

负错位密封静力与动力特性的数值研究

孙丹¹, 王双¹, 艾延廷¹, 王克明¹, 肖忠会²

- (1. 沈阳航空航天大学 航空航天工程学部(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. 沈阳鼓风机集团有限公司, 沈阳 110142)

摘 要: 提出了一种抑制气流激振力的负错位密封结构,建立了基于瞬态流场 CFD 动网格技术的负错位密封静力与动力特性求解模型,分析了偏心率、错位率等因素对密封泄漏量、周向压力、气流量与动力特性系数及密封转子稳定性的影响。结果表明:密封的泄漏量随偏心率与错位率的增加而增大;密封间隙流体周向压力呈正弦规律分布;与传统圆形密封相比,负错位密封形成发散的楔形间隙,降低流体动压效应,降低周向压力差,减小密封的切向力;随着偏心率的增加,密封的直接与交叉刚度以及交叉阻尼的绝对值均增大,直接阻尼降低;与传统圆形密封结构相比,该型密封可有效降低密封的交叉刚度,增加主阻尼,提高等效刚度与等效阻尼,改善了密封的稳定性。

关 键 词: 负错位密封; 静力特性; 动力特性; 密封稳定性; 动网格

中图分类号: V231; TK263

文献标志码: A

Numerical study on static and dynamic characteristics of negative dislocated seal

SUN Dan¹, WANG Shuang¹, AI Yan-ting¹, WANG Ke-ming¹, XIAO Zhong-hui²

- (1. Liaoning Key Laboratory of Advanced Test Technology for Aerospace Propulsion System, Faculty of Aerospace Engineering, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;
2. Shenyang Blower Works Group Company Limited, Shenyang 110142, China)

Abstract: A kind of negative dislocated seal based on the dislocated bearing theory was presented to eliminate hydrodynamic effects and reduce air induced force. The static and dynamic characteristics of negative dislocated seals based on computational fluid dynamic (CFD) moving-grid technology were put forward. The effects of the eccentricity ratio and dislocation ratio on the leakage, circumferential pressure distribution, air force, rotor dynamic characteristics coefficients, and seal rotor stability were analyzed. Results show the seal leakage increases with the eccentricity ratio and dislocation ratio; the seal gap fluid circumferential pressure distribution satisfies the sine law. Compared with the traditional cylinder seals, the negative dislocated seal has divergent wedge gap, and reduces the hydrodynamic pressure effects, circumferential pressure difference and seal tangential force. This is the main reason for the negative dislocated seal suppression of air force. With the increase of the eccentricity ratio, the seal absolute value of stiffness and the cross-coupled damping in-

收稿日期: 2015-05-21

基金项目: 国家自然科学基金(11302133); 航空基金(20140454003); 辽宁省自然科学基金(20150220113)

作者简介: 孙丹(1981—),男,副教授,博士,主要从事旋转机械密封与滑动轴承流体激振理论与实验研究。

引用格式: 孙丹,王双,艾延廷,等. 负错位密封静力与动力特性的数值研究[J]. 航空动力学报,2017,32(4):791-799. SUN Dan, WANG Shuang, AI Yanting, et al. Numerical study on static and dynamic characteristics of negative dislocated seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(4): 791-799.

crease and the direct damping decreases. This seal can effectively reduce the cross-coupled stiffness and increase the direct damping coefficients, the effective stiffness and effective damping so that the seal stability improves.

Key words: negative dislocated seal; static characteristics; dynamic characteristics; seal stability; dynamic grid

密封是航空发动机、燃气轮机、压缩机等涡轮机械的关键部件,图 1 是迷宫密封在压缩机中的结构示意图.在大型离心压缩机中,迷宫密封根据安装位置不同主要分为口圈密封、平衡盘密封、级间密封、轴端密封.其中压缩机叶轮口环处的口圈密封与平衡盘处平衡盘密封如图 2 所示.密封静力与动力特性对旋转机械的工作效率及转子系统的稳定性有着重要影响.随着涡轮机械工作介质参数的不断增加,密封在防止工作介质泄漏的同

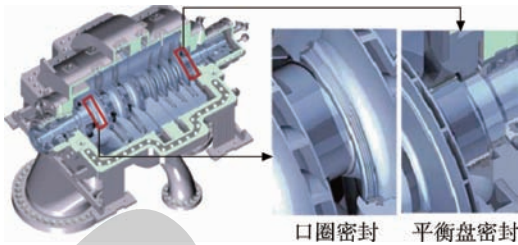


图 1 压缩机密封结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of compressor seal structure

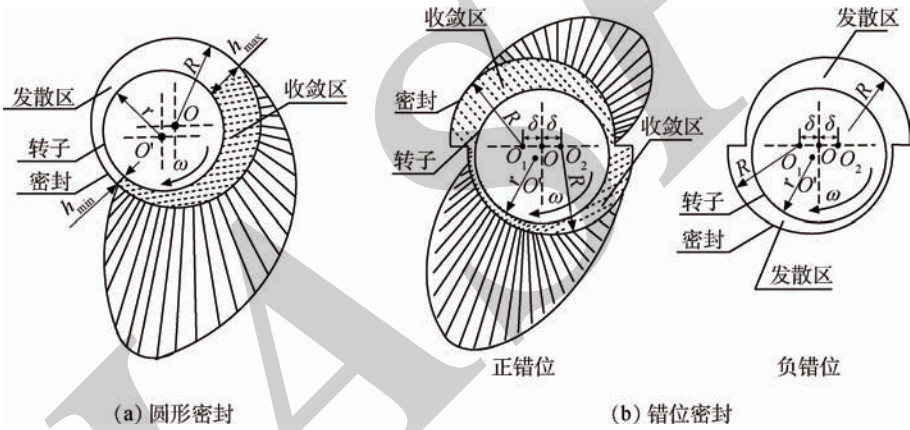


图 2 圆形密封与错位密封流体动压效应原理图

Fig.2 Schematic diagram of cylinder and dislocated seal hydrodynamic action

时,还会产生密封气流激振力,引起转子失稳^[1-3].
为了抑制气流激振力,提高密封的转子稳定性,人们在传统密封的基础上,提出了反预旋密封及阻尼密封.反预旋密封思想最初由 Muzynska 等^[4]在 20 世纪 80 年代初提出.反预旋密封形式包括阻旋栅密封^[5-7]与反吹气密封^[8-9].国内沈庆根等^[10]、何立东^[11]分别对反预旋密封进行了数值计算与实验测试,研究结果表明,设置反预旋结构有一定效果,但其设计难度大,结构复杂,且反旋流速和流量并不是越大越好,不合适的反预旋密封形式反而会导致转子系统失稳^[12].阻尼密封最早由 von Pragenau^[13]提出.阻尼密封通过增加密封结构的表面粗糙度来提高密封的动力学特性.现有的阻尼密封有蜂窝、孔型、袋型密封等^[14-16].上述密封沿周向设计均为圆形结构.对于传统圆形密封结构而言,随着涡轮机械工作介质参数的

不断提高,转子偏心状态下密封周向楔形间隙内流体产生的流体动压效应增大,由此形成的气流激振力越来越突出^[17].
密封间隙流场特性研究包括静力特性与动力特性两方面^[18].密封间隙流场复杂,早期密封的求解模型是简化为整体流的控制体模型,陆圻等^[19]、丁学俊等^[20]分别采用不同的控制体模型建立了蜂窝密封、迷宫密封等模型的动力特性求解模型.由于该类模型为集总参数方法,计算参数较少,无法得到流场的详细分布.随着 CFD 技术的发展,CFD 数值方法已应用于密封静力与动力特性求解. Hirano 等^[21]将 CFD 旋转坐标系技术用于密封动力特性的求解.国内晏鑫等^[22]应用旋转坐标系法建立密封动力特性求解模型.研究表明,旋转坐标系方法将密封间隙流体的瞬态流场近似为稳态流场求解,该方法只适用于转子涡动轨迹

为绕静子中心圆轨迹的运动状态^[23].

针对于高参数涡轮机械密封流体动压效应增强,密封气流激振力增大的问题,借鉴错位轴承理论,本文提出了抑制气流激振的负错位密封结构.将 CFD 动网格方法应用于负错位密封动力特性分析,建立了基于瞬态流场动网格技术的负错位密封静力与动力特性求解模型,分析了偏心率、错位率等因素对密封泄漏特性、周向压力分布特性、切向力与动力特性以及密封转子稳定性的影响.本文研究成果揭示了负错位密封抑制气流激振机理,为负错位密封结构设计提供理论依据.

1 负错位密封结构设计思路^[24]

现有文献研究表明,密封周向间隙流体存在不均匀的压力分布,不均匀的压力形成切向气流量,由切向气流量产生的交叉刚度是引起转子失稳的重要因素^[18-19].研究表明,密封间隙流体周向压力分布不均的原因有:Alford 效应、气体轴承效应、螺旋形流动效应、三维流动效应、Lomakin 效应等^[10,25-26].文献[26]指出,密封间隙流体的三维流动效应与 Lomakin 效应对气流激振力作用不大.

密封间隙流体动力学原理与滑动轴承原理相似^[27].滑动轴承形式对流体动压效应影响很大.为了提高流体动压效应,错位轴承常应用于大型涡轮机械.错位轴承内油膜流体由间隙大端流间隙小端以形成收敛的油楔,称之为正错位轴承.正错位轴承提高了油膜楔形间隙的收敛程度,增强了轴承的流体动压效应.

本文借鉴滑动轴承流体动压效应原理,图 2 给出了密封间隙流体的动压效应原理图,图中 R , r 分别为静子密封半径和转子半径, $h_{\max}$ 为转子和密封的最大间隙、 $h_{\min}$ 为相应的最小间隙, δ 为上下密封瓦块中心距的一半, ω 为转子转速.传统圆形密封结构在转子偏心旋转时,密封间隙周向气膜可分为收敛区和发散区,在气楔收敛区,流体由大间隙流向小间隙,可以形成流体动压效应.在气楔发散区,流体由小间隙流向大间隙,不能形成流体动压效应.

错位密封结构将传统圆形密封沿水平中分面由圆形设计为交错结构形式,可分为正错位和负错位两种,正错位密封的周向流体在转子旋转作用下由大间隙流向小间隙,形成两个收敛的气楔,可形成两个动压区.该型负错位密封的流体在转子旋转作用下由小间隙流向大间隙,产生两个发散的气楔,不具备流体动压效应的形成条件,消除

流体动压效应,进而抑制密封的气流激振力.

2 基于动网格技术的密封动力特性求解模型

2.1 密封动力特性理论模型

当转子在平衡位置附近做小轨迹扰动时,转子所受密封气流力的变化量与转子的位移增量及速度增量的关系可线性化为

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

式中 K_{ij} 和 C_{ij} 分别表示密封的刚度与阻尼系数,其中下标 i 表示力的增量方向;下标 j 表示位移或速度的增量方向; Δx , Δy , $\Delta \dot{x}$, $\Delta \dot{y}$ 为转子在水平与垂直方向上的微小扰动位移与扰动速度.通过式(1)可得出密封的刚度、阻尼系数.

令转子仅在水平方向施加微小位移扰动 Δx ,如图 3 所示.此时,转子在垂直方向上扰动位移 Δy 与转子在垂直与水平两个方向上的扰动速度 $\Delta \dot{x}$, $\Delta \dot{y}$ 均为零.

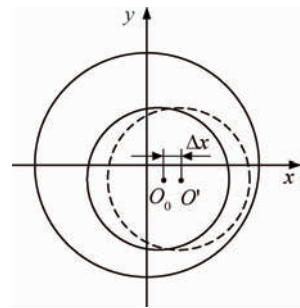


图 3 密封动力特性求解模型

Fig. 3 Dynamic characteristics solving model of seals

分别求解出转子偏移前后密封间隙气流作用在转子水平与垂直两个方向上气流量之差,根据式(2)可计算出 K_{xx} , K_{yx} . 同样建立转子在垂直方向施加微小位移的模型可求解得到 K_{yy} , K_{xy} .

$$\begin{cases} \Delta F_x = K_{xx} \Delta x \\ \Delta F_y = K_{yx} \Delta x \end{cases} \quad (2)$$

令转子只在水平方向施加速度扰动 $\dot{x}$, 转子在垂直方向上扰动速度 $\dot{y}$ 与 x , y 两个方向上的扰动位移 Δx , Δy 都为零,分别求解出扰动速度前后密封间隙气流作用在轴颈水平和垂直两个方向上的气流量之差,根据式(3)可得出 C_{xx} , C_{yx} . 同样建立转子在垂直方向施加扰动速度的模型可求解得出 C_{yy} , C_{xy} .

$$\begin{cases} \Delta F_x = C_{xx} \Delta \dot{x} \\ \Delta F_y = C_{yy} \Delta \dot{y} \end{cases} \quad (3)$$

求解密封的阻尼系数时,首先需要建立转子偏移平衡位置微小位移的密封模型,设置转子为运动刚体,以匀速运动再运动回到该平衡位置,此过程中需要应用 CFD 动网格技术.在动网格技术设置中,动网格边界运动方式需要给予说明,可应用 Profile 动边界文件与 UDF(user defined function)自定义函数来求解.本文应用 Profile 动边界文件方式给转子表面施加匀速运动边界条件.综合考虑瞬态计算的收敛性及计算效率后,时间步长选取为 0.000125 s,由偏移距离与扰动速度计算出时间步数,确保各时间步的控制方程残差均小于 10^{-3} .

2.2 密封静力与动力特性数值建模

2.2.1 求解模型

为验证求解模型的准确性,采用文献[21]中的密封模型.该文基于 CFD 旋转坐标系方法求解密封的静力与动力特性,该文密封静子带有 5 个锥形直齿,转子表面光滑.本文负错位密封结构将该文密封模型周向沿水平中分面由圆形设计成交错形式.密封模型的工况参数如表 1 所示,几何尺寸如图 4 所示.

表 1 密封求解模型工况参数

Table 1 Seal solving model work condition parameters

参数	数值及详情	参数	数值及详情
密封齿数	5	进气压力/MPa	3.447
转速/(r/min)	11097	出气压力/MPa	1.724
流体	理想气体	进气预旋/(m/s)	0
湍流模型	$k-\epsilon$ 模型	偏心率	0.1~0.7
入口温度/K	366.7	错位率	0~1.0

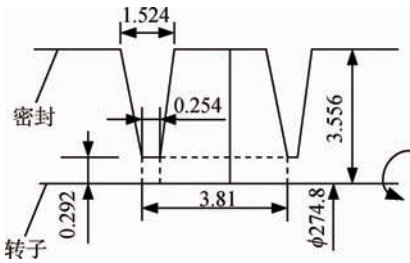


图 4 密封模型几何尺寸(单位:mm)

Fig. 4 Size of the seal model (unit:mm)

2.2.2 网格划分

考虑到网格密度对密封泄漏量及气流力计算结果的影响,确定网格齿顶间隙的轴向网格数和

径向分段数均为 15,空腔的轴向网格数和径向分段数均为 50,周向网格数为 180,网格总数 275 万.为了精细化处理流动特性变化梯度较大的近壁面区域,本文设置邻近两节点间距比为 1.1,以增加近壁面处的网格密度.图 5 给出了密封模型网格的轴向剖面图.

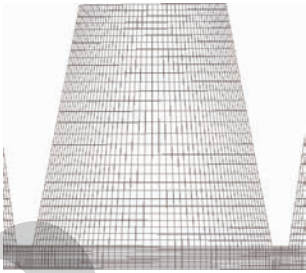


图 5 网格轴向剖面图

Fig. 5 Grid axial section

负错位密封结构增大了密封网格模型的难度.新型密封水平错位面采用 Interface 接触面单元边界技术,由此将上下两部分流体区域相互连接,建立了新型负错位密封的三维网格模型.

2.2.3 求解模型数值方法与边界条件

求解模型采用 $k-\epsilon$ 湍流模型,采用有限体积法求解各控制方程,包括动量方程、连续方程.耗散率方程和湍动能方程求解采用 1 阶迎风格式计算,速度压力耦合应用 SIMPLE (semi-implicit method for pressure-linked equation) 方法.密封模型采用光滑绝热固体壁面边界条件,近壁面处采用改进的壁面函数法.当各控制方程残差达到 10^{-6} ,进出口质量流量差小于 0.1% 时,认为求解模型计算收敛.

求解模型边界条件如图 6 所示.本文密封 CFD 求解模型进出口应用压力边界条件,水平错位面采用 Interface 接触面单元边界条件.为避免出口区回流的影响,密封进出口段加长.

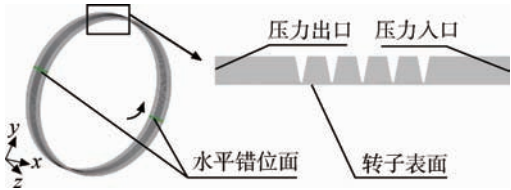


图 6 边界条件示意图

Fig. 6 Schematic diagram of boundary condition

2.2.4 求解模型准确性验证

为验证本文密封静力与动力特性数值模型的准确性,表 2 和表 3 分别给出本文方法求解得到

的泄漏量与动力特性系数与文献[21]的结果比较,文献[21]应用旋转坐标系法求解密封的动力特性,该方法要求转子绕静子中心做小轨迹圆形涡动,将密封间隙流体的瞬态流场近似为稳态流场求解,求解密封动力特性受到一定限制.本文密封求解模型采用动网格技术基于瞬态流场求解,对转子的涡动轨迹没有特别要求.

表 3 密封刚度阻尼系数计算结果比较
Table 3 Comparison of seal stiffness and damping coefficients calculation results

方法	刚度系数/ 10^6 (N/m)				阻尼系数/ 10^3 (N · s/m)			
	K_{xx}	K_{xy}	K_{yx}	K_{yy}	C_{xx}	C_{xy}	C_{yx}	C_{yy}
旋转坐标系法 ^[21]	1.88	-0.72	0.72	1.88	1.60	1.24	-1.24	1.60
本文动网格法	1.95	-0.78	0.76	1.90	1.69	1.28	-1.27	1.72
相对偏差/%	3.72	8.33	5.56	1.06	5.63	3.23	2.42	7.50

对比结果表明,与外文文献[21]相比,本文计算方法得到的泄漏量相对偏差小于 1%;动力特性系数相对偏差小于 10%,这是由于两者动力特性求解方法不同,本文密封求解模型采用动网格技术基于瞬态流场求解,外文旋转坐标系方法是将密封间隙流体的瞬态流场近似为稳态流场求解.

3 密封静力特性结果分析

3.1 密封泄漏特性分析

图 7 给出了传统圆形密封与负错位密封在不同偏心率下的泄漏特性.

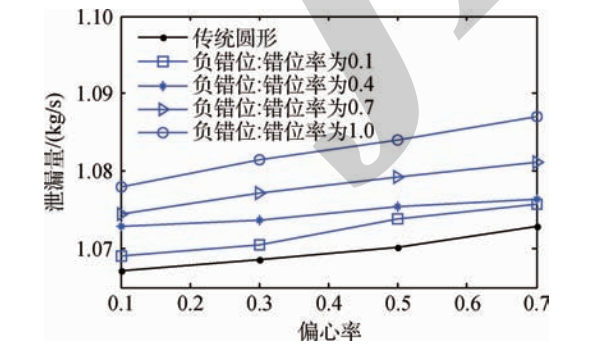


图 7 偏心率对密封泄漏量的影响
Fig. 7 Effect of eccentricity ratio on the seal leakage

由图 7 可得出,传统密封与负错位密封的泄漏量都随着偏心率的增加而增大,两者之间近似成线性的关系;负错位密封的泄漏量随着错位率的增加而增大,与传统密封相比较,负错位密封的泄漏量增加 0.9%~1.5%. 偏心率和错位率(即上下静子圆心距的一半与半径间隙之比)都增加

表 2 密封泄漏量计算结果比较 Table 2 Comparison of seal leakage calculation results		
方法	泄漏量/(kg/s)	相对偏差/%
Tascflow ^[21]	1.08	0.93
本文 Fluent	1.09	

了密封泄漏量,这是由于随着密封错位率与偏心率的增加,密封泄漏的直通效应增大,从而增大了密封泄漏量.

3.2 密封周向压力分布特性分析

密封与转子表面间流体的周向压力是影响气流激振力的重要因素,本文研究了负错位密封周向压力分布特性.提取密封第 2 个腔室的中间周向截面与转子表面的交线上的周向压力分布,如图 8 所示.

图 9 给出了偏心率为 0.5 时,传统圆形密封

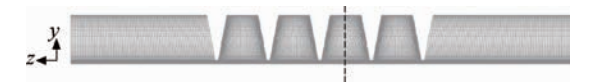


图 8 密封周向压力提取位置示意图
Fig. 8 Schematic diagram of seal circumferential pressure extraction location

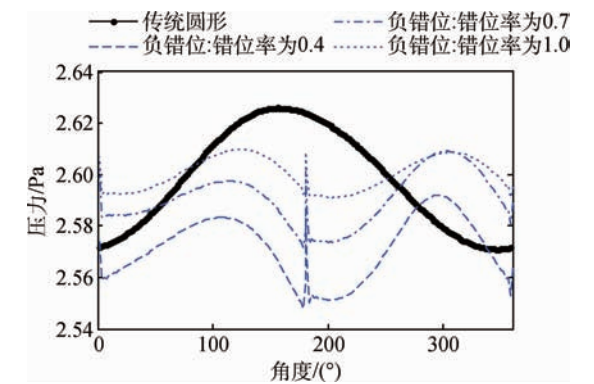


图 9 传统密封与新型密封周向压力特性比较
Fig. 9 Comparison of traditional and negative dislocated seals circumferential pressure characteristics

与负错位密封在该交线上的压力分布特性比较,其中密封沿正 x 方向的水平中分面错位处定义为 0° ,所取角度旋转方向满足右手定则,拇指方向为流体轴向流动方向,四指弯曲的方向即为所取角度的旋转方向.由图可得出,密封转子表面间隙流体的周向压力呈正弦分布特征;负错位密封在水平错位处的压力有突变,这是由于负错位密封在水平错位处几何结构的突变引起的;在偏心转子的作用下,传统圆形密封具有收敛的楔形间隙,形成一个明显的流体动压区.周向压力范围是 $2.571\sim 2.626\text{ MPa}$,周向压力差为 0.055 MPa .负错位密封由于具有发散的楔形间隙,与传统圆形密封相比,负错位密封的流体动压效应明显降低,周向压差减小,如错位率是 0.4 的负错位密封周向压力范围是 $2.548\sim 2.592\text{ MPa}$,周向压力差为 0.044 MPa .且随着错位率的增大,流体动压效应进一步降低,周向压差随之减小.密封周向压差减小,则气流激振力降低,这是负错位密封降低气流激振力的主要原因.

3.3 密封切向力分析

密封的切向力对转子稳定性影响较大.图 10 给出了偏心率对传统圆形密封与负错位密封的影响规律.

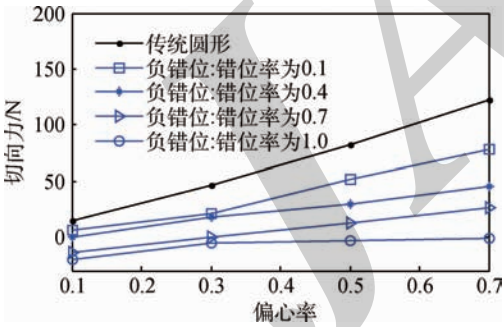


图 10 偏心率对密封切向力的影响
Fig. 10 Effect of eccentricity ratio on the seal tangential force

由图 10 中可以看出,偏心率较小时,密封的切向力接近于 0 N ,随着偏心率的增加,密封的切向力增大;与传统圆形密封相比,在不同偏心率下,负错位密封切向力小于传统圆形密封切向力的 $40\%\sim 190\%$,且随着偏心率与错位率的增加,两者切向气流力差异增大.由此可以得出,综合考虑密封的增效减振性能,负错位密封与传统密封泄漏量相当,负错位密封切向力明显降低,负错位密封抑制气流激振力效果显著.

4 密封动力特性结果分析

4.1 密封动力特性结果分析

图 11 是偏心对传统圆形密封与负错位密封刚度系数的影响规律.

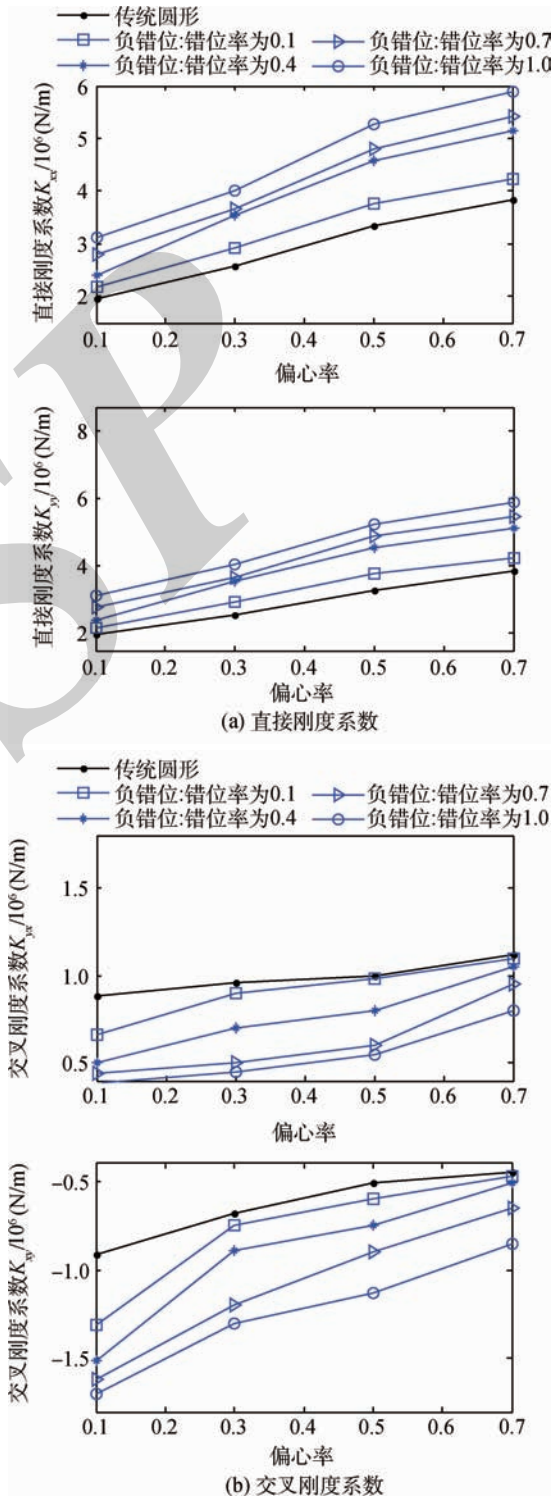


图 11 偏心率对密封刚度系数的影响
Fig. 11 Effect of eccentricity ratio on the seal stiffness

由图 11 中可以看出,密封的直接刚度与交叉刚度系数均随偏心率的增加而增大;与传统圆形密封相比,负错位密封的直接刚度系数增加,交叉刚度系数降低,且随着错位率的增加,密封直接刚度系数逐渐增加,交叉刚度系数逐渐降低;在相同工况下,与传统圆形密封相比,不同错位率下的负错位密封的直接刚度增加 3%~60%,交叉刚度降低 5%~50%;同时也可以看出,在相同工况下,密封的直接刚度系数大于交叉刚度系数。

图 12 给出了偏心率对传统圆形密封与负错位密封阻尼系数的影响规律。

由图 12 中可以看出,密封的直接阻尼系数随偏心率的增加而减小,交叉阻尼系数绝对值随偏心率的增加而增大;与传统圆形密封相比,负错位密封可有效增加密封的直接阻尼系数与交叉阻尼系数,且随着错位率的增加,负错位密封增加阻尼作用越明显。

4.2 密封稳定性分析

等效刚度与等效阻尼是评价密封转子稳定性的重要指标^[28],可表示如下:

$$\begin{cases} K_{\text{eff}} = K_{xx}(\Omega) + C_{xy}(\Omega)\Omega \\ C_{\text{eff}} = C_{xx}(\Omega) - K_{xy}(\Omega)\Omega \end{cases} \quad (4)$$

其中 Ω 表示进动角速度, K_{eff} 和 C_{eff} 是密封的等效刚度与等效阻尼。 C_{eff} 对转子稳定性影响较大, C_{eff}

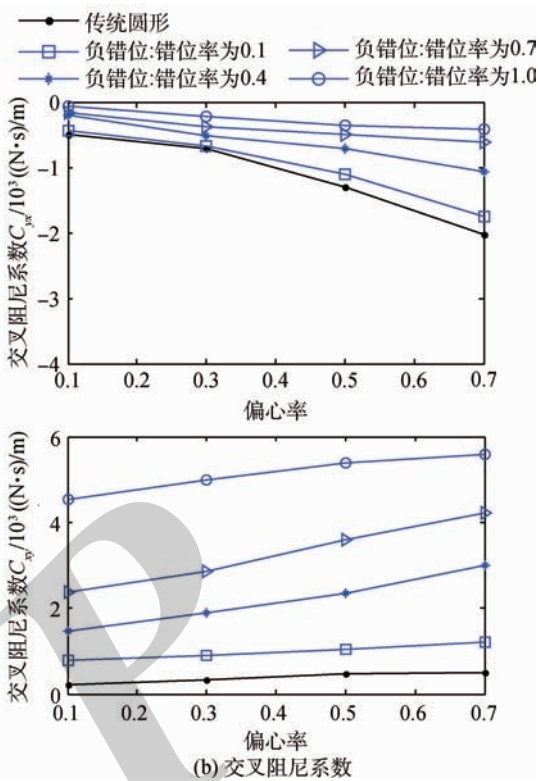


图 12 偏心率对密封阻尼系数的影响

Fig. 12 Effect of eccentricity ratio on the seal damping coefficients

值增加,转子稳定提高^[29]。

图 13、图 14 分别给出了传统圆形密封与负错位密封在不同偏心率下的等效刚度、等效阻尼。

由图 12、图 14 中可以看出,随着偏心率的增加,密封的等效刚度降低,等效阻尼降低;在相同工况下,与传统圆形密封相比,负错位密封等效刚度、等效阻尼均增大,且随着错位率的增加,负错位密封增加等效刚度与等效阻尼的作用增大;因此负错位密封可以增加等效阻尼与等效刚度,提高密封的转子稳定性。

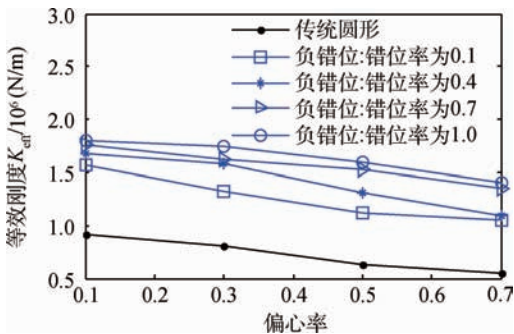
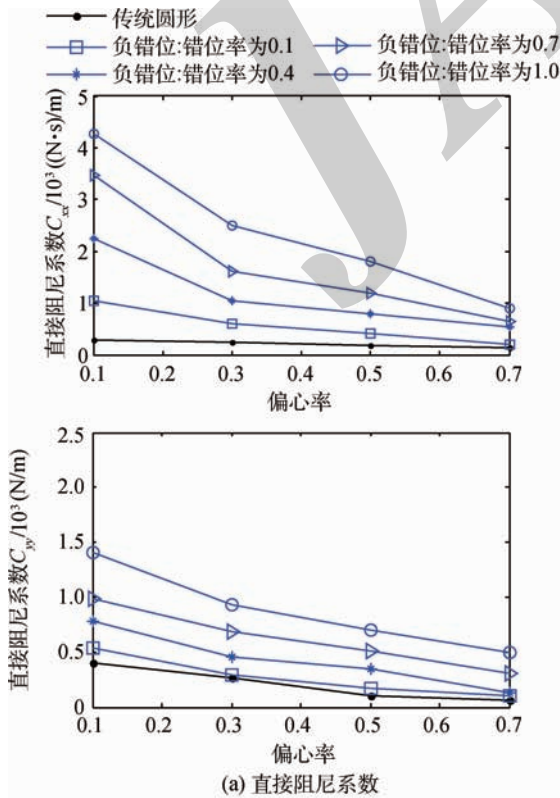


图 13 偏心率对密封等效刚度的影响

Fig. 13 Effect of eccentricity ratio on the seal effective stiffness

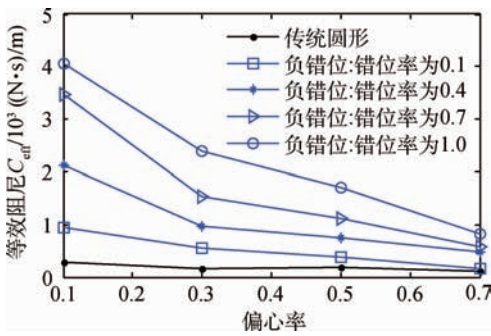


图14 偏心率对密封等效阻尼的影响

Fig. 14 Effect of eccentricity ratio on the seal effective damping

5 结 论

本文提出了负错位密封结构,将动网格方法应用于新型密封静力与动力特性研究,建立了基于瞬态流场的负错位密封静力与动力特性求解模型。分析了错位率、偏心率等因素对密封静力与动力特性的影响规律,得出以下结论:

1) 密封的泄漏量随偏心率与错位率的增加而增大,两者近似成线性关系。与传统圆形密封相比,在相同工况下,负错位密封的泄漏量增加0.9%~1.5%;

2) 密封间隙流体周向压力呈正弦规律分布。与传统圆形密封相比,负错位密封周向形成发散的楔形间隙,降低了流体动压效应,这是负错位密封抑制气流激振的主要原因;

3) 密封的直接刚度与交叉刚度系数均随偏心率的增加而增大,直接阻尼系数随偏心率的增加而减小,交叉阻尼系数的绝对值随偏心率的增加而增大;

4) 与传统圆形密封相比较,负错位密封降低密封的交叉刚度,提高主阻尼,增加密封的等效阻尼与等效刚度,改善密封的转子稳定性。

参考文献:

[1] 胡东旭,贾力,杨立新. 蓖齿封严泄漏特性的实验[J]. 航空动力学报,2014,29(3):549-555.
HU Dongxu, JIA Li, YANG Lixin. Experiment on leakage characteristics in labyrinth seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(3): 549-555. (in Chinese)

[2] 马纲,栗秀花,沈心敏,等. 柱面气膜密封界面结构与性能分析[J]. 航空动力学报,2011,26(11):2610-2616.
MA Gang, LI Xiuhua, SHEN Xinmin, et al. Analysis of performance and interface structure of cylinder gas film seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(11): 2610-2616. (in Chinese)

[3] 王虹,洪杰,马艳红. 用于转子系统的气膜密封阻尼结构稳态特性[J]. 航空动力学报,2012,27(1):190-197.
WANG Hong, HONG Jie, MA Yanhong. Steady-state properties of gas film seal damper used in a rotor system [J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(1): 190-197. (in Chinese)

[4] Muszynska A, Franklin W D, Bently D E. Rotor active anti-swirl control[J]. Journal of Vibration Acoustics stress and Reliability in Design, 1998, 110(4): 143-150.

[5] Nielsen K K, Childs D W, Myllerup C W. Experimental and theoretical comparison of two swirl brake designs[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2): 353-358.

[6] Childs D W, Baskharone E, Ramsey C. Test results for rotordynamic coefficients of the SSM EHPOTP turbine interstage seal with two swirl brakes[J]. Journal of Tribology, 1991, 113(3): 577-583.

[7] Baskharone E A. Swirl brake effect on the rotordynamic stability of a shrouded impeller[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(1): 127-133.

[8] Kim N, Park S Y, Rhode D. Predicted effects of shunt injection on the rotordynamics of gas labyrinth seals[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, 125(1): 167-174.

[9] Soto E A, Childs D W. Experimental rotordynamic coefficient results for a labyrinth seal with and without shunt injection and a honeycomb seal[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(1): 153-159.

[10] 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. Flow-induced force and anti-preswirl mechanism for labyrinth seals[J]. Fluid Machinery, 1994, 22(7): 7-11. (in Chinese)

[11] 何立东. 转子密封系统反旋流抑制的数值模拟[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)

[12] 吕成龙,何立东,涂霆. 反旋流抑制密封间隙内流体激振研究[J]. 液压气动与密封,2014(10):28-31.
LÜ Chenglong, HE Lidong, TU Ting. Study on suppressing fluid-induced vibration in the seal clearance by anti-swirl flow [J]. Hydraulics Pneumatics and Seals, 2014 (10): 28-31. (in Chinese)

[13] Von Pragenau G L. Damping seals for turbomachinery [R]. Huntsville: NASA Marshall Space Flight Center, 1985.

[14] 晏鑫,李军,丰镇平. 蜂窝密封内流动传热及转子动力特性的研究进展[J]. 力学进展,2011,41(2):201-216.
YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping. Review of the discharge, heat transfer and rotordynamic characteristics of honeycomb seals[J]. Advances in Mechanics, 2011, 41(2): 201-216. (in Chinese)

[15] 晏鑫,李军,丰镇平. 孔型阻尼密封非定常气流激振特性的

研究[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(4): 651-654.

YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping. Investigation on fluid-induced excitation characteristic of hole-pattern seal[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(4): 651-654. (in Chinese)

[16] 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): 2828-2835.

LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Leakage flow of pocket damper seal at high rotational speed[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(12): 2828-2835. (in Chinese)

[17] Bachschmid N, Pennacchi P, Vania A. Steam-whirl analysis in a high pressure cylinder of a turbo generator[J]. Mechanical System and Signal Processing, 2008, 22(1): 121-132.

[18] Childs D W, Graviss M, Rodriguez L E. Influence of groove size on the static and rotordynamic characteristics of short, laminar-flow annular seals[J]. Journal of Tribology, 2007, 129(2): 398-406.

[19] 陆圻, 李杰, 肖忠会, 等. 蜂窝密封动力特性计算方法的改进及应用[J]. 计算力学学报, 2010, 27(5): 906-912.

LU Yi, LI Jie, XIAO Zhonghui, et al. Improvement and application of control-volume model on honeycomb seal[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2010, 27(5): 906-912. (in Chinese)

[20] 丁学俊, 杨彦磊, 冯慧雯, 等. 迷宫密封齿角对动力特性系数的影响[J]. 流体机械, 2005, 33(4): 16-19.

DING Xuejun, YANG Yanlei, FENG Huiwen, et al. Influence of angle of the labyrinth seal teeth on the rotor dynamic characteristic[J]. Fluid Machinery, 2005, 33(4): 16-19. (in Chinese)

[21] Hirano T, GUO Zenglin, Kirk R G. Application of computation fluid dynamics analysis for rotating machinery: Part II labyrinth seal analysis[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(4): 820-826.

[22] 晏鑫, 蒋玉娥, 李军, 等. 迷宫密封转子动力学特性的数值模拟[J]. 热能动力工程, 2009, 24(5): 566-570.

YAN Xin, JIANG Yu'e, LI Jun, et al. Numerical simulation of the kinetic characteristics of a labyrinth gland rotor [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2009, 24(5): 566-570. (in Chinese)

[23] Nielsen K K, Jonck K, Bakke H U. Hole-pattern and honeycomb seal rotordynamic forces: validation of CFD-based prediction techniques[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(12): 122505. 1-122505. 10.

[24] 孙丹, 肖忠会, 王学军, 等. 负错位密封流动特性研究[J]. 中国电机工程学报, 2015, 35(12): 3068-3074.

SUN Dan, XIAO Zhonghui, WANG Xuejun, et al. Research on flow characteristics of negative dislocated seal [J]. Proceedings of the Chinese Society for Electrical Engineering, 2015, 35(12): 3068-3074. (in Chinese)

[25] 何立东, 夏松波. 转子密封系统流体激励及其减振技术研究简评[J]. 振动工程学报, 1999, 12(1): 64-72.

HE Lidong, XIA Songbo. Review on aerodynamic excitation and its elimination method in the rotor-seal system [J]. Journal of Vibration Engineering, 1999, 12(1): 64-72. (in Chinese)

[26] 骆名文, 丁学俊, 祁小波, 等. 大型汽轮机汽流激励研究现状及展望[J]. 热能动力工程, 2006, 21(6): 551-555.

LUO Mingwen, DING Xuejun, QI Xiaobo, et al. The status quo and prospect concerning a study on steam flow excitations in large-sized steam turbines[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2006, 21(6): 551-555. (in Chinese)

[27] 虞烈, 刘恒. 轴承-转子系统动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.

[28] Chochua G, Soulas T A. Numerical modeling of rotordynamic coefficients for deliberately roughened stator gas annular seals[J]. Journal of Tribology, 2007, 129(2): 424-429.

[29] 李军, 晏鑫, 丰镇平, 等. 透平机械阻尼密封技术及其转子动力学特性研究进展[J]. 热力透平, 2009, 38(1): 5-14.

LI Jun, YAN Xin, FENG Zhenping, et al. State-of-the art of turbomachinery damper seals technology and their rotordynamic characteristics[J]. Thermal Turbines, 2009, 38(1): 5-14. (in Chinese)

(编辑: 王碧琚)