

DOI: 10.7652/xjtuxb201801007

迷宫齿蘑菇形磨损时密封泄漏特性和转子动力特性系数研究

陈尧兴¹, 李志刚¹, 晏鑫¹, 李军^{1,2}

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 先进航空发动机协同创新中心, 100191, 北京)

摘要: 采用基于转子多频椭圆涡动模型和动网格技术的 Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes (URANS) 方程求解方法, 研究了迷宫齿蘑菇形磨损对密封泄漏特性和气流激振转子动力特性的影响, 计算分析了未磨损以及磨损间隙分别为 0.4、0.5、0.6 mm 时的密封泄漏量, 流场以及转子动力特性系数。结果表明: 迷宫齿蘑菇形磨损使得密封间隙内缩流面积增加, 导致迷宫密封泄漏量随磨损间隙增加而增加, 且当磨损间隙大于 0.4 mm 时, 泄漏量随磨损间隙增加而线性增加; 迷宫齿蘑菇形磨损增加了密封的直接刚度, 降低了密封交叉刚度的大小以及直接阻尼, 但当磨损间隙超过 0.5 mm 时, 直接阻尼不再发生改变; 随着迷宫齿蘑菇形磨损间隙增加, 迷宫密封有效阻尼降低, 从而使得转子稳定性降低, 但仍然处于稳定范围内。

关键词: 迷宫密封; 迷宫齿蘑菇形磨损; 泄漏特性; 转子动力特性; 数值模拟

中图分类号: V231.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)01-0040-07

Investigation on the Leakage Performance and Rotordynamic Coefficients of Labyrinth Seal with Mushroom-Shaped Tooth Wear

CHEN Yaoming¹, LI Zhigang¹, YAN Xin¹, LI Jun^{1,2}

(1. School of Energy & Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. Collaborative Innovation Center of Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: The influence of mushroom-shaped tooth wear on leakage performance and fluid excited rotordynamic characteristics of labyrinth seal was numerically investigated by means of the unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes (URANS) equation based on the multi-frequency elliptical orbit rotor whirling model and dynamic mesh technique. The leakage performance, flow fields and rotordynamic coefficients of labyrinth seal with unworn clearance of 0.3 mm and after-damage clearances of 0.4, 0.5 and 0.6 mm were calculated. The obtained results indicate that a mushroom-shaped tooth wear causes an increase of vena contracta area in sealing clearance, thus leakage flow rate is increased with the worn clearance and a linear increase is expected when after-damage clearance is over 0.4 mm. In addition, a mushroom-shaped tooth wear results in an obvious increase in direct stiffness and a drop of cross-coupling stiffness and direct damping, but direct damping will be no longer affected by worn clearance when the worn clearance is above 0.5 mm. Also, the stability is reduced as a result of a drop in effective damping with the increase of worn clearance, but is still within a stable range.

Keywords: labyrinth seal; mushroom-shaped tooth wear; leakage performance; rotordynamic characteristics; numerical simulation

通常在透平机组稳定运行情况下,迷宫密封在其设计密封间隙下具有良好的封严性能,然而当透平机组运行在非稳定工况下,如开机、停机以及热重启阶段,迷宫密封静子件容易与转子件之间发生碰磨从而使得密封间隙增加,封严性能退化^[1],同时引起密封气流激振转子动力特性发生改变。另一方面,迷宫齿的磨损形状主要与迷宫齿和其碰撞面的材料硬度有关。当迷宫齿材料硬度小于转子材料硬度时,迷宫齿在碰磨过程中则会形成蘑菇形结构。Ghasripoor 等公开了实际运行过程中迷宫齿由于齿间磨损形成的蘑菇形迷宫齿结构^[1],如图 1 所示。

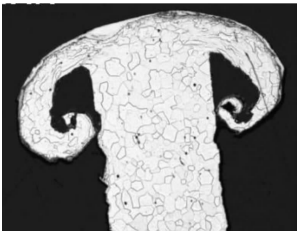


图 1 迷宫齿蘑菇形磨损的实际结构图^[1]

目前,关于密封磨损的研究主要集中在泄漏和传热特性方面。Xu 等研究了迷宫齿弯曲、蘑菇形磨损,以及蘑菇形磨损和弯曲同时存在的情况下密封的泄漏特性,指出迷宫齿磨损或者弯曲能显著增加密封泄漏量、降低透平效率^[2]。Dogu 等从几何结构(迷宫齿蘑菇形半径、密封间隙)和运行参数(压比、转速、齿数)方面对迷宫密封蘑菇形磨损后的泄漏特性进行了详细的研究^[3]。Rhode 等指出密封静子面磨损形成凹槽后密封泄漏量增加的原因是,迷宫齿间隙内有效间隙增加以及迷宫齿附近流场发生改变^[4]。Yan 等采用流固耦合传热的方法对迷宫齿蘑菇形磨损后密封传热特性进行了研究,指出静子面与转子面上的努塞尔数分布随迷宫齿蘑菇形半径增加而减小^[5]。

然而,关于迷宫齿磨损后密封转子动力特性的研究较少。Childs 等以压气机中典型层流缓冲油封为研究对象,开展了密封静子面磨损形成凹槽后的油封结构在不同偏心率下的转子动力特性研究,并指出当偏心率大于 0.5 时,静子面磨损后的油封结构稳定性低于光滑油封结构,但当偏心率低于 0.3 时,静子面磨损后的油封结构具有明显更低的交叉刚度^[6]。Wang 等采用单控制体以及有限扰动法对

密封静子面凹槽磨损后的转子动力特性进行了研究,并分析了迷宫齿与凹槽中心的位置关系对转子动力特性的影响,指出当转子面上迷宫齿位于凹槽上游时,密封具有最大的直接阻尼^[7]。

因此,本文以 Ertas 等的迷宫密封实验模型^[8]为研究对象,开展迷宫齿蘑菇形磨损时密封泄漏特性和转子动力特性系数的研究,为迷宫密封磨损状态下的性能分析提供参考。

1 计算模型和数值方法

图 2 给出了迷宫齿未磨损时 6 齿直通式迷宫密封的三维计算模型,其中进出口部分通过加长处理以避免回流的产生。图 3 给出了迷宫齿间距、腔室高度以及磨损前后迷宫齿 4 种不同的齿顶尺寸,其中迷宫齿齿顶蘑菇形磨损采用等截面设计,即认为迷宫齿齿顶磨损前后密封质量或者密封横截面积

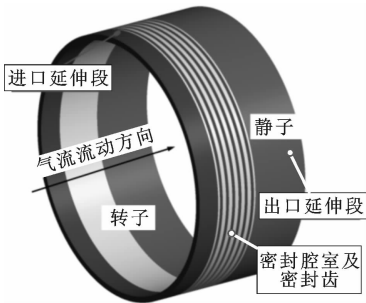


图 2 迷宫齿未磨损时迷宫密封三维计算模型

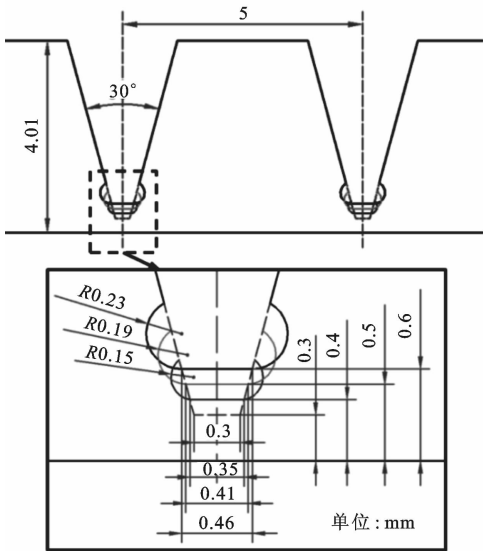


图 3 迷宫齿蘑菇形磨损前后密封几何尺寸

不变。图 4 给出了迷宫齿蘑菇形磨损时密封三维网格和齿顶局部网格图。表 1 给出了迷宫齿磨损前后部分几何参数和计算边界条件。

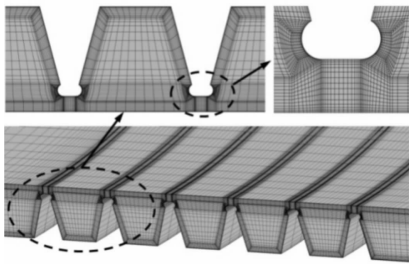


图 4 迷宫齿蘑菇形磨损后密封三维网格示意图

表 1 磨损前后迷宫齿几何参数和计算边界条件

参数	数值
蘑菇形半径 R_m/mm	0,0.15,0.19,0.23
迷宫齿磨损间隙 C_r/mm	0.3,0.4,0.5,0.6
迷宫齿数 n_i	6
转子直径 D_0/mm	170
进口总压 P_t/kPa	699.14
进口总温 $T_t/^\circ\text{C}$	14
出口静压 P_s/kPa	388.07
转速 $n/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	15 000

采用基于动网格技术和多频椭圆涡动模型的非定常数值方法求解 Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes (URANS) 方程, 计算分析了 3 种迷宫齿蘑菇形磨损结构下密封泄漏量、流场、转子动力特性系数、旋流强度、转子面气流激振力, 并与未磨损状态的迷宫密封特性进行对比。表 2 给出了迷宫密封转子动力特性系数计算的数值方法和涡动模型参数。图 5 给出了转子椭圆涡动轨迹模型示意图。

表 2 转子动力特性系数计算方法以及涡动模型参数

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/mm	$a=0.003;b=0.001\ 5$
计算时间步长/s	0.000 1

注: a 和 b 分别为椭圆轨迹的长轴与短轴。

根据小位移涡动理论可知, 密封内力-位移方程

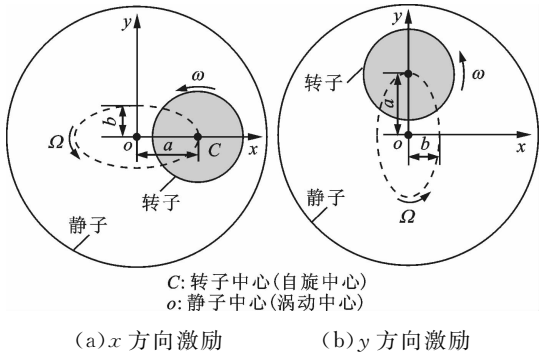


图 5 转子多频椭圆涡动轨迹模型示意图

满足如下关系

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

式中: F_x 、 F_y 为流体激振力; D_x 、 D_y 为转子涡动位移; $\dot{D}_x$ 、 $\dot{D}_y$ 为转子涡动速度。

对 x 激励、 y 激励下力-位移方程进行快速傅里叶变换, 并同时求解可得方程(1)的频率解

$$H_{xx} = \frac{(-F_{xx})D_{yy} - (-F_{yx})D_{xy}}{D_{xx}D_{yy} - D_{yx}D_{xy}} \quad (2)$$

$$H_{xy} = \frac{(-F_{xx})D_{yx} - (-F_{yx})D_{xx}}{D_{xy}D_{yx} - D_{yy}D_{xx}} \quad (3)$$

$$H_{yy} = \frac{(-F_{yy})D_{xx} - (-F_{xy})D_{yx}}{D_{yy}D_{xx} - D_{yx}D_{xy}} \quad (4)$$

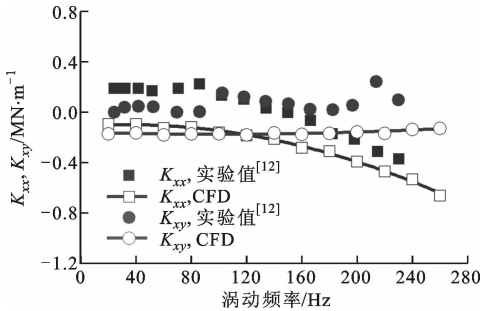
$$H_{yx} = \frac{(-F_{yy})D_{xy} - (-F_{xy})D_{yy}}{D_{xy}D_{yx} - D_{yy}D_{xx}} \quad (5)$$

其中: $K_{ij} = \text{Re}(H_{ij})$; $C_{ij} = \text{Im}(H_{ij})/\Omega$, Ω 为涡动频率。

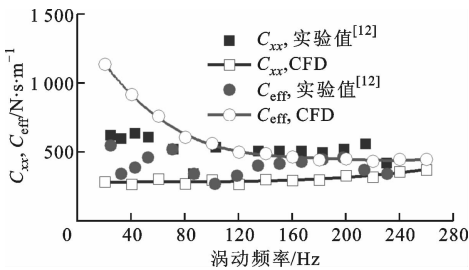
图 6 给出了本文采用的多频椭圆涡动模型预测方法^[9]下获得的迷宫密封转子动力特性系数, 并与实验结果^[8]进行比较。多频椭圆涡动模型预测的迷宫密封转子动力特性系数与实验数据整体吻合良好, 其中刚度系数以及直接阻尼的预测结果较实验值偏低, 当涡动频率小于 120 Hz 时, 有效阻尼预测结果较实验值偏高, 当涡动频率大于 120 Hz 时, 有效阻尼的预测结果与实验值一致。

考虑到迷宫密封转子稳定性主要与切向力系数有关, 因此选取直接阻抗 H_{xx} 的虚部 ΩC_{xx} 以及交叉阻抗 H_{xy} 的实部 K_{xy} 进行网格无关性验证。图 7 给出了磨损间隙为 0.6 mm 时两种疏密网格下 $\text{Im}(H_{xx})$ 以及 $\text{Re}(H_{xy})$ 随涡动频率的变化曲线, 其中疏网格和密网格的网格节点数分别是 548.8 万和 823.6 万。当网格节点数为 548.8 万时, 密封切向力系数几乎不再变化; 另外, 疏网格与密网格计算得

到的迷宫密封泄漏量分别为 0.417 5 和 0.417 3 kg/s,表明当网格节点数为 548.8 万时,泄漏量基本不变。因此,综合考虑网格疏密程度对密封切向力系数、泄漏量的影响,本文迷宫密封的网格节点数选为 548.8 万。



(a) 刚度系数



(b) 阻尼系数

图 6 转子动力特性系数预测值与实验值比较

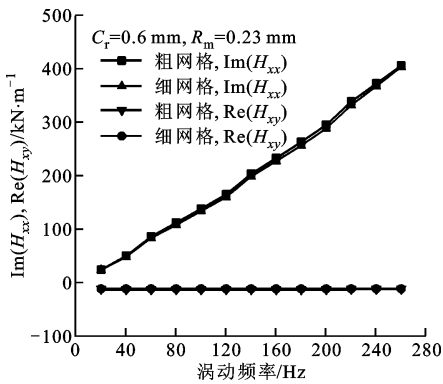


图 7 不同网格数下迷宫密封直接阻抗虚部 $\text{Im}(H_{xx})$ 与交叉阻抗实部 $\text{Re}(H_{xy})$ 随涡动频率的变化曲线

2 结果分析与讨论

2.1 迷宫齿蘑菇形磨损时的泄漏量与流场

图 8 给出了迷宫密封泄漏量随迷宫齿蘑菇形磨损间隙的变化曲线。可以发现:当磨损间隙大于 0.4 mm 时,密封泄漏量随磨损间隙增加而线性增加;另一方面,当迷宫齿磨损间隙分别从 0.3 mm 增加至 0.4 mm、0.4 mm 增加至 0.5 mm、0.5 mm 增加至 0.6 mm 时,泄漏量增幅分别为未磨损时的

0.77 倍、0.64 倍、0.63 倍,这种迷宫密封泄漏量的增幅差异主要与齿间隙内缩流面积和轴向速度变化有关。

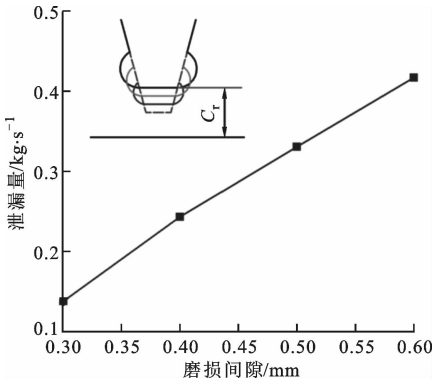


图 8 迷宫齿蘑菇形磨损间隙下密封泄漏量的变化曲线

图 9 给出了迷宫齿蘑菇形磨损前后第 1 个迷宫齿间隙内速度矢量分布。迷宫齿磨损前后间隙内缩流面积主要受到迷宫齿磨损间隙和流道压缩比(迷宫齿磨损间隙面积与缩流面积的比值)的影响。另一方面,气流通过磨损后的蘑菇形迷宫齿时接近齿顶表面流动,流道压缩比接近于 1,从而使得磨损后密封的流道压缩比较未磨损时明显偏低。因此,当迷宫齿初始磨损时,即磨损间隙从 0.3 mm 增加至 0.4 mm 时,缩流面积受到磨损间隙增加和流道压缩比降低的共同影响;当磨损间隙从 0.4 mm 增加至 0.5 mm 或者从 0.5 mm 增加至 0.6 mm 时,流道压缩比不再存在明显差异,缩流面积主要受迷宫齿磨损间隙增加的影响。

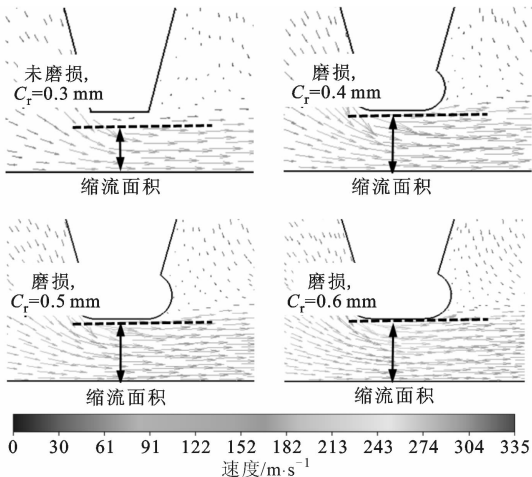


图 9 迷宫齿蘑菇形磨损前后第 1 个迷宫齿间隙内速度矢量分布

图 10 给出了不同迷宫齿蘑菇形磨损间隙下密封腔室内气流马赫数沿轴向分布。可以发现:马赫数沿气流流动方向逐渐增加;迷宫齿蘑菇形磨损增

强了迷宫齿处节流加速过程,且随着磨损间隙增加,密封腔室内气流马赫数明显增加。值得注意的是,当磨损间隙为 0.5 mm 时,最后一个迷宫齿内气流最大马赫数为 1.0,表明此时气流流动已经处于临界状态。

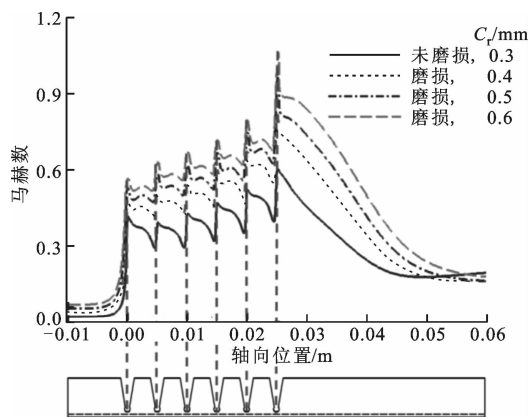


图 10 迷宫齿蘑菇形磨损间隙下密封内马赫数沿轴向分布

图 11 给出了不同迷宫齿蘑菇形磨损间隙下密封腔室内气流静压沿轴向分布。静压沿气流流动方向呈梯形降低;随着迷宫齿蘑菇形磨损间隙增加,密封腔室内压力略微降低。需要指出的是,迷宫齿蘑菇形磨损改变了迷宫齿前后压差的大小,尤其是提高了第 1 个迷宫齿和最后 1 个迷宫齿前后压差,这是由于第 1 个迷宫齿和最后 1 个迷宫齿齿后更多的压力能转化为动能引起的。

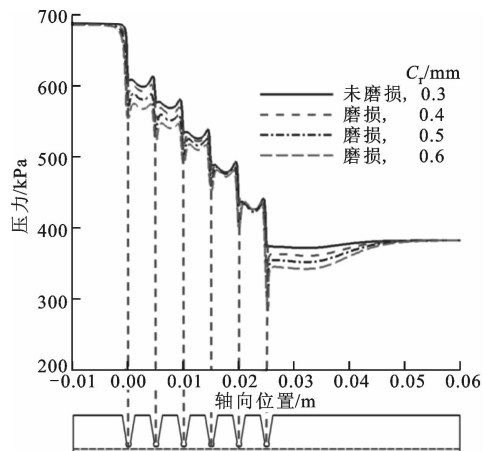


图 11 迷宫齿蘑菇形磨损间隙下密封内静压沿轴向分布

2.2 迷宫齿蘑菇形磨损时的转子动力特性系数

迷宫密封直接刚度主要与转子系统临界转速有关,正直接刚度会增加转子系统临界转速,负直接刚度则会降低转子系统临界转速。图 12 给出了不同迷宫齿蘑菇形磨损间隙下密封直接刚度随涡动频率的变化曲线。

当迷宫齿蘑菇形磨损间隙从 0.3 mm 增加至

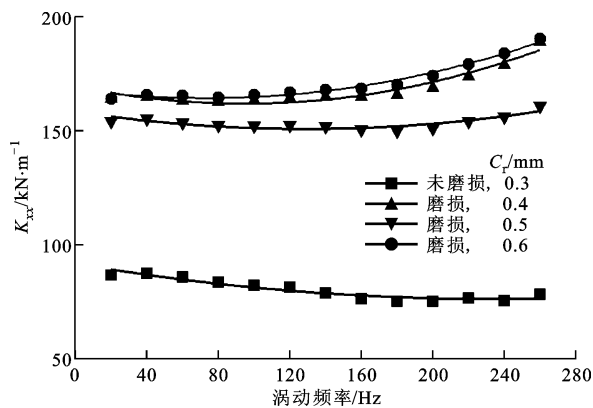


图 12 迷宫密封直接刚度随涡动频率的变化曲线

0.4 mm 时,密封直接刚度提高 87.8% 以上,而当磨损间隙从 0.4 mm 继续增加时,密封直接刚度变化幅度相对较小,其中,当磨损间隙从 0.4 mm 增加至 0.5 mm 时,密封直接刚度反而降低 6.0%~14.9%,当磨损间隙从 0.5 mm 继续增加至 0.6 mm 时,密封直接刚度增加 6.4%~18.3%。这种现象与文献 [10] 中密封间隙对直接刚度影响的变化趋势不同,主要是因为转子面上径向力受到迷宫齿蘑菇形磨损结构的影响。

迷宫密封交叉刚度与转子失稳的能力强弱有关,交叉刚度为正值表明易诱发转子失稳,交叉刚度为负值表明能够抑制转子失稳。图 13 给出了不同迷宫齿蘑菇形磨损间隙下密封交叉刚度随涡动频率的变化曲线。4 种密封磨损结构下交叉刚度均呈现出明显的频率无关性;交叉刚度 K_{xy} 均为负值,且随着迷宫齿蘑菇形磨损间隙的增加,交叉刚度 K_{xy} 的大小逐渐减小,表明抑制转子失稳的能力同样随之减弱。迷宫密封交叉刚度随磨损间隙变化的趋势与 Li 等的研究结论 [10] 相符。

迷宫密封直接阻尼同样表征转子失稳的能力强

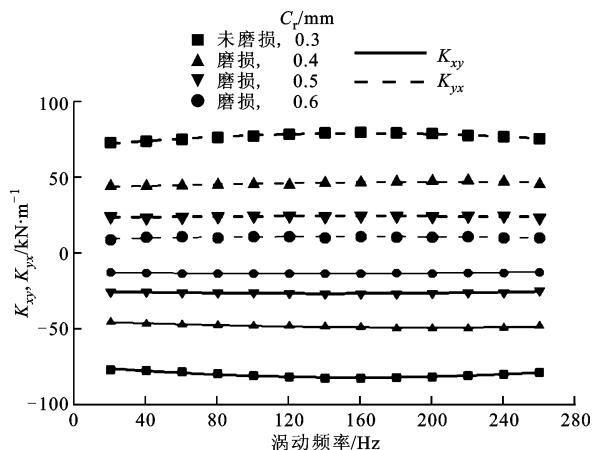


图 13 迷宫密封交叉刚度随涡动频率的变化曲线

弱,直接阻尼为正值表明能够抑制转子失稳,直接阻尼为负值则易诱发转子失稳。图 14 给出了不同迷宫齿蘑菇形磨损间隙下密封直接阻尼随涡动频率的变化曲线。4 种磨损间隙下密封直接阻尼均随涡动频率增加而略微增加;直接阻尼均为正值,但随磨损间隙增加而略微减小,当磨损间隙从 0.3 mm 增加至 0.5 mm 时,密封直接阻尼仅降低 11.1%~14.8%,而当磨损间隙继续增加至 0.6 mm 时,密封直接阻尼几乎不发生变化。Benckert 等认为,迷宫密封直接阻尼与密封腔室内平均密度近似成线性相关^[11]。因此,迷宫齿蘑菇形磨损使得腔室内压力略微降低,从而使得腔室内平均密度降低,进而引发直接阻尼随磨损间隙增加而略微降低的现象。

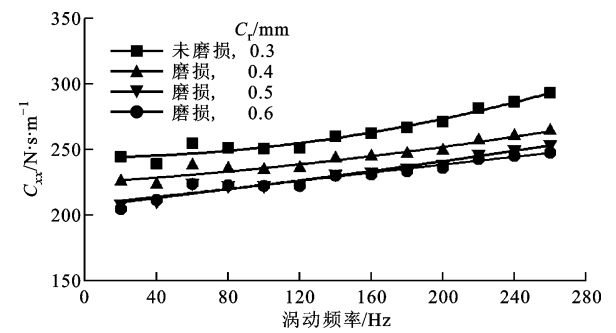


图 14 迷宫密封直接阻尼随涡动频率的变化曲线

图 15 给出了不同迷宫齿蘑菇形磨损间隙下密封交叉阻尼随涡动频率的变化曲线。迷宫密封交叉阻尼存在明显的频率相关性;交叉阻尼值大小整体上随密封磨损间隙增加而逐渐减小。值得注意的是,当迷宫齿蘑菇形磨损间隙大于 0.4 mm 时, x 方向交叉阻尼与 y 方向交叉阻尼的大小不再满足近似相等关系。

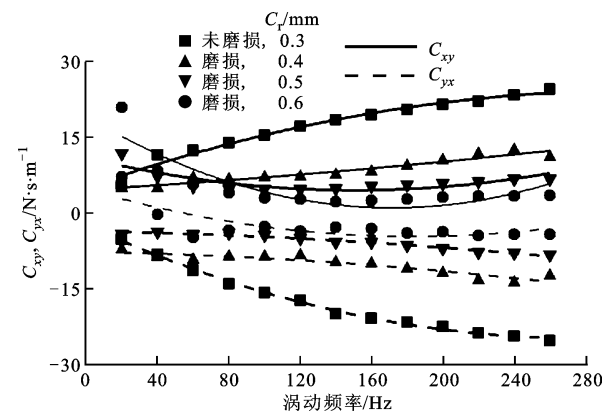


图 15 迷宫密封交叉阻尼随涡动频率的变化曲线

迷宫密封的有效阻尼定义为

$$C_{\text{eff}} = C_{xx} - K_{xy} / \Omega \tag{6}$$

综合考虑交叉刚度与直接阻尼对转子稳定性的

影响,图 16 给出了不同迷宫齿蘑菇形磨损间隙下密封有效阻尼随涡动频率的变化曲线。4 种迷宫齿蘑菇形磨损间隙下密封有效阻尼随转子涡动频率增加而逐渐减小,直至趋于稳定值;迷宫密封有效阻尼均为正值,但随着磨损间隙增加,不同涡动频率下迷宫密封有效阻尼均明显降低,表明迷宫密封转子稳定性随着迷宫齿蘑菇形磨损间隙增加而降低,但仍然处于稳定范围内。

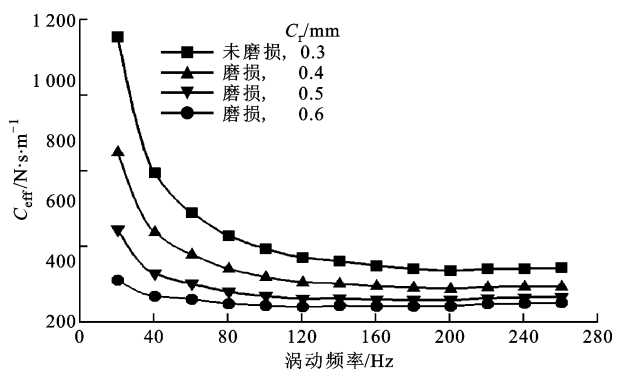


图 16 迷宫密封有效阻尼随涡动频率的变化曲线

2.3 迷宫齿蘑菇形磨损时的旋流强度和激振力

图 17 给出了不同迷宫齿蘑菇形磨损间隙下密封内周向旋流强度沿轴向的分布。周向旋流强度定义为

$$\beta = 60U_{\text{gas}} / (2\pi Rn) \tag{7}$$

式中: U_{gas} 是气流绝对周向速度。

由图 17 可知,由于转子面附近的周向黏性剪切力的作用,4 种磨损间隙下迷宫密封周向旋流强度沿轴向逐渐增强;随着磨损间隙增加,迷宫密封周向旋流强度逐渐减弱,使得密封腔室内周向不平衡压力减弱,从而导致密封交叉刚度减小。

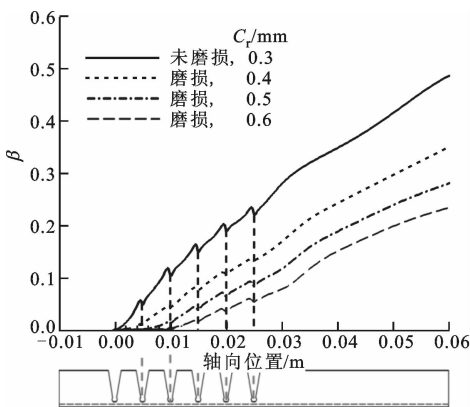


图 17 迷宫齿蘑菇形磨损间隙下密封周向旋流强度沿轴向分布

表 3 给出了非定常计算 $T=0.1$ s(此时 x 方向涡动位移最大、 y 方向涡动位移为 0)时,不同迷宫

齿蘑菇形磨损间隙下密封转子面上的径向力和切向力。可以发现,不同磨损间隙下转子径向力均为负值,即此时转子面径向力方向与转子半径增加方向相反,表明迷宫密封具有正的直接刚度(交叉阻尼过小,忽略交叉阻尼对径向力的影响);另一方面,除磨损间隙为 0.4 mm 以外,转子面径向力的大小整体随迷宫齿蘑菇形磨损间隙增加而逐渐增加,这一变化趋势与直接刚度随磨损间隙的变化趋势吻合一致。

表 3 不同磨损间隙下转子面激振力径向分量、切向分量

C_r/mm	激振力径向分量 F_r/N	激振力切向分量 F_t/N
0.3	-3.49	-7.68
0.4	-6.70	-6.10
0.5	-6.08	-5.03
0.6	-6.73	-4.52

不同迷宫齿蘑菇形磨损间隙下转子切向力均为负值,即此时转子面切向力方向与转子涡动方向相反,表明迷宫密封有效阻尼为正值;转子切向力随磨损间隙增加而减小,表明迷宫密封有效阻尼随磨损间隙增加而减小,这之前关于迷宫密封有效阻尼的分析一致。

3 结 论

本文数值研究了 3 种不同迷宫齿蘑菇形磨损间隙下密封泄漏和转子动力特性系数,并与迷宫齿未磨损时的特性进行了对比,得到如下结论。

(1)迷宫齿蘑菇形磨损使得密封间隙内缩流面积增加,且当磨损间隙大于 0.4 mm 时,泄漏量随迷宫齿蘑菇形磨损间隙增加而线性增加。

(2)迷宫齿蘑菇形磨损增加了密封的直接刚度,降低了密封交叉刚度以及直接阻尼,但当迷宫齿蘑菇形磨损间隙大于 0.5 mm 时,密封直接阻尼基本不再发生改变。此外,随着迷宫齿蘑菇形磨损间隙的增加,密封有效阻尼降低,从而转子稳定性降低,但仍然处于稳定范围内。

参考文献:

[1] GHASRIPOOR F, TURNQUIST N A. Wear prediction of strip seals through conductance [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2004. New York, USA: ASME, 2004: 331-337.

[2] XU J. Effects of operating damage of labyrinth seal on seal leakage and wheelspace hot gas ingress [D]. College Station, Texas, USA: Texas A&M University, 2006.

[3] DOGU Y, SERTÇAKAN M C, BAHAR A S, et al. Computational fluid dynamics investigation of labyrinth seal leakage performance depending on mushroom-shaped tooth wear [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138(3): 032503.

[4] RHODE D L, ADAMS R G. Computed effect of rub-groove size on stepped labyrinth seal performance [J]. Tribology Transactions, 2001, 44(4): 523-532.

[5] YAN X, LEI L, LI J, et al. Effect of bending and mushrooming damages on heat transfer characteristic in labyrinth seals [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 136(4): 041901.

[6] CHILDS D W, RODRIGUEZ L E, CULLOTTA V, et al. Rotordynamic-coefficients and static(equilibrium loci and leakage) characteristics for short, la minar-flow annular seals [J]. ASME Journal of Tribology, 2006, 128(2): 378-387.

[7] WANG W Z, LIU Y Z, MENG G, et al. Influence of rub groove on rotordynamics associated with leakage air flow through a labyrinth seal [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2010, 24(8): 1573-1581.

[8] 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]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(4): 042503.

[9] LI Z, LI J, YAN X. Multiple frequencies elliptical whirling orbit model and transient RANS solution approach to rotordynamic coefficients of annual gas seals prediction [J]. Journal of Vibration & Acoustics, 2013, 135: 031005.

[10] LI Z, LI J, FENG Z. Labyrinth seal rotordynamic characteristics: part II Geometrical parameter effects [J]. Journal of Propulsion & Power, 2016, 32(5): 1-12.

[11] 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 Turbomachinery. College Station, Texas, USA: Texas A&M University, 1980: 189-212.

(编辑 荆树蓉 苗凌)