

凹槽射流对袋型阻尼密封泄漏特性与动力特性影响机理

郭金道¹, 孙 丹¹, 赵 欢¹, 肖忠会², 孟继纲², 胡 永²

(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: 采用非定常动网格技术建立了袋型阻尼密封泄漏特性和动力特性多频椭圆涡动求解模型, 在验证求解模型准确性的基础上, 研究了压比、转速和凹槽位置不同时凹槽射流对袋型阻尼密封泄漏特性与动力特性的影响, 分析了袋型阻尼密封轴向与周向的流速和压力分布特性, 揭示了凹槽射流对袋型阻尼密封泄漏特性和动力特性的影响机理。研究表明: 凹槽射流增强了袋型阻尼密封直通效应, 削弱了基本腔室内气流动能的耗散作用, 增大了泄漏量, 当压比由 2 增至 6.9 时, 相比无凹槽袋型阻尼密封, 有凹槽袋型阻尼密封泄漏量增大 11.75%~12.67%。凹槽射流可减小袋型阻尼密封交叉刚度, 增大直接阻尼和有效阻尼, 且转子低频(频率小于 120 Hz)涡动时效果更显著; 凹槽射流可抑制下游腔室内气流的周向流动, 降低周向压差, 使周向压力分布更均匀, 提高转子稳定性; 凹槽结构参数相同时, 基本腔室出口密封齿周向二等分点为最佳凹槽位置, 此时袋型阻尼密封具有最小交叉刚度、最大直接阻尼和有效阻尼。

关 键 词: 袋型阻尼密封; 凹槽射流; 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 notch jet-flow on leakage and rotordynamic characteristics of pocket damper seals

GUO Jindao¹, SUN Dan¹, ZHAO Huan¹, XIAO Zhonghui²,
MENG Jigang², HU Yong²

(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 of pocket damper seals; based on the accuracy of the numerical model, the influences of different pressure ratio,

收稿日期: 2021-01-16

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: 郭金道(1998—), 男, 硕士生, 主要研究方向为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: 郭金道, 孙丹, 赵欢, 等. 凹槽射流对袋型阻尼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): 308-319. GUO Jindao, SUN Dan, ZHAO Huan, et al. Mechanism of influence of notch jet-flow on leakage and rotordynamic characteristics of pocket damper seals[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(2): 308-319.

rotor speed and notch position on leakage characteristics and the dynamic characteristics were studied, the speed and pressure distribution characteristics of different conditions and the notch position were analyzed, so the influence mechanism of notch jet-flow on leakage and dynamic characteristics of the pocket damper seals was revealed. The results showed that: notch jet-flow enhanced the straight-through effect of pocket damper seals, weakened the dissipation of air kinetic energy in the basic chamber, and increased the leakage. When the pressure ratio increased from 2 to 6.9, the leakage increased by 11.75%—12.67%. The notch jet-flow can reduce the cross stiffness of pocket damper seals, increase the direct damping and effective damping, and the effect was more significant when the rotor swirled at low frequency (frequency was less than 120 Hz); the notch jet-flow can restrain the circumferential flow of the airflow in the downstream chamber, reduce the circumferential pressure difference, reduce the exciting force and improve the stability of the rotor. When the structural parameters of the notch were same, the circumferential second-order dividing point of the seal tooth at the outlet of the basic chamber was the best notch position. At this time, pocket damper seals had the minimum cross stiffness and the largest direct damping and effective damping.

Key words: pocket damper seals; notch jet-flow; leakage characteristics; rotordynamic characteristics; stability of rotor

转子与静子间的密封结构是涡轮机械中的重要部件,起着减少工质泄漏的关键作用,先进的密封结构设计可有效提高涡轮机械工作效率和转子稳定性^[1-3]。Vance和Schultz^[4]研发了袋型阻尼密封(pocket damper deal, PDS),并提出在基本腔室出口密封齿设计凹槽以提高转子稳定性,凹槽处会形成气体压差射流^[5],对袋型阻尼密封泄漏特性与动力特性产生较大影响,因此,研究凹槽射流对袋型阻尼密封泄漏特性与动力特性的影响机理具有重要理论意义和工程应用价值。

目前国内外关于袋型阻尼密封的研究包括泄漏特性与动力特性两方面。在袋型阻尼密封泄漏特性方面,Laos^[6]比较了6齿袋型阻尼密封和4齿迷宫密封的泄漏量,结果表明两者具有相同的泄漏量,Sheng等^[7]的测量表明腔室深度较小时袋型阻尼密封可以获得更好的密封性能。Childs等^[8]的研究表明齿顶斜面会削弱袋型阻尼密封的封严性能,Gamal等^[9]的研究表明袋型阻尼密封泄漏特性主要和齿数、齿形、腔室深度有关,且这几种因素相互影响。工况参数也是影响袋型阻尼密封泄漏特性的重要原因,Li等^[10]的研究表明CFD泄漏量预测误差随着转速的提高而明显增大,李志刚等^[11]认为这是由于高转速下离心力的作用使转子半径增大导致密封间隙减小,因此计算了转子旋转时半径伸长对袋型阻尼密封泄漏特性的影响,预测精度明显提高。Kannan等^[12]提出了有凹槽袋型阻尼密封泄漏量计算公式并进行了准确性验

证,结果表明该公式可以较准确地预测有凹槽袋型阻尼密封的泄漏量。在袋型阻尼密封动力特性研究方面,Li等^[13]建立了单控体Bulk Flow模型,研究了压比、转速对袋型阻尼密封动力特性的影响。Eldin^[14]应用单控体Bulk Flow模型研究了密封腔数量对袋型阻尼密封动力特性的影响。近几年随着计算机技术的发展,国内外学者逐渐应用CFD技术求解密封动力特性,孙丹等^[15]应用非定常动网格技术研究了袋型阻尼密封的抑振机理。李志刚等^[16]采用CFD技术研究了转子偏心对袋型阻尼密封的影响。张万福等^[17]的研究表明轴向渐扩式挡板可提高袋型阻尼密封有效阻尼。Ertas^[18]的研究表明贯通式周向挡板袋型阻尼密封(fully partitioned pocket damper seals, FPDS)动力特性比传统袋型阻尼密封更优。Pugachev、Griebel等^[19-20]研究了凹槽数量对袋型阻尼动力特性的影响,结果表明:单个凹槽时袋型阻尼密封具有最佳动力特性。然而,从现有发表的文献看,有凹槽袋型阻尼密封泄漏特性与动力特性研究较少,鲜有关于凹槽射流对袋型阻尼密封泄漏特性与动力特性影响机理的研究报道。

应用非定常动网格技术建立袋型阻尼密封泄漏特性和动力特性多频椭圆涡动求解模型,在验证求解模型准确性的基础上,研究了不同凹槽位置、进出口压比和转子转速下凹槽射流对袋型阻尼密封泄漏特性与动力特性的影响,揭示了凹槽射流对袋型阻尼密封泄漏特性与动力特性的影响

机理。本文研究结果可对预测袋型阻尼密封泄漏特性与动力特性及设计凹槽位置提供理论依据。

1 密封动力特性理论求解模型

1.1 密封气流激振力线性化模型

图1为转子在密封中的椭圆涡动轨迹示意图,图中 O 为密封静子中心, O_1 为转子中心, ω 为转子自转转速, Ω 为转子涡动角速度, a 为椭圆涡动轨迹短半轴, b 为椭圆涡动轨迹长半轴。

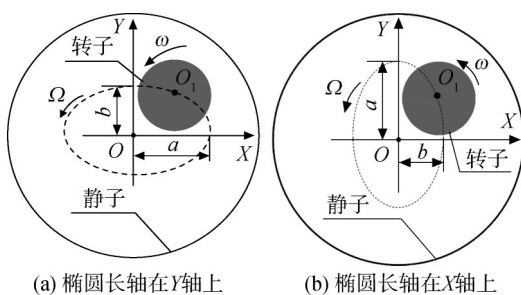


图1 转子在密封中的运动示意图

Fig.1 Schematic diagram of rotor motion in seal

根据转子小位移涡动理论^[21],转子受到微小位移和速度扰动时,可将转子受到的气流力与扰动位移和扰动速度的关系线性化表示为

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

式中 K_{xx} 与 K_{yy} 为直接刚度系数; K_{xy} 与 K_{yx} 为交叉刚度系数; C_{xx} 与 C_{yy} 为直接阻尼系数; C_{xy} 与 C_{yx} 为交叉阻尼系数; x 与 y 为转子涡动位移; $\dot{x}$ 与 $\dot{y}$ 为转子涡动速度。其中,直接阻尼、交叉阻尼和直接刚度提高转子稳定性,而交叉刚度会加剧转子涡动,降低转子稳定性。

1.2 袋型阻尼密封动力特性求解方法

本文采用多频椭圆涡动模型求解袋型阻尼密封动力特性系数,转子涡动方程为

x 激励方向

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

y 激励方向

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

式中 $\Omega_i = 2\pi f_i$, f_i 为转子涡动频率;为满足转子小位

移涡动条件,本文取 $a = 0.01C_r$, $b = 0.005C_r$, C_r 为密封间隙。

通过快速傅里叶变换,将转子多频涡动时位移和气流激振力的时域信号转化为频域信号,在频域内求解转子动力特性系数。首先将式(1)进行快速傅里叶变,可得

$$-\begin{bmatrix} F_x(j\Omega) \\ F_y(j\Omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D(j\Omega) & E(j\Omega) \\ -E(j\Omega) & D(j\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{X}(j\Omega) \\ \bar{Y}(j\Omega) \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中 $j = \sqrt{-1}$, $D(j\Omega) = K(\Omega) + j\Omega \cdot C(\Omega)$, $E(j\Omega) = k(\Omega) + j\Omega \cdot c(\Omega)$ 为袋型阻尼密封的阻抗函数。通过求解式(3)可得

$$D(j\Omega) = \frac{-F_x(j\Omega) \cdot \bar{X}(j\Omega) - F_y(j\Omega) \cdot \bar{Y}(j\Omega)}{\bar{X}^2 + \bar{Y}^2} \quad (5)$$

$$E(j\Omega) = \frac{-F_x(j\Omega) \cdot \bar{Y}(j\Omega) + F_y(j\Omega) \cdot \bar{X}(j\Omega)}{\bar{X}^2 + \bar{Y}^2} \quad (6)$$

则袋型阻尼密封动力特性系数求解公式为

$$K(\Omega) = \text{Re}(D(j\Omega)) \quad (7)$$

$$k(\Omega) = \text{Re}(E(j\Omega)) \quad (8)$$

$$C(\Omega) = \frac{\text{Im}(D(j\Omega))}{\Omega} \quad (9)$$

$$c(\Omega) = \frac{\text{Im}(E(j\Omega))}{\Omega} \quad (10)$$

有效阻尼和有效刚度可综合反映密封系统的动力特性,有效阻尼可表示为

$$C_{\text{eff}} = C - \frac{k}{\Omega} \quad (11)$$

有效刚度可表示为

$$K_{\text{eff}} = K + \Omega \cdot c \quad (12)$$

式中 $C = (C_{xx} + C_{yy})/2$,是平均直接阻尼; $k = (K_{xy} - K_{yx})/2$,是平均交叉刚度。有效阻尼和有效刚度越大越有利于转子的稳定^[22]。将有效阻尼为零时转子的转动频率称为密封系统的穿越频率。

2 袋型阻尼密封求解模型

2.1 数值求解模型

图2是有凹槽贯通式挡板袋型阻尼密封结构示意图,8个周向挡板等间距分布。在FPDS每个基本腔室出口密封齿设置单个凹槽,为研究凹槽位置不同时凹槽射流对袋型阻尼密封泄漏特性与动力特性的影响,在密封齿的周向四等分点设计了结构参数相同的凹槽。FPDS、FPDS-notch 1、

FPDS-notch 2、FPDS-notch 3 的凹槽位置如图 3 所示。图 4 是 FPDS-notch 2 数值计算模型。表 1 给出了本文袋型阻尼密封模型详细的几何参数。

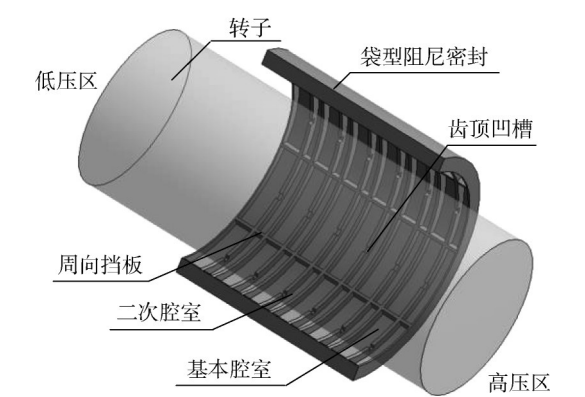


图 2 有凹槽贯通式周向挡板袋型阻尼密封示意图
Fig.2 Schematic diagram of FPDS machined with notch

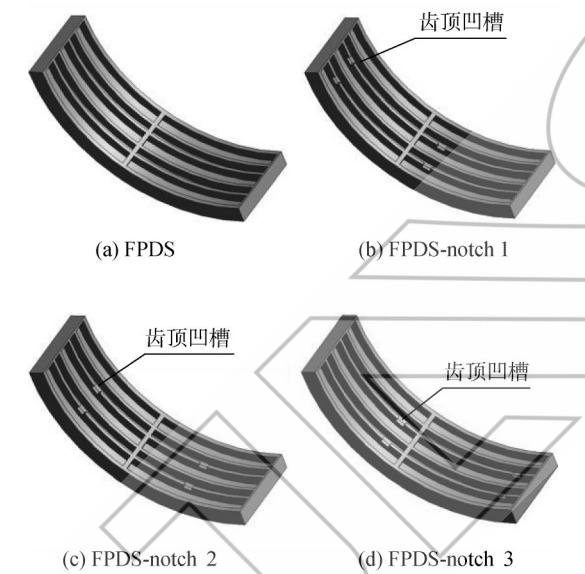


图 3 凹槽位置示意图
Fig.3 Schematic diagram of notch position

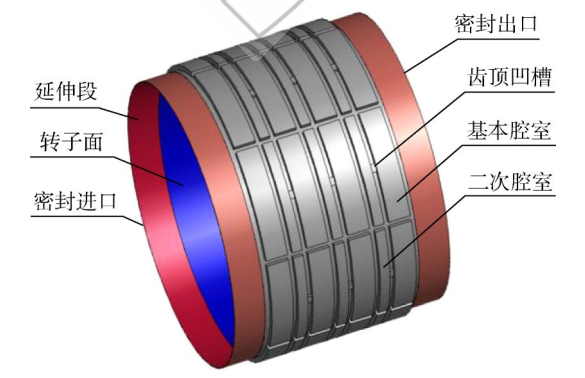


图 4 FPDS-notch 2 计算模型
Fig.4 Calculation model of FPDS-notch 2

表 1 袋型阻尼密封几何参数
Table 1 Geometrical parameters of pocket damper seals

参数	数值
密封长度/mm	102
密封间隙/mm	0.3
转子直径/mm	170
齿宽/mm	3
齿数	8
挡板数	8
凹槽径向高度/mm	1.58
凹槽周向长度/mm	4.6
基本腔室长度/mm	13.97
二次腔室长度/mm	6.35
密封腔深/mm	3.175
挡板厚度/mm	3

2.2 网格划分与无关性验证

本文采用 ANSYS DM 建立袋型阻尼密封三维求解模型,采用 ANSYS Meshing 对建好的三维模型进行高质量六面体网格划分。由于密封间隙较小,且具有较大的速度梯度,因此需对密封间隙进行加密处理,加密后的密封间隙径向节点数为 22。带有齿顶凹槽的袋型阻尼密封,其凹槽处存在射流,具有较大梯度速度,应进行网格加密处理,加密后的齿顶凹槽周向节点数为 8,径向节点数为 20,轴向节点数为 10。有凹槽袋型阻尼密封网格划分结果如图 5 所示。

FPDS、FPDS-notch 1、FPDS-notch 2、FPDS-notch 3 泄漏量随网格数量的变化趋势如图 6 所

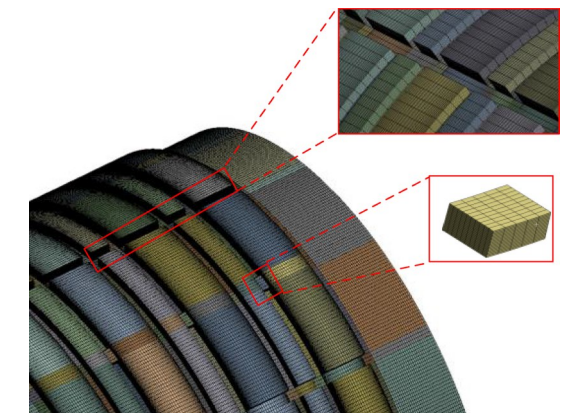


图 5 FPDS-notch 2 网格划分结果
Fig.5 Computational meshes of FPDS-notch 2

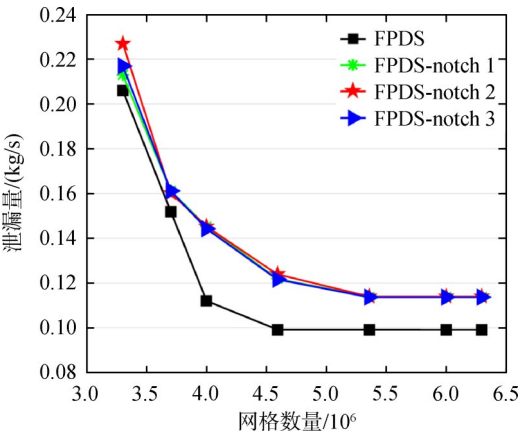


图 6 泄漏量随网格数量的变化
Fig.6 Leakage of varies with the number of meshes

示,综合考虑计算资源和计算精度后,确定FPDS求解模型网格数量为478万,三种有凹槽袋型阻尼密封求解模型网格数量为537万。

2.3 边界条件和求解模型准确性验证

表2为本次数值模拟的工况参数。近壁面采用壁面函数处理。迭代计算以高精度离散格式完成,收敛条件为能量、动量残差值均低于 10^{-6} ,进出口流量差低于0.1%,相邻两周期同一时间点气流力相差小于0.2%,瞬态计算气流力呈现周期性、相邻计算周期对应受力相差低于0.001 N。

表 2 边界条件	
Table 2 Boundary conditions	
参数	数值及详情
转速/(r/min)	6 000~15 000
壁面属性	光滑、绝热
工质	理想空气
湍流模型	标准 $k-\epsilon$
总温/K	287
进口压力/MPa	0.2~0.69
出口压力/MPa	0.1
涡动频率/Hz	40~320
进口预旋比 λ_0	0

为验证本文求解模型的准确性,将计算得到的带凹槽袋型阻尼密封与文献[23]的实验数据进行比较,对比结果如表3和图7所示,可以看出,本文求解结果与实验结果基本吻合,验证了本文求解模型的准确性。

表 3 本文计算结果与文献[23]实验结果比较
Table 3 Compare the results in the present paper with the experimental results of Ref.[23]

求解方式	泄漏量/(kg/s)	相对偏差/%
文献[23]	0.102 8	3.11
本文结果	0.099 6	

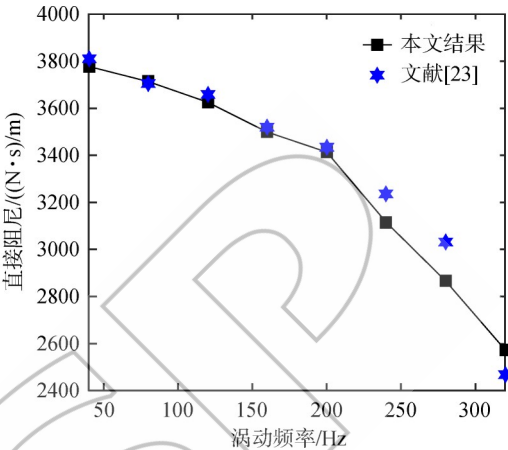


图 7 本文数值计算结果与文献[23]的实验结果对比
Fig.7 Compare the numerical calculation results in the present paper with the experimental results of Ref.[23]

3 计算结果分析

本文计算了气流入口温度287 K时,定转速($\omega=15\,000\text{ r/min}$)工况下压比为2、4、6.9,定压比($P=6.9$)工况下转速为6 000、10 000、15 000 r/min以及定工况时凹槽位置不同时袋型阻尼密封的泄漏量及动力特性系数,并分析了袋型阻尼密封的流场特性。

3.1 袋型阻尼密封流场特性分析

3.1.1 袋型阻尼密封压力分布特性分析

图8是压比为6.9,转速为15 000 r/min,温度为287 K时FPDS、FPDS-notch 2轴向压力分布云图;图9是进口-出口方向第三个二次腔室(第三级二次腔室)中截面周向压力分布云图。由图8可以看出,两种袋型阻尼密封的轴向压力均逐级降低,且压降主要发生在密封齿顶,密封腔内的压力基本保持不变,这是因为齿顶处的流束收缩造成了气流压力势能转化为了动能,当进入下游密封腔时动能再转化为压力势能,并且形成气流旋涡将动能耗散,同时可以看出FPDS-notch 2在凹槽连接的基本腔室和二次腔室间的压力降高于相同位置处FPDS的压力降,这是由于齿顶凹槽

的存在,气体在FPDS-notch 2凹槽处形成高速射流,保持以较低压力以较高速度进入二次腔室。由图9可以看出,沿转子转动方向FPDS二次腔室内的气流周向压力逐渐上升,而FPDS-notch 2在射流域上游压力分布相对均匀,在射流域下游周向压力逐渐增大,但最大压力低于FPDS。

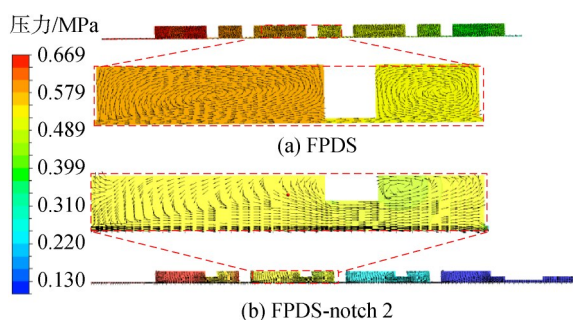


图8 轴向压力分布云图和速度矢量图

Fig.8 Axial pressure distribution and velocity vector

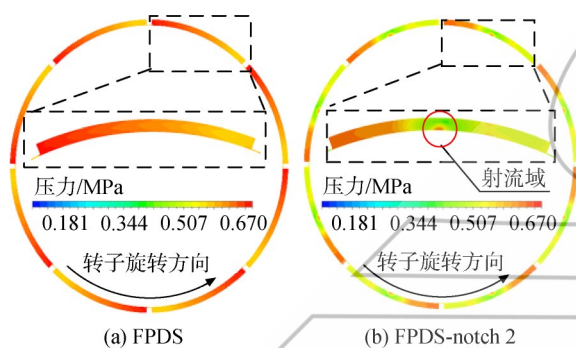


图9 二次腔室中截面压力分布图

Fig.9 Pressure distribution in cross section of secondary chambers

3.1.2 袋型阻尼密封流速分布特性分析

图10和图11给出了压比为6.9,转子转速为15 000 r/min,温度为287 K时FPDS、FPDS-notch 2轴向速度流线和四种袋型阻尼密封射流域的速度分布和速度矢量图。可以看出,与

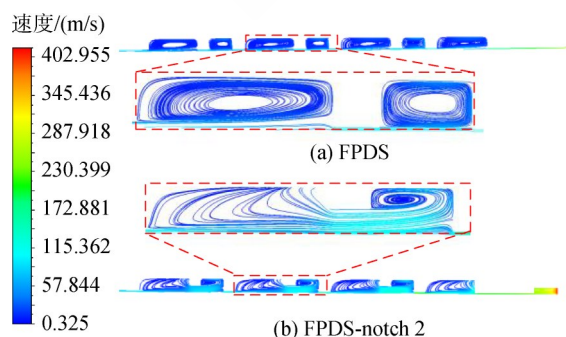


图10 轴向速度流线图

Fig.10 Axial velocity streamline

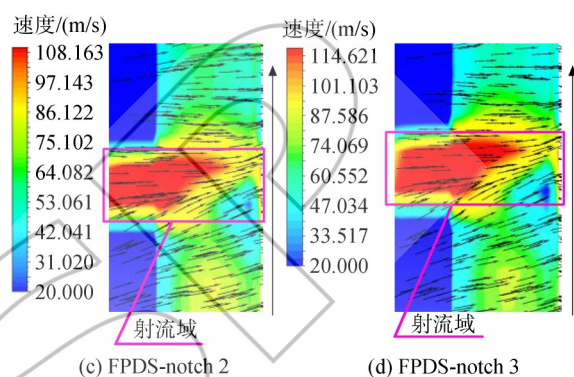
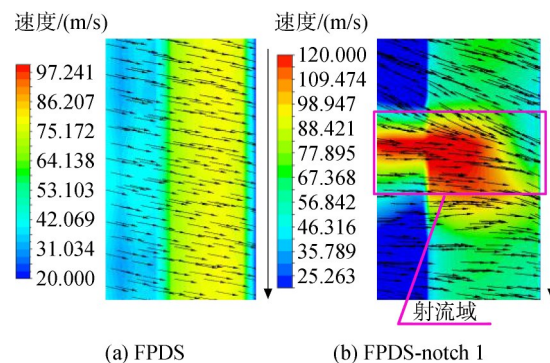


图11 速度分布和速度矢量图

Fig.11 Velocity distribution and velocity vector

FPDS相比,气流未在FPDS-notch 2有效腔室内形成完整旋涡,而是通过凹槽以较高速度射入密封下游,表明凹槽射流弱化了袋型阻尼密封基本腔室中气流动能的耗散作用。FPDS气流的周向速度分量在整个腔室内没有明显变化,FPDS-notch 2射流域上游气流具有明显的周向速度分量,而射流域下游气流周向速度分量减弱,这表明凹槽射流对二次腔室内气流具有阻旋作用。

3.2 袋型阻尼密封泄漏特性分析

3.2.1 凹槽位置对泄漏特性的影响

表4给出了压比为6.9,转速为15 000 r/min,气流入口温度为287 K时4种袋型阻尼密封的泄漏量。由表可得,相同工况下FPDS-notch 1、FPDS-notch 2、FPDS-notch 3泄漏量相差不超过0.23%,且均高于FPDS,这表明凹槽位置对袋型阻尼密封泄漏量影响较小。

3.2.2 压比对泄漏特性的影响

图12给出了4种袋型阻尼密封随压比的增大泄漏量的变化趋势。可以看出,同一压比下有凹槽袋型阻尼密封的泄漏量高于无凹槽袋型阻尼密封,不同压比下3种有凹槽袋型阻尼密封的泄漏量基本一致,所以压比对泄漏量的影响不因凹

表 4 4 种袋型阻尼密封泄漏量对比
Table 4 Comparison of leakage of four kinds of pocket damper seals

密封形式	泄漏量/(kg/s)
FPDS	0.099 63
FPDS-notch 1	0.113 84
FPDS-notch 2	0.113 61
FPDS-notch 3	0.113 92

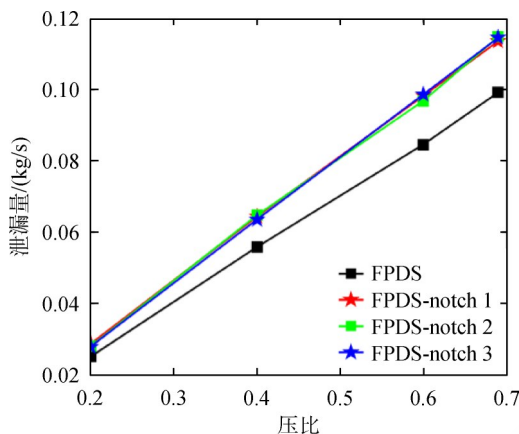


图 12 压比对泄漏特性的影响

Fig.12 Influence of pressure ratios on leakage characteristics

槽位置的不同而改变。随着进出口压比的增大 4 种袋型阻尼密封的泄漏量都呈增大趋势,且无凹槽袋型阻尼密封与有凹槽袋型阻尼密封之间的泄漏量之差也逐渐扩大,当进出口压比由 2 增长为 6.9 时,FPDS-notch 1、FPDS-notch 2、FPDS-notch 3 泄漏量较 FPDS 增大 11.75%~12.67%,可推测,若压比继续增大,FPDS-notch 1、FPDS-notch 2、FPDS-notch 3 与 FPDS 间的泄漏量之差会进一步增大,因此若仅考虑袋型阻尼密封泄漏特性,有凹槽袋型阻尼密封不适用于高压比工况。

3.2.3 转速对泄漏特性的影响

图 13 给出了随转速增加 4 种袋型阻尼密封泄漏量的变化趋势。可看出,转速相同时 FPDS-notch 1、FPDS-notch 2、FPDS-notch 3 的泄漏量高于 FPDS,且随着转子转速增大 4 种袋型阻尼密封的泄漏量均略有减小,这是因为随着转速的增大气体与转子间的摩擦加剧,耗散了气流动能,但泄漏量之差基本保持不变。同时可看出 FPDS-notch 2 在有凹槽袋型阻尼密封中泄漏量最小。

3.2.4 凹槽射流对泄漏特性影响机理分析

凹槽射流通过影响袋型阻尼密封轴向和周向

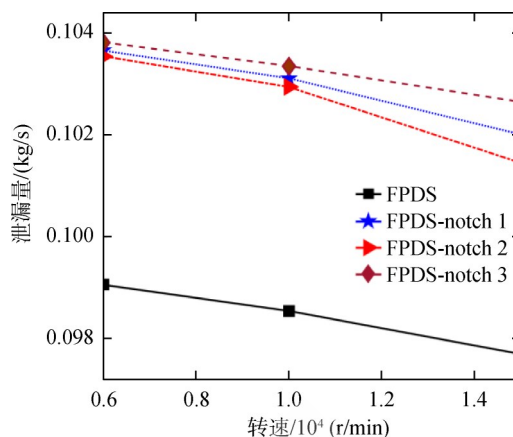
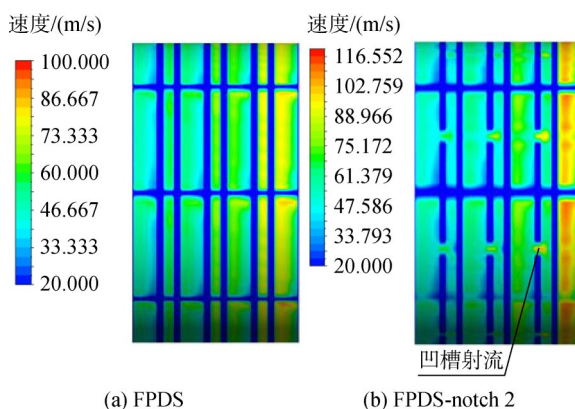


图 13 转速对泄漏特性的影响

Fig.13 Influence of speed on leakage characteristics

气流动能的耗散来影响其泄漏特性。泄漏面积对泄漏量有非常重要的影响,本文采用的有凹槽袋型阻尼密封模型泄漏面积比无凹槽袋型阻尼密封泄漏面积大 2.54%,密封内气体通过凹槽形成射流射向密封下游,泄漏直通效应增大,削弱了密封腔的动能耗散作用,导致有凹槽袋型阻尼密封泄漏量大于无凹槽袋型阻尼密封。

图 14 和表 5 分别给出了 FPDS、FPDS-notch 2 转子面气流速度分布云图和最大周向速度降。由表 5 可得 FPDS-notch 2 可以最大程度降低二次腔室内气流的周向速度,因此 FPDS-notch 2 气流的阻旋效果最佳,即凹槽射流可使气流动能进一步耗散,且 FPDS-notch 2 周向动能耗散作用最强,所以在有凹槽袋型阻尼密封中 FPDS-notch 2 泄漏量最小。



(a) FPDS

(b) FPDS-notch 2

图 14 转子面气流速度分布云图

Fig.14 Cloud diagram of airflow velocity distribution

3.3 袋型阻尼密封动力特性分析

3.3.1 凹槽位置对动力特性的影响

图 15 给出了压比为 6.9,转速为 15 000 r/min

表 5 二次腔室处转子面最大周向气流速度降
Table 5 Maximum circumferential velocity drop of rotor surface at secondary chambers

腔室	凹槽位置	速度降/%
FPDS		
第一级二次腔室	FPDS-notch 1	11.41
	FPDS-notch 2	17.24
	FPDS-notch 3	8.50
FPDS		
第二级二次腔室	FPDS-notch 1	14.14
	FPDS-notch 2	20.94
	FPDS-notch 3	9.79
FPDS		
第三级二次腔室	FPDS-notch 1	15.64
	FPDS-notch 2	21.42
	FPDS-notch 3	11.79

时,随转子涡动频率的增加 FPDS、FPDS-notch 1、FPDS-notch 2、FPDS-notch 3 动力特性系数变化情况。

可以看出:①四种袋型阻尼密封的动力特性系数具有相同的变化趋势;交叉阻尼、交叉刚度随转子涡动频率的增加而减小,直接刚度、有效刚度随转子涡动频率的增加而增大。②FPDS-notch 1、FPDS-notch 2、FPDS-notch 3 的直接阻尼和有效阻尼大于相同频率下的 FPDS,其中 FPDS-notch 2 的直接阻尼和有效阻尼最大;转子涡动频率增加时,4 种袋型阻尼密封的交叉刚度差与直接阻尼差逐渐缩小。③FPDS-notch 1、FPDS-notch 2、FPDS-notch 3 交叉阻尼、交叉刚度和直接刚度基本一致,均小于相同频率下的 FPDS。④FPDS 的有效刚度最大,但有效阻尼最小,穿越频率最大,FPDS-notch 1、FPDS-notch 2、FPDS-notch 3 的有效刚度基本一致,并且有效阻尼均大于相同频率下的 FPDS;FPDS-notch 2 具有最低的穿越频率和最大的有效阻尼,且当转子涡动频率较低时与 FPDS 的有效阻尼差最大,当转子涡动频率大于 120 Hz 时四种袋型密封有效阻尼趋于稳定,有效阻尼差有减小趋势。

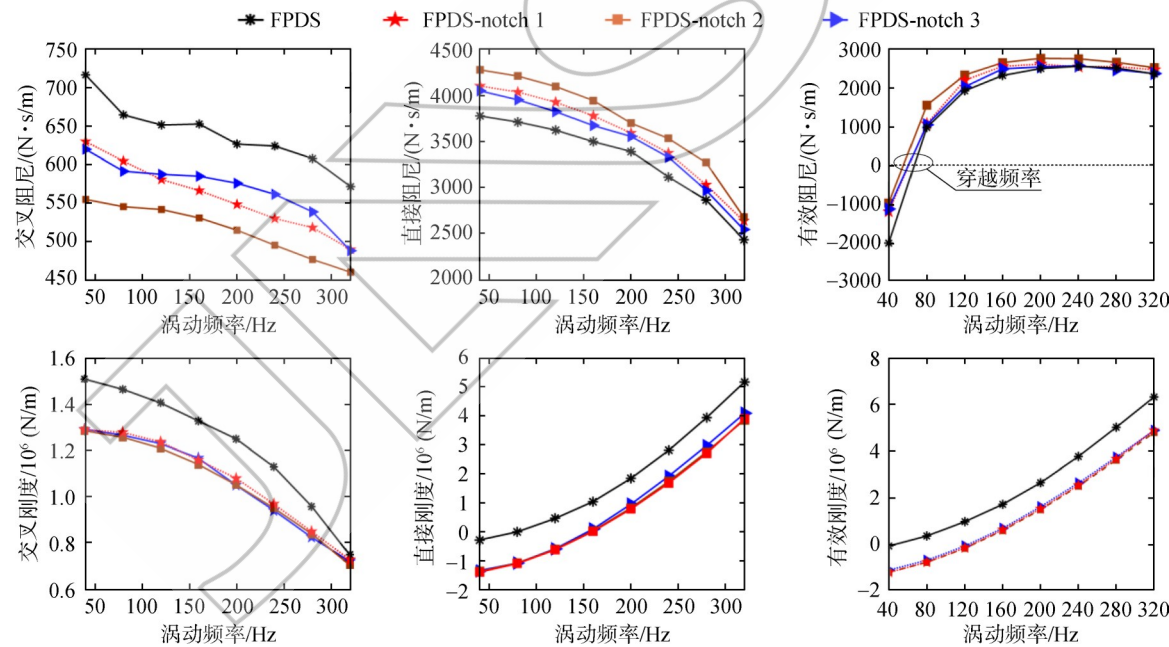


图 15 凹槽位置不同时动力特性系数随涡动频率变化

Fig.15 Dynamic characteristic coefficient varies with the eddy frequency under the different notch positions

综上可得,因此转子低频涡动时凹槽射流对袋型阻尼密封动力特性的优化效果比转子高频涡动时更显著。

3.3.2 压比对动力特性的影响

图 16 给出了压比 $P(P=6.9、4、2)$ 不同时,FPDS、FPDS-notch 2 动力特性系数随转子涡动频率增加的变化情况。

由图 16 可看出:①压比的增大不会改变 FPDS 和 FPDS-notch 2 动力特性系数的变化趋势,但会使其变化幅度增大;且两种袋型阻尼密封的任一阻尼系数和刚度系数均随压比的增大有不同程度的增加,其中,当压比由 2 增至 6.9 时,在整个转子涡动频域内直接阻尼与交叉阻尼均可增大 3 倍以上;当转子涡动频率为 120 Hz, $P=6.9、4、2$

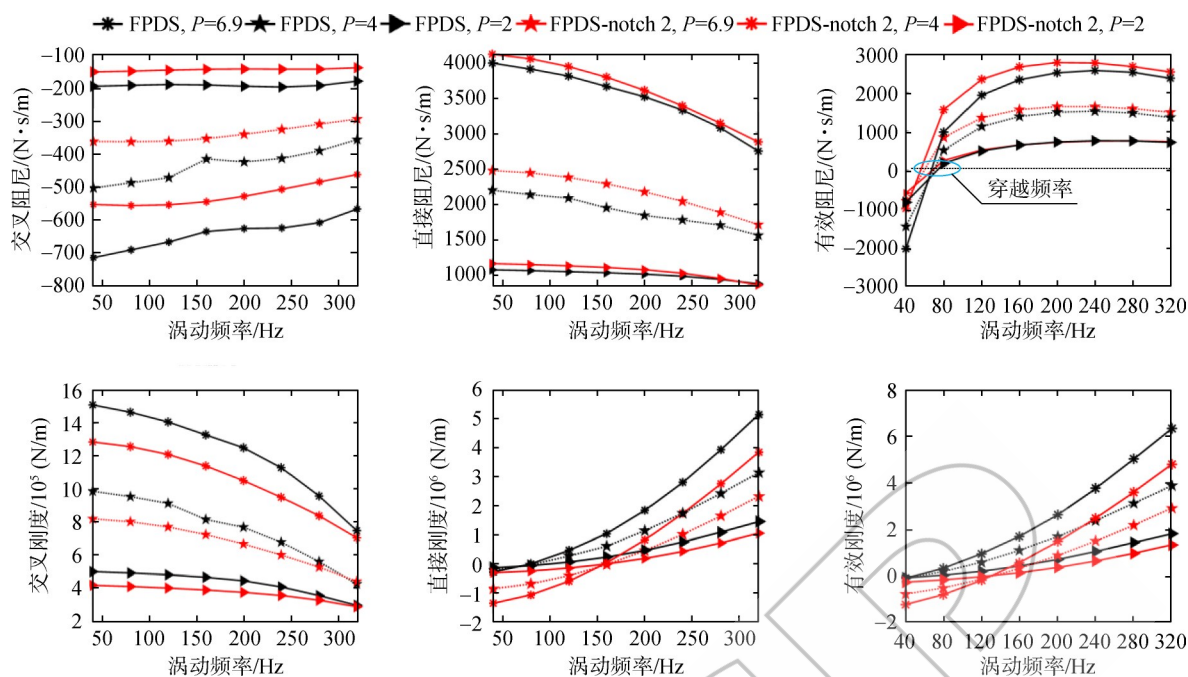


图 16 压比不同时动力特性系数随涡动频率变化

Fig.16 Dynamic characteristic coefficient varies with the eddy frequency under the different pressure ratios

时,FPDS 和 FPDS-notch 2 的平均交叉刚度差分别为 196 884、144 977、79 837 N/m,平均直接阻尼差分别为 16 274、12 883、8 254 N/m,可知凹槽射流对袋型阻尼密封动力特性的影响受压比影响较大。②随着转子涡动频率的增加,FPDS 和 FPDS-notch 2 的交叉阻尼、交叉刚度、直接阻尼均减小,直接刚度增大;同时可以看出,两种袋型阻尼密封的交叉阻尼和直接刚度的频率依赖性较低,而交叉刚度和直接阻尼差则具有较大的频率依赖性,转子高频涡动时两种袋型阻尼密封的交叉刚度差和直接阻尼差逐渐缩小,因此转子低频涡动时凹槽射流对袋型阻尼密封的影响更大。③FPDS、FPDS-notch 2 的穿越频率均随进出口压比的增加而减小,相同压比下 FPDS-notch 2 的穿越频率始终小于 FPDS;两种袋型阻尼密封的有效阻尼差随着压比的增加有明显的增大,但是涡动频率高于 120 Hz 时,同一压比下有效阻尼差有缩小趋势,特别是在低压比、高频工况下,FPDS 与 FPDS-notch 2 的有效阻尼基本相等。综上可得,凹槽射流在低频、高压比工况下对袋型阻尼密封动力特性的影响更显著。

3.3.3 转速对动力特性的影响

图 17 给出了转速 ω ($\omega=15\ 000, 10\ 000, 6\ 000\ \text{r/min}$) 不同时 FPDS、FPDS-notch 2 动力特性系数随转子涡动频率增加的变化情况。

由图 17 可以看出:①转速的增加使袋型阻尼

密封动力特性系数的变化幅度增大,但不改变其变化趋势,且 FPDS 和 FPDS-notch 2 的阻尼系数和刚度系数均随着转速的增加而增大,其中交叉刚度与直接阻尼在低频工况下受转速影响较大,转子涡动频率小于 120 Hz、转速由 6 000 r/min 增至 15 000 r/min 时交叉刚度增大约三倍,直接阻尼增大 16% 以上。②转速相同时,随涡动频率的增加 FPDS 和 FPDS-notch 2 的交叉阻尼、交叉刚度、直接阻尼均减小,直接刚度增大;两种袋型阻尼密封的交叉刚度差和直接阻尼差随转子涡动频率的增加逐渐缩小;FPDS 和 FPDS-notch 2 的直接刚度差在整个涡动频域内基本保持不变,当转子涡动频率低于 200 Hz 时,任一转速下 FPDS 的直接刚度均大于 FPDS-notch 2。③转子低频涡动时转速对有效刚度的影响不明显,但涡动频率相同时不同转速下 FPDS-notch 2 的有效刚度均低于 FPDS,且在整个转子涡动频域内,两种袋型阻尼密封的有效刚度差基本不变;低转速时 FPDS-notch 2 的穿越频率均低于 FPDS,高转速时 ($\omega \geq 10\ 000\ \text{r/min}$) 两种袋型阻尼密封的有效阻尼均为正值,转子低频涡动时 FPDS-notch 2 的有效阻尼明显高于同一转速下的 FPDS,随着转子涡动频率的增加 FPDS 与 FPDS-notch 2 的有效阻尼差逐渐缩小。

综上可得,凹槽射流在低频、低转速工况下对袋型阻尼密封动力特性的影响更显著。

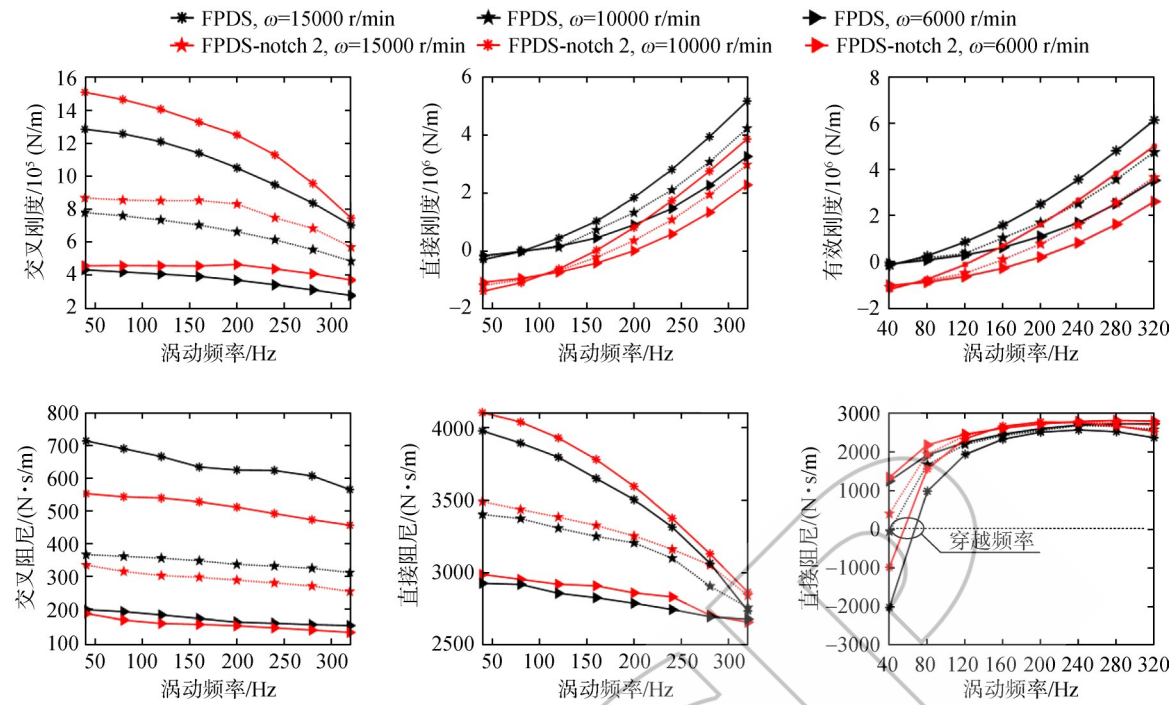


图 17 转速不同时动力特性系数随涡动频率变化
Fig.17 Dynamic characteristic coefficient varies with the eddy frequency under the different rotor speeds

3.3.4 凹槽射流对动力特性影响机理分析

气流激振力由周向压差产生,且由高压区指向低压区,因此降低周向压差会提高转子稳定性。为研究袋型阻尼密封周向压力分布特性,提取 FPDS、FPDS-notch 2 进气方向第二级基本腔室、第二级二次腔室周向压力分布云图如图 18 所示,四种袋型阻尼二次腔室处转子面周向压差降如表 6 所示。由图 18 可以看出,凹槽射流使袋型阻尼密封二次腔室内压力分布分布更均匀,而对基本

腔室内的压力分布影响较小。由表 6 可得,FPDS-notch 1、FPDS-notch 2、FPDS-notch 3 各级二次腔室内周向压差均低于 FPDS,且 FPDS-notch 2 周向压差最小,但沿进气方向,凹槽射流对袋型阻尼密封周向压差的降低效果逐级降低。

为进一步研究凹槽射流对动力特性的影响机理,图 19 给出了 FPDS、FPDS-notch 1、FPDS-notch 2、FPDS-notch 3 在 X 方向激励、非定常工况

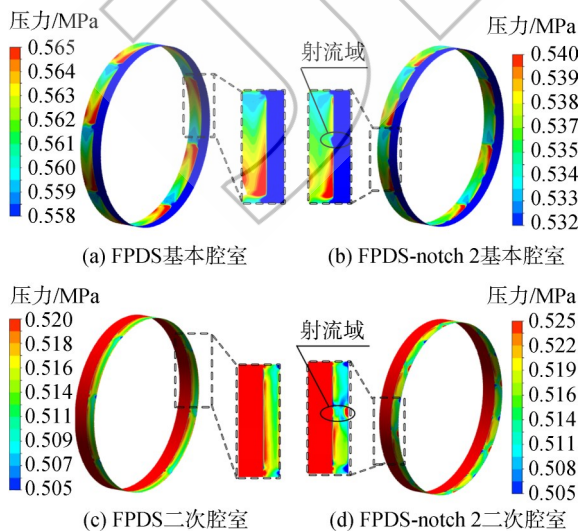


图 18 基本腔室与二次腔室内周向压力分布
Fig.18 Distribution of circumferential pressure in primary and secondary chambers

表 6 二次腔室处转子面周向压差降
Table 6 Circumferential pressure differential drop of the rotor surface at the secondary chamber

腔室	凹槽位置	压差/MPa	压差降幅/%
第一级二次腔室	FPDS	0.006 59	
	FPDS-notch 1	0.006 42	2.58
	FPDS-notch 2	0.006 27	4.86
	FPDS-notch 3	0.006 38	3.21
第二级二次腔室	FPDS	0.005 27	
	FPDS-notch 1	0.005 17	1.90
	FPDS-notch 2	0.005 08	3.61
	FPDS-notch 3	0.005 16	2.10
第三级二次腔室	FPDS	0.004 70	
	FPDS-notch 1	0.004 64	1.28
	FPDS-notch 2	0.004 55	3.19
	FPDS-notch 3	0.004 63	1.49

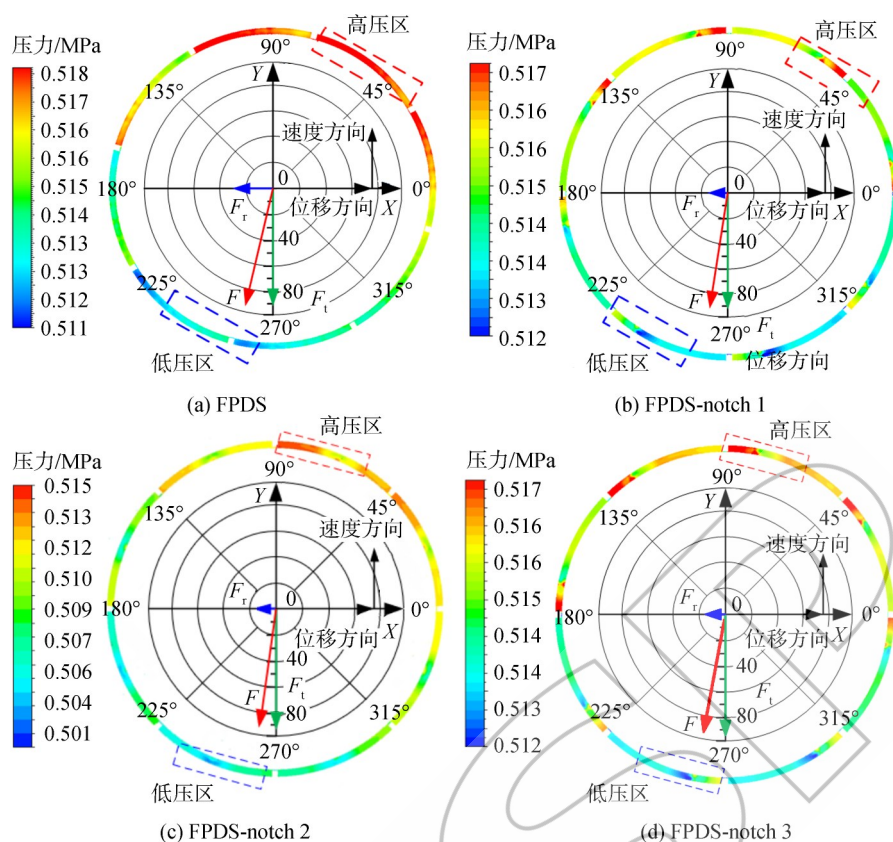


图19 转子面压力与气流激振力矢量图

Fig.19 Rotor surface pressure and airflow excitation force vector

$t=0.05$ s时四种袋型阻尼密封的瞬态气流量,此时转子完成一个涡动周期,气流量 F_r, F_t 分别与径向力 F_r ,切向力 F_t 的大小和方向重合。可以看出,凹槽射流可降低最高压力、缩小高压分布区域,使得周向压力分布更均匀。 $t=0.05$ s时,四种袋型阻尼密封径向力 F_r 和切向力 F_t 的合力 F 均位于第三象限,可抑制转子涡动,因此 F_r, F_t 的绝对值越大越有利于转子稳定,此时刻,FPDS、FPDS-notch 1、FPDS-notch 2、FPDS-notch 3的 F_r 分别为-81、-99、-108、-96 N, F_t 分别为-23、-32、-39、-28 N,所以凹槽射流可提高转子稳定性,且FPDS-notch 2的转子稳定性最好。

因此,凹槽射流会降低袋型阻尼密封周向压差,使周向压力分布更均匀,提高转子稳定性。

4 结 论

本文应用非定常网格技术建立了袋型阻尼密封泄漏特性与动力特性多频椭圆涡动求解模型,研究了压比、转速和齿顶凹槽位置不同时凹槽射流对袋型阻尼密封泄漏特性与动力特性的影响,分析了工况和凹槽位置不同时的速度、压力分布特性和变化规律,得出以下结论:

1) 齿顶凹槽造成了泄漏面积增大,同时密封内气体在凹槽处形成高速射流射入下游二次腔室,削弱了袋型阻尼密封基本腔室的气流动能耗散作用,增大了泄漏量。

2) 凹槽射流可降低袋型阻尼密封交叉刚度,提高直接阻尼和有效阻尼,减小气流周向速度,使周向压力分布更均匀,提高转子稳定性。

3) 工况及凹槽参数相同时,FPDS-notch 2射流阻旋作用最强,泄漏量最小,有效阻尼和直接阻尼最大,周向压差降最大因此FPDS-notch 2为最佳凹槽位置设计。

4) 转子低频涡动(频率小于120 Hz)时凹槽射流对袋型阻尼密封转子稳定性的优化效果比转子高频涡动时更显著。

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(增刊II):68-79.
CAO Shuqian, CHEN Yushu. A review of modern rotor/seal dynamics[J]. Engineering Mechanics, 2009, 26(Suppl.2): 68-79. (in Chinese)
- [2] ELDRIDGE T M, SOULAS T A. Mechanism and impact of damper seal clearance divergence on the rotordynamics of

- centrifugal compressors[R]. ASME Paper GT2005-69104, 2005.
- [3] 苏华,陈国定.指尖密封的温度场及热结构耦合分析[J].航空动力学报,2009,24(1):196-203.
SU Hua, CHEN Guoding. Analysis of temperature field and coupled thermal and structure for finger seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(1):196-206. (in Chinese)
- [4] VANCE J M, SCHULTZ R R. New damper seal for turbomachinery[C]//Proceedings of 14th Vibration and Noise Conference. Albuquerque, US:ASME, 1993:139-148.
- [5] 于萍.工程流体力学[M].北京:科学出版社,2015.
- [6] LAOS H E. Rotordynamic effect of pocket damper seals[D]. College Station, US: Texas A&M University, 1999.
- [7] SHENG N, RUGGIERO E J, DEVI R, et al. Experimental and analytical leakage characterization of annular gas seals: honeycomb, labyrinth and pocket damper seals[C]//Proceedings of Turbine Technical Conference and Exposition. Vancouver, Canada: American Society of Mechanical Engineers, 2011:723-729.
- [8] CHILDS D W, WADE J. Rotordynamic-coefficient and leakage characteristics for hole-pattern-stator annular gas seals-measurements versus predictions[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(2):326-333.
- [9] GAMAL A M, ERTAS B H, VANCE J M. High-pressure pocket damper seals: leakage rates and cavity pressures[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 129(4):1303-1312.
- [10] LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping, et al. Numerical investigations on the leakage flow characteristics of pocket damper seals[R]. ASME Paper GT2011-45114, 2011.
- [11] 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):193-200.
LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Leakage flow of pocket damper seal at high rotational speed[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(12):193-200. (in Chinese)
- [12] KANNAN S B. Development and validation of an analytical model for the notched pocket damper seal[D]. College Station, US: Texas A&M University, 2004.
- [13] LI J, AGUILAR R, ANDRES L S, et al. Dynamic force coefficients of a multiple-blade, multiple-pocket gas damper seal: test results and predictions[J]. Journal of Tribology, 2000, 122(1):317-322.
- [14] ELDIN G, MOHAMED A. Leakage and rotordynamic effects of pocket damper seals and see-through labyrinth seals [D]. College Station, US: Texas A&M University, 2007.
- [15] 孙丹,李胜远,艾延廷,等.袋型阻尼密封动力特性分析及对转子稳定性的影响[J].中国电机工程学报,2018,38(12):3621-3628.
SUN Dan, LI Shengyuan, AI Yanting, et al. Analysis of the rotordynamic characteristics of pocket damer Seals and Impact on rotor stability[J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(12):3621-3628. (in Chinese)
- [16] 李志刚,陈尧兴,李军.高偏心率下旋转密封泄漏特性和静态动力特性研究[J].西安交通大学学报,2017,51(7):1-5.
LI Zhigang, CHEN Yaoming, LI Jun. Investigation on the leakage and static dynamic characteristics of rotating seals at high eccentricity ratios[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(7):1-5. (in Chinese).
- [17] 张万福,马凯,潘渤,等.基于变厚度挡板的新型渐扩/渐缩袋型阻尼密封动力特性研究[J].热能动力工程,2020,35(5):24-33.
ZHANG Wanfu, MA Kai, PAN Bo, et al. Study on dynamic characteristics of pocket damper seals with divergent/convergent cavity[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(5):24-33. (in Chinese)
- [18] ERTAS B. Rotordynamic force coefficients of pocket damper seals[D]. College Station, US: Texas A&M University College Station, 2005.
- [19] PUGACHEV A O, GRIEBEL C, TIBOS S, et al. Performance analysis of hybrid brush pocket damper seals using computational fluid dynamics[C]//Proceedings of Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Seoul, Korea: American Society of Mechanical Engineers 2016:233-240.
- [20] GRIEBEL C. Impact analysis of pocket damper seal geometry variations on leakage performance and rotordynamic force coefficients using computational fluid dynamics[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(4):041024.1-041024.9.
- [21] CHILDS D. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis[M]. New York: John Wiley & Sons, 1993.
- [22] CHILDS D W, WADE J. Rotordynamic coefficient and leakage characteristics for hole-pattern-stator annular gas seals-measurements versus predictions[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(2):326-333.
- [23] ERTAS B H, DELGADO A, VANNINI G. Rotordynamic 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):42501-42503.

(编辑:张雪)