

采用 Bulk-Flow 模型的直通式迷宫密封 转子动力特性研究

王天昊, 李志刚, 李军

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 为了选择最佳泄漏模型并探究运行工况参数对直通式迷宫密封转子动力特性的影响规律, 基于单控制体等熵过程 Bulk-Flow 模型发展了迷宫密封转子动力特性预测方法并开发了计算程序。通过对 72 种泄漏模型进行适用性分析, 获得的最佳泄漏模型是采用 Neumann 泄漏方程、Chaplygin 流量系数、Swamee & Jain 切应力系数以及 Kurohashi 动能输运系数(正预旋工况)或 Neumann 动能输运系数(负预旋工况)的模型。所发展的方法结合这一模型对迷宫密封交叉刚度和直接阻尼的平均预测误差约为 10%。研究了压比(0.3, 0.5, 0.7)和预旋比(-0.8, -0.4, 0, 0.4, 0.8)对迷宫密封转子动力特性的影响, 结果表明: 迷宫密封交叉刚度和直接阻尼对密封进口压力敏感, 而受出口压力的影响有限, 穿越频率几乎不受进出口压力的影响; 迷宫密封有效阻尼随预旋比增大而减小, 在正预旋时出现负值, 且其穿越频率随预旋比增大而显著增大, 不利于转子系统的稳定运行; 进口预旋速度的影响在密封上游腔室更为显著, 应在迷宫密封进口采用防旋流装置来抑制泄漏流的周向流动。所发展的预测方法和计算程序可为迷宫密封转子动力特性系数的快速评估提供技术手段。

关键词: 迷宫密封; Bulk-Flow 模型; 泄漏模型; 转子动力特性

中图分类号: TK262 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202105004 **文章编号:** 0253-987X(2021)05-0025-09



OSID 码

Investigation on the Rotordynamic Characteristics of Straight-Through Labyrinth Seal Using Bulk-Flow Model

WANG Tianhao, LI Zhigang, LI Jun

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

Abstract: To select the best leakage model and investigate the effects of the operational conditions on the rotordynamic characteristics of the straight-through labyrinth seal, the rotordynamic characteristics prediction method and program of labyrinth seals are developed based on the one-control-volume Bulk-Flow model considering the isentropic process. Through the applicability analysis of 72 leakage models, it is found that the best leakage model is the one that uses Neumann's leakage equation, Chaplygin's discharge coefficient, Swamee & Jain's friction factor and Kurohashi's kinetic energy carryover coefficient (for positive preswirl conditions) or Neumann's kinetic energy carryover coefficient (for negative preswirl conditions). The developed method combined with the best leakage model has an average prediction error of about 10% for the cross-coupled stiffness and direct damping of labyrinth seals. The developed prediction

收稿日期: 2020-11-22。 作者简介: 王天昊(1997—),男,博士生;李军(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51776152)。

网络出版时间: 2021-02-07

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20210207.1432.002.html>

program is used to investigate the effects of pressure ratios (0.3, 0.5, 0.7) and preswirl ratios (-0.8 , -0.4 , 0 , 0.4 , 0.8) on the rotordynamic characteristics of labyrinth seals. The results show that the cross-coupled stiffness and direct damping of labyrinth seals are sensitive to the inlet pressure, but are insensitive to the outlet pressure. The crossover frequency is hardly affected by the inlet and outlet pressures. Increasing preswirl ratio results in a decrease in the effective damping of labyrinth seals. For positive preswirl conditions, negative effective damping exists and the crossover frequency significantly increases with the preswirl ratio, which is a destabilizing factor for rotor system. The influence of inlet preswirl velocity is more significant at the upstream cavities of the seal. Therefore, anti-swirl devices should be installed at the seal entrance to suppress the circumferential flow of the leakage flow. The presented prediction method and program can provide technical approaches for rapid evaluation of the rotordynamic coefficients of labyrinth seals.

Keywords: labyrinth seal; Bulk-Flow model; leakage model; rotordynamic characteristics

迷宫密封结构简单、技术成熟、制造维护成本低廉,因此被广泛应用于透平机械中来控制动静间隙的泄漏流动,从而降低泄漏损失和泄漏流对主流的影响。然而,迷宫密封在有效控制泄漏流动的同时会产生显著的流体激振力,严重威胁转子系统的安全稳定运行^[1]。迷宫密封转子动力特性受到诸多因素的影响,例如密封几何结构、进出口压力、预旋比和转子转速等。因此,根据几何结构和运行工况参数快速准确预测迷宫密封转子动力特性系数,对于设计制造先进透平机械装置具有重要的工程应用价值。

目前,主要采用 Bulk-Flow 模型^[2]和三维数值方法来预测迷宫密封的转子动力特性系数。其中,三维数值方法中的多频椭圆涡动模型^[3]具有计算效率和精度方面的优势,常被用于密封转子动力特性精细化分析。与基于动网格技术和非定常方法的多频椭圆涡动模型相比,Bulk-Flow 模型具有预测速度快、对计算资源要求低且预测结果能满足工程分析精度的优点,至今仍是工业界应用最广泛的密封动态特性预测模型。

在 Iwatsubo 提出的单控制体等温 Bulk-Flow 模型^[2]的基础上,Childs 等考虑了转子偏心引起的密封腔室周向截面面积的变化,来预测直通式迷宫密封的转子动力特性^[4]。该模型假设泄漏流为理想气体,泄漏流动过程为等温过程,且不考虑转子转动的影响。通过与当时有限的实验数据对照,Childs 等的模型对无量纲交叉刚度的预测误差在 25% 以内^[4]。Scharrer 改进了适用于直通式迷宫密封的双控制体 Bulk-Flow 模型,率先在控制方程组中考虑了密封腔室内涡流速度的影响,与 Childs 的单控制

体模型相比,提高了对交叉刚度和直接阻尼的预测精度^[5]。然而,Picardo 和 Childs 通过将两种模型的预测结果与高压实验结果比较发现,单控制体模型相比于双控制体模型总体预测精度更高^[6]。

近年来,晏鑫等发展了双控制体 Bulk-Flow 模型来预测孔型密封的转子动力特性^[7]。袁振伟等采用单控制体 Bulk-Flow 模型研究了液相环形密封的转子动力特性和密封进口涡动系数对轴系稳定性的影响^[8]。席文奎等采用双控制体 Bulk-Flow 模型研究了迷宫密封对高参数汽轮机转子系统稳定性的影响^[9]。Cangioli 等在单控制体 Bulk-Flow 模型的控制方程中引入了能量方程,通过假设泄漏流动过程为绝热过程来考虑密封腔室之间泄漏流焓变的影响,并在提取密封转子动力特性系数时考虑了涡动频率相关性,提高了 Bulk-Flow 模型对负预旋工况下迷宫密封转子动力特性的预测精度^[10]。

尽管 Bulk-Flow 模型具有预测速度快的优点,但是该模型忽略了流场的精细结构,预测精度显著依赖所选用的半经验泄漏模型。泄漏模型是基于理论分析或实验结果的单密封齿处泄漏量预测公式,以泄漏方程为基础,并引入两个修正系数。目前,常用的两种泄漏方程是 St. Venant 方程^[11]和 Neumann 方程^[12]。流量系数和动能输运系数分别被用于修正流体通过密封间隙时流束收缩效应和透气效应对密封泄漏量的影响^[13]。此外,摩擦系数模型的选取对切应力的计算有重要影响,进而影响到密封转子动力特性预测的准确性^[14]。

目前,由于泄漏模型适用性研究很少且不全面,在使用 Bulk-Flow 模型预测迷宫密封转子动力特性时,存在泄漏模型选择的困难。本文基于单控制体

等熵过程 Bulk-Flow 模型发展了直通式迷宫密封转子动力特性预测方法并开发了计算程序。通过与 Vannini 等的实验数据^[15-16] 比较,对不同经验公式组合成的 72 种泄漏模型进行适用性分析,获得了最佳泄漏模型,并在预测程序中采用该模型研究了压比和预旋比对直通式迷宫密封转子动力特性的影响规律。

1 计算模型与数值预测方法

1.1 控制方程

图 1 给出了直通式迷宫密封子午面几何结构和控制体示意图。

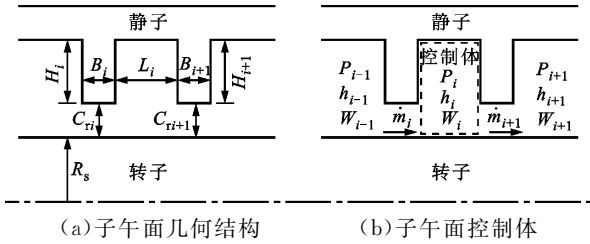


图 1 迷宫密封子午面几何结构和控制体示意图
 R_s —密封半径; C_r —密封间隙; H —密封齿高度; B —密封齿厚度;
 L —密封腔室长度; P, h, W —控制体的压力、比焓和周向旋流速度;
 m —密封间隙处的单位周向长度泄漏流率;
 下标 i —密封齿或密封腔室序号。

图 1 迷宫密封子午面几何结构和控制体示意图
 Fig. 1 Schematic diagram of geometry and control volume of the labyrinth seal in meridian plane

本文采用的数值预测方法基于 Cangioli 等的单控制体 Bulk-Flow 模型^[10],假设泄漏流动过程为等熵过程,计算中采用实际气体性质,考虑转子动力特性系数的频率相关性。忽略密封腔室内流体参数在轴向和径向的变化,推导如图 2 所示控制体的控制方程,包括连续方程、周向动量方程和能量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_i A_i) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho_i A_i W_i}{R_s} \right) + \dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_i A_i W_i) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho_i A_i W_i^2}{R_s} \right) + \dot{m}_{i+1} W_i - \dot{m}_i W_{i-1} = -\frac{A_i}{R_s} \frac{\partial P_i}{\partial \theta} + \tau_{ri} a_{ri} L_i - \tau_{si} a_{si} L_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho_i A_i \left(u_i + \frac{W_i^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{\rho_i A_i W_i}{R_s} \left(h_i + \frac{W_i^2}{2} \right) \right] + \dot{m}_{i+1} \left(h_i + \frac{W_i^2}{2} \right) - \dot{m}_i \left(h_{i-1} + \frac{W_{i-1}^2}{2} \right) = \tau_{ri} a_{ri} L_i R_s \omega \quad (3)$$

式中: ρ 是流体密度; A 是控制体周向截面面积; τ_r 和 τ_s 分别是转子面和静子面作用于控制体的切应力; a_r 和 a_s 分别是转子面和静子面的无量纲长度; u

是控制体比内能; ω 是转子转动角速度。

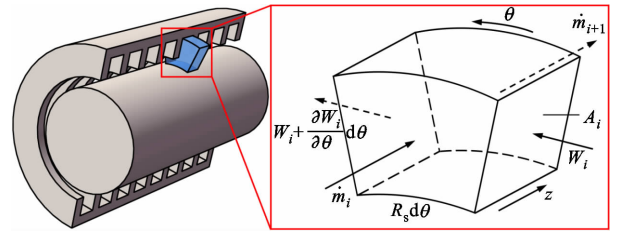


图 2 单控制体模型示意图

Fig. 2 Schematic diagram of one-control-volume model

1.2 摄动分析

为了求解上述非线性多元偏微分方程组,采用摄动分析方法将方程组线性化。如图 3 所示,假设转子轴心绕静子中心沿椭圆轨迹涡动,但不考虑转子涡动引起的焓变,即只在零阶稳态方程中考虑能量方程。以 ϵ 为摄动参数,引入以下摄动变量

$$\left. \begin{aligned} P_i &= P_{0i} + \epsilon P_{1i}(t, \theta); W_i = W_{0i} + \epsilon W_{1i}(t, \theta) \\ h_i &= h_{0i}; C_{ri} = C_{r0i} + \epsilon C_{r1i}(t, \theta) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中:下标 0 表示变量的零阶稳态值;下标 1 表示变量的一阶摄动函数。由于流体比焓 h_i 不受转子涡动的影响,故忽略比焓摄动项。

将上述摄动变量代入控制方程中,可以得到零阶稳态方程和一阶摄动方程。零阶稳态方程决定了转子在中心时的泄漏流率以及密封腔室内的稳态压力、周向旋流速度和比焓,可以使用多元牛顿迭代法求解。一阶摄动方程是描述转子涡动时密封腔室的压力摄动项、周向旋流速度摄动项和密封间隙摄动项之间关系的空间二维非稳态方程组,需要采用如下变换进行求解。

如图 3 所示,转子轴心涡动轨迹可表示为

$$x = \epsilon a \cos \Omega t; y = \epsilon b \sin \Omega t \quad (5)$$

式中: ϵa 和 ϵb 分别是椭圆涡动轨迹的长半轴和短半轴长度; Ω 是转子涡动角速度。

根据转子运动规律,密封间隙摄动函数可表示为复数形式

$$C_{r1}(t, \theta) = -a \cos \Omega t \cos \theta - b \sin \Omega t \sin \theta = \operatorname{Re} \left\{ -\frac{a+b}{2} e^{j(\theta-\Omega t)} - \frac{a-b}{2} e^{j(\theta+\Omega t)} \right\} \quad (6)$$

式中: j 为虚数单位。

因此,密封腔室压力和周向旋流速度的摄动函数可以表示为相似的形式

$$P_{1i}(t, \theta) = \operatorname{Re} \{ P_i^- e^{j(\theta-\Omega t)} + P_i^+ e^{j(\theta+\Omega t)} \} \quad (7)$$

$$W_{1i}(t, \theta) = \operatorname{Re} \{ W_i^- e^{j(\theta-\Omega t)} + W_i^+ e^{j(\theta+\Omega t)} \} \quad (8)$$

式中: P_i^- 、 P_i^+ 、 W_i^- 和 W_i^+ 是常量复数系数。

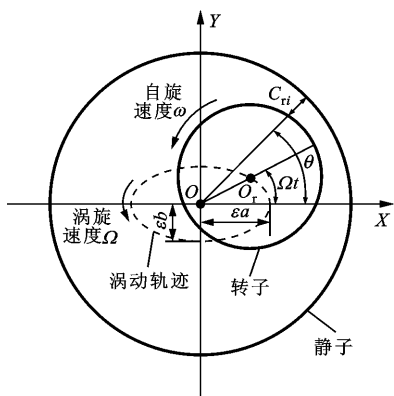


图3 椭圆轨道转子涡动模型

Fig. 3 Elliptical-orbit rotor-whirling model

将式(6)(7)(8)代入一阶摄动方程得到复变量线性方程组

$$[\mathbf{A}_i^{-1}] \begin{bmatrix} P_{i-1}^- \\ P_{i-1}^+ \\ W_{i-1}^- \\ W_{i-1}^+ \end{bmatrix} + [\mathbf{A}_i^0] \begin{bmatrix} P_i^- \\ P_i^+ \\ W_i^- \\ W_i^+ \end{bmatrix} + [\mathbf{A}_i^{+1}] \begin{bmatrix} P_{i+1}^- \\ P_{i+1}^+ \\ W_{i+1}^- \\ W_{i+1}^+ \end{bmatrix} = [\mathbf{B}_i] \quad (9)$$

式中: $[\mathbf{A}_i^{-1}]$ 、 $[\mathbf{A}_i^0]$ 、 $[\mathbf{A}_i^{+1}]$ 是四阶复常数系数矩阵; $[\mathbf{B}_i]$ 是四维复常数向量。上述复常数均由零阶方程的解决定。

对于具有 N 个密封齿的迷宫密封, 联立 $N-1$ 个密封腔室的一阶摄动方程, 得到 $4(N-1)$ 阶复变量线性方程组。利用 LU 分解方法求解上述方程组, 并将结果代入式(7)(8)可以得到密封腔室压力和周向旋流速度的摄动函数。

1.3 转子动力特性系数的提取

根据小位移涡动理论, 当转子做小位移涡动时, 迷宫密封中的流体激振力 (F_x, F_y) 与转子涡动位移 (x, y) 和涡动速度 $(\dot{x}, \dot{y})$ 呈线性关系^[17]

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中 K 、 k 、 C 、 c 分别为直接刚度、交叉刚度、直接阻尼和交叉阻尼。

将式(5)代入上式并写作复数形式

$$F = F_x + jF_y = -\epsilon \frac{a+b}{2} [(K+c\Omega) - j(k-C\Omega)] e^{j\Omega t} - \epsilon \frac{a-b}{2} [(K-c\Omega) - j(k+C\Omega)] e^{-j\Omega t} \quad (11)$$

作用于转子的流体激振力 F 还可以通过压力摄动函数和表面切应力沿周向积分得到

$$F = F_x + jF_y =$$

$$-\sum_{i=1}^{N-1} [\epsilon L_i R_s \int_0^{2\pi} (P_{1i} - j a_{ri} \tau_{ri}) e^{j\theta} d\theta] \quad (12)$$

式中 τ_{ri} 为作用于转子表面的切应力摄动量。

将压力摄动函数 P_{1i} 和切应力摄动量 τ_{ri} 的表达式代入上式并整理得

$$F = -\epsilon \frac{a+b}{2} Z^- e^{j\Omega t} - \epsilon \frac{a-b}{2} Z^+ e^{-j\Omega t} \quad (13)$$

式中 Z^- 和 Z^+ 是由复变量方程(9)的解决定的复常量。

比较式(11)和(13), 得到密封转子动力特性系数

$$\left. \begin{aligned} K &= \frac{\text{Re}\{Z^+ + Z^-\}}{2}; k = -\frac{\text{Im}\{Z^+ + Z^-\}}{2} \\ C &= -\frac{\text{Im}\{Z^+ - Z^-\}}{2\Omega}; c = -\frac{\text{Re}\{Z^+ - Z^-\}}{2\Omega} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

2 泄漏模型适用性分析

半经验的泄漏模型对 Bulk-Flow 模型的预测精度有决定性的影响。本文采用 Vannini 等的 14 齿直通式迷宫密封转子动力特性实验结果^[15-16] 作为验证算例, 对 72 种泄漏模型进行适用性分析。本文只评价泄漏模型对迷宫密封交叉刚度和直接阻尼的预测精度, 这是因为由直接刚度和交叉阻尼决定的密封有效刚度比轴承有效刚度低一个数量级以上^[10], 与之相比, 交叉刚度和直接阻尼对转子振动稳定性的影响更为显著。

本文研究的 72 种泄漏模型由 2 种泄漏方程、3 种流量系数、6 种动能输运系数和 2 种切应力系数组合而成^[18]。泄漏方程包括 St. Venant 和 Neumann 泄漏方程, 并改写为适用于实际气体的形式; 流量系数包括 Chaplygin 和 Eser & Kazakia 流量系数, 还研究了不对流束收缩效应进行修正的 None 系数(该系数取 1.0); 动能输运系数包括 Neumann、Hodkinson、Hodkinson-M、Vermes 和 Kurohashi 动能输运系数, 同样考虑了不修正透气效应的 None 系数; 切应力系数包括 Swamee & Jain 和 Blasius 切应力系数, 前者考虑了密封表面粗糙度的影响。

对于不同泄漏模型, 采用本文开发的迷宫密封转子动力特性预测程序计算 6 个算例下的密封交叉刚度和直接阻尼, 并与实验结果^[15-16] 进行对比。表 1 和表 2 分别给出了实验采用的迷宫密封几何参数和 6 个算例对应的运行工况参数, 每个算例都包括 5 种涡动频率的工况, 工质为氮气。

为了评价不同泄漏模型关联式的预测精度, 图 4 给出了以关联式分类的平均预测误差, 定义为采用某一关联式的所有泄漏模型对各个工况下交叉刚

表 1 迷宫密封几何参数

Table 1 Geometrical parameters of the tested labyrinth seal

参数	数值	参数	数值
密封类型	齿在静子上	密封间隙 C_r/mm	0.3
绝对粗糙度 μm	3.2	密封齿高 H/mm	4.0
密封半径 R_s/mm	110	密封齿厚 B/mm	0.2
密封齿数 N	14	腔室长度 L/mm	5.0

表 2 运行工况参数

Table 2 Operational conditions

算例	进口压力/MPa	出口压力/MPa	进口温度/K	转子转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	预旋比
1	15.112	10.046	278.8	10 000	0.820
2	7.240	5.065	285.3	10 000	0.870
3	7.275	5.089	287.0	12 000	0.730
4	3.478	2.497	292.5	12 000	0.790
5	7.230	5.065	287.1	10 000	-0.885
6	3.503	2.514	294.0	10 000	-0.955

度和直接阻尼预测的平均相对误差。如图 4 所示: Neumann 泄漏方程平均预测误差比 St. Venant 泄漏方程低 3.6%;考虑流束收缩效应影响的两种流量系数平均预测误差几乎相等,且远低于不考虑修正的 None 关联式;动能输运系数的选择对模型预测精度影响显著,Hodkinson-M 动能输运系数平均预测误差最小,不考虑透气效应修正的 None 关联式平均预测误差远高于其他关联式;两种切应力系数表现相似,考虑表面粗糙度影响的 Swamee & Jain 切应力系数平均预测误差稍低于 Blasius 切应力系数。综合以上分析,预测精度较高的泄漏模型应对流束收缩效应和透气效应进行修正,应采用

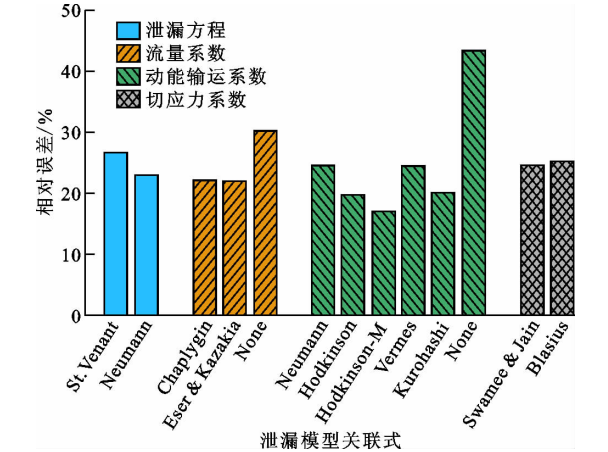


图 4 以关联式分类的平均预测误差

Fig. 4 Average prediction error for a specific correlation

Swamee & Jain 切应力系数来根据表面粗糙度准确计算转子表面切应力。

为了进一步对符合上述要求的 20 种泄漏模型进行评价,图 5 给出了不同泄漏模型的平均预测误差。如图 5 所示:采用 Vermes 动能输运系数的泄漏模型预测精度最低,平均预测误差均接近或超过 20%,在下面的讨论中不再考虑;剩余的泄漏模型中,采用 Eser & Kazakia 常量流量系数配合 Neumann 泄漏方程的泄漏模型预测精度高于配合 St. Venant 泄漏方程的泄漏模型,其平均预测误差均略高于 10%;采用 Chaplygin 流量系数的泄漏模型预测精度受泄漏方程和动能输运系数的影响显著,表 3 中给出了平均预测误差低于 10%的 3 种泄漏模型,共同点是采用了 Chaplygin 流量系数。

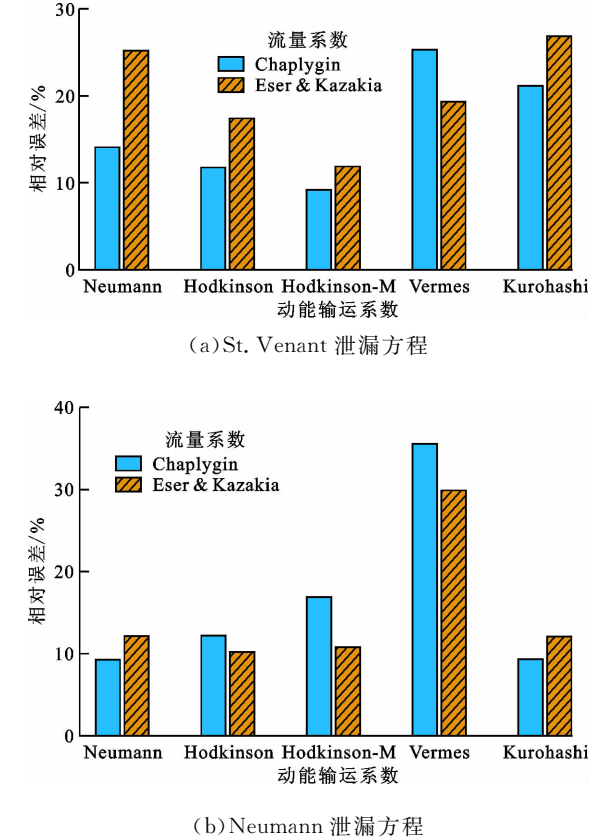


图 5 不同泄漏模型的平均预测误差比较

Fig. 5 Comparison of average prediction errors of different leakage models

泄漏模型适用性受迷宫密封运行工况的影响较大。图 6 给出了采用上述 3 种泄漏模型时,在不同预旋方向和进出口压差工况下迷宫密封交叉刚度 k 和直接阻尼 C 随涡动频率 f 的变化,并与实验值的比较。如图所示:总体上,3 种泄漏模型都正确反映了 k 和 C 随 f 的变化趋势;正预旋工况下,Mod 3 预

表 3 平均预测误差低于 10% 的泄漏模型

Table 3 Leakage models with an average prediction error of less than 10%

模型	泄漏方程	流量系数	动能输运系数	切应力系数
Mod 1	St. Venant Chaplygin	Hodkinson-M	Swamee & Jain	
Mod 2	Neumann Chaplygin	Neumann	Swamee & Jain	
Mod 3	Neumann Chaplygin	Kurohashi	Swamee & Jain	

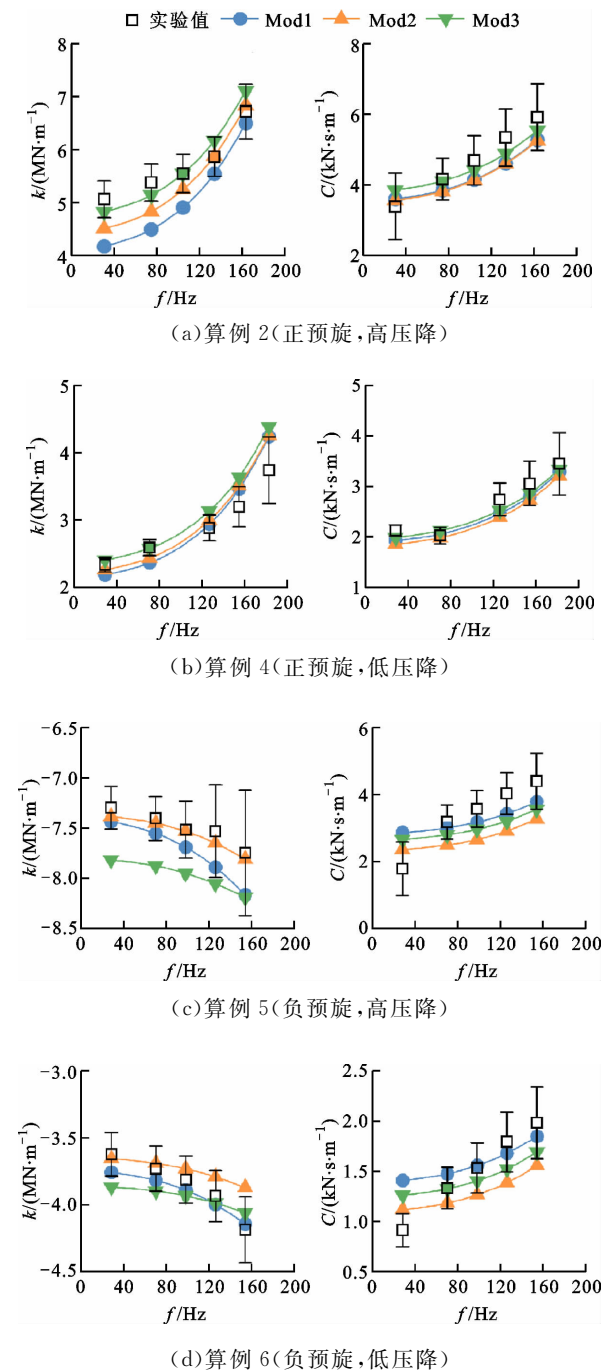


图 6 不同泄漏模型下迷宫密封交叉刚度和直接阻尼随涡动频率的变化

Fig. 6 Cross-coupled stiffness and direct damping versus vibration frequency for different leakage models

测误差最小,在多数工况下的预测误差在测量不确定度范围内;Mod 1 对负预旋低压降工况的预测结果与实验曲线符合较好,但低估了高压降工况下的交叉刚度;Mod 2 计算获得的交叉刚度在负预旋高压降工况与实验值吻合良好,但在低压降工况的高频区($f > 120$ Hz)比实验值偏高,且普遍低估了负预旋工况下的直接阻尼。根据转子动力学理论:交叉刚度越小,直接阻尼越大,系统越稳定。从冗余设计的角度出发,在负预旋工况下应采用 Mod 2 来预测迷宫密封转子动力特性,以保证转子系统具有足够的振动稳定性。

综合以上分析,最佳泄漏模型选择方案是正预旋工况下采用 Mod 3 而负预旋工况下采用 Mod 2,这样可以获得准确且保守的迷宫密封交叉刚度和直接阻尼预测结果,平均预测误差约为 10%。

3 转子动力特性影响因素研究

为了研究运行工况参数对直通式迷宫密封转子动力特性的影响,在 Bulk-Flow 模型预测程序中采用上述最佳泄漏模型,计算了表 1 所示的迷宫密封在不同工况下的交叉刚度和直接阻尼。为了更加直观地表现迷宫密封对转子系统稳定性的影响,计算了密封有效阻尼,公式为

$$C_{\text{eff}} = C - \frac{k}{\Omega} \quad (15)$$

3.1 压比的影响

压比 π 定义为密封出口压力 P_{out} 与进口压力 P_{in} 之比。为了研究压比对直通式迷宫密封转子动力特性的影响,计算了迷宫密封在 3 种压比($\pi = 0.3, 0.5, 0.7$)下的转子动力特性系数,以 $P_{\text{in}} = 7.250$ MPa、 $P_{\text{out}} = 5.075$ MPa 为基准工况,通过减小 P_{out} 或增大 P_{in} 来改变压比。计算采用的预旋比 $\lambda = 0.4$,转子转速 $n = 10\,000$ r/min。

图 7 和图 8 分别给出了 P_{out} 变化和 P_{in} 变化时,不同压比下迷宫密封转子动力特性系数随涡动频率的变化。如图 7 和图 8 所示:交叉刚度和直接阻尼均随涡动频率增大而增大,且在高频区的频率相关性更为显著;有效阻尼的穿越频率 f_c 几乎不受密封进出口压力的影响,在各个工况下均为 72 Hz 左右;当 $f > f_c$ 时, C_{eff} 随 f 增大而近似线性增大。对于图 7 所示 P_{in} 不变的情况, P_{out} 的变化对 k 和 C 的影响很小;在图 8 所示 P_{out} 不变的情况下, k 、 C 和 C_{eff} 的绝对值均随 P_{in} 增大而增大。

以上研究表明:迷宫密封交叉刚度和直接阻尼

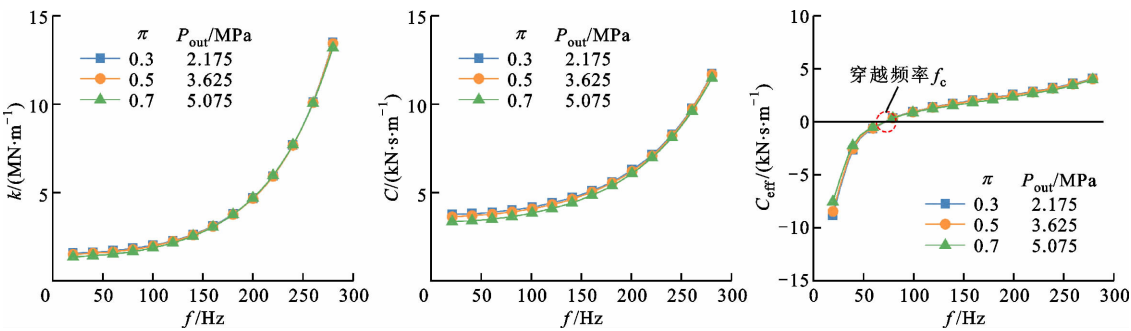


图 7 不同压比下迷宫密封转子动力特性系数随涡动频率的变化($P_{in}=7.250\text{ MPa}$, P_{out} 变化)

Fig. 7 Rotordynamic coefficients versus vibration frequency at different pressure ratios ($P_{in}=7.250\text{ MPa}$ with different P_{out})

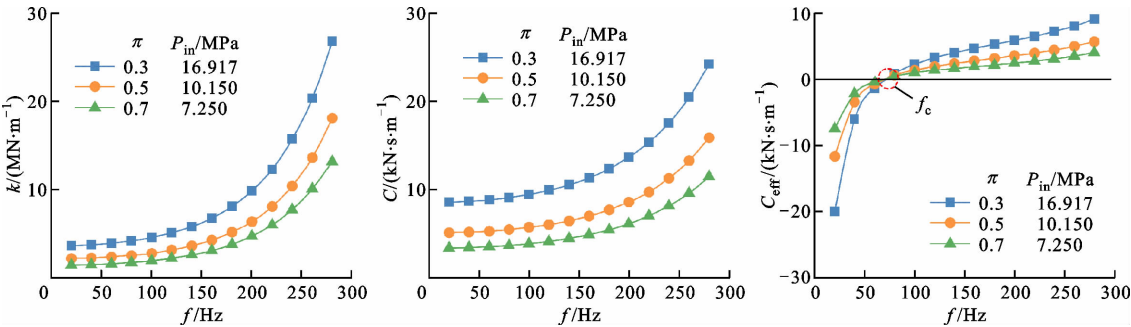


图 8 不同压比下迷宫密封转子动力特性系数随涡动频率的变化(P_{in} 变化, $P_{out}=5.075\text{ MPa}$)

Fig. 8 Rotordynamic coefficients versus vibration frequency at different pressure ratios ($P_{out}=5.075\text{ MPa}$ with different P_{in})

对密封进口压力敏感,而受出口压力的影响有限。这是因为在不同进出口压力工况下,密封各腔室压力沿流动方向分布不同。如图 9 所示: P_{out} 不变而 P_{in} 变化时,各个腔室压力均随 P_{in} 增大而增大,上游腔室的压力变化更为显著; P_{in} 不变而 P_{out} 变化时,各个腔室压力均随 P_{out} 降低而降低,但变化幅度均远小于相同压比下 P_{in} 变化的情况,且达到临界工况后,密封各腔室压力不再变化。因此,迷宫密封各腔室压力分布对进口压力的变化更加敏感,这与密封转子动力特性系数受进口压力的影响更加显著的现

象相一致。

3.2 预旋比的影响

预旋比 λ 定义为密封进口预旋速度 W_{in} 与转子表面线速度之比

$$\lambda = \frac{60W_{in}}{2\pi nR} \tag{16}$$

式中: R 是转子半径; n 是转子转速。

为了研究预旋比对直通式迷宫密封转子动力特性的影响,计算了迷宫密封在 5 种预旋比($\lambda=-0.8,-0.4,0,0.4,0.8$)下的转子动力特性系数。计算采用的 $P_{in}=7.250\text{ MPa}$, $P_{out}=5.075\text{ MPa}$, $n=10\,000\text{ r/min}$ 。

图 10 给出了不同预旋比下迷宫密封转子动力特性系数随涡动频率的变化。如图 10 所示:尽管迷宫密封在整个涡动频率范围内均具有正的直接阻尼,且 C 随 λ 增大而增大,但 C_{eff} 仍随 λ 增大而减小,特别是在低频区内降幅十分显著,这是由交叉刚度的变化导致的; k 随 λ 增大而增大,且在高频区的增长更为明显,在 $\lambda=0$ 附近 k 由负值逐渐转变为正值,这使得密封有效阻尼显著减小,不利于转子系统的稳定性。在零预旋和负预旋工况下, C_{eff} 恒为正值,且随 f 增大而减小,在 $f>120\text{ Hz}$ 时近似与涡动频率无关;在正预旋工况下, C_{eff} 出现负值,随着 λ

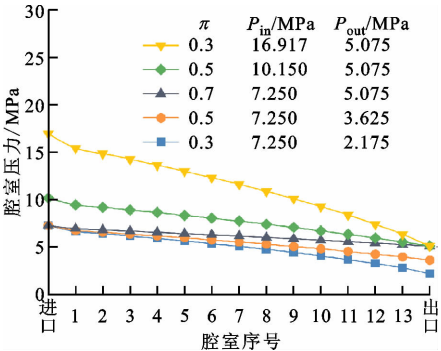


图 9 不同进出口压力下迷宫密封各腔室压力沿流动方向的分布

Fig. 9 Distribution of cavity static pressure along flow direction at different supply and discharge pressure

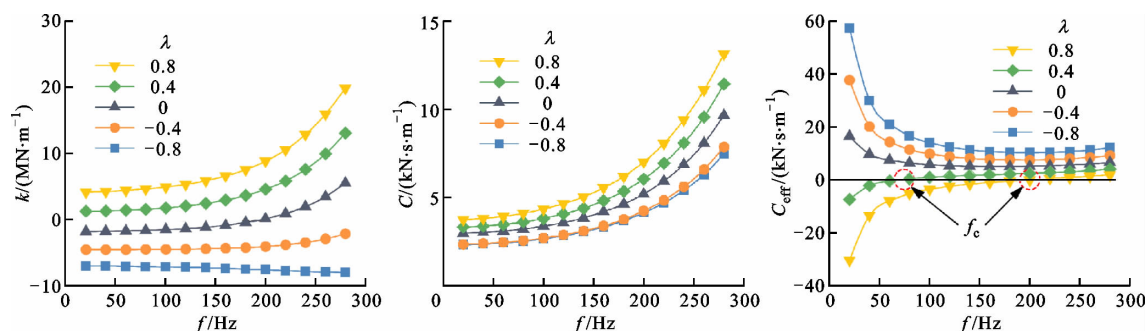


图10 不同预旋比下迷宫密封转子动力特性系数随涡动频率的变化

Fig. 10 Rotordynamic coefficients versus vibration frequency at different preswirl ratios

增大, f_c 由 $\lambda=0.4$ 时的 75 Hz 增大到了 $\lambda=0.8$ 时的 200 Hz, 显著降低了转子系统稳定工作的涡动频率范围。

预旋比的变化改变了迷宫密封各腔室内的周向旋流速度, 进而影响到密封的转子动力特性。图 11 给出了不同预旋比下迷宫密封腔室内周向旋流速度沿流动方向的分布。从图中可以发现, 各个预旋比下密封腔室内周向旋流速度在进口处都接近进口预旋速度, 而在出口附近都趋近于同一值。因此, 进口预旋速度的影响在密封上游腔室更加显著, 防旋流装置应尽量安装在迷宫密封进口区域。

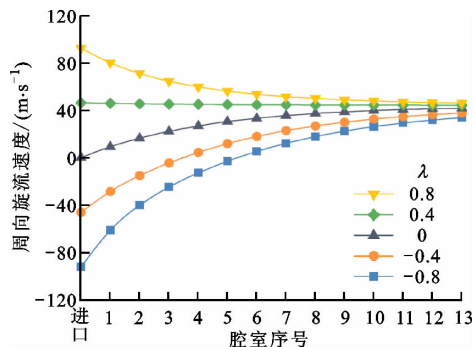


图11 不同预旋比下迷宫密封腔室内周向旋流速度沿流动方向的分布

Fig. 11 Distribution of cavity circumferential velocity along flow direction at different preswirl ratios

综合以上分析, 迷宫密封进口正预旋是限制密封阻尼性能和缩小转子稳定工作频率范围的关键因素, 在实际工程应用中应尽量在密封进口区域采用防旋板或反向射流技术来抑制泄漏流的周向流动, 从而提高转子系统的稳定性。然而, 从迷宫密封传热特性角度出发, 降低密封进口正预旋或提高负预旋会导致泄漏流温升增大, 削弱冷却流的冷却质量^[19]。为了保证转子系统的稳定运行和对热端部件的冷却效果, 必须综合考虑密封的转子动力特性和传热特性来确定最佳的进口预旋。

4 结 论

本文基于单控制体等熵过程 Bulk-Flow 模型发展了直通式迷宫密封转子动力特性预测方法, 并开发了计算程序。通过对 72 种泄漏模型进行适用性分析, 给出了最佳泄漏模型。采用所发展的预测方法和计算程序研究了压比和预旋比对迷宫密封转子动力特性的影响规律。

(1) 最佳泄漏模型是采用 Neumann 泄漏方程、Chaplygin 流量系数、Swamee & Jain 切应力系数、Kurohashi(正预旋工况)或 Neumann(负预旋工况)动能输运系数的模型, 该模型对直通式迷宫密封交叉刚度和直接阻尼的平均预测误差约为 10%。

(2) 迷宫密封交叉刚度和直接阻尼对密封进口压力敏感, 而受出口压力的影响有限; 密封有效阻尼的绝对值随进口压力增大而增大, 其穿越频率几乎不受进出口压力的影响。

(3) 预旋比是决定迷宫密封转子动力特性的关键因素。迷宫密封有效阻尼随预旋比增大而减小, 在正预旋工况下出现负的有效阻尼, 且穿越频率随预旋比增大而显著增大; 进口预旋速度对密封上游腔室的影响更加明显。因此, 进口正预旋会降低迷宫密封阻尼性能并缩小转子稳定工作的频率范围, 应尽量在密封进口区域采用防旋板或反向射流技术来抑制泄漏流的周向流动。

参考文献:

- [1] CHUPP R E, HENDRICKS R C, LATTIME S B, et al. Sealing in turbomachinery [J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 313-349.
- [2] IWATSUBO T. Evaluation of instability forces of labyrinth seals in turbines or compressors [C]// Proceedings of Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbomachinery. College Station, TX,

- USA: NASA Lewis Research Center, 1980: 139-167.
- [3] LI Zhigang, LI Jun, YAN Xin. Multiple frequencies elliptical whirling orbit model and transient RANS solution approach to rotordynamic coefficients of annual gas seals prediction [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2013, 135(3): 031005.
- [4] 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.
- [5] 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 and Acoustics*, 1988, 110(3): 270-280.
- [6] 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.
- [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] 袁振伟, 王海娟, 岳希明, 等. 密封进口涡动系数对转子系统动力学性能的影响 [J]. *工程力学*, 2011, 28(11): 231-236.
- YUAN Zhenwei, WANG Haijuan, YUE Ximing, et al. Influences of liquid-seal inlet swirl ratio on the dynamic properties of a rotor system [J]. *Engineering Mechanics*, 2011, 28(11): 231-236.
- [9] 席文奎, 许吉敏, 张宏涛, 等. 迷宫密封对高参数转子系统稳定性的影响分析及公理设计方法应用 [J]. *中国电机工程学报*, 2013, 33(5): 102-111.
- XI Wenkui, XU Jimin, ZHANG Hongtao, et al. Investigation on influences of labyrinth seal on stability of high-parameter rotor system and application of axiomatic design method [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2013, 33(5): 102-111.
- [10] 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.
- [11] SHULTZ R R. Analytical and experimental investigations of a labyrinth seal test rig and damper seals for turbomachinery [D]. College Station, TX, USA: Texas A&M University, 1997.
- [12] NEUMANN K. Zur frage der verwendung von durchblickdichtungen im dampfturbinenbau [J]. *Maschinenbautechnik*, 1964, 13(4): 188-195.
- [13] GAMAL ELDIN A M. Leakage and rotordynamic effects of pocket damper seals and see-through labyrinth seals [D]. College Station, TX, USA: Texas A&M University, 2007.
- [14] DERELI Y. Comparison of rotordynamic coefficients for labyrinth seals using a two-control volume method [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy*, 2008, 222(1): 123-135.
- [15] VANNINI G, CIONCOLINI S, CALICCHIO V, et al. Development of a high pressure rotordynamic test rig for centrifugal compressors internal seals characterization [C]// *Proceedings of the 40th Turbomachinery Symposium*. College Station, TX, USA: Texas A&M University, 2011: 46-59.
- [16] VANNINI G, CIONCOLINI S, DEL VESCOVO G, et al. Labyrinth seal and pocket damper seal high pressure rotordynamic test data [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, 136(2): 022501.
- [17] CHILDS D W. *Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis* [M]. New York, USA: John Wiley & Sons, Inc., 1993.
- [18] 王天昊, 李志刚, 李军. 基于 Bulk-Flow 模型的直通式迷宫密封泄漏特性预测模型适用性研究 [C]// *中国工程热物理学会热机气动热力学学术会议*. 北京: 中国工程热物理学会, 2020: 202103.
- [19] 晏鑫, 李军, 丰镇平. 预旋对蜂窝密封和迷宫密封内流动传热特性影响 [J]. *航空动力学报*, 2009, 24(4): 772-776.
- YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping. Influence of inlet preswirl on discharge and heat transfer characteristics of honeycomb and smooth labyrinth seals [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(4): 772-776.

(编辑 荆树蓉)