

袋型阻尼密封转子动力特性的 多频单向涡动预测模型

李志刚, 李军, 丰镇平

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 为了满足宽频域下阻尼密封转子动力特性的计算要求, 针对单频涡动模型计算量大的问题, 提出了采用动网格技术和非定常数值方法来预测袋型阻尼密封转子动力特性的多频单向涡动模型. 以转子多频单向涡动位移作为激励信号, 采用非定常方法和动网格技术进行了三维 Reynolds-Averaged Navier-Stokes(RANS)方程的数值求解, 从而获得了袋型阻尼密封的瞬时流体激振力. 通过快速傅里叶变换, 在频域内计算了 10 个频率的 8 个转子动力特性系数, 并与实验值进行了比较. 结果表明: 数值计算得到的袋型阻尼密封转子动力特性系数与实验值吻合良好, 从而验证了基于多频单向涡动模型的数值方法能够可靠预测袋型阻尼密封转子动力特性.

关键词: 袋型阻尼密封; 转子动力特性; 多频单向涡动模型

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)05-0013-06

Multiple Frequencies One-Dimensional Prediction Model of Rotordynamic Characteristics for Pocket Damper Seals

LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A multiple frequencies one-dimensional analysis model using unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) solutions and the mesh deformation method was proposed to meet the requirements of computing rotordynamic characteristics for pocket damper seals in a large frequency range and avoid the heavy computational effort resulting from the single-frequency vibration model. A multiple-frequency one-dimensional periodic orbit for rotor surface was viewed as the excitation signal, and the unsteady solutions combined with the mesh deformation method were employed to solve the three-dimensional RANS equations and obtain the transient reaction forces on the PDS rotor surface. The rotor motion signal and reaction forces signal were transformed to the frequency domain using the fast Fourier transform (FFT), and then the eight rotordynamic coefficients of the PDS were determined at ten different excitation frequencies. The results show that the predicted rotordynamic coefficients of the PDS by the present numerical method agree well with the experimental data, confirming that the multiple frequencies one-dimensional analysis model can be adopted for predicting the rotordynamic characteristics of the PDS.

Keywords: pocket damper seal; rotordynamic characteristics; multiple frequencies one-dimensional model

旋转密封泄漏流动和转子动力特性的研究对于提高透平机械的气动性能和运行安全性具有重要作用^[1]. 透平机械转子系统中的密封,在防止流体泄漏的同时还会产生流体激振力,从而影响转子的稳定性. 低泄漏和高阻尼性能的阻尼密封技术是进一步提高透平机械能量转换效率和运行安全性的关键技术之一^[2]. 新近发展的袋型阻尼密封技术^[3]可使转子动力特性提高,所以在透平机械动密封系统中逐步得到应用.

袋型阻尼密封是由 Vance 等^[3]研发的,他们通过实验测量了具有 2 个密封齿和 4 个袋型腔室的袋型阻尼密封的泄漏量和直接阻尼系数. 该实验结果表明,袋型阻尼密封的直接阻尼系数值是传统迷宫密封的 15 倍. 如图 1 所示,对比迷宫密封结构,袋型阻尼密封的静子面沿轴向被密封齿分割为一系列交替排列的基本腔室和二次腔室,基本腔室中沿周向设置的挡板将腔室分割为等弧度的袋型腔室. 袋型阻尼密封的周向隔板能有效降低流体的周向流动速度,显著提高透平机械转子系统在密封件处的阻尼,使得转子系统的稳定性得以增强. 在实验研究和工程应用中,袋型阻尼密封均能有效减小转子振动幅值^[4]. Ertas 等^[4-5]采用系统阻抗法和腔室动态压力法研究了腔室结构和齿型对袋型阻尼密封的转子动力特性的影响机制,并给出了相应的转子动力特性系数,同时实验研究了不同进口预旋和压比下的蜂窝密封、迷宫密封和袋型阻尼密封这 3 种结构的转子动力特性系数,研究结果表明,袋型阻尼密封和蜂窝密封的有效阻尼在预旋工况下高于迷宫密封 1 个量级. Li 等^[6]发展了基于 Bulk Flow 模型和实验数据校核的袋型阻尼密封的转子动力特性数值预测方法,而晏鑫等^[7]研发了基于 Bulk Flow 模型的孔型阻尼密封的转子动力特性预测程序,并研究了预旋、压比和间隙对转子动力特性系数的影响规律. 目前,实验测量和基于 Bulk Flow 模型的数值预测方法都无法给出袋型阻尼密封间隙内的非定常流场及其对

转子动力特性的影响机理.

计算流体动力学数值方法已应用于旋转密封的泄漏和转子动力特性的研究. 李志刚等^[8]采用三维数值模拟方法,计算了直通式 8 齿袋型阻尼密封的泄漏量和流场形态. 晏鑫等^[9]采用基于动网格技术和非定常方法的圆形涡动模型,研究了孔型密封的转子动力特性. 针对袋型阻尼密封转子动力特性系数的三维数值预测方法截止目前未见报道,现有的预测阻尼密封转子动力特性的三维数值方法均采用单频涡动模型,即无论转子的涡动轨迹为单向还是圆形,涡动频率只有一个. 对于单频涡动模型,为了获得转子动力特性系数随涡动频率的变化规律,必须通过改变涡动频率进行多次计算,这样计算量很大,不适于宽频域下阻尼密封转子动力特性的研究.

本文提出了基于动网格技术和非定常数值方法的多频单向涡动模型,来预测袋型阻尼密封的转子动力特性. 以实验测量的 8 齿袋型阻尼密封为研究对象,采用商用 CFD 软件 ANSYS-CFX,计算了不同涡动频率下转子动力特性系数,并与实验结果进行了比较,以验证本文方法的可靠性和实用性.

1 计算模型和数值方法

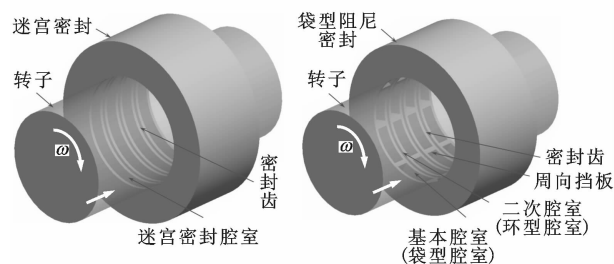
1.1 计算模型

图 2 为文献^[4]的袋型阻尼密封的计算模型,表 1 为相应的结构参数和实验工况. 由于袋型阻尼密封的周向挡板影响了腔室的周向连续性和转子的偏心涡动,所以在转子动力特性的三维数值研究中,计算模型不能采用泄漏特性研究中的周期性模型^[8],而必须采用整周计算模型. 在求解过程中,转子的偏心涡动会导致袋型阻尼密封内流体激振出现非定常现象,这样计算区域随时间是变化的,所以不能用迷宫密封转子动力特性研究中稳态模型的定常方法进行求解^[10],需要采用动网格技术进行非定常求解.

图 3 为袋型阻尼密封的计算网格. 该网格由软件 ICEM 生成,属于多块结构化网格. 袋型阻尼密封腔室采用 O 型结构化网格,壁面区域为加密网格. 在节流间隙处沿径向布置了 20 个节点,网格的正交角均在 44° 以上,即具有很好的正交性,网络最大长宽比小于 100. 网格无关性验证采用了疏、密两套网格,网格节点数分别为 320 万和 440 万.

1.2 数值方法

用商用软件 ANSYS-CFX 对 Reynolds-Averaged Navier-Stokes(RANS)方程进行了数值求解. 湍流



(a) 传统迷宫密封 (b) 袋型阻尼密封

图 1 传统迷宫密封与袋型阻尼密封

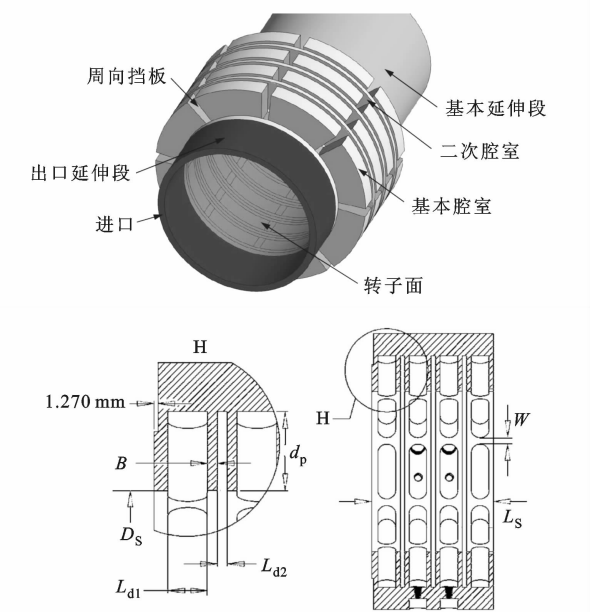


图 2 文献[4]袋型阻尼密封的计算模型

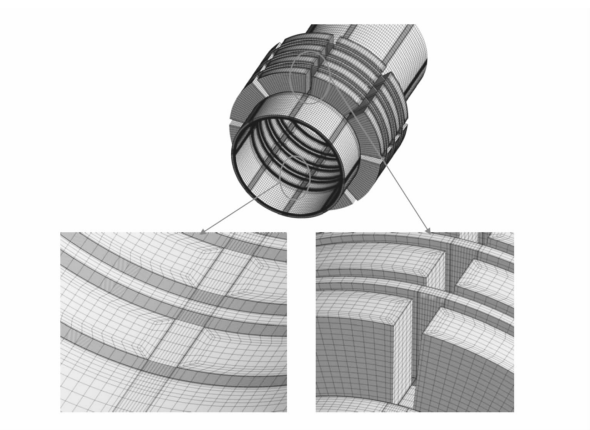


图 3 袋型阻尼密封的计算网格

表 1 袋型密封的结构参数和实验工况^[4]

进口总压 $p_{\text{tot},\text{in}}$ /MPa	6.89
出口压力 $p_{\text{sta},\text{out}}$ /MPa	3.555 24
工质温度 T / $^{\circ}\text{C}$	10.5~13.4
转子转速 n /r·min	10 200
进口预旋 V_{ps} / $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	0
袋型密封长度 L_{S} /mm	87
转子直径 D_{S} /mm	114.55
进口密封间隙 S /mm	0.13
进出口密封间隙比 r_{C}	1
密封齿数	8
腔室深度 d_{P} /mm	25.4
腔室数	8
隔板厚度 W /mm	5.08
密封齿厚度 B /mm	3.18
基本腔室长度 L_{d1} /mm	12.7
二次腔室长度 L_{d2} /mm	3.18

模型为标准 $k-\epsilon$ 模型,对流项为高精度离散格式(具有二阶精度),固体壁面为光滑绝热边界,近壁面由改进壁面函数法处理.考虑到转子偏心涡动时密封中流体流动的非定常和空间求解区域随时间而变,故采用“动网格+非定常”的求解方法进行计算.根据实验工况(见表 1),数值计算中密封进口总压、总温给定,即进口总压 $p_{\text{tot},\text{in}}$ 为 6.89 MPa,进口总温为 12 $^{\circ}\text{C}$,出口给定的静压为 3.555 24 MPa.图 4 为多频单向涡动模型.对于转子,除了给定转速 n 为 10 200 r/min 以外,还要将 x 、 y 方向的多频单向涡动位移作为激励信号,即

$$X = \sum_{i=1}^N A_i \sin(\omega_i t) \tag{1}$$

$$Y = \sum_{i=1}^N A_i \sin(\omega_i t) \tag{2}$$

式中: $\omega_i=2\pi f_i$ 为转子的涡动角速度, f_i 为转子的涡动频率; A_i 为某一频率对应的涡动幅值; N 为转子涡动位移包含的频率个数.数值计算中, f_i 的范围为 20~200 Hz,以 20 Hz 为一个梯度, N 为 10,每个频率对应相同的涡动幅值 $A=1.3\times 10^{-6}$ m (0.01S),具体数值方法的要求如表 2 所示.

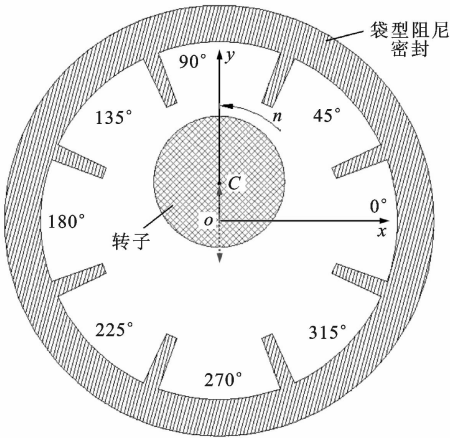


图 4 袋型阻尼密封单向涡动模型(y 方向激励)

表 2 本文数值方法的要求

离散格式	高精度格式
求解方法	非定常、动网格技术
湍流模型	标准 $k-\epsilon$ 、改进壁面函数法
工质	理想空气
涡动频率 f_i /Hz	20,40,...,180,200
偏心率	0.01
计算时间步长 Δt /s	0.000 1

在计算中首先进行定常求解,当定常计算的连续方程、动量方程和湍流方程的均方根残差下降到 10^{-6} ,且转子面受力 F_x 和 F_y 小于 0.1 N 时,可以

认为定常计算收敛. 在获得定常收敛结果以后, 对初场分别进行 x 和 y 两个涡动方向的非定常计算. 当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 呈周期性振荡, 且相邻周期的受力波动小于 0.2% 时, 可以认为非定常计算收敛.

2 转子动力特性系数计算方法

对于转子的小位移偏心涡动, 密封中流体激振力与转子的涡动位移、涡动速度呈线性关系, 其计算公式如下

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} \quad (3)$$

式(3)经快速傅里叶变换(FFT)后, 可获得频率域中力与位移的关系, 即

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

式中: $H_{ij} = K_{ij} + i\omega C_{ij}$ ($i=x, y; j=x, y$) 为密封阻抗系数; D_x 和 D_y 分别是转子轴心在 x 和 y 方向的位移, 为复数.

如式(4)所示, 2 个方程并不能完全求出 4 个未知数 H_{ij} . 对于转子, 分别设置 x 、 y 方向的涡动位移, 再进行 2 次独立求解, 可获得 4 个独立方程, 即

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

对于袋型阻尼密封转子动力特性的多频单向涡动模型, 转子涡动位移的多频时域信号 X 、 Y 是已知的, 通过 FFT 可以得到各个频率位移信号的复数形式 D_{ij} , 其中 $D_{xy} = D_{yx} = 0$. 通过非定常数值计算, 可以获得转子面受到的流体激振力的多频时域信号, 对其进行 FFT, 可以得到各个频率激振力信号的复数形式 F_{ij} . 将 F_{ij} 和 D_{ij} 代入式(5), 可得:

$$x \text{ 方向直接阻抗 } H_{xx} = \frac{-F_{xx}}{D_{xx}} \quad (6)$$

$$x \text{ 方向交叉阻抗 } H_{xy} = \frac{-F_{yx}}{D_{yy}} \quad (7)$$

$$y \text{ 方向直接阻抗 } H_{yy} = \frac{-F_{yy}}{D_{yy}} \quad (8)$$

$$y \text{ 方向交叉阻抗 } H_{yx} = \frac{-F_{xy}}{D_{xx}} \quad (9)$$

通过求解式(6)~(9), 可得袋型阻尼密封的 8 个转子动力特性系数.

x 方向的直接刚度 and 直接阻尼系数为

$$\left. \begin{aligned} K_{xx} &= \operatorname{Re}(H_{xx}) \\ C_{xx} &= \frac{\operatorname{Im}(H_{xx})}{\omega} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

x 方向的交叉刚度和交叉阻尼系数为

$$\left. \begin{aligned} K_{xy} &= \operatorname{Re}(H_{xy}) \\ C_{xy} &= \frac{\operatorname{Im}(H_{xy})}{\omega} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

y 方向的直接刚度和直接阻尼系数为

$$\left. \begin{aligned} K_{yy} &= \operatorname{Re}(H_{yy}) \\ C_{yy} &= \frac{\operatorname{Im}(H_{yy})}{\omega} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

y 方向的交叉刚度和交叉阻尼系数为

$$\left. \begin{aligned} K_{yx} &= \operatorname{Re}(H_{yx}) \\ C_{yx} &= \frac{\operatorname{Im}(H_{yx})}{\omega} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

3 结果与讨论

3.1 转子涡动位移信号和流体激振力信号

图 5 为 y 方向激励时转子涡动位移和流体激振力随时间变化的时域和频域图. 由图 5a 可知, 转子 y 方向的涡动使密封中流体在 x 、 y 两个方向均产生了流体激振力, 该激振力信号与位移信号存在明显的相位差; 由图 5b 可知, 转子涡动位移和流体激振力信号的频率集中在 20~200 Hz 范围内, 与计算设定的频率范围相同. 流体激振力与转子涡动位移具有相同的频率, y 方向的流体激振力幅值随频率的增大有增大的趋势, x 方向的流体激振力幅值随频率的增大有减小的趋势, 各频率下的转子涡动位移的幅值在设定值 $1.3 \mu\text{m}$ 附近波动, 这是由 FFT 引起的数值误差造成的.

3.2 转子动力特性系数

图 6 为袋型阻尼密封直接阻尼系数随转子涡动频率的变化. 从图 6 可以看出: 袋型阻尼密封的直接阻尼系数随转子涡动频率的增大而减小; 袋型阻尼密封在 x 、 y 两个方向直接阻尼系数具有数值相近的特性 ($C_{yy} \approx C_{xx}$); 除 $f=20$ Hz 外, 数值计算结果与实验结果吻合良好, 且随频率的变化规律相同.

图 7 为袋型阻尼密封直接刚度系数随频率的变化. 从图 7 可以看出: 袋型阻尼密封直接刚度系数随频率的增大而增大; 在 x 、 y 两个方向直接刚度系数具有数值相近的特性 ($K_{yy} \approx K_{xx}$); 数值计算结果大于实验结果, 且随频率的变化规律相同.

图 8 为袋型阻尼密封交叉刚度系数随频率的变化. 从图 8 可以看出: 实验结果随频率的变化没有明显的规律; 通过数值计算获得了数值相近、符号相反

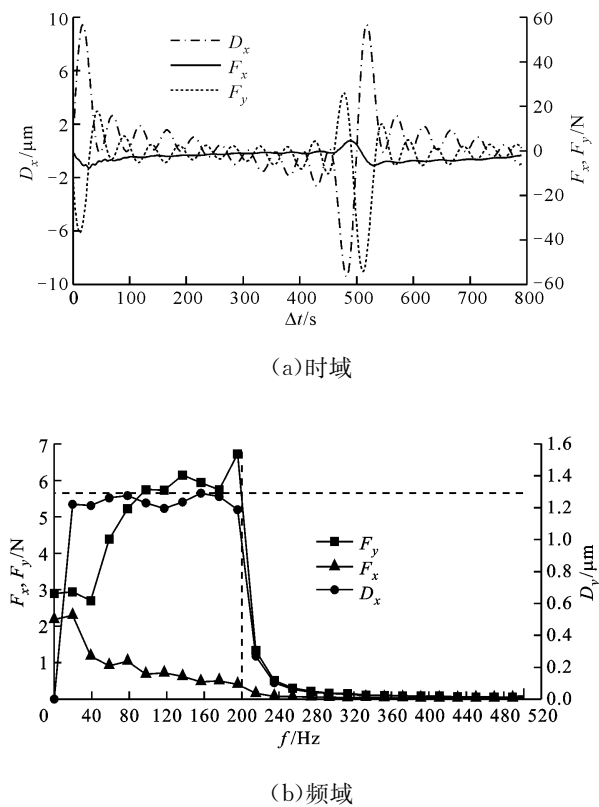


图 5 y 方向激励时转子位移与激励力的时域和频域图

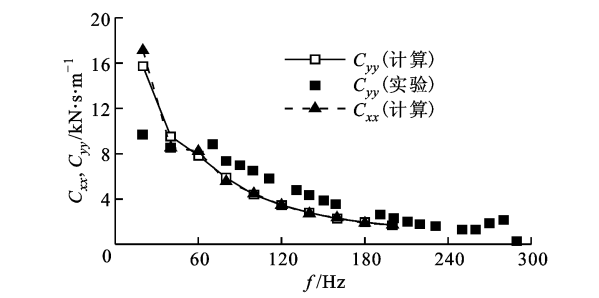


图 6 袋型阻尼密封直接阻尼系数

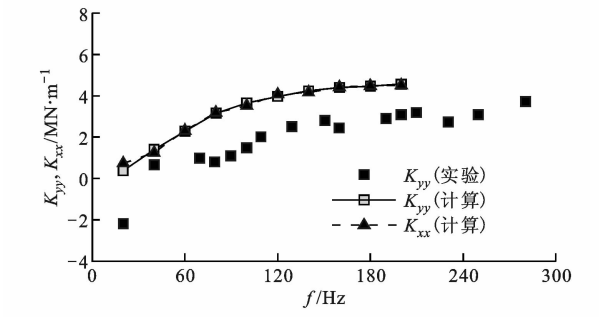


图 7 袋型阻尼密封的直接刚度系数

的交叉刚度系数($K_{xy} \approx -K_{yx}$),且交叉刚度系数的绝对值随频率的增大而减小;与直接刚度系数相比,交叉刚度系数值很小,特别是在高频区域.

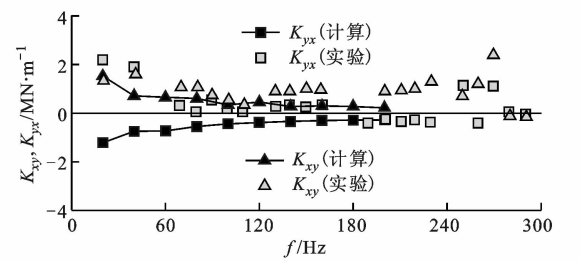


图 8 袋型阻尼密封的交叉刚度系数

图 9 为袋型阻尼密封交叉阻尼系数随频率的变化.从图 9 可以看出:袋型阻尼密封在 x 、 y 两个方向的交叉阻尼系数具有数值相近、符号相反的特性.交叉阻尼系数对转子-密封系统的稳定性影响很小,因为其作用与直接刚度系数相同,且数值很小,因此在密封转子动力特性的研究中,交叉阻尼系数并不是值得关注的对象.

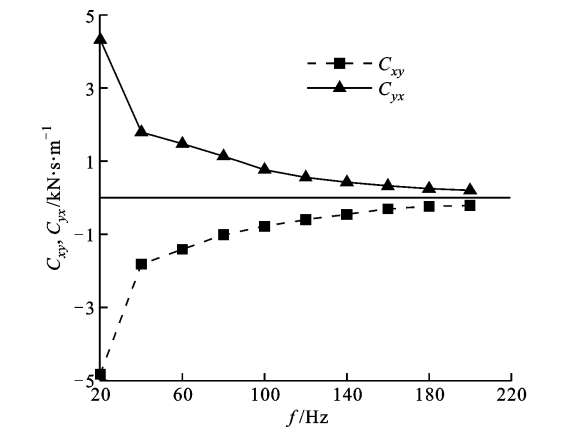


图 9 袋型阻尼密封的交叉阻尼系数

图 10 为袋型阻尼密封 y 方向有效阻尼系数随转子涡动频率的变化.该阻尼系数定义如下

$$C_{\text{eff}} = C_{yy} + \frac{K_{yx}}{\omega} \tag{14}$$

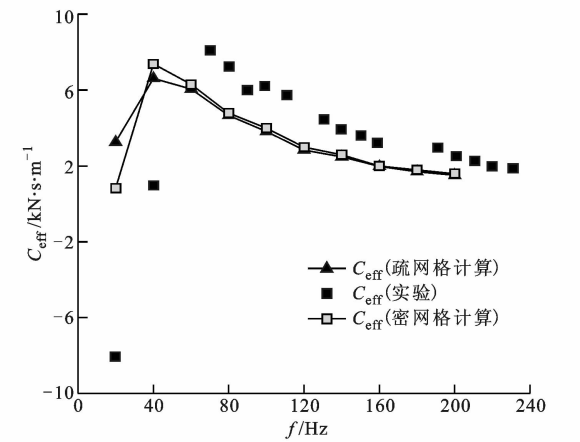
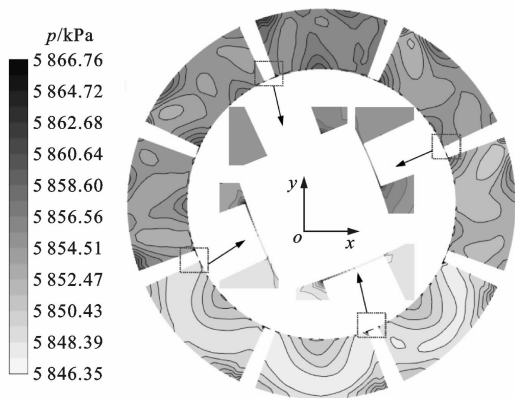


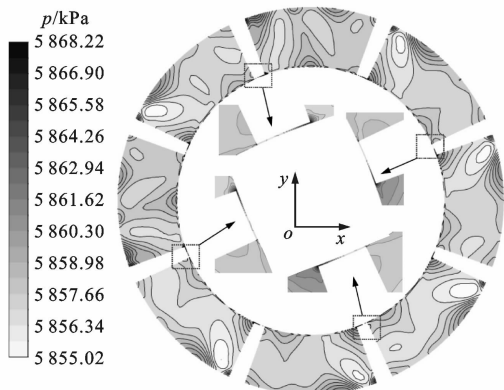
图 10 袋型阻尼密封的有效阻尼系数

从图 10 可以看出:除了 $f=20$ Hz 以外,疏网格和密网格的计算结果差别很小(小于 1.4%),因此当网格节点数达到 320 万时便能够获得网格无关解;袋型阻尼密封的有效阻尼系数随涡动频率的增大先增后减;在 40~80 Hz 范围内,有效阻尼最大,而多级高压压气机容易在低频区(50~80 Hz)发生转子失稳^[4],因此袋型阻尼密封可用于解决多级高压压气机的转子失稳问题;除 $f=20, 40$ Hz 以外,数值计算结果与实验结果吻合良好。

图 11 为由非定常和定常计算得到的袋型阻尼密封第 3 个腔室截面静压分布。图 11b 的定常计算结果表明, $\theta=2\pi$ 时,转子轴心位移为 0,间隙和腔室内压力沿周向基本均匀,作用在转子上的合力为 0;图 11a 的非定常计算结果表明, $\theta=2\pi$ 时,转子轴心位移为 0,位于坐标原点,具有 y 方向为正的速。可以看出,虽然转子轴心位于平衡位置,但各密封腔室中的静压却存在很大的差异,说明密封腔室静压和转子涡动位移随时间的变化是异步的,二者存在着一定的相位差,从而导致流体激振力与转子涡动位移出现异步。



(a)非定常计算



(b)定常计算

图 11 袋型阻尼密封第 3 个腔室截面静压分布
(y 方向激励, $\theta=2\pi$)

4 结 论

基于转子多频单向涡动模型,本文提出了一种能够可靠预测袋型阻尼密封转子动力特性的数值方法。采用该方法计算了直通型 8 齿袋型阻尼密封^[4]的转子动力特性系数,得出了 8 个转子动力特性系数随涡动频率的变化规律,并与实验结果进行了比较,结果如下。

(1)本文发展的多频单向涡动模型、动网格技术和非定常数值方法,能够可靠预测袋型阻尼密封的转子动力特性系数。与单频模型相比,多频单向涡动模型能够有效减小计算量,加快计算速度。

(2)袋型阻尼密封的直接刚度系数和直接阻尼系数相近($K_{yy} \approx K_{xx}$, $C_{yy} \approx C_{xx}$),直接刚度系数随涡动频率的增大而增大,直接阻尼系数随涡动频率的增大而减小;袋型阻尼密封的交叉阻尼与交叉刚度的绝对值相近且符号相反($K_{xy} \approx -K_{yx}$, $C_{xy} \approx -C_{yx}$);交叉阻尼与交叉刚度的绝对值随涡动频率的增大而减小。

(3)随着涡动频率的增大,袋型阻尼密封有效阻尼系数先增后减,在 40~80 Hz 频率范围内最大。

参考文献:

- [1] VANCE J M. Machinery vibration and rotordynamics [M]. New York, USA: John Wiley & Sons, 2010: 271-272.
- [2] CHUPP R E, GHASRIPOOR F, TURNQUIST N A, et al. Advanced seals for industrial turbine applications; dynamic seal development [J]. ASME Journal of Propulsion and Power, 2002, 18(6): 1260-1266.
- [3] VANCE J M, SHULTZ R R. A new damper seal for turbomachinery [C] // Proceedings of 14th Vibration and Noise Conference. New York, USA: ASME, 1993: 139-148.
- [4] ERTAS B H, GAMAL A, VANCE J. Rotordynamic force coefficients of pocket damper seals [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2006, 128(4): 725-737.
- [5] 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 [C/CD] // Proceedings of ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2011: 45556.
- [6] LI J, SAN ANDRE'S L, VANCE J M. A bulk-flow analysis of multiple-pocket gas damper seals [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(2): 355-362.
- [7] 晏鑫, 李军, 丰镇平. BULK FLOW 方法分析孔型密

封转子动力特性的有效性 [J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(1): 24-28.

YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping. Validation of two-control-volume bulk flow method for rotordynamic characteristics of hole-pattern seals [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2009, 43(1): 24-28.

[8] LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Numerical investigations on the leakage flow characteristics of pocket damper seals[C/CD] // Proceedings of ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2011: 45114.

[9] YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping. Investigations on the rotordynamic characteristics of a hole-pattern seal using transient CFD and periodic circular orbit model [J/CD]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2011, 133(4): 041007.

[10] HIRANO T, GUO Z, KIRK R. Application of computational fluid dynamic analysis for rotating machinery: part II Labyrinth seal analysis [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(10): 820-826.

(编辑 苗凌)