

袋型阻尼密封动力学特性双控制体 Bulk Flow 模型

桂佳强, 李志刚, 李军

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 为快速准确预测袋型阻尼密封泄漏特性和动力学特性, 针对传统单控制体 Bulk Flow 模型预测精度低、无法预测交叉动力系数的问题, 提出了袋型阻尼密封双控制体 Bulk Flow 模型和动力学特性数值预测方法, 并开发了计算程序。首先, 依据边界层理论, 将袋型密封腔室划分为两个控制体, 推导了控制体的连续性、周向动量和能量方程, 引入 Swamee-Jain 和 Takahashi 方程, 计算流体-壁面间和流体-流体间的周向黏性摩擦力; 其次, 采用牛顿-拉夫森算法和摄动分析法分别求解 0 阶和 1 阶控制方程, 获得各刚度、阻尼动力特性系数; 然后, 通过与袋型阻尼密封泄漏量和动力特性系数的实验值、单控制体 Bulk Flow 模型和非定常计算流体动力学(CFD)数值结果进行比较, 验证了模型和方法的准确性和可靠性; 最后, 研究了转子转速(10 000、15 000、20 000 r/min)和预旋比(0.067、0.724、0.997)对袋型阻尼密封动力学特性的影响。结果表明: 所发展的模型和方法具有计算速度快、预测精度高(泄漏量预测误差小于 6%, 动力特性系数预测误差小于 38%)的优点; 转子转速和进口预旋的增大均会导致袋型阻尼密封有效阻尼显著减小, 穿越频率显著增大, 易诱发轴系失稳。

关键词: 袋型阻尼密封; 泄漏特性; 动力学特性; 双控制体; Bulk Flow 模型

中图分类号: TK262 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202407003 **文章编号:** 0253-987X(2024)07-0026-13

A Two-Control-Volume Bulk Flow Model for Rotordynamic Characteristics of Pocket Damper Seals

GUI Jiaqiang, LI Zhigang, LI Jun

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

Abstract: To predict the leakage and rotordynamic characteristics of pocket damper seals (PDS) quickly and accurately, a two-control-volume (CV) Bulk Flow model and numerical method are proposed for the prediction of the rotordynamic characteristics of pocket damper seals, and the calculation program is also developed. This new model is expected to solve the problems of the traditional one-control-volume Bulk Flow model, such as the low accuracy and the inability to predict cross-coupled coefficients. Firstly, based on the boundary layer theory, each pocket cavity of the pocket damper seal is divided into two control volumes, and the continuity equations, circumferential momentum equations, and energy equations are derived for the two control volumes. Swamee-Jain and Takahashi formulas are introduced to calculate the circumferential friction between the fluid and the wall and between the fluid and the fluid. Secondly, Newton-Raphson method and perturbation analysis method are used to solve the

zeroth-order and first-order governing equations, and the stiffness and damping rotordynamic characteristic coefficients are obtained. Then, the accuracy and reliability of the proposed model and method are verified by comparing with the experimental data of leakage and dynamic characteristic coefficients of pocket damper seals, along with the numeric results of the one-control-volume Bulk Flow model and the unsteady CFD (Computational Fluid Dynamics). Finally, the influences of rotor speed (10 000, 15 000, and 20 000 r/min) and inlet preswirl ratio (0.067, 0.724, and 0.997) on the dynamic characteristics of pocket damper seals are calculated and analyzed. Results show that the model and method proposed have the advantages of fast calculation speed and high prediction accuracy (leakage prediction error less than 6%, and dynamic coefficients prediction error less than 38%); The increasing rotor speed and inlet preswirl result in a significant decrease in the effective damping and an obvious increase in the crossover frequency, increasing the serious risk of rotor instability.

Keywords: pocket damper seals; leakage characteristics; rotordynamic characteristics; two control volume; Bulk Flow model

旋转动密封是现代透平机械的关键部件之一。先进的动密封技术不仅能显著地降低透平机械的泄漏损失从而提高透平机械的运行效率,而且还能显著地提高透平机械的轴系稳定性。迷宫密封因其结构简单、技术成熟和制造维护成本低的特点,成为透平机械中应用最为广泛的一种旋转动密封。但是,迷宫密封因其周向贯通的腔室结构,密封腔内部周向旋流速度大,会产生显著的流体激振力,存在着转子稳定性差的隐患^[1]。Vance 和 Schultz^[2]提出了一种名为 TAMSEAL 的新型阻尼密封,后改名为袋型阻尼密封(PDS)。针对袋型阻尼密封泄漏特性的实验和数值研究^[3-5]已证明,袋型阻尼密封腔室内的周向挡板能有效地减小周向旋流速度。文献[6-8]研究表明:相比于迷宫密封,袋型阻尼密封不仅能更有效地减少,泄漏量,还能增大阻尼,提高转子的稳定性。近年来,袋型阻尼密封在高参数(高压、高转速)透平机械中受到了越来越多的关注和应用,因此发展能快速准确预测袋型阻尼密封泄漏量和动力特性的方法对于高性能袋型阻尼密封设计和先进透平机械动力学分析具有重要的工程应用价值。

目前,针对旋转动密封泄漏特性和动力学特性的研究方法主要有:①实验测量法;②计算流体动力学(CFD)数值研究法;③Bulk Flow 模型分析法。实验测量法存在着实验条件难以实现和耗费资金大的问题。虽然非定常 CFD 数值研究法具有预测精度高的优势,但存在计算耗时长、成本高的缺点。Bulk Flow 模型分析法具有预测速度极快(<3 min)、对计算资源要求低且预测精度满足工程要求的优点,常用来进行密封快速选型和结构优化设计,是一种

重要的密封工业设计和性能分析方法。为了满足现代透平机械日益提高的运行参数、效率与轴系稳定性需求,推广先进袋型阻尼密封的应用,开展更精确、快速的袋型阻尼密封 Bulk Flow 模型分析法研究至关重要。

Iwatabo^[9]于1980年首次提出了适用于迷宫密封的单控制体(1-CV)Bulk Flow 模型,模型包括连续性方程和周向动量方程。Childs 等^[10]在 Iwatabo 的基础上考虑了转子涡动引起的腔室周向截面积变化,并由此预测了直通式迷宫密封的动力学特性。Scharer^[11]改进了适用于直通式迷宫密封的双控制体 Bulk Flow 模型,考虑了涡流速度对动力学特性的影响,相较于 Childs 的单控制体 Bulk Flow 模型,交叉刚度和直接阻尼的预测精度更高。Picardo 和 Childs^[12]将单控制体和双控制体模型的预测结果与迷宫密封高压实验结果进行对比发现:对于迷宫密封,单控制体 Bulk Flow 模型的总体预测精度比双控制体 Bulk Flow 模型高。Cangioli 等^[13]在 Childs 的基础上引入了能量方程,通过假设泄漏过程绝热来分析流体焓变的影响,提高了 Bulk Flow 模型在负预旋工况下的迷宫密封动力特性系数预测精度。王天昊等^[14]在 Cangioli 的基础上,对不同经验公式组合成的 72 种泄漏模型进行了适用性分析,获得了最佳泄漏模型,并利用该模型研究了压比和预旋比对直通式迷宫密封动力学特性的影响规律。胡乐豪等^[15]基于数值计算结果,针对迷宫密封提出了一种新的摩擦系数预测模型,能够提高 Bulk Flow 对黏性摩擦力的预测精度。

不同于迷宫密封周向贯通的密封腔室,袋型阻

尼密封的密封腔内均匀布置有周向挡板结构,形成周向孤立的袋型密封腔。针对袋型阻尼密封, Ertas^[16]在 Iwatabo^[9]的迷宫密封 Bulk Flow 模型基础上,结合了 Alford^[17]提出的一维轴向流动模型,提出了适用于袋型阻尼密封的单控制体 Bulk Flow 模型来预测动力学特性,但该模型忽略了流体的周向流速,不考虑周向动量方程,导致无法预测交叉刚度系数。李志刚^[18]在文献[16]的基础上对不同经验公式组合成的 9 种泄漏模型进行了适用性分析,获得了最佳泄漏模型,并利用该模型研究了几何参数对袋型阻尼密封动力学特性的影响规律。由于袋型阻尼密封的传统单控制体 Bulk Flow 模型忽略了密封腔内的周向流动,无法评估转速和进口预旋等关键运行参数的影响,所以对密封动力特性系数预测误差大,无法满足袋型阻尼密封结构设计和性能评估要求。李志刚等^[19]针对袋型阻尼密封动力特性预测,提出了基于多频涡动模型的非定常 CFD 数值预测方法,提高了动力特性系数的预测精度,但非定常 CFD 数值计算成本极高,无法满足工程应用需求。

为解决传统袋型阻尼密封单控制体 Bulk Flow 模型预测精度低、不能预测交叉动力系数,以及无法评估转速和预旋等关键运行参数影响的问题,本文提出了一种新型的袋型阻尼密封双控制体 Bulk Flow 模型和动力学特性数值预测方法,并开发了计算程序,不仅考虑了由于周向挡板导致的腔室内流体自循环流动,也考虑了周向挡板间隙处的流体绕转子的周向流动。采用该模型的预测程序研究了转子转速和预旋比对袋型阻尼密封动力学特性的影响规律。

1 数学模型

1.1 密封腔控制体

图 1 是文献[18]用 CFD 模拟出的袋型阻尼密封腔内三维流线分布图,图 2 和图 3 分别是其对应的轴向和周向截面流程图。流体穿过密封轴向齿和周向挡板与转子面的径向间隙后形成射流,从而将腔室划分为两个区域,一个是贴近转子表面的射流区域,另一个是腔室内的自循环流动区域。本文采用两个控制体(CV1 和 CV2)分别对两个区域流动进行数学表征,采用平均射流厚度定义控制体 CV1 与 CV2 的分界面。由于轴向的射流厚度远远小于周向的射流厚度,所以忽略轴向射流对控制体划分界面位置的影响,最终划分结果的周向截面示意图

和三维示意图如图 4 和图 5 所示。

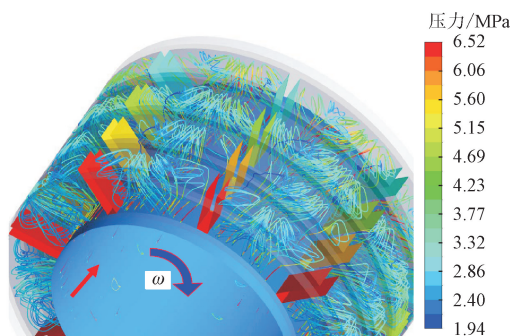


图 1 袋型阻尼密封腔内三维流线分布图^[18]

Fig. 1 Three-dimensional schematic diagram of the flow path for pocket damper seals^[18]

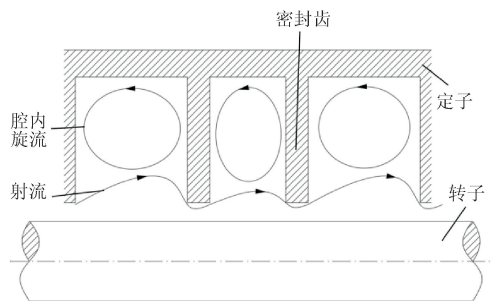


图 2 袋型阻尼密封腔内轴向截面流程图

Fig. 2 Scheme of the flow path for pocket damper seals on axial section

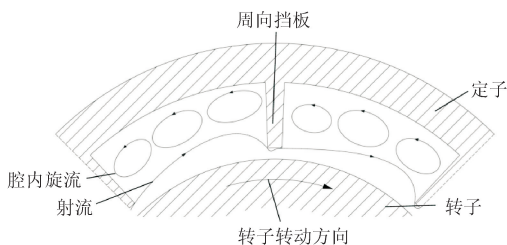


图 3 袋型阻尼密封腔内周向截面流程图

Fig. 3 Scheme of the flow path for pocket damper seals on circumferential section

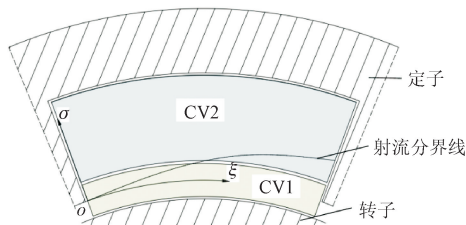


图 4 控制体 CV1 与 CV2 分界面的定义

Fig. 4 Definition of the interface between CV1 and CV2

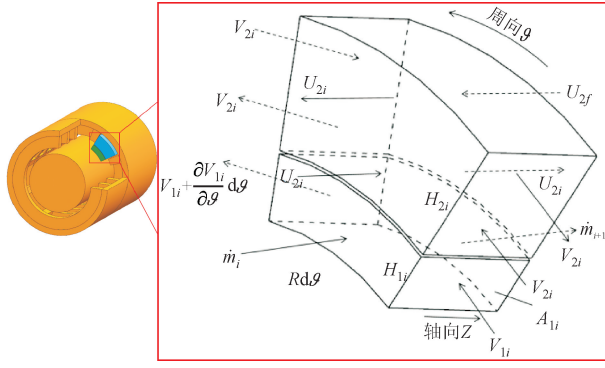


图 5 控制体 CV1 与 CV2 的三维示意图

Fig. 5 Three-dimensional schematic diagram of CV1 and CV2

假设射流厚度沿周向的变化遵循在半不定平板上的湍流边界层公式^[20],控制体 CV1 在径向上的高度可表示为

$$H_{1i} = \frac{A_{1i}}{R\alpha} = \frac{\int_0^{R\alpha} \delta(\xi) d\xi}{R\alpha} = \frac{\int_0^{R\alpha} (H_{di} + 0.37\xi / Re_\xi^{1/5}) d\xi}{R\alpha} \quad (1)$$

$$Re_\xi = \frac{V_{1i}\xi}{\nu_i} \quad (2)$$

式中: H_{1i} 为轴向第 i 个腔室的控制体 CV1 的径向高度; A_{1i} 为轴向第 i 个腔室的控制体 CV1 的周向截面积; R 为转子半径; α 为单个腔室所占的周向角度; $\delta(\xi)$ 为射流在坐标 ξ 处的径向厚度; H_{di} 为轴向第 i 个腔室的周向挡板间隙; Re_ξ 为射流在坐标 ξ 处的雷诺数; V_{1i} 为轴向第 i 个腔室的控制体 CV1 内流体的周向流速; ν_i 为轴向第 i 个腔室内流体的运动黏度。

1.2 模型假设

为简化控制方程和求解过程,需对密封内的流动做如下假设:

- (1) 每个控制体周向截面上流体压力均匀分布;
- (2) 控制体 CV1 与 CV2 之间无质量交换;
- (3) 控制体 CV2 内流体轴向自循环速度 U_{2i} 和周向自循环速度 V_{2i} 为恒定值,不受转子涡动影响;
- (4) 控制体 CV2 内流体压力 P_{2i} 为恒定值,不受转子涡动影响,且与控制体 CV1 内流体压力稳态值相等;
- (5) 每个腔室的控制体 CV1 和 CV2 内流体的焓值相等,并且为恒定值,不受转子涡动影响;
- (6) 不考虑流体的惯性;
- (7) 每个腔室的声共振频率远高于转子转速的频率;

(8) 转子涡动的轨道偏心距比密封齿径向间隙小得多,流体激振力和涡动位移满足线性关系;

(9) 计算中采用实际气体性质,流动过程为绝热过程;

(10) 工质为单相气体。

1.3 控制方程

基于 Childs^[10]的迷宫密封单控制体 Bulk Flow 模型,考虑动力特性系数的频率相关性,推导出图 5 中控制体 CV1 的连续方程和周向动量方程如下

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_{1i}A_{1i}) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho_{1i}A_{1i}V_{1i}}{R} \right) + \dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_{1i}A_{1i}V_{1i}) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho_{1i}A_{1i}V_{1i}^2}{R} \right) + \dot{m}_{i+1}V_{1i} - \dot{m}_iV_{1i-1} = -\frac{A_{1i}}{R} \frac{\partial P_{1i}}{\partial \theta} + \tau_{r1i}a_{r1i} - \tau_{s1i}a_{s1i} - \tau_{f1i}a_{f1i} \quad (4)$$

式中: ρ_{1i} 和 P_{1i} 分别为轴向第 i 个腔室的控制体 CV1 内流体的密度和压力; $\dot{m}_i$ 为轴向第 i 个密封齿间隙处单位周长上的质量流率; τ_{f1i} 为轴向第 i 个腔室的控制体 CV1 内流体作用于轴向第 i 个腔室的控制体 CV2 内流体的周向切应力; τ_{r1i} 和 τ_{s1i} 分别为转子面和定子面作用于轴向第 i 个腔室的控制体 CV1 内流体的周向切应力; a_{f1i} 、 a_{r1i} 和 a_{s1i} 分别为周向截面上 τ_{f1i} 、 τ_{r1i} 和 τ_{s1i} 作用于流体的长度,可表示为

$$a_{f1i} = L_i \quad (5)$$

$$a_{r1i} = L_i \quad (6)$$

$$a_{s1i} = 2(H_{1i} - H_i) \quad (7)$$

式中: L_i 为轴向第 i 个腔室的轴向长度; H_i 为轴向第 i 个密封齿间隙。

假设控制体 CV1 与 CV2 之间无质量交换,控制体 CV2 内连续性方程(质量守恒)是恒成立的,控制体 CV2 内流体的物性不受转子涡动影响,推导出图 5 中控制体 CV2 的周向动量方程如下

$$\tau_{f1i}a_{f1i} - 2\tau_{f2i}a_{f2i} - \tau_{s2i}a_{s2i} = 0 \quad (8)$$

式中: τ_{f2i} 为轴向第 i 个腔室的控制体 CV2 内流体自循环产生的周向切应力; τ_{s2i} 为定子面作用于轴向第 i 个腔室的控制体 CV2 内流体的周向切应力; a_{f2i} 和 a_{s2i} 分别为周向截面上 τ_{f2i} 和 τ_{s2i} 作用于流体的长度,计算方式如下

$$a_{f2i} = L_i \quad (9)$$

$$a_{s2i} = L_i + 2B - a_{s1i} \quad (10)$$

其中 B 为腔室深度。

由于流体的焓不受转子涡动的影响^[13],因此能量方程仅考虑零阶形式。假设控制体 CV1 与 CV2

内流体压力与焓的稳态值相等,可基于文献[13]的迷宫密封单控制体 Bulk Flow 模型,针对整个腔室推导出能量方程如下

$$\dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_{1i}^2}{2} \right) - \dot{m}_{i+1} \left(h_{i+1} + \frac{V_{1i+1}^2}{2} \right) = \tau_{rli} a_{rli} R \Omega \quad (11)$$

式中: h_i 为轴向第 i 个腔室内流体的焓; Ω 为转子转动角速度。

1.4 泄漏模型

准确可靠的泄漏模型不仅可以帮助更准确地计算出稳态下各腔室的压力,而且还可以提高密封流体激振力和动力特性系数的预测精度。文献[18]证明了迷宫密封与袋型阻尼密封具有相同的泄漏特性,适用于迷宫密封的泄漏预测模型同样适用于袋型阻尼密封。本文采用适用于实际气体的广义 Neumann 迷宫密封泄漏方程^[21]作为袋型阻尼密封的泄漏模型,表达式如下

$$\dot{m}_i = \mu_i C_{fi} H_i \sqrt{P_{1i-1} \rho_{1i-1} - P_{1i} \rho_{1i}} \quad (12)$$

式中: μ_i 为 Neumann^[22] 动能输运系数,在轴向第 1 个密封齿间隙处值为 1,在其他密封齿间隙处表达式如下

$$\mu_i = \sqrt{\frac{N}{(1 - J_i)N + J_i}} \quad (13)$$

$$J_i = 1 - \left(1 + 16.6 \frac{H_i}{L_{i-1}} \right)^{-2} \quad (14)$$

式中: N 为密封轴向齿个数。

式(12)中的 C_{fi} 为 Chaplygin^[23] 流量系数,其表达式如下

$$C_{fi} = \frac{\pi}{\pi + 2 - 5s_i + 2s_i^2} \quad (15)$$

$$s_i = \left(\frac{P_{1i-1}}{P_{1i}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \quad (16)$$

式中: γ 为工质的绝热指数。

当密封进出口压比增大到一定值时,流体在轴向最后一密封齿间隙处出口速度会达到声速(ζ),形成阻塞流,此时泄漏量不受密封出口侧压力影响,式(12)在 $i=N$ 时需替换成如下

$$\dot{m}_i = C_{fN} H_N \rho_{1N-1} \zeta \quad (17)$$

式中: ζ 参考流体性质数据库取值^[24]。流体在第 i 个密封齿间隙处的出口速度可表示为如下

$$U_{1i} = \frac{\dot{m}_i}{C_{fi} H_i \rho_{1i-1}} \quad (18)$$

1.5 切应力求解

转子和定子作用在流体上的流体-壁面黏性摩擦周向切应力可表示为

$$\tau_{rli} = \frac{\rho_{li}}{2} f_{rli} (R\Omega - V_{li}) \sqrt{U_{1i}^2 + (R\Omega - V_{li})^2} \quad (19)$$

$$\tau_{sli} = \frac{\rho_{li}}{2} f_{sli} V_{li} \sqrt{U_{1i}^2 + V_{li}^2} \quad (20)$$

$$\tau_{s2i} = \frac{\rho_{2i}}{2} f_{s2i} V_{2i} \sqrt{U_{2i}^2 + V_{2i}^2} \quad (21)$$

式中: ρ_{2i} 为轴向第 i 个腔室的控制体 CV2 内流体的密度; f_{rli} 、 f_{sli} 和 f_{s2i} 为达西摩擦系数; U_{2i} 为轴向第 i 个腔室的控制体 CV2 内流体轴向自循环速度, Scharer^[25] 用边界层理论对其进行过估计,表达式如下

$$U_{2i} = 0.206 U_{1i} \quad (22)$$

本文采用 Takahashi 切应力公式^[26]定义流体-流体之间的黏性摩擦力,表达式如下

$$\tau_{li} = \frac{1}{2} \lambda_i \rho_{li} \sqrt{(U_{1i} - U_{2i})^2 + (V_{1i} - V_{2i})^2} (V_{1i} - V_{2i}) \quad (23)$$

$$\tau_{2i} = \frac{1}{2} \lambda_i \rho_{2i} \sqrt{4U_{2i}^2 + 4V_{2i}^2} 2V_{2i} \quad (24)$$

$$\lambda_i = 0.054 \quad (25)$$

本文采用 Swamee-Jain 公式^[27]对 f_{rli} 、 f_{sli} 、 f_{s2i} 进行估计,表达式如下

$$f_{rli} = \frac{1}{16} \left[\lg \left(\frac{e_r}{3.7 D_{hli}} + \frac{5.74}{Re_{rli}^{0.9}} \right) \right]^{-2} \quad (26)$$

$$f_{sli} = \frac{1}{16} \left[\lg \left(\frac{e_s}{3.7 D_{hli}} + \frac{5.74}{Re_{sli}^{0.9}} \right) \right]^{-2} \quad (27)$$

$$f_{s2i} = \frac{1}{16} \left[\lg \left(\frac{e_s}{3.7 D_{h2i}} + \frac{5.74}{Re_{s2i}^{0.9}} \right) \right]^{-2} \quad (28)$$

式中: e_r 、 e_s 分别为转子、定子表面粗糙度; D_{hli} 、 D_{h2i} 分别为周向流动的水力直径, Re_{rli} 、 Re_{sli} 、 Re_{s2i} 为雷诺数,表示为如下

$$D_{hli} = \frac{4H_{1i}L_i}{2(H_{1i} + L_i)} \quad (29)$$

$$D_{h2i} = \frac{4H_{2i}L_i}{2(H_{2i} + L_i)} \quad (30)$$

$$Re_{rli} = \frac{D_{hli} \sqrt{U_{1i}^2 + (R\Omega - V_{li})^2}}{\nu_i} \quad (31)$$

$$Re_{sli} = \frac{D_{hli} \sqrt{U_{1i}^2 + V_{li}^2}}{\nu_i} \quad (32)$$

$$Re_{s2i} = \frac{D_{h2i} \sqrt{U_{2i}^2 + V_{2i}^2}}{\nu_i} \quad (33)$$

其中 H_{2i} 为轴向第 i 个腔室的控制体 CV2 的径向高度,可表示为如下

$$H_{2i} = H_i + B - H_{1i} \quad (34)$$

1.6 零阶方程求解

在给进出口压力、温度和转速边界条件下,假

设转子轴心与密封中心重合且转子不涡动(稳态),可计算出各控制体 CV1 和 CV2 内流体各参数的稳态值,这些稳态值可用于一阶分析中。基于上述假设,可将式(3)、(4)、(7)、(11)简化为如下形式

$$\dot{m}_{01} = \cdots = \dot{m}_{0i} = \cdots = \dot{m}_{0N} = \dot{m}_0 \quad (35)$$

$$\dot{m}_0 V_{01i} - \dot{m}_0 V_{01i-1} = \tau_{0r1i} a_{r1i} - \tau_{0s1i} a_{s1i} - \tau_{0f1i} a_{f1i} \quad (36)$$

$$\tau_{0f1i} a_{f1i} - 2\tau_{0f2i} a_{f2i} - \tau_{0s2i} a_{s2i} = 0 \quad (37)$$

$$\dot{m}_0 \left(h_{0i} + \frac{V_{01i}^2}{2} \right) - \dot{m}_0 \left(h_{0i-1} + \frac{V_{01i-1}^2}{2} \right) = \tau_{0r1i} a_{r1i} R \Omega \quad (38)$$

式中:下标 0 代表稳态值。

上述运算得到的方程为非线性隐式方程,采用牛顿-拉夫森算法迭代求解,采用相对容差为 10^{-6} 的收敛准则。

1.7 一阶方程求解

为了求解式(3)、(4)组成的非线性多元偏微分方程组,采用摄动分析法将方程组线性化。如图 6 所示,假设转子轴心绕定子中心沿椭圆轨迹涡动,此时热力学变量和运动学变量(这里用符号 φ 表示)可近似为泰勒级数的前两项,表示如下

$$\varphi_i = \varphi_{0i} + \varphi_{1i}(t, \vartheta) \quad (39)$$

式中: φ_{0i} 为稳态项; $\varphi_{1i}(t, \vartheta)$ 为摄动(一阶)项。

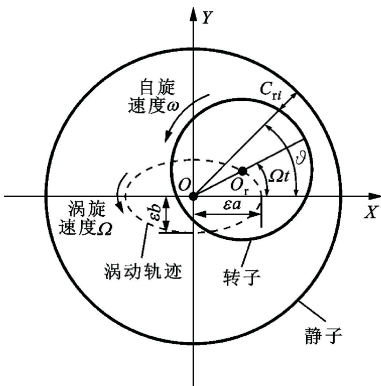


图 6 椭圆轨道转子涡动模型^[14]

Fig. 6 Elliptical-orbit rotor whirling model^[14]

根据上述物理假设, Bulk Flow 变量的表达式可总结为

$$\begin{cases} P_i = P_{0i} + P_{1i}(t, \vartheta) \\ V_i = V_{0i} + V_{1i}(t, \vartheta) \\ h_i = h_{0i} \\ H_i = H_{0i} + H_1(t, \vartheta) \end{cases} \quad (40)$$

将式(40)代入式(3)、(4)并去除稳态项,可以得到一阶摄动方程组。

一阶摄动方程组是描述转子涡动时密封腔室内

流体的压力摄动项、周向旋流速度摄动项和密封间隙摄动项之间关系的二维非稳态方程组,需要采用以下变换进行求解。

如图 6 所示,转子轴心涡动轨迹表达式如下

$$x = a \cos \omega t; y = b \sin \omega t \quad (41)$$

式中: a 和 b 分别为椭圆涡动轨迹的长半轴和短半轴长度; ω 为转子涡动角速度。

根据转子运动规律,密封间隙摄动函数可表示为如下复数形式

$$H_1(t, \vartheta) = -a \cos \omega t \cos \vartheta - b \sin \omega t \sin \vartheta = \operatorname{Re} \left\{ -\frac{a+b}{2} e^{j(\vartheta-\omega t)} - \frac{a-b}{2} e^{j(\vartheta+\omega t)} \right\} \quad (42)$$

控制体 CV1 内流体的压力和周向流速的摄动函数可表示为相似的形式

$$P_{11i}(t, \vartheta) = \operatorname{Re} \{ P_{11i}^+ e^{j(\vartheta+\omega t)} + P_{11i}^- e^{j(\vartheta-\omega t)} \} \quad (43)$$

$$V_{11i}(t, \vartheta) = \operatorname{Re} \{ V_{11i}^+ e^{j(\vartheta+\omega t)} + V_{11i}^- e^{j(\vartheta-\omega t)} \} \quad (44)$$

式中: P_{11i}^+ 、 P_{11i}^- 、 V_{11i}^+ 和 V_{11i}^- 是常量复数系数。

将式(42)~(44)代入一阶摄动方程组并消去 $e^{j(\vartheta+\omega t)}$ 和 $e^{j(\vartheta-\omega t)}$ 项,可以得到复变量线性方程组如下

$$\mathbf{A}_i^{-1} \begin{bmatrix} P_{1i-1}^- \\ P_{1i-1}^+ \\ V_{1i-1}^- \\ V_{1i-1}^+ \end{bmatrix} + \mathbf{A}_i^0 \begin{bmatrix} P_{1i}^- \\ P_{1i}^+ \\ V_{1i}^- \\ V_{1i}^+ \end{bmatrix} + \mathbf{A}_i^{+1} \begin{bmatrix} P_{1i+1}^- \\ P_{1i+1}^+ \\ V_{1i+1}^- \\ V_{1i+1}^+ \end{bmatrix} = \mathbf{B}_i \quad (45)$$

式中: $\mathbf{A}_i^{-1}$ 、 $\mathbf{A}_i^0$ 和 $\mathbf{A}_i^{+1}$ 为四阶复常数系数矩阵; $\mathbf{B}_i$ 为四维复常数向量。上述复常数均由零阶方程的解决定。

对于具有 N 个密封齿的袋型阻尼密封,联立 $N-1$ 个密封腔室的复变量线性方程组式(45),得到 $4(N-1)$ 阶复变量线性方程组并求解,将结果代入式(43)、(44),可以得到各控制体 CV1 内流体的压力和周向流速的摄动函数。

1.8 动力特性系数的提取

根据动密封小位移涡动理论,转子做小位移涡动时,袋型阻尼密封转子面受到的流体激振力(F_x , F_y)、转子涡动位移(x, y)和涡动速度($\dot{x}, \dot{y}$)满足力-位移线性方程^[28]

$$-\begin{pmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{y}(t) \end{bmatrix} \quad (46)$$

式中: K 、 k 、 C 、 c 分别为直接刚度系数、交叉刚度系数、直接阻尼系数和交叉阻尼系数。

将式(41)代入式(46)并写作复数形式

$$F = F_x + \mathrm{j}F_y = -\frac{a+b}{2}[(K+c\omega) - \mathrm{j}(k - C\omega)]\mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t} - \frac{a-b}{2}[(K-c\omega) - \mathrm{j}(k+C\omega)]\mathrm{e}^{-\mathrm{j}\omega t}$$

(47)

作用于转子的流体激振力 F 还可通过将压力摄动函数和表面切应力沿转子周向表面积分,得到

$$F = F_x + \mathrm{j}F_y = -\sum_{i=1}^{N-1}\left[L_iR\int_0^{2\pi}(P_{11i} - \mathrm{j}a_{ri}\tau_{1ri})\mathrm{e}^{\mathrm{j}\vartheta}\mathrm{d}\vartheta\right]$$

(48)

式中: τ_{1ri} 为作用于转子表面的切应力摄动量。

将压力摄动函数 P_{11i} 和切应力摄动量 τ_{1ri} 的表达式代入式(48),整理得

$$F = -\frac{a+b}{2}Z^-\mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t} - \frac{a-b}{2}Z^+\mathrm{e}^{-\mathrm{j}\omega t}$$

$$Z^+ = \sum_{i=1}^{N-1}\pi L_iR\left[\left(1 - \mathrm{j}a_{ri}\frac{\partial\tau_{1ri}}{\partial P_{1i}}\right)\frac{2\bar{P}_{11i}^+}{a-b} - \mathrm{j}a_{ri}\frac{\partial\tau_{1ri}}{\partial V_{1i}}\frac{2\bar{V}_{11i}^+}{a-b} + \mathrm{j}a_{ri}\frac{\partial\tau_{1ri}}{\partial H_i}\right]$$

(50)

$$Z^- = \sum_{i=1}^{N-1}\pi L_iR\left[\left(1 - \mathrm{j}a_{ri}\frac{\partial\tau_{1ri}}{\partial P_{1i}}\right)\frac{2\bar{P}_{11i}^-}{a+b} - \mathrm{j}a_{ri}\frac{\partial\tau_{1ri}}{\partial V_{1i}}\frac{2\bar{V}_{11i}^-}{a+b} + \mathrm{j}a_{ri}\frac{\partial\tau_{1ri}}{\partial H_i}\right]$$

(51)

式中: $\bar{P}_{11i}^+,\bar{P}_{11i}^-,\bar{V}_{11i}^+,\bar{V}_{11i}^-$ 分别与 $P_{11i}^+,P_{11i}^-,V_{11i}^+,V_{11i}^-$ 共轭。

结合式(47)和式(49),可得袋型阻尼密封动力特性系数如下

$$\begin{cases} K = \frac{1}{2}\mathrm{Re}\{Z^+ + Z^-\}; k = -\frac{1}{2}\mathrm{Im}\{Z^+ + Z^-\} \\ C = -\frac{1}{2\omega}\mathrm{Im}\{Z^+ - Z^-\}; c = -\frac{1}{2\omega}\mathrm{Re}\{Z^+ - Z^-\} \end{cases}$$

(52)

2 模型验证

本文将 Delgado^[29] 8 齿贯穿挡板袋型阻尼密封实验件的密封泄漏量、动力特性实验结果作为验证算例,并将本文双控制体 Bulk Flow 模型计算结果与 Ertas^[16] 的单控制体 Bulk Flow 模型和 Delgado^[29] 的非定常 CFD 计算结果进行比较。表 1 和表 2 分别给出了袋型阻尼密封的实验几何参数和运行工况参数。图 7 给出了袋型阻尼密封的定子面结构及其上半部分的正视图,上面标注了表 1 和表 2 工况 2 中的一些数据。

表 1 袋型阻尼密封实验件几何尺寸^[29]
Table 1 Geometrical parameters of the tested pocket damper seal^[29]

密封几何参数	数值和 项目	密封几何参数	数值
直径/mm	115.1	周向腔室数	8
密封长/mm	85.5	主腔室轴向长/mm	13.3
齿间隙/mm	0.203	副腔室轴向长/mm	5.7
有无缺口	无	齿厚/mm	1.9
齿数	8	齿高/mm	3.6

表 2 袋型阻尼密封实验运行工况^[29]
Table 2 Experimental operating conditions of pocket damper seal^[29]

参数	数值和工质		
	工况 1	工况 2	工况 3
进口压力/bar	70	70	70
出口压力/bar	45.5	35	17.5
进口温度/℃	11	11	11
转子转速/(r · min ⁻¹)	10 000	10 000	10 000
预旋比	0	0	0
工质	空气	空气	空气

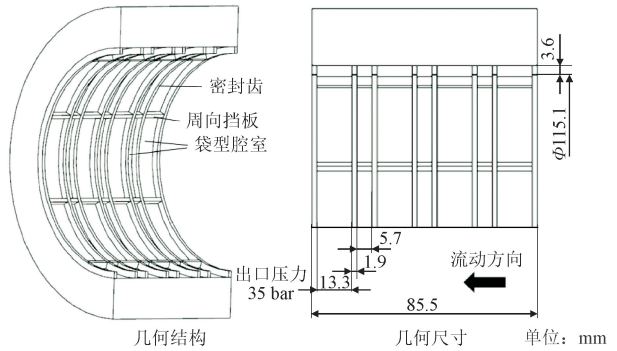


图 7 袋型阻尼密封实验件几何结构
Fig. 7 Geometry and operating conditions of the pocket damper test seal

由于传统单控制体 Bulk Flow 模型仅能预测袋型阻尼密封的直接刚度系数 K 和直接阻尼系数 C , 所以仅能将 Ertas 的单控制体 Bulk Flow 模型与本文双控制体 Bulk Flow 模型的 K 、 C 进行对比。

图 8 和图 9 给出了在表 2 所示工况 2 下,袋型阻尼密封的直接刚度系数 K 和直接阻尼系数 C 随涡动频率 f 的变化曲线。对于袋型阻尼密封的 K 和 C ,本文双控制体 Bulk Flow 模型预测值与实验值符合良好,具有与非定常 CFD 数值方法相近的、明显优于传统单控制体 Bulk Flow 模型的预测精度。

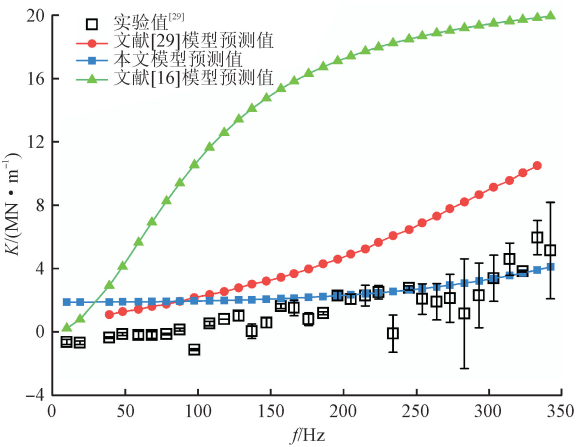


图 8 袋型阻尼密封的直接刚度系数 K 随涡动频率变化
Fig. 8 Direct stiffness of pocket damper seal versus vibration frequency

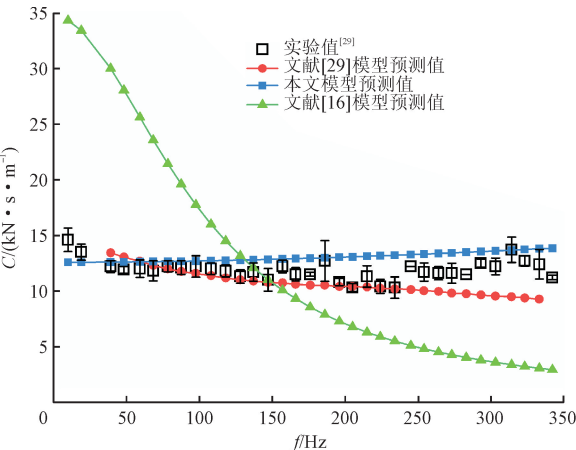


图 9 袋型阻尼密封的直接阻尼系数 C 随涡动频率变化
Fig. 9 Direct damping of pocket damper seal versus vibration frequency

如图 8 所示,本文双控制体 Bulk Flow 模型能够准确预测袋型阻尼密封 K 随涡动频率 f 的变化趋势。在低频区($f < 150$ Hz),预测值偏大;在高频区($f > 150$ Hz),预测值与实验值吻合良好,平均预测误差小于 38%,明显优于非定常 CFD 预测结果。如图 9 所示,本文双控制体 Bulk Flow 模型的 C 预测值在整个频率范围内均与实验值吻合良好,平均预测误差小于 12%,与非定常 CFD 的平均预测误差(小于 14%)相近。

图 10 给出了在表 2 所示工况 2 下,袋型阻尼密封 k 随 f 的变化曲线。本文双控制体 Bulk Flow 模型的交叉刚度系数 k 预测值在整个频率范围内均与实验值吻合良好,平均预测误差小于 22%,在实验测量误差范围内,优于非定常 CFD 平均预测误差(小于 42%)。

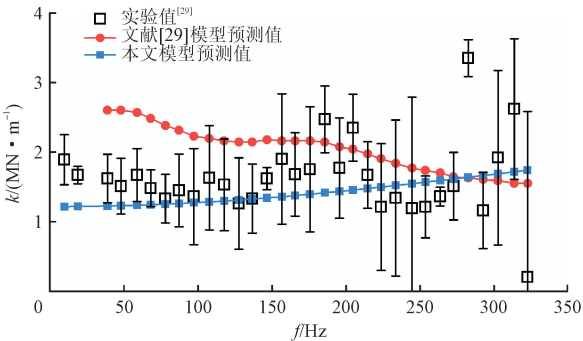


图 10 袋型阻尼密封的交叉刚度系数 k 随涡动频率变化
Fig. 10 Cross-coupled stiffness of pocket damper seal versus vibration frequency

为评估袋型阻尼密封动力特性对转子系统稳定性的影响,引入了动密封有效阻尼系数 C_{eff} ,其表达式如下

$$C_{\text{eff}} = C - \frac{k}{\omega} \quad (54)$$

图 11 给出了在表 2 所示工况 2 下,袋型阻尼密封有效阻尼系数 C_{eff} 随涡动频率 f 的变化曲线。本文双控制体 Bulk Flow 模型能够准确预测袋型阻尼密封有效阻尼系数 C_{eff} 随涡动频率 f 的变化趋势,总体上预测值偏大,平均预测误差小于 17%,与非定常 CFD 的平均预测误差小于 23% 相近。

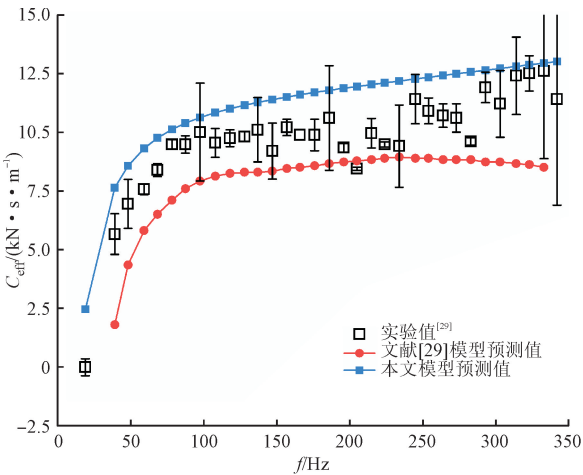


图 11 袋型阻尼密封的有效阻尼系数 C_{eff} 随涡动频率变化
Fig. 11 Effective damping of pocket damper seal versus vibration frequency

表 3 给出了表 2 所示 3 个工况下的袋型阻尼密封泄漏量。本文双控制体 Bulk Flow 模型的泄漏量预测值与实验值吻合良好,平均预测误差小于 6%,与非定常 CFD 的平均预测误差小于 1% 相近。

表 3 不同压比下泄漏量数值预测结果和实验值
Table 3 Numerical and experimental results of leakage under different pressure ratios

工况	泄漏量/(kg·s ⁻¹)		
	实验值	CFD 预测值	Bulk Flow 预测值
1	0.417 7	0.419 6	0.382 2
2	0.473 8	0.473 8	0.438 2
3	0.505 7	0.517 4	0.501 4

综合以上分析,本文所发展的双控制体 Bulk Flow 模型及动力特性数值预测方法能够快速、准确预测袋型阻尼密封的泄漏量和动力特性系数,具有与非正常 CFD 数值预测方法相近的预测精度(泄漏量预测误差小于 6%,动力特性系数预测误差小于 38%),同时具有与传统 Bulk Flow 模型同等的计算速度(小于 2 min)。

3 动力学特性影响因素研究

传统单控制体 Bulk Flow 模型无法评估转速和预旋这两个关键运行参数对袋型阻尼密封动力学特性的影响。本文采用所发展的双控制体 Bulk Flow 模型和计算程序,分析了表 1 所示的袋型阻尼密封在不同工况下的动力特性系数对涡动频率的变化情况,并且与 Thiele^[30]的实验值进行了比较。

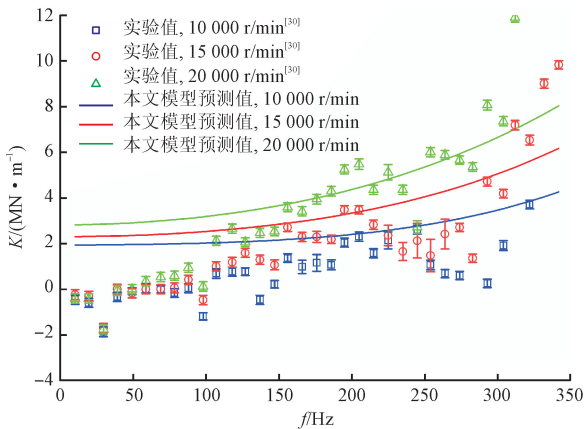
3.1 转子转速的影响

为了研究转子转速对袋型阻尼密封动力特性的影响,本节计算了袋型阻尼密封在 3 种转子转速(10 000、15 000、20 000 r/min)下的动力特性系数。计算采用的进口压力 $P_{in}=70$ bar、出口压力 $P_{out}=35$ bar、预旋比 $\lambda=0.060$ 。

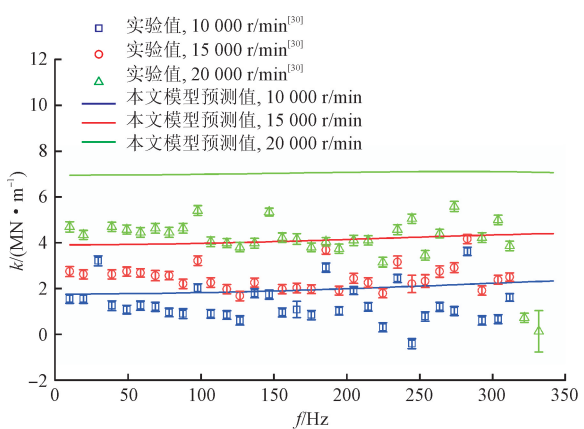
图 12 给出了不同转速下袋型阻尼密封动力特

性系数的双控制体 Bulk Flow 模型预测值与实验测量结果随涡动频率 f 的变化。如图 12 所示,通过与实验值的比较可知,本文双控制体 Bulk Flow 模型能准确预测转子转速对各动力特性系数以及随涡动频率 f 的变化规律的影响。袋型阻尼密封直接刚度随转子转速的增大而增大(转速从 10 000 r/min 增大到 20 000 r/min, K 增大了 46%~92%),在高频区的增长更为明显,随涡动频率的增大而增大,在高频区的频率相关性更为显著;交叉刚度和直接阻尼均随转子转速的增大而增大(转速从 10 000 r/min 增大到 20 000 r/min, k 增大了 204%~296%, C 增大了 12%~19%),二者均与频率弱相关;直接阻尼在整个涡动频率范围内均为正值,且随转子转速的增大略有增大,但有效阻尼随转子转速的增大而显著减小,尤其是低频区($f<80$ Hz),这主要是由于转子转速显著地增大了密封交叉刚度;有效阻尼的穿越频率 f_c 随转子转速的增大而增大(转速从 10 000 r/min 增大到 20 000 r/min, f_c 从 20 Hz 增大到 80 Hz),转子系统稳定工作的涡动频率范围随转子转速的增大而降低。因此,转子转速导致袋型阻尼密封性能恶化,易诱发转子失稳。

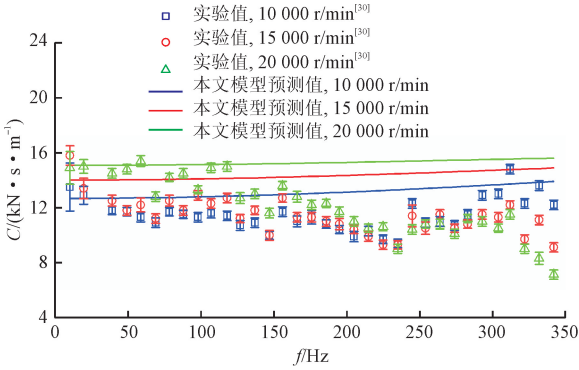
根据周向动力方程式(42),控制体 CV1 内的周向速度对腔室动态压力具有显著影响。转子转速的变化改变了袋型阻尼密封各控制体 CV1 内的周向旋流速度,进而影响到密封的动力学特性。图 13 给出了不同转子转速下袋型阻尼密封的控制体 CV1 内周向旋流速度沿轴向的分布。转子转速增大导致控制体 CV1 内的周向旋流速度等比例增大(转速从 10 000 r/min 增大到 20 000 r/min,周向旋流速度增大了 120%~134%)。



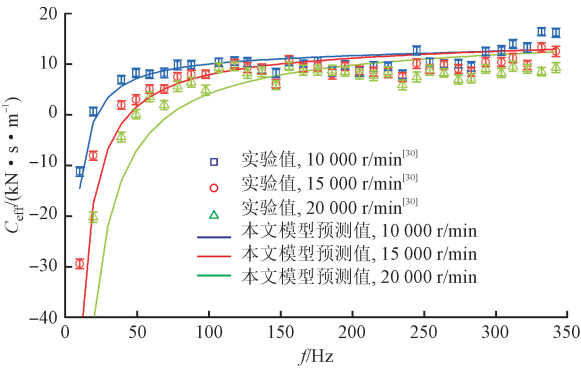
(a) 直接刚度系数



(b) 交叉刚度系数



(c)直接阻尼系数



(d)有效阻尼系数

图 12 不同转子转速下袋型阻尼密封动力特性系数随涡动频率的变化

Fig. 12 Rotordynamic coefficients versus vibration frequency at different rotational speed

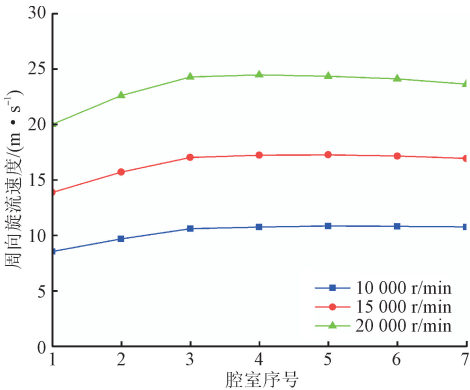


图 13 不同转子转速下控制体 CV1 内周向旋流速度沿轴向的分布

Fig. 13 Distribution of circumferential velocity in CV1 in axial direction at different rotational speeds

3.2 预旋比的影响

为研究预旋比对袋型阻尼密封动力特性的影响,计算分析了袋型阻尼密封在 3 种预旋比($\lambda=0.067,0.724,0.997$)下的动力特性系数。密封进口压力 $P_{in}=70$ bar、出口压力 $P_{out}=45.5$ bar、转子转

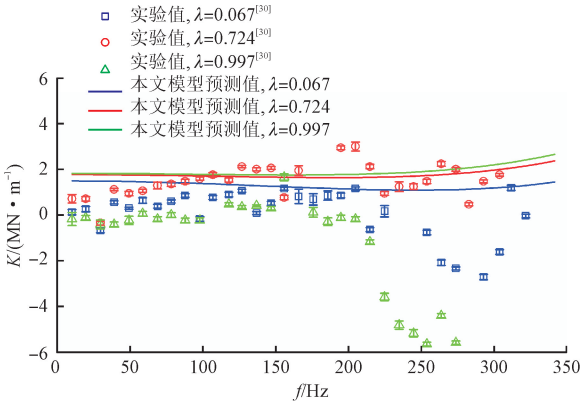
速 $n=10\,000$ r/min。

预旋比 λ 的定义为气体进口预旋速度 U_{in} 与转子表面线速度之比,表达式如下

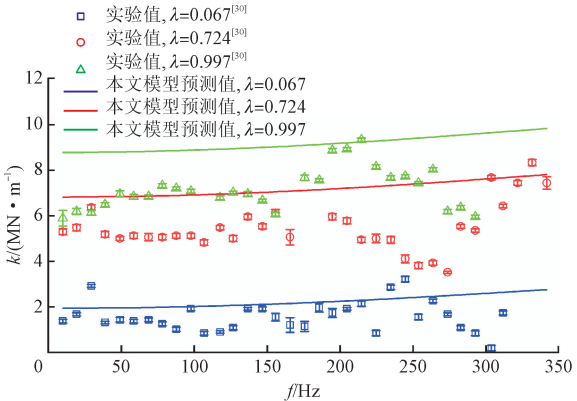
$$\lambda = \frac{60U_{in}}{2\pi nR} \tag{54}$$

式中: n 为转子转速。

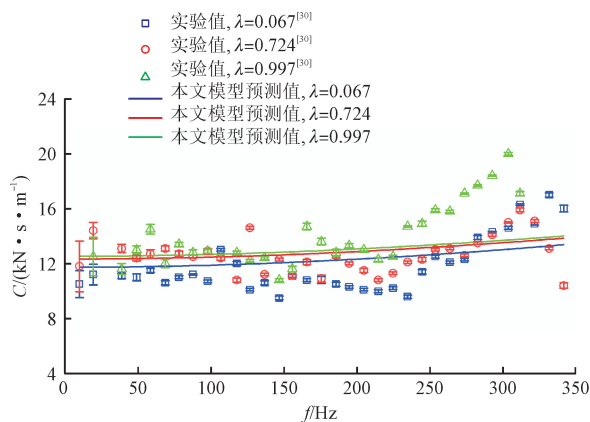
图 14 给出了不同预旋比下本文模型预测值与实验测量结果随涡动频率 f 的变化。由图可知,本文模型能准确预测预旋比对各动力特性系数以及随涡动频率 f 的变化规律。袋型阻尼密封直接刚度随预旋比的增大而增大(预旋比从 0.067 增大到 0.997 时, K 增大了 22%~87%),在高频区的生长更为明显,与频率弱相关。交叉刚度和直接阻尼均随预旋比的增大而增大(预旋比从 0.067 增大到 0.997 时, k 增大了 258%~354%, C 增大了 5%~7%),二者均与频率弱相关;直接阻尼在整个涡动频率范围内均为正值,且随预旋比的增大略有增大,但有效阻尼随预旋比的增大而显著减小,尤其是低频区($f<120$ Hz),这主要是由于进口预旋显著增大了密封交叉刚度;有效阻尼的穿越频率 f_c 随预旋比



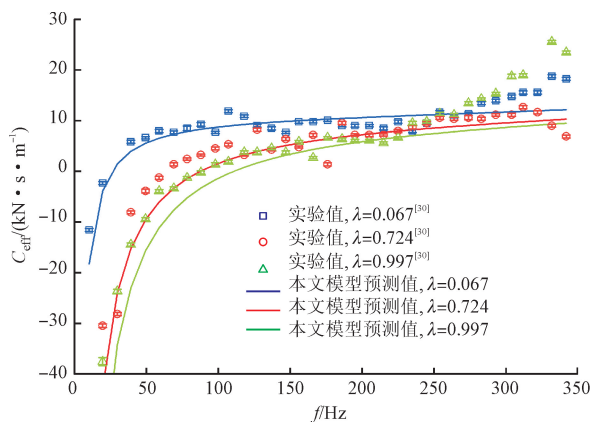
(a)直接刚度系数



(b)交叉刚度系数



(c) 直接阻尼系数



(d) 有效阻尼系数

图 14 不同预旋比下袋型阻尼密封动力特性系数随涡动频率的变化曲线

Fig. 14 Rotordynamic coefficients versus vibration frequency at different preswirl ratio

的增大而增大(预旋比从 0.067 增大到 0.997 时, f_c 从 30 Hz 增大到 120 Hz), 转子系统稳定工作的涡动频率范围随预旋比的增大而显著减小。因此, 进口预旋导致袋型阻尼密封阻尼性能恶化, 易诱发转子失稳, 需采用止旋装置有效抑制密封进口预旋。

预旋比的变化改变了袋型阻尼密封各控制体 CV1 内的周向旋流速度, 进而影响到密封的动力学特性。图 15 给出了不同预旋比下袋型阻尼密封的控制体 CV1 内周向旋流速度沿轴向的分布。进口预旋显著增大上游腔室周向旋流, 而对下游腔室影响微弱; 因此, 密封腔止旋装置安装于上游密封腔或密封进口止旋效果最优。

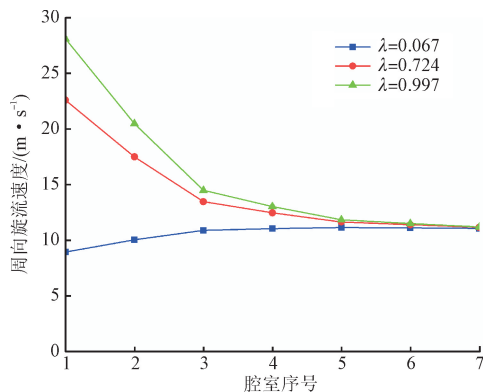


图 15 不同预旋比下控制体 CV1 内周向旋流速度沿轴向的分布

Fig. 15 Distribution of circumferential velocity in CV1 in axial direction at different preswirl ratio

3 结 论

本文提出了一种新型的袋型阻尼密封双控制体 Bulk Flow 模型和动力学特性数值预测方法, 并开

发了计算程序。相比于传统的单控制体 Bulk Flow 模型和非定常 CFD 数值预测方法, 本文提出的双控制体 Bulk Flow 模型和数值预测方法具有计算速度快、预测精度高(泄漏量预测误差小于 6%, 动力特性系数预测误差小于 38%, 计算时长小于 2 min)的优点。

转子转速和进口预旋的增大均会导致袋型阻尼密封有效阻尼显著减小, 穿越频率显著增大, 易诱发轴系失稳。

转子转速增大使各密封腔室周向旋流等比例显著增大; 进口预旋显著增大上游腔室周向旋流, 而对下游腔室影响微弱; 因此, 密封腔止旋装置安装于上游密封腔或密封进口止旋效果最优。

所发展的双控制体 Bulk Flow 和动力学特性数值预测方法可为袋型阻尼密封动力学特性的快速评估和结构优化设计提供可靠的技术手段。

参考文献:

- [1] CHILDS D W. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis [M]. New York, USA: Wiley, 1993.
- [2] VANCE J M, SCHULTZ R R. A new damper seal for turbomachinery [C]//ASME 1993 Design Technical Conferences. New York, USA: ASME, 1993: 139-148.
- [3] LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping, et al. Numerical investigations on the leakage flow characteristics of pocket damper seals [C]//ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2011: 701-712.
- [4] 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.
- [5] LI Zhigang, LI Jun, YAN Xin, et al. Numerical investigations on the leakage flow characteristics of pocket damper labyrinth seals [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy*, 2012, 226(7): 932-948.
- [6] LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Numerical investigations on the leakage and rotordynamic characteristics of pocket damper seals: part I effects of pressure ratio, rotational speed, and inlet preswirl [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, 137(3): 032503.
- [7] LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Numerical investigations on the leakage and rotordynamic characteristics of pocket damper seals: part II effects of partition wall type, partition wall number, and cavity depth [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, 137(3): 032504.
- [8] LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Numerical comparison of rotordynamic characteristics for a fully partitioned pocket damper seal and a labyrinth seal with high positive and negative inlet preswirl [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, 138(4): 042505.
- [9] IWATSUBO T. Evaluation of instability forces of labyrinth seals in turbines or compressors [EB/OL]. (1980-01-01) [2023-12-15]. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19800021214>.
- [10] CHILDS D W, SCHARRER J K. An Iwatsubo-based solution for labyrinth seals: comparison to experimental results [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1986, 108(2): 325-331.
- [11] SCHARRER J K. Theory versus experiment for the rotordynamic coefficients of labyrinth gas seals: part I a two control volume model [J]. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 1988, 110(3): 270-280.
- [12] PICARDO A, CHILDS D W. Rotordynamic coefficients for a tooth-on-stator labyrinth seal at 70 bar supply pressures: measurements versus theory and comparisons to a hole-pattern stator seal [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2005, 127(4): 843-855.
- [13] CANGIOLI F, PENNACCHI P, VANNINI G, et al. Effect of energy equation in one control-volume bulk-flow model for the prediction of labyrinth seal dynamic coefficients [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 98: 594-612.
- [14] 王天昊, 李志刚, 李军. 采用 Bulk-Flow 模型的直通式迷宫密封转子动力特性研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2021, 55(5): 25-33.
- WANG Tianhao, LI Zhigang, LI Jun. Investigation on the rotordynamic characteristics of straight-through labyrinth seal using bulk-flow model [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2021, 55(5): 25-33.
- [15] 胡乐豪, 邓清华, 刘洲洋, 等. 超临界二氧化碳迷宫密封内摩擦损失数值研究及流动特性分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2023, 57(3): 68-78.
- HU Lehao, DENG Qinghua, LIU Zhouyang, et al. Numerical investigation for windage loss and flow characteristics analysis with supercritical CO₂ in labyrinth seal [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2023, 57(3): 68-78.
- [16] ERTAS B H. Rotordynamic force coefficients of pocket damper seals [D]. College Station: Texas A&M University, 2005.
- [17] ALFORD J S. Protecting turbomachinery from self-excited rotor whirl [J]. *Journal of Engineering for Power*, 1965, 87(4): 333-343.
- [18] 李志刚. 袋型阻尼密封泄漏特性和转子动力特性的研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2013.
- [19] 李志刚, 李军, 丰镇平. 袋型阻尼密封转子动力特性的多频单向涡动预测模型 [J]. *西安交通大学学报*, 2012, 46(5): 13-18.
- LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Multiple frequencies One-Dimensional prediction model of rotordynamic characteristics for pocket damper seals [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2012, 46(5): 13-18.
- [20] SCHLICHTING H. Boundary-layer theory [M]. 7th ed. New York, USA: McGraw-Hill, 1979.
- [21] CANGIOLI F, PENNACCHI P, RIBONI G, et al. Sensitivity analysis of the one-control volume bulk-flow model for a 14 teeth-on-stator straight-through labyrinth seal [C]//ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2017: V07AT34A002.
- [22] NEOMAHN K. Zur Frage der verwendung von durchblickdichtungen im dampfturbinenbau [J]. *Maschinenbautechnik*, 1964, 12(4): 188-195.
- [23] GUREVICH M I. The theory of jets in an ideal fluid [M]. Oxford, UK: Pergamon Press, 1966.
- [24] BELL I H, QUOILIN S, WRONSKI J, et al. CoolProp: an open-source reference-quality thermophysical property library [EB/OL]. [2023-11-20]. <https://sol.linfen3.top/scholar?q=Coolprop%3A+An+>

- open-source + reference-quality + thermophysical + property+library.
- [25] SCHARRER J K. Theory versus experiment for the rotordynamic coefficients of labyrinth gas seals: part I a two control volume model [J]. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 1988, 110(3): 270-280.
- [26] TAKAHASHI N, MIURA H, NARITA M, et al. Development of scallop cut type damper seal for centrifugal compressors [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, 137(3): 032509.
- [27] CANGIOLI F, PENNACCHI P, VANNINI G, et al. On the thermodynamic process in the bulk-flow model for the estimation of the dynamic coefficients of labyrinth seals [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2018, 140(3): 032502.
- [28] 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.
- [29] DELGADO A, SAN ANDRÉS L, YANG Jing, et al. Experimental force coefficients for a fully-partitioned pocket damper seal and comparison to other two seal types [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2023, 145(5): 051019.
- [30] THIELE J J. Dynamic characterization of fully partitioned damper seals [D]. College Station: Texas A&M University, 2019.

(编辑 杜秀杰)