

贯通式袋型阻尼密封动力特性影响因素研究

赵琳慧,张万福,秦鹏博,李春

(上海理工大学能源与动力工程学院,上海 200093)

摘要:采用计算流体力学(computational fluid dynamic, CFD)方法建立了贯通式袋型阻尼密封(fully partitioned pocket damper seal, FPDS)三维数值模型,并研究密封齿数 N_b 、密封齿厚度 b 及主/副腔室长度比 λ 对密封动力与泄漏特性的影响。结果表明:FPDS有效阻尼 C_{eff} 与直接刚度 K 的频率依赖性较高,直接阻尼 C 与交叉刚度 k 的频率依赖性较低且随着涡动频率的增加而降低;有效阻尼 C_{eff} 随齿数、密封齿厚度的增加而增大,而主/副腔室长度比对 C_{eff} 影响相对较小,在研究工况范围内, $N_b = 12$ 时 C_{eff} 最高,较原始模型平均提高约12.69%,密封齿厚度 $b = 5.048$ mm时有效阻尼 C_{eff} 为原始模型的111%~138%,当主/副腔室长度比 $\lambda = 5.1$ 时有效阻尼 C_{eff} 仅为原始模型95%~105%;FPDS泄漏量随密封齿数减小而急剧增加,且主/副腔室长度比 λ 存在最佳值($\lambda = 1$)使密封泄漏性能最优,而密封齿厚度对密封泄漏量影响较小。

关键词:贯通式袋型阻尼密封;计算流体力学;有效阻尼;动力特性;泄漏量

中图分类号:TK730.2

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2022.09.004

[引用本文格式]赵琳慧,张万福,秦鹏博,等.贯通式袋型阻尼密封动力特性影响因素研究[J].热能动力工程,2022,37(9):31-40. ZHAO Lin-hui, ZHANG Wan-fu, QIN Peng-bo, et al. Research on influence factors of dynamic characteristics of fully partitioned pocket damper seals[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(9): 31-40.

Research on Influence Factors of Dynamic Characteristics of Fully Partitioned Pocket Damper Seals

ZHAO Lin-hui, ZHANG Wan-fu, QIN Peng-bo, LI Chun

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code:200093)

Abstract: A three-dimensional numerical model of a fully partitioned pocket damper seal (FPDS) was established by using the computational fluid dynamics (CFD) method. The effects of tooth number N_b , tooth thickness b and length ratio λ of main-minor cavity on the dynamic and leakage characteristics of the FPDS were studied. The results show that the effective damping C_{eff} and direct stiffness K of FPDS are frequency-dependent highly. The direct damping C and cross-coupled stiffness k have low frequency dependence and decrease with the increase of whirling frequency. The effective damping increases with the increase of tooth number and tooth thickness, while the effective damping is affected by the length ratio of main-minor cavity relatively slightly. Within the scope of the study condition, when tooth number is 12, the effective damping achieves the maximum value and increases by about 12.69% on average compared with the original model; and the effective damping of the FPDS is about 111% to 138% of the original model when the seal tooth thickness is 5.048 mm; the effective damping of the FPDS is only 95% to 105% of the original model when the length ratio of main-minor cavity is 5.1. The results also show that the leakage flowrate of the FPDS increases sharply with the decrease of the seal tooth number. There ex-

收稿日期:2021-10-18; 修订日期:2021-11-16

基金项目:国家自然科学基金(51875361);上海市自然科学基金(20ZR1439200)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (51875361); Natural Science Foundation of Shanghai (20ZR1439200)

作者简介:赵琳慧(1997-),女,河北邢台人,上海理工大学硕士研究生。

通讯作者:张万福(1986-),男,河南固始人,上海理工大学副教授。

ists an optimum length ratio of main-minor cavity of 1 to obtain the best leakage performance. The tooth thickness has little effect on the leakage flowrate of the FPDS.

Key words: fully partitioned pocket damper seal (FPDS), computational fluid dynamics(CFD), effective damping, rotordynamic characteristics, leakage flowrate

引 言

非接触式环形密封是抑制透平机械工质泄漏的关键部件^[1]。传统迷宫密封能在一定程度上抑制流体泄漏,因结构较为简单得到了广泛应用,但其较差的动力学特性会破坏透平机械转子系统的稳定性^[2-4]。袋型阻尼密封是提高转子系统稳定性的重要结构,通过优化密封结构使其具有良好的动静特性,是实现透平机械增稳和提高运行效率的关键技术之一^[5-6]。

Vance 等人^[7]在迷宫密封腔室内周向布置等距挡板,有效抑制周向流动,降低交叉耦合力并提供较大阻尼,称为袋型阻尼密封(pocket damper seal, PDS)。Shultz^[8]通过实验测量 2 齿 4 腔袋型阻尼密封动力特性系数,发现与梳齿密封相比袋型阻尼密封具有更高的直接阻尼。因此,国内外学者对袋型阻尼密封开展了广泛研究。

密封结构参数对袋型阻尼密封的泄漏特性和转子动力特性具有重要影响,这些参数包括腔室间隙、挡板类型、腔室深度和腔室长度等^[9-10]。Gamal^[11]指出腔室深度、密封间隙等结构参数的变化会使 PDS 动力特性相互抵消,并提出了在各腔室布置不同腔室深度及间隙比的非均匀 PDS 结构。Gamal^[12]实验研究了腔室长度和深度对密封泄漏性能的影响,研究表明,存在最优的腔室深度使泄漏最少,并指出腔室长度对 PDS 泄漏量影响较大。李志刚等人^[13]研究了周向挡板数与腔室深度对 PDS 动力特性的影响,周向最优挡板数量为 8,并且在腔室深度相对较小时存在最优的动力特性。Ertas^[14]和 Gamal 等人^[15]通过实验研究,降低间隙比可减小 PDS 直接阻尼。Li 等人^[16]提出了贯通式袋型阻尼密封(fully partitioned pocket damper seal, FPDS)结构,并开展了相关实验,研究发现,相对于传统袋型阻尼密封,FPDS 具有更高临界转速和有效阻尼,泄漏量明显降低。Griebel^[17]通过数值计算研究了 FPDS 在不同凹槽布置下的转子动力特性,发现腔室中

心布置单个凹槽的 FPDS 转子动力特性最优。张万福等人^[18]提出一种挡板厚度沿轴向变化实现腔室体积变化的 FPDS 结构,结果表明,渐扩式袋型阻尼密封结构能够有效提高有效阻尼。

FPDS 腔室动态压力的耦合特性使前后腔室压力相互影响^[12],某个腔室结构参数变化将改变密封中其他腔室对转子动力特性的影响,在给定密封长度下腔室内流体流动较为复杂。由于实际叶轮机械中安装空间尺寸和结构布局有限,因此如何在有限长度范围内,使贯通式袋型阻尼密封性能达到最优,对提高机组高效与稳定运行具有重要意义^[19]。

本文应用计算流体力学方法建立了轴向长度恒定时不同结构参数贯通式袋型阻尼密封三维数值分析模型,研究齿数、密封齿厚度及主/副腔室长度比对 FPDS 密封动力特性和泄漏特性的影响。

1 密封动力特性求解模型

图 1 为转子绕密封中心做椭圆涡动轨迹示意图。其中, O_1 为静子中心, O_2 为转子中心, ω 为转子转速, a, b 分别为椭圆轨迹的长半轴和短半轴, Ω_i 为涡动速度。

密封流体激振力 F_X, F_Y 可由涡动位移 X, Y 和速度 \dot{X}, \dot{Y} 线性化^[18]表示为:

$$-\begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} \\ K_{YX} & K_{YY} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{XX} & C_{XY} \\ C_{YX} & C_{YY} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: $K_{XX}, K_{YY}, K_{YX}, K_{XY}$ —刚度系数; $C_{XX}, C_{YY}, C_{YX}, C_{XY}$ —阻尼系数。

应用多频椭圆涡动模型求解密封动力特性系数,分别给定 X, Y 两个方向激励,则其涡动轨迹可表示为:

X 方向激励:

$$\begin{cases} X = a \sum_{i=1}^N \cos(\Omega_i t) \\ Y = b \sum_{i=1}^N \sin(\Omega_i t) \end{cases} \quad (2)$$

Y方向激励:

$$\begin{cases} X = b \sum_{i=1}^N \cos(\Omega_i t) \\ Y = a \sum_{i=1}^N \sin(\Omega_i t) \end{cases} \quad (3)$$

将式(1)进行快速傅里叶变换,可得:

$$-\begin{bmatrix} F_{XX} & F_{YX} \\ F_{XY} & F_{YY} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{XX} & H_{XY} \\ H_{YX} & H_{YY} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_{XX} & B_{YX} \\ B_{XY} & B_{YY} \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中: H_{mn} —密封阻抗系数,其中 $m = X, Y, n = X, Y$; B_{mn} —转子在不同方向涡动位移的频域信号。

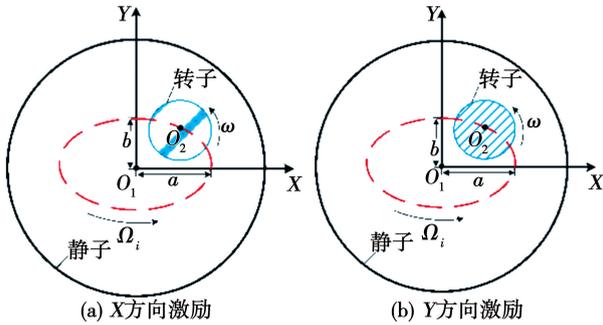


图1 转子椭圆涡动轨迹模型

Fig. 1 Elliptical whirling orbits of the rotor

通过数值求解可获得 F_{mn} 及 B_{mn} , 将其代入式(4)可得密封阻抗系数 H_{mn} , 进而可以得到密封动力特性系数 K_{mn} 及 C_{mn} (mn 为 XX, XY, YX, YY)。

密封刚度与阻尼系数可由式(5), (6)得出, 其中, $\text{Re}(H_{mn})$ 为 H_{mn} 实部, $\text{Im}(H_{mn})$ 为 H_{mn} 虚部。

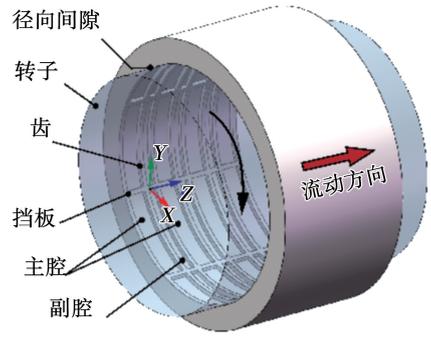
$$\begin{bmatrix} K_{XX} & K_{YX} \\ K_{XY} & K_{YY} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Re}(H_{XX}) & \text{Re}(H_{YX}) \\ \text{Re}(H_{XY}) & \text{Re}(H_{YY}) \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} C_{XX} & C_{YX} \\ C_{XY} & C_{YY} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Im}(H_{XX})/\Omega_i & \text{Im}(H_{YX})/\Omega_i \\ \text{Im}(H_{XY})/\Omega_i & \text{Im}(H_{YY})/\Omega_i \end{bmatrix} \quad (6)$$

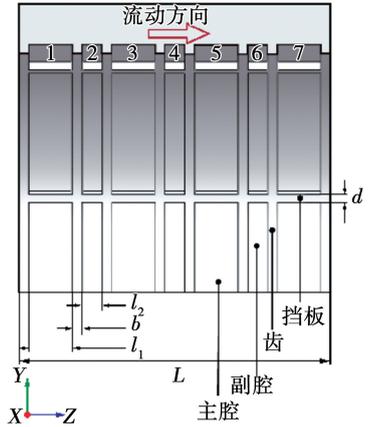
2 数值计算

2.1 几何模型

以 Ertas 实验^[20] 中袋型阻尼密封为原始结构, 表1为原始 FPDS 尺寸, 其几何结构如图2所示。表2~表4是在原始模型基础上, 分别改变密封齿数、密封齿厚度及主/副腔室长度比后的 FPDS 模型尺寸。



(a) 三维模型



(b) 子午面

图2 贯通式袋型阻尼密封几何结构

Fig. 2 Geometry of the baseline of FPDS

表1 原始贯通式袋型阻尼密封几何尺寸

Tab. 1 Dimensions of original FPDS

参数	数值
密封长度 L/mm	100.33
转子直径 D/mm	170
密封间隙 Cr/mm	0.3
挡板厚度 d/mm	3.175
齿数 N_b	8
密封齿厚度 b/mm	3.175
主腔室长度 l_1/mm	13.97
副腔室长度 l_2/mm	6.35
腔室深度 h/mm	3.175

2.2 计算工况

表5给出了计算工况条件。应用软件 GAMBIT 建立网格, 应用软件 ANSYS 对模型进行计算分析, 以理想气体为工质, 采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型。密封进口总温 287 K、进口压力为 0.69 MPa, 出口压力 0.1 MPa, 设置转子转速为 15 000 r/min, 采用绝热、

光滑无滑移壁面。

表 2 齿数变化时贯通式袋型阻尼密封结构参数

Tab.2 Structural parameters of FPDS when N_b is variable

齿数 N_b	密封齿厚度 b/mm	主腔室长度 l_1/mm	副腔室长度 l_2/mm	主/副腔室长度 比 λ/mm
4	3.18	35.70	16.23	2.2
6	3.18	20.80	9.45	2.2
8	3.18	13.97	6.35	2.2
10	3.18	13.97	4.57	2.2
12	3.18	7.522	3.42	2.2

表 3 密封齿厚度变化时贯通式袋型阻尼密封结构参数

Tab.3 Structural parameters of FPDS when b is variable

齿数 N_b	密封齿厚度 b/mm	主腔室长度 l_1/mm	副腔室长度 l_2/mm	主/副腔室长度 比 λ/mm
8	1.30	16.77	7.62	2.2
8	2.24	15.37	6.985	2.2
8	3.18	13.97	6.35	2.2
8	4.12	12.57	5.175	2.2
8	5.05	11.18	5.08	2.2

表 4 主/副腔室长度比变化时贯通式袋型阻尼密封结构参数

Tab.4 Structural parameters of FPDS when λ is variable

齿数 N_b	密封齿厚度 b/mm	主腔室长度 l_1/mm	副腔室长度 l_2/mm	主/副腔室长度 比 λ/mm
8	3.18	8.62	13.97	0.6
8	3.18	9.68	12.07	0.8
8	3.18	10.71	10.71	1.0
8	3.18	12.07	8.89	1.4
8	3.18	13.97	6.35	2.2
8	3.18	14.92	5.08	2.9
8	3.18	15.88	3.81	4.2
8	3.18	16.35	3.175	5.1

表 5 计算工况

Tab.5 Calculation condition parameters

参数	数值
入口压力 p_{in}/MPa	0.69
出口压力 p_{out}/MPa	0.1
入口温度 T/K	287
转子转速 $\omega/r \cdot \text{min}^{-1}$	15 000
时间步长/s	0.000 1
涡动频率 f/Hz	20, \dots, 240, 260

2.3 数值方法及模型验证

研究了 4 种齿数、4 种密封齿厚度及 7 种主/副腔室长度比下 FPDS 密封动力特性。图 3 给出了原始 FPDS 模型流场网格分布。采用结构化网格划分,并适当加密腔室及齿间隙等流动复杂处的网格以满足精度要求, y^+ 值控制在 44 ~ 142 之间。

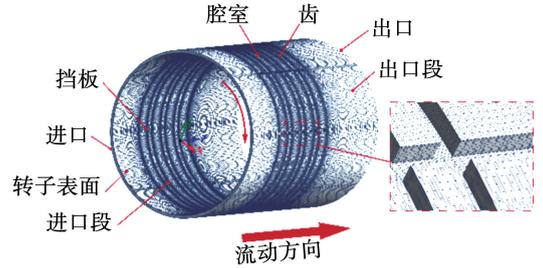


图 3 贯通式袋型阻尼密封流场网格划分

Fig.3 Grid distribution of the FPDS

为验证网格无关性,建立了网格 1 ~ 4 (220 万, 330 万, 491 万及 650 万) 4 种不同网格数的 FPDS 数值模型,不同网格数对泄漏量计算结果的影响如表 6 所示。通过计算得到的稳态和瞬态泄漏量差值保持在 0.13 ~ 0.44 g/s 及 0.05 ~ 0.25 g/s。在保证计算精度条件下,考虑到计算精度及时间,确定网格节点数为 330 万。

表 6 网格无关性验证

Tab.6 Grid independence verification

网格	网格数/ 10^4	泄漏量 $m/\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$	
		稳态	瞬态
1	220	106.381	106.742
2	330	106.505	106.786
3	491	106.647	106.877
4	650	106.821	106.985

在密封动力特性系数中,交叉刚度是切向力来源,越大越不利于系统稳定;直接刚度是径向力来源,对临界转速有显著影响;有效阻尼是评价系统稳定性的重要参数。因此,定义直接阻尼 C 、直接刚度 K 、交叉刚度 k 及有效阻尼 C_{eff} 为^[20-21]:

$$C = \frac{(C_{XX} + C_{YY})}{2} \quad (7)$$

$$K = \frac{(K_{XX} + K_{YY})}{2} \quad (8)$$

$$k = \frac{(K_{XY} - K_{YX})}{2} \quad (9)$$

$$C_{\text{eff}} = C - \frac{k}{\Omega_i} \quad (10)$$

图4为采用数值计算模型所得动力特性系数与实验结果进行对比的结果。由图4可看出,通过数值模拟和实验得到的动力特性系数随涡动频率变化趋势一致,模拟得到的直接刚度和交叉刚度值均高于实验值,直接阻尼和有效阻尼的实验值略高于模拟值。实验值与模拟值得到的穿越频率相当,说明本文数值方法可靠。

3 结果与分析

3.1 齿数对密封动力特性影响

为研究齿数对FPDS动力特性的影响,在原始结构的基础上,固定密封长度不变,恒定主/副腔室长度比 λ 为2.2,建立4种密封齿数数值模型(见表2)。图5为不同齿数下FPDS动力特性系数随涡动频率的变化规律,可以看出,随齿数增加(最大齿数 $N_b = 12$),袋型阻尼密封的阻尼和刚度均有所增加;随涡动频率增加,直接阻尼和交叉刚度逐渐降低,直接刚度和有效阻尼则逐渐增大。

由图5(a)可知,在不同齿数下直接阻尼 C 随涡动频率的增加而降低, $N_b = 12$ 时密封直接阻尼最大,较原始模型($N_b = 8$)平均增大约13.11%,而 $N_b = 4$ 时密封直接阻尼则平均降低约5.52%。

交叉刚度 k 反映切向力气流的作用,交叉刚度 k 的增大易导致系统失稳。由图5(b)可知,在同一涡动频率下,FPDS交叉刚度随齿数 N_b 增加而增加, $N_b = 12$ 时 k 较原始模型平均高5.71%。当涡动频率小于160 Hz时, k 匀速降低;当涡动频率大于160 Hz时,降低速度加快, k 受齿数影响较为显著。

密封齿数 N_b 对直接刚度系数 K 的影响较小。由图5(c)可知,不同密封齿数下,直接刚度均为正值,且随涡动频率的升高而增大;当密封齿数 $N_b > 8$ 时, K 随 N_b 的增多而增大;当密封齿数 $N_b < 8$ 时, N_b 的增多使直接刚度在相同涡动频率下降低。 $N_b = 12$ 时密封具有最大的直接刚度,约为原始模型($N_b = 8$)的106.6%。

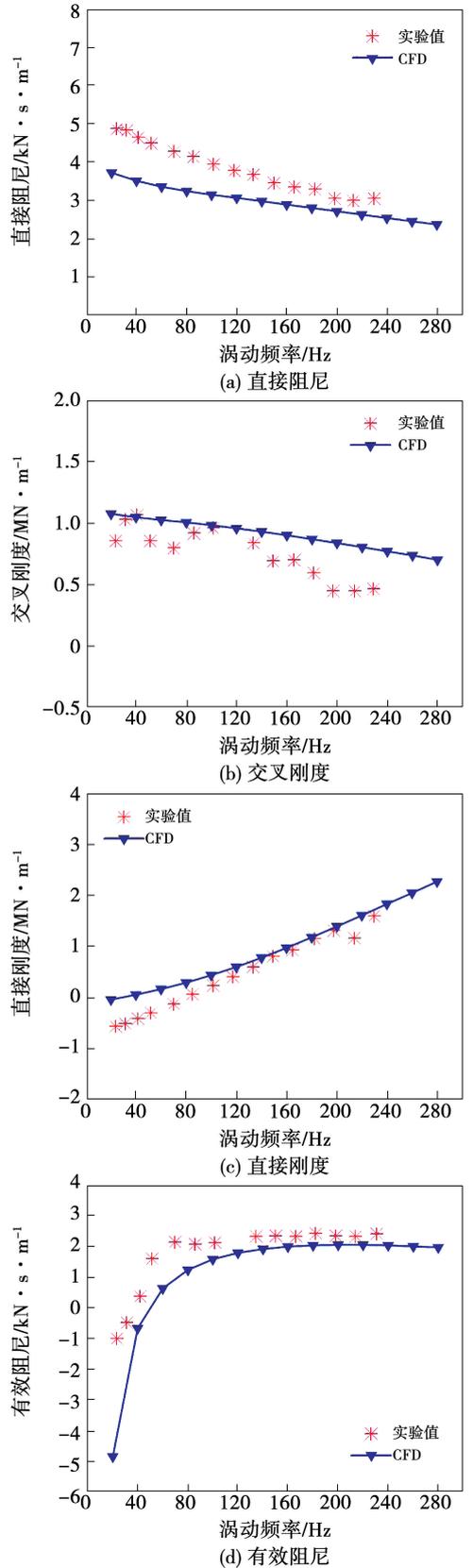


图4 数值计算结果与实验结果对比
Fig. 4 Comparison of experimental results and current CFD results

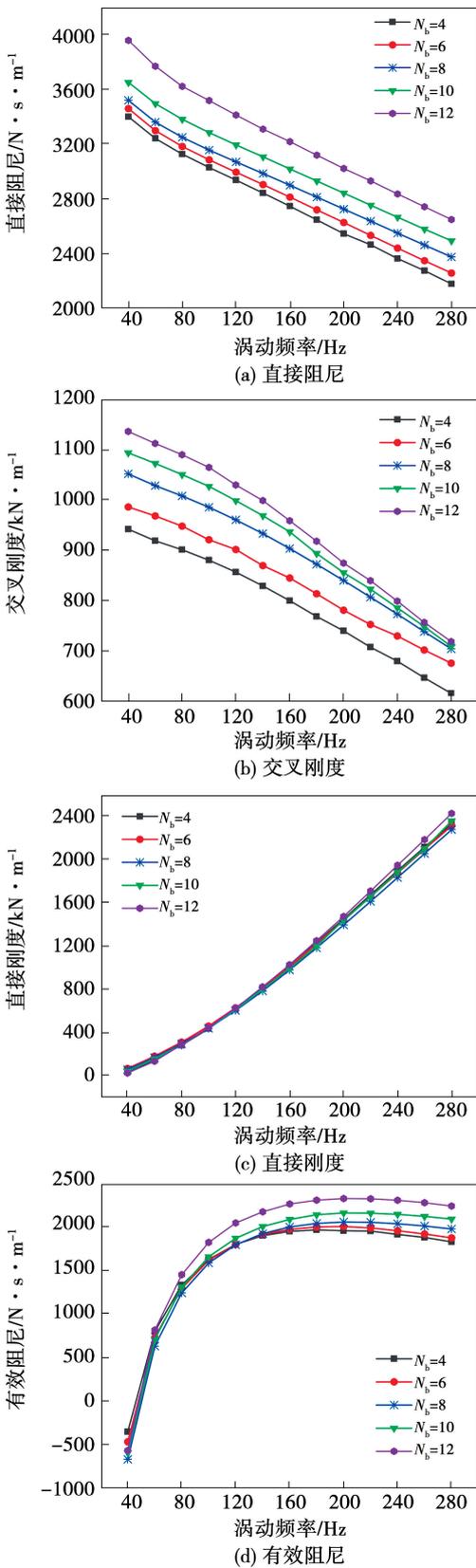


图 5 齿数对 FPDS 动力特性系数的影响

Fig. 5 Influence of tooth number on rotordynamic coefficients of FPDS

由图 5(d)可知,不同密封齿数下,涡动频率越高有效阻尼 C_{eff} 越大。 $N_b = 12$ 时 C_{eff} 远高于其他密封齿数,较原始 FPDS 平均提高约 12.69%;当涡动频率大于 160 Hz 时, C_{eff} 几乎不发生变化; N_b 的变化对穿越频率(有效阻尼为零时对应的频率)几乎无影响。

袋型阻尼密封设计目标是为转子系统提供足够大的阻尼,当密封周向长度恒定时,尽可能增多密封齿数有利于增大系统阻尼。

图 6 给出了密封齿数对泄漏量的影响。 $N_b = 4$ 和 $N_b = 6$ 的泄漏量较原始 FPDS ($N_b = 8$) 分别增大了约 21.85% 和 6.81%。在控制其他结构参数不变的情况下,齿数最大到 $N_b = 12$ 。随着密封齿数的增多对泄漏量的影响效果逐渐减弱,袋型阻尼密封在齿数大于 10 时泄漏量变化较小, $N_b = 10$ 和 $N_b = 12$ 的泄漏量相比于原始密封 ($N_b = 8$) 分别减少了约 2.68% 和 3.29%。在目前运行工况下,可认为齿数 $N_b = 10$ 时达到临界泄漏量。

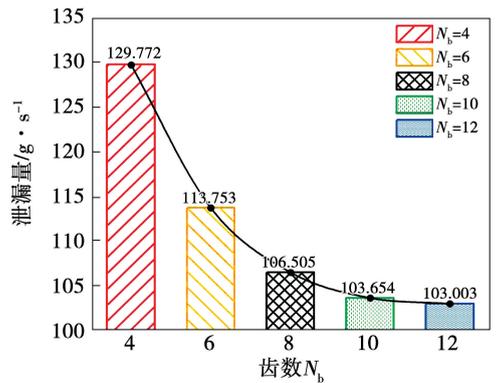


图 6 齿数对 FPDS 泄漏量的影响

Fig. 6 Influence of tooth number on the leakage flowrate of FPDS

3.2 密封齿厚度对密封动力特性影响

为分析密封齿厚度对 FPDS 动力特性的影响,以 Ertas 实验^[20] FPDS 为原始结构,保持密封齿数和腔室长度比不变,建立了 4 种不同密封齿厚度计算模型(见表 2)。图 7 为不同密封齿厚度下 FPDS 动力特性系数随涡动频率变化情况。可以看出:

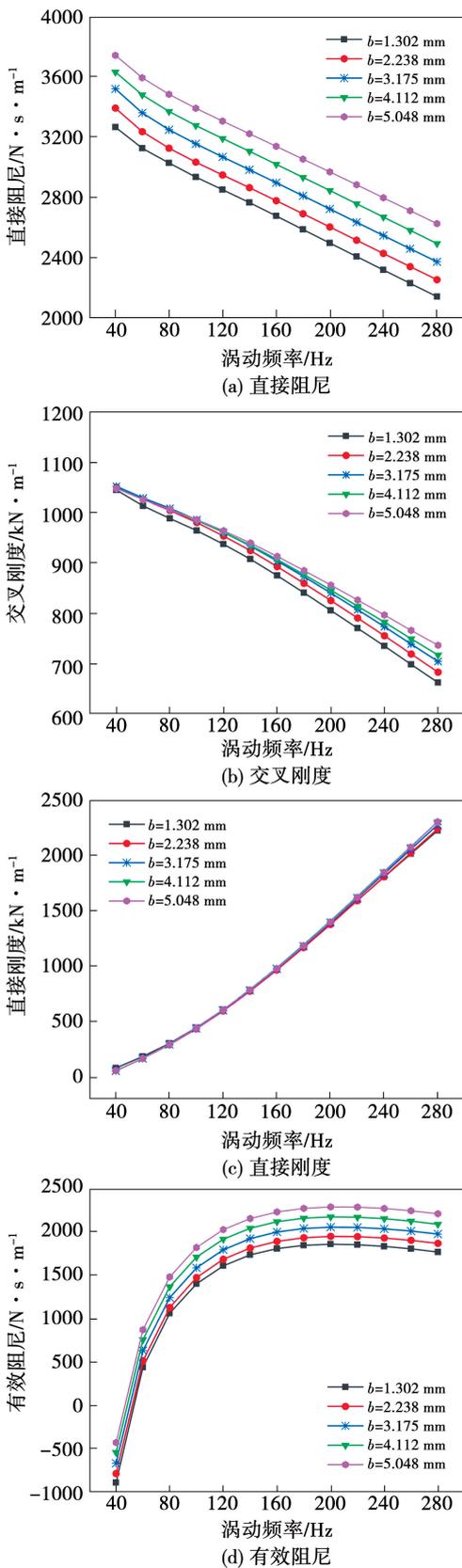


图7 密封齿厚度 b 对 FPDS 动力特性系数的影响

Fig. 7 Influence of tooth thickness b on rotordynamic coefficients of FPDS

(1) 不同密封齿厚度的直接阻尼 C 随涡动频率的升高逐渐降低,且降低幅度基本一致。在不同涡动频率下,直接阻尼 C 随密封齿厚度的增加呈线性增大。与原始模型相比,密封齿厚度 b 为 1.302, 2.338, 4.112 和 5.048 mm 时 C 的速率增长逐渐由负变正。

(2) 不同密封齿厚度 b 下交叉刚度 k 均为正值且明显受涡动频率影响。当 b 恒定时,随涡动频率升高,交叉刚度逐渐下降;当涡动频率保持不变时,交叉刚度 k 随密封齿厚度的增加而增大,且此规律随着涡动频率的增加变得更加明显。因此,从降低交叉刚度的角度,贯通式袋型阻尼密封中应设计相对较小的密封齿厚度。

(3) 不同密封齿厚度 b 下的直接刚度 K 均大于零,随涡动频率的升高 K 不断增大, b 几乎不对直接刚度 K 产生影响。但随涡动频率的升高, b 对直接刚度的影响略微增强,密封齿厚度较小时的直接刚度较低。

(4) 在所研究涡动频率范围内,随 b 的增加有效阻尼 C_{eff} 显著提高, $b = 5.048$ mm 时具有最高的有效阻尼,较原始模型平均升高约 10.92%。当涡动频率 $f > 160$ Hz 时,不同密封齿厚度下 C_{eff} 随涡动频率的升高速率保持稳定;当 $f < 160$ Hz 时,不同密封齿厚度下的 C_{eff} 随密封齿厚度几乎呈线性增长。穿越频率随 b 的增加而降低,系统稳定性增强。图 8 给出了密封齿厚度 b 对泄漏量的影响。密封齿厚度 b 的增加使 FPDS 泄漏量呈线性增加但速率较小。相比于原始模型, b 为 1.302, 2.238, 4.112 和 5.048 mm 的泄漏量分别变化了约 -0.6% , -0.18% , 1.09% 和 1.62% 。

3.3 主/副腔室长度比对密封动力特性影响

图 9 为不同密封长度比下密封动力特性系数随涡动频率的变化,可看出:(1) 直接阻尼 C 随主/副腔室长度比 λ 的增加而增大,但随涡动频率的升高,影响效果逐渐减弱。取 $\lambda = 1, 2.2, 5.1$ 时 3 个有代表性的数值进行分析。 $\lambda = 1$ 时 C 最小,较原始模型 $\lambda = 2.2$ 平均降低约 5.46%; $\lambda = 5.1$ 时 C 最大,约为原始模型的 102.11%。在各涡动频率下, C 随涡

动频率升高逐渐降低且均为正值。

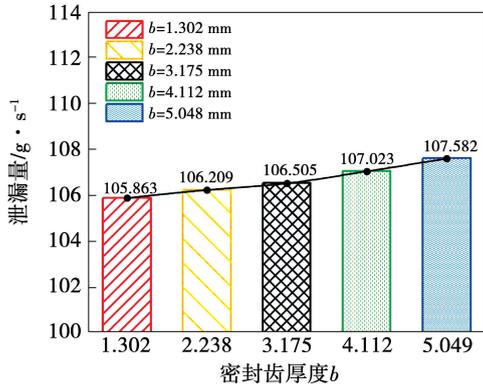


图 8 密封齿厚度 b 对 FPDS 泄漏量的影响

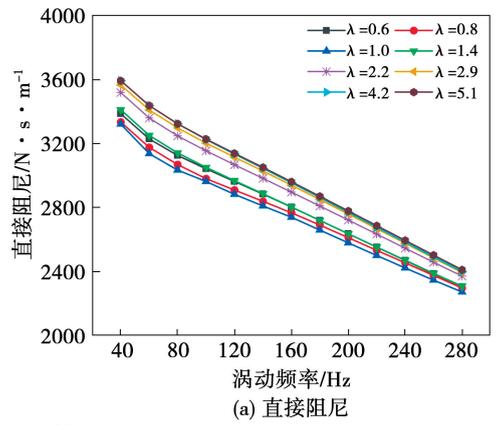
Fig. 8 Influence of tooth thickness b on the leakage flowrate of FPDS

(2) 随涡动频率的增加,不同主/副腔室长度比 λ 下的交叉刚度 k 逐渐降低,高频下 ($f > 160$ Hz) 其降低速率逐渐增加并趋于定值。低频下 ($f < 120$ Hz), $\lambda = 0.8, 1.0$ 和 1.4 时的 k 相差较大,高涡动频率 ($f > 180$ Hz) 时不同 λ 的 k 逐渐接近。当 $\lambda > 2.2$ 后, k 的变化基本不受 λ 变化的影响。

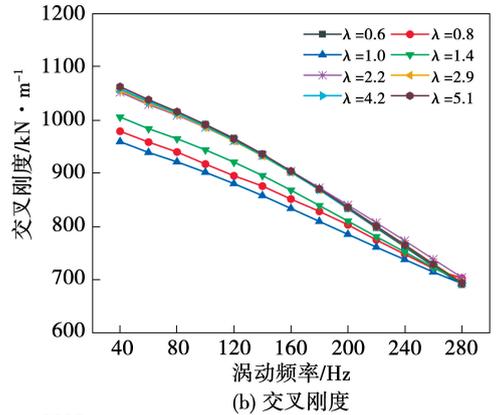
(3) λ 对直接刚度 K 的影响较为复杂。整体上,直接刚度 K 随涡动频率的增加而增大。当 $f > 160$ Hz 时, K 随 λ 的增加而增大, λ 较高时对直接刚度的影响效果减弱, $\lambda = 1$ 时 K 最小,较原始结构 $\lambda = 2.2$ 降低约 6.22%; 当 $f < 160$ Hz 时, K 随 λ 的减小而增大。

(4) 在相同涡动频率下,不同腔室长度比 λ 的有效阻尼 C_{eff} 均随主/副腔室长度比 λ 的增大而显著提高,但在 $f > 180$ Hz 后变化较为平缓。 λ 的变化对穿越频率影响较小。较大的 λ 具有更高的 C_{eff} , 当 $\lambda = 5.1$ 时 C_{eff} 较原始模型 ($\lambda = 2.2$) 平均增大约 3.62%; $\lambda = 1$ 时 C_{eff} 最小,比原始模型降低约 5.53%。

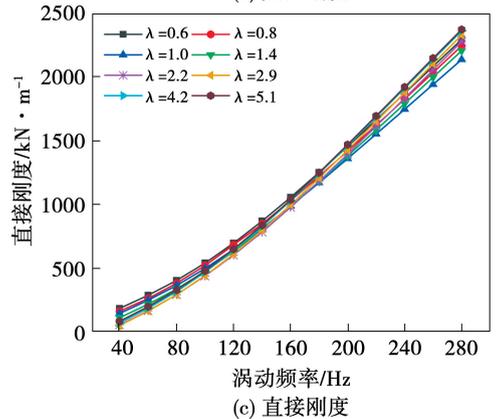
图 10 给出了密封腔室长度比对 FPDS 泄漏量的影响。密封泄漏量随着腔室长度比 λ 增大先降后升,存在最佳腔室长度比 $\lambda = 1.0$ 使得密封泄漏量最低。其中,长度比为 $\lambda = 1.0$ 和 $\lambda = 5.1$ 时,密封泄漏量相对于原始模型分别降低约 2.71% 和增长约 4.60%。



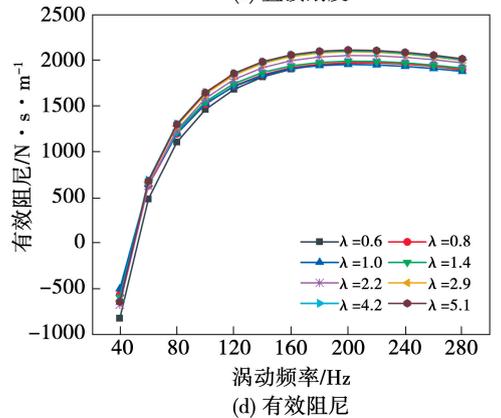
(a) 直接阻尼



(b) 交叉刚度

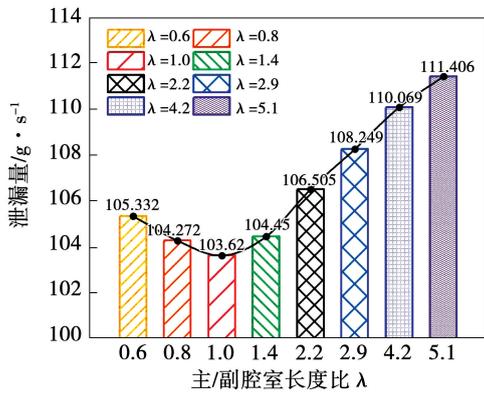


(c) 直接刚度



(d) 有效阻尼

图 9 主/副腔室长度比 λ 对 FPDS 动力特性系数影响
Fig. 9 Influence of main-minor cavity length ratio λ on the rotordynamic coefficients of FPDS

图10 主/副腔室长度比 λ 对 FPDS 泄漏量的影响Fig. 10 Influence of main-minor cavity length ratio λ on the leakage flowrate of FPDS

4 结论

基于多频椭圆涡动轨迹密封动力特性系数求解方法,应用计算流体力学研究密封齿数、厚度和主/副腔室长度比对贯通式袋型阻尼密封动力特性和泄漏特性的影响,结论如下:

(1) FPDS 的有效阻尼 C_{eff} 随密封齿数 N_b 和腔室长度比 λ 的增加而增大。 $N_b = 12$ ($\lambda = 2.2$) 和 $\lambda = 5.1$ ($N_b = 8$) 时的有效阻尼 C_{eff} 较原始模型 ($N_b = 8, \lambda = 2.2$) 分别平均提高约 15.80% 和 3.62%。

(2) 密封齿厚度 b 对直接阻尼 C 影响显著。在相同涡动频率下, C 随密封齿厚度的增加近似呈线性增大,且明显降低了有效阻尼 C_{eff} 的穿越频率,显著提高系统稳定性,但同时导致泄漏量增大。因此,在设计密封齿厚度时须兼顾稳定性和封严性能两方面的实际影响效果。

(3) 密封齿数对 FPDS 泄漏量影响较大,随密封齿数的增多对泄漏量影响逐渐降低。密封泄漏量随着腔室长度比 λ 先降后增,存在最佳主/副腔室长度比 $\lambda = 1$ 使泄漏量最小,相对于原始模型降低约 2.71%。

参考文献:

[1] 曹树谦,陈予恕. 现代密封转子动力学研究综述[J]. 工程力学,2009,26(S2):68-79.

CAO Shu-qian, CHEN Yu-shu. A review of modern rotor/seal dynamics[J]. Engineering Mechanics, 2009, 26(S2): 68-79.

[2] 李伟,乔渭阳,许开富,等. 涡轮叶尖迷宫式密封对泄漏流场影响的数值模拟[J]. 推进技术, 2009, 30(1): 88-94.

LI Wei, QIAO Wei-yang, XUKai-fu, et al. Numerical simulation of labyrinth seal on tip leakage flow in partially and full shrouded axial turbine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(1): 88-94.

[3] CHILDS D, ELROD D, HALE K. Annular honeycomb seals; test results for leakage and rotordynamic coefficients; comparisons to labyrinth and smooth configurations[J]. Journal of Tribology, 1989, 111(2): 293-300.

[4] TIWARI R, MANIKANDAN S, DWIVEDY S K. A review of the experimental estimation of the rotor dynamics parameters of seals[J]. The Shock and Vibration Digest, 2005, 37(4): 261-284.

[5] 陈源,江锦波,彭旭东,等. 干气密封力学系统动态性能及其影响因素间的交互作用分析[J]. 摩擦学学报, 2019, 39(3): 269-278.

CHEN Yuan, JIANG Jin-bo, PENG Xu-dong, et al. Dynamic performance of dry gas seals and analysis of interactions among its influencing factors[J]. Tribology, 2019, 39(3): 269-278.

[6] VANCE J M. Machinery vibration and rotordynamics[M]. New York: John Wiley & Sons, 2010.

[7] VANCE J M, SHULTZ R R. A new damper seal for turbomachinery[C]//Albuquerque: Proceedings of 14th Vibration and Noise Conference, 1993.

[8] SHULTZ R M. Analytical and experimental investigations of a labyrinth seal test rig and damper seals for turbomachinery[D]. Texas: Texas A&M University, 1996.

[9] 李军,李志刚. 袋型阻尼密封泄漏流动和转子动力特性的研究进展[J]. 力学进展, 2011, 41(5): 519-536.

LI Jun, LI Zhi-gang. Research progress on leakage flow and rotor dynamic characteristics of pocket damper seal[J]. Advances in Mechanics, 2011, 41(5): 519-536.

[10] VANCE J M, SHARMA A, JAYAKAR N. Effect of frequency and design parameters on pocket damper seal performance[C]//New Orleans: Proceedings of IMECE 2002 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, 2002.

[11] GAMAL A M. Analytical and experimental evaluation of the leakage and stiffness characteristics of high pressure pocket damper seals[D]. Texas: Texas A&M University, 2003.

[12] GAMAL A M. Leakage and rotordynamic effects of pocket damper seals and see-through labyrinth seals[D]. Texas: Texas A&M University, 2007.

- [13] 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,2017.
- LI Zhi-gang. Investigations on the leakage flow and rotordynamic characteristics of the pocket damper seal [D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2017.
- [14] ERTAS B H. Rotordynamic force coefficients of pocket damper seals [D]. Texas: Texas A&M University, 2005.
- [15] ERTAS B H, GAMAL A M, VANCE JOHN M. Rotordynamic force coefficients of pocket damper seals [J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(4): 725-737.
- [16] LI Jin-ming, FRANK K, PRANABESH D C. Experimental evaluation of slotted pocket gas damper seals on a rotating test rig [C]//Amsterdam: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air, 2002.
- [17] GRIEBEL C. Impact analysis of pocket damper seal geometry variations on leakage performance and rotordynamic force coefficients using computational fluid dynamics [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(4): 041024.
- [18] 张万福, 马 凯, 潘 勃, 等. 基于变厚度挡板的新型渐扩/渐缩袋型阻尼密封动力特性研究 [J]. 热能动力工程, 2020, 35(5): 24-33.
- ZHANG Wan-fu, Ma Kai, PAN Bo, et al. Study on dynamic characteristics of pocket damper seals with divergent/convergent cavity [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(5): 24-33.
- [19] CHILDS D W. Turbomachinery rotordynamic: phenomena, modeling, and analysis [M]. New York: John Wiley & Sons, 1993: Chapter 5.
- [20] 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]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(4): 042503.
- [21] SANANDRÉS L, YANG J, LU X L. On the leakage, torque and dynamic force coefficients of air in oil (wet) annular seal: a CFD analysis anchored to test data [C]//Oslo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2018.

(刘 颖 编辑)