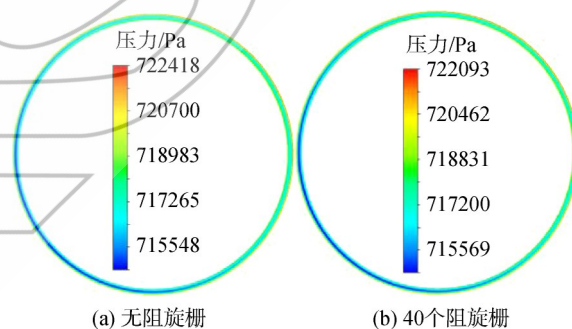


图 20 阻旋栅密封腔室周向截面压力云图

Fig.20 Circumferential section pressure contours of seal chamber with swirl brakes

图 21 给出了三种预旋比下的阻旋栅密封第一腔室截面压差。阻旋栅会阻挡气流周向流动,腔室周向压差随阻旋栅数量增加而减少,阻旋栅长度加长后密封周向压差进一步减小,密封内气流激振力随压差减小而降低,故阻旋栅密封抑制气流激振力效果优于无阻旋栅密封。当预旋比增大,该面周向压差也随之增大,拥有 40 个加长型阻旋栅的密封周向压差较拥有普通 40 个阻旋栅的密封的周向压差减少约 20%。预旋比增大造成该面压差增大,使气流激振力升高,故预旋比增大会降低阻旋栅密封稳定性。

2) 预旋对密封气流激振力影响分析

转子工作中涡动使转子与静子间的密封间隙

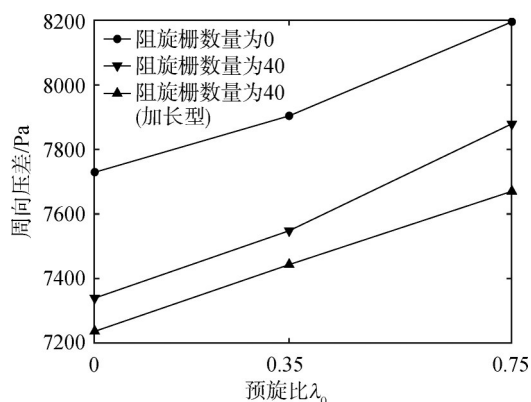


图21 不同阻旋栅密封周向截面压差对比

Fig.21 Comparison of pressure difference in circumferential section for different swirl brake seals

改变,转子面压力分布不均产生作用于转子表面的气流激振力,激振力反过来会促使或抑制转子涡动,影响转子稳定性。提取无、40、40个加长型阻旋栅的阻旋栅密封在预旋比 λ_0 为0、0.75下的非定常计算 x 方向激励0.05 s时密封转子所受径向与切向分力。此时转子完成了一个涡动周期,达到 x 轴正向最大位置并向 y 轴正向逆时针运

动。作出气流激振力矢量图,更直观看出预旋比改变对转子表面气流激振力的影响。

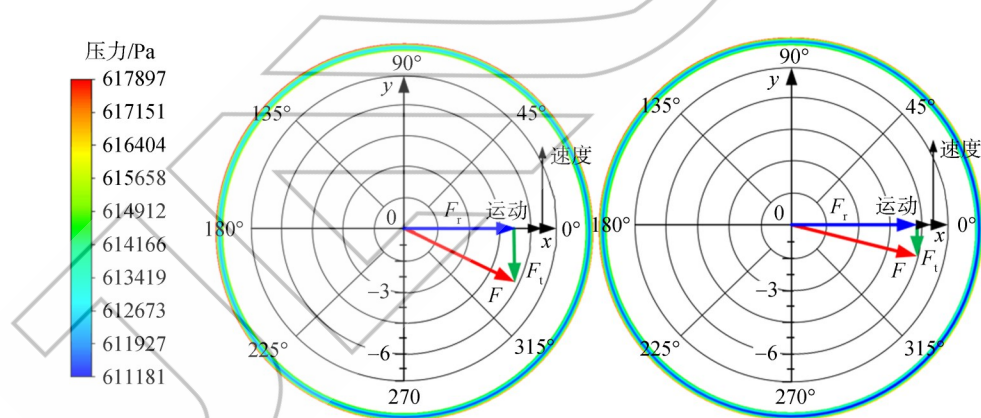
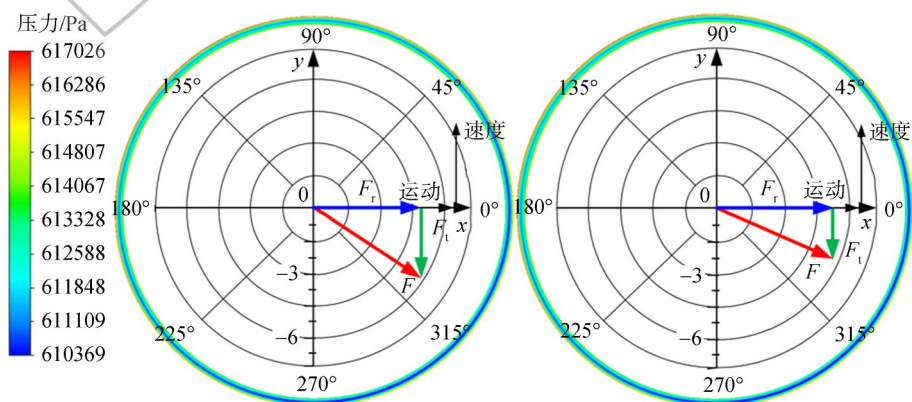
图22给出了这三种阻旋栅密封随预旋比改变转子所受激振力矢量与压力云图。由式(1)可得

$$F_t = -C_{\text{eff}} \dot{D} \quad (14)$$

$$F_r = -K_{\text{eff}} \dot{D} \quad (15)$$

式中 D 为转子涡动位移; $\dot{D}$ 为转子涡动速度。即有效阻尼增大时切向力 F_t 减小,有效刚度增大时径向力减小。

由图22中可以看出,这三种密封径向力 F_r 均与转子涡动方向相同,切向力 F_t 则与转子涡动速度方向相反。合力 F 位于第四象限。在相同预旋比下,阻旋栅数量由0增加至40个,密封激振力径向分力 F_r 减小,切向分力 F_t 减小,合力 F 相位角减小,有利于抑制转子涡动。当预旋比增大至0.75,阻旋栅密封激振力切向分力 F_t 增大,径向分力 F_r 增大,其中无阻旋栅密封切向分力为-1.6 N,40加长阻旋栅密封切向分力为-3.5 N,切向力绝对值增加了118%。无阻旋栅密封激振力合力 F 相

(a) 阻旋栅数量为0, $\lambda_0=0, 0.75$ (b) 阻旋栅数量为40, $\lambda_0=0, 0.75$

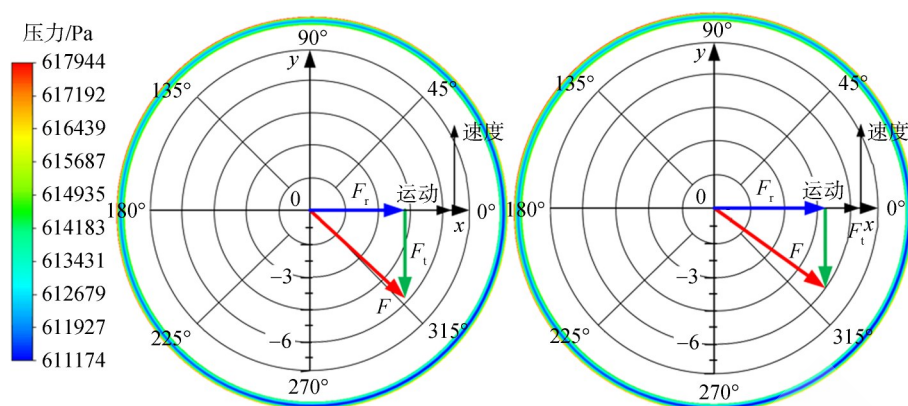
(c) 阻旋栅数量为40个加长型, $\lambda_0=0.75$

图 22 不同阻旋栅密封转子面流体激振力矢量图

Fig.22 Vector diagram of excitation force on rotor surface of different swirl brake seals

位角由 -29.2° 偏向 -16° , 40个普通阻旋栅及40个加长型阻旋栅密封的气流激振合力 F 相位角分别由 -35.4° 偏向 -24.6° , -44° 偏向 -35.7° , 合力 F 方向都偏向转子涡动方向, 转子稳定性降低。

3 结 论

本文采用非定常网格技术建立了阻旋栅密封多频椭圆轨迹涡动模型, 在实验验证数值模型准确性的基础上, 进一步分析阻旋栅对密封进口流场, 密封腔室周向压力分布与密封气流激振力变化影响, 得出以下结论:

1) 阻旋栅密封突出特点在于抑制气流激振, 对泄漏量影响不大, 但预旋增大使气流周向流速增大, 阻旋栅数量增加使阻旋栅之间流场面积减小, 气流旋流强度增大而在阻旋栅之间进行涡流能量耗散, 故泄漏量随阻旋栅数量增加而降低。本文研究工况下40个加长型阻旋栅密封泄漏量与无阻旋栅密封相比降低了0.17%。

2) 预旋比增大, 阻旋栅密封直接刚度与有效刚度减小, 交叉刚度增大, 直接阻尼与有效阻尼降低。阻旋栅数量增加, 密封交叉刚度减小, 直接刚度与有效刚度, 直接阻尼和有效阻尼均增大。

3) 随着预旋比增大, 激振力径向分力与切向分力增大, 转子稳定性降低。本文研究工况下40个加长型阻旋栅密封在预旋比为0.75时腔室周向压差与无阻旋栅密封相比减少13.6%, 密封气流切向分力降低118%, 有利于提高转子稳定性。

参考文献:

[1] 曹树谦, 陈予恕. 现代密封转子动力学研究综述[J]. 工程力

学, 2009, 26(2):68-79.

CAO Shuqian, CHEN Yushu. A review of modern rotor/seal dynamics[J]. Engineering Mechanics, 2009, 26(2):68-79. (in Chinese)

[2] 张万福, 杨建刚, 曹浩, 等. 偏心密封内切向气流量及其对稳定性影响的理论与试验研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(17):92-98.

ZHANG Wanfu, YANG Jiangang, CAO Hao, et al. Theoretical and experimental research of tangential fluid-induced force and its influence on stability in eccentric seal[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(17):92-98. (in Chinese)

[3] CHILDS D W, VANCE J M. Annular seals as tools to control rotor dynamic response of future gas turbine engines[R]. AIAA 94-2804, 1994.

[4] BENCKERT H, WACHTER J. Flow induced spring coefficients of labyrinth seals for application in rotor-dynamics [C]//Proceedings of a Workshop on Rotor-dynamic Instability Problems in High-performance Turbo-machinery. College Station, USA: Texas A&M University, 1980:189-212.

[5] MUSZYNSKA A, BENTLY D E. Anti-swirl arrangements prevent rotor/seal instability[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1989, 111(2):156-162.

[6] 沈庆根, 李烈荣, 潘永密. 迷宫密封中的气流激振及其反旋流措施[J]. 流体机械, 1994, 22(7):7-11.

SHEN Qinggen, LI Lierong, PAN Yongmi. Air-excited vibration and anti-swirl devices in labyrinth seals[J]. Fluid Machinery, 1994, 22(7):7-11. (in Chinese)

[7] 何立东. 转子密封系统反旋流抑振的数值模拟[J]. 航空动力学报, 1999, 14(3):293-333.

HE Lidong. Numerical simulation of anti-swirl arrangements for suppressing rotor/seal instability[J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(3):293-333. (in Chinese)

[8] 孙丹, 王双, 艾延廷, 等. 反旋流对密封静力与动力特性影响的理论与试验研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(3):

- 102-109.
- SUN Dan, WANG Shuang, AI Yanting, et al. Theoretical and experimental research on the performance of anti-swirl flow for the static and dynamic characteristics of seals[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(3):102-109. (in Chinese)
- [9] 张衍,傅鑫,曹永华.基于逆向射流抑制封严齿泄漏流动的数值及实验研究[J].航空动力学报,2019,34(1):74-83.
- ZHANG Yan, FU Xin, CAO Yonghua. Numerical and experimental study based on revers jet to suppress leakage flow in the labyrinth seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(1):74-83. (in Chinese)
- [10] NIELSEN K K, CHILDS D W, MYLLERUP C M. Experimental and theoretical comparison of two swirl brake design [R]. ASME Paper 2000-GT-399, 2000.
- [11] CHILDS D W, MCLEAN J E, ZHANG M, et al. Rotordynamic performance of a negative-swirl brake for a tooth-on-stator labyrinth seal[R]. ASME Paper GT2014-25577, 2014.
- [12] 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):164-169.
- JI Dawei, LI Jun, NING Xiao. Investigations on the effect of inlet swirl brake structure on the rotor dynamic coefficients of labyntin seal[J]. Thermal Turbine, 2017, 46(3):164-169. (in Chinese)
- [13] JASON W, NATALIE S. Experimentally measured effectiveness of different shroud swirl brake profiles in a centrifugal compressor[R]. ASME Paper GT-2019-91676, 2019.
- [14] KWANKA K. Improving the stability of labyrinth gas seals [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, 123(2):383-386.
- [15] 孙丹,王双,艾延廷,等.阻旋栅对密封静力与动力特性影响的数值分析与实验研究[J].航空学报,2015,36(9):3003-3011.
- SUN Dan, WANG Shuang, AI Yanting, et al. Numerical and experimental research on performance of swirl brakes for the static and dynamic characteristics of seals[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2015, 36(9):3003-3011. (in Chinese)
- [16] 吴可欣,张万福,曹浩,等.阻旋栅对梳齿密封动静特性影响研究[J].摩擦学学报,2020,40(5):648-655.
- WU Kexin, ZHANG Wanfu, CAO Hao, et al. Effects of swirl brakes on static and rotordynamic performance of labyrinth seals[J]. Tribology, 2020, 40(5):648-655. (in Chinese)
- [17] 晏鑫,李军,丰镇平.预旋对蜂窝密封和迷宫密封内流动传热特性影响[J].航空动力学报,2009,24(4):773-776.
- YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping. Influence of inlet pre-swirl on discharge and heat transfer characteristics of honeycomb and smooth labyrinth seals[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(4):773-776. (in Chinese)
- [18] 陈尧兴,李志刚,李军.进口预旋对高压迷宫密封炉体激振转子动力特性的影响[J].润滑与密封,2017,42(11):1-7.
- 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):1-7. (in Chinese)
- [19] 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,2015,50(1):17-21.
- 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, 2015, 50(1):17-21. (in Chinese)
- [20] CHEN Y X, LI Z, LI J, 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] 李志刚,李军,丰镇平.高转速袋型阻尼密封泄漏的特性[J].航空动力学报,2012,27(12):2829-2835.
- LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Leakage flow of pocket damper seal at high rotational speed[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(12):2829-2835. (in Chinese)
- [22] ERTAS B H, DELGADO A, VANNINI G. Rotordynamic force coefficients for three types of annular gas seals with inlet pre-swirl and high differential pressure ratio[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(4):42501-42503.

(编辑:张雪)