

端封开口角度对挤压油膜阻尼器影响试验

陈亚龙¹, 马会防¹, 黄延忠², 张广辉²

(1. 中国航发商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241;

2. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 采用正交激振测试方法, 研究了不同供油孔数、不同供油压力与活塞环开口角度对泄漏量的影响, 试验识别了挤压油膜阻尼器(SFD)系统的阻尼系数。结果表明: 1孔供油且活塞环开口与供油孔重合时泄漏量最大; 供油孔数、供油压力与活塞环开口角度共同影响下, 低供油压力、1孔供油活塞环开口角度 0° 时主阻尼系数 C_{xx} 和 C_{yy} 差异最小; 活塞环开口角度 0° 且最下方的1孔供油时, SFD系统的阻尼性能最好, 平均主阻尼系数能达到 $9.04 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$, 约为理论短轴承解最大值的5.7倍, 建议安装时两个活塞环开口角度为 0° 以保证具有较好的密封性, 提升SFD工作时的减振性能。

关 键 词: 挤压油膜阻尼器; 活塞环; 泄漏量; 激振测试; 阻尼系数

中图分类号: V216.2⁺1; TK14

文献标志码: A

Experiment on the effect of piston ring gap angle on the performance of squeeze film damper

CHEN Yalong¹, MA Huifang¹, HUANG Yanzhong², ZHANG Guanghui²

(1. Commercial Aircraft Engine Company Limited,

Aero Engine Corporation of China, Shanghai 200241, China;

2. School of Energy Science and Engineering,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: The influences of different numbers of oil supply holes, supply pressure and piston ring gap angle on leakage were considered by orthogonal excitation method, and the damping coefficients of squeeze film damper (SFD) were identified. The results showed that the maximum leakage occurred when single oil supply hole existed and the piston ring gap coincided with the oil supply hole; under multiple influences of the number of oil supply holes, supply pressure and piston ring gap angle, the difference between the principal damping coefficients C_{xx} and C_{yy} was minimum when the piston ring gap angle with low oil pressure and single oil supply hole was 0° ; the damping performance of SFD was excellent when the piston ring gap angle was 0° and the lowest single oil supply hole existed, and the average principal damping coefficient amounted to $9.04 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$, which was about 5.7 times of the maximum value of theoretical short bearing solution. It is recommended that the two piston ring gap angles should be all 0° during installation to ensure well sealing performance and improve the performance of SFD during operation.

Keywords: squeeze film damper; piston ring; leakage; shaking experiment; damping coefficient

收稿日期: 2022-03-07

作者简介: 陈亚龙(1985-), 男, 正高级工程师, 硕士, 从事航空发动机强度设计与试验工作。

引用格式: 陈亚龙, 马会防, 黄延忠, 等. 端封开口角度对挤压油膜阻尼器影响试验[J]. 航空动力学报, 2023, 38(11): 2629-2638. CHEN Yalong, MA Huifang, HUANG Yanzhong, et al. Experiment on the effect of piston ring gap angle on the performance of squeeze film damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(11): 2629-2638.

挤压油膜阻尼器(squeeze film damper, SFD)作为高效的被动减振方式,可以有效降低旋转机械的振动,提高机械系统的运行可靠性。阻尼系数是评估 SFD 减振性能好坏的主要参数,在合理范围内提高 SFD 的阻尼系数,其减振性能也会提高。SFD 端部密封结构是控制 SFD 滑油泄漏量和阻尼系数的关键核心部件,研究端封对 SFD 性能的影响对于 SFD 的设计以及应用来说具有重要意义。

早在 20 世纪 90 年代, Johannessson^[1]在考虑空化情况下,仿真研究了 O 型密封圈滑油泄漏与摩擦力,给出了计算模型应用的两个场景。Dragoni 等人^[2]对于装配于矩形槽的非耐压 O 型弹性密封圈进行了仿真和试验研究,分析了 O 型圈形变与应力场,建立了对于 O 型圈考虑横向约束的分析模型。为了控制 SFD 端封泄漏, Jung 等人^[3]对于锯齿形活塞环密封 SFD 进行了试验测试,与文献 [4] 相比有效提升了油膜压力与阻尼性能。Chen 等人^[5]仿真分析了不同端封间隙下 SFD 阻尼性能,发现在较小的端封间隙范围内, SFD 阻尼性能对端封间隙变化十分敏感,但是端封的加工、装配公差也会影响 SFD 性能。这也表明了端封周向接触泄漏量难以量化,除非加工粗糙度的密封至少可以抵抗几百千帕的滑油承载,否则只能通过实际试验获取结果。

Kim 等人^[6]对带端封的中央油槽 SFD 进行了研究,测试了不同端封间隙的 SFD 性能,忽略端封槽影响会低估 SFD 性能。美国阿克伦大学的 Xing 等人^[7]利用 CFD 仿真研究了锯齿活塞环与盘式密封的 SFD 动力学性能,结果表明锯齿槽越多,阻尼系数越小;盘式端封间隙越小,阻尼系数越大,但是盘式端封由于密封效果不好近年来几乎不被采用。Delgado 等人^[8]提出了一种线性流体力学模型,用于分析考虑端封的油槽 SFD 动态力系数。San Andrés 等人^[9]采用双向激振测试方法识别了带活塞环端封的 SFD 无量纲阻尼系数与惯性系数,只不过其测试的 SFD 轴线是垂直地面的,也并未关注活塞环开口角度的问题,此外通过双向激振测试对比研究了活塞环端封 SFD 与 O 型圈端封 SFD 之前的异同点,并认为 O 型圈密封环较活塞环端封提供更大的阻尼^[10]。Dousti 等人^[11]研究了 SFD 中 O 型圈作为弹簧时的非线性行为,仿真与试验结合建立了预测 O 型圈恢复力和滞回力的解析模型。Jeung 等人^[12]试验研究了供油压力对活塞环端封 SFD 力系数的影响,发

现理论计算过程预测的力系数都高估了,实际上即使有端封结构内部也会出现空气,导致实际测试的力系数较理论预测小,表明端封对 SFD 内部气穴影响很大,间接影响 SFD 阻尼性能,对端封结构研究是有必要的。

Lu 等人^[13]试验研究了三波纹密封与槽式密封结构对系统刚度阻尼的影响,向密封间隙注入包含空气的润滑油,发现槽式密封提供的力系数较小,给出了采用三波纹密封的建议。Fan 等人^[14]提出了考虑活塞环端封结构、流体惯性和油膜空化的 SFD 流域模型,由端封压力梯度确定流量,研究了不同密封尺寸下的 SFD 性能,发现端封槽间隙或摩擦因数过大会导致活塞环自锁,从而降低密封效果。进一步地, Lu 等人^[15]试验研究了考虑盘式端封间隙的整体式 SFD 的动力学性能,认为端封间隙不是越小越好,否则内部的气体很难逃逸。

在考虑活塞环与配合金属件之间的摩擦, Atulkar 等人^[16]利用包含连续开关函数改进的 Elrod 和 Vijayaraghavan-Keith 算法求解雷诺方程,对比研究了气缸内无织构与带局部织构的活塞环密封圈外环面油膜厚度、磨损率与能量损失,发现增加局部织构后明显降低了摩擦与能量损失。最近结合 Pratt & Whitney 对 SFD 阻尼性能需求进一步提升, Andres 团队在 SFD 供油孔内部安装机械式止回阀,同时端部装配 O 型密封圈,避免 SFD 内环大涡动幅值下滑油泄漏量大的问题,但是当前设计的止回阀还不能达到预期效果,激振测试时仍有滑油通过进油孔回流^[17]。Takeuchi 等人^[18]试验测试了开口与带端封的弧形弹簧 SFD 动力学性能,同时对不同端封间隙的弧形弹簧 SFD 进行了仿真,发现带端封时惯性系数较显著,大油膜间隙与小端封间隙组合时阻尼性能最好,但是端封开口缝隙角度决定了空气进入位置,会显著影响 SFD 内油膜压力分布。

根据文献 [1,7,14], SFD 中采用的端封结构主要有盘式密封、O 型圈密封和活塞环式密封,由于 SFD 内环以涡动形式工作,密封环需要一定的张力将滑油密封在 SFD 内,所以避免不了存在开口结构,而开口结构是活塞环端封 SFD 的滑油泄漏主要路径,对不同 SFD 活塞环开口角度进行测试,明确开口角度与供油孔最优的布置方式,可以进一步提升 SFD 在航空发动机中的效率。

本文采用双向正交激振方法测试了 SFD 在

不同活塞环开口角度、供油孔数与供油压力下的静态(激振之前)与动态(激振过程中)泄漏量,并获得了相应试验条件下的 SFD 阻尼系数,给出了活塞环安装时最佳开口角度位置,为活塞环端封 SFD 在发动机实际试验、试车与装配提供了重要参考。

1 试验装置介绍

1.1 测试装置

本文采用两个电磁激振器对 SFD 弹性支承外环进行激振,向 SFD 系统输入动态力,获取系统动力学响应,识别 SFD 系统的动力学系数,测试装置如图 1 所示。SFD 内环套装于锥套上,端部周向均布 6 个轴向供油孔(图 1 的测量系统示意图中 6 个红色箭头),在油膜区 SFD 内环的表面周向也均布 6 个径向供油孔,径向供油孔与轴向供油孔连通将滑油输送至 SFD 内部油膜区。6 个供油孔均由单独的阀门控制开闭以实现不同孔

数的供油,同时在 SFD 供油管路上安装有压力表与流量计,用于记录供油压力与滑油泄漏量。测试装置主要分为两部分:测量系统和数据采集系统。结合图 1 的测量系统示意图,信号发生器设定激振力幅值和频率,通过信号放大器传递到两个正交的电磁激振器,电磁激振器通过激振杆与 SFD 弹性鼠笼支承连接,电磁激振器通过激振杆向 SFD 外环(鼠笼弹性支承)传递激振力,激振杆传力路径上加装了动态力传感器,可以获得激振器激振力 F_x 和 F_y ; 激振器传递给 SFD 外环的能量会被内部油膜耗散掉一部分,但剩下的能量同样可以引起 SFD 外环振动,两个涡流位移传感器分别布置在两个激振杆对面监测 SFD 的 x 方向和 y 方向的振动位移 u_x 和 u_y ; 最后动态力与振动位移数据进入数据采集卡,见图 1 的数据采集系统示意图,供后期识别 SFD 系统的动力学系数。图 2 展示了试验台实物照片,电磁激振器通过激振杆将载荷传递至鼠笼。

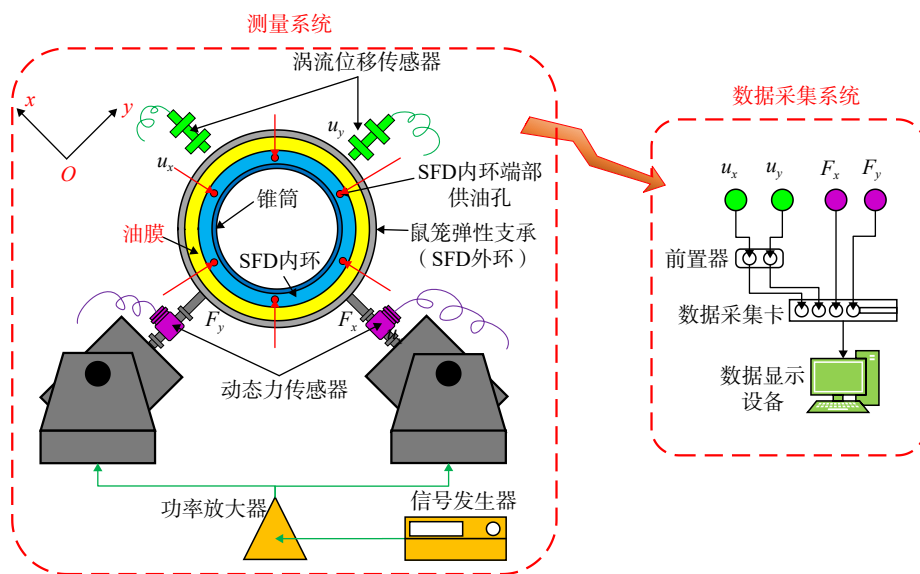


图 1 SFD 动力学系数识别试验装置

Fig. 1 Dynamic coefficient identification test rig for SFD

1.2 SFD 活塞环端封结构

进一步地结合图 3, SFD 内部滑油沿着轴向流向两端,对于活塞环开口处有搭扣结构,滑油先进入搭扣间隙,然后经过活塞环底部(靠近 SFD 内环),从另一端搭扣间隙流出,这是此种端封形式主要泄漏途径,见图 3 左上角子图。为了方便后续阐述内容,此处规定靠近端部供油孔一侧为外侧活塞环,另一侧为内侧活塞环。

本文试验测试的 SFD 采用活塞环端封结构

(径向视图),如图 4 所示,活塞环采用搭扣设计,与无搭扣相比进一步降低了滑油泄漏面,在安装状态下为了满足一定的张力需求活塞环搭扣是不接触的,图 4 右上角红色箭头是张力作用位置,图 4 左上角剖面线部分会充满滑油,图 5 展示了活塞环端封结构的搭扣设计。

1.3 试验条件

试验通过 6 个独立供油孔向 SFD 供油,供油孔直径为 2 mm,如图 6 所示, SFD 系统重力向下,规定最上方为 0° 位置,沿着逆时针方向对供油孔

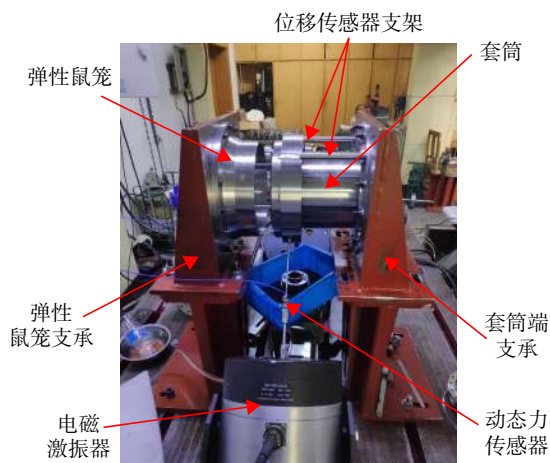


图 2 SFD 试验台照片

Fig. 2 Photo of test rig for SFD

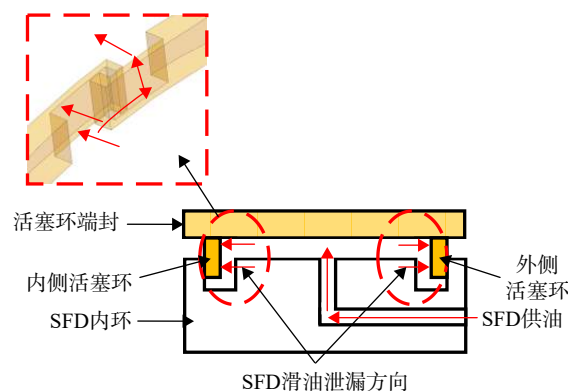


图 3 滑油在活塞环搭扣处泄漏示意图

Fig. 3 Schematic of oil leakage at the agraiffe of piston ring

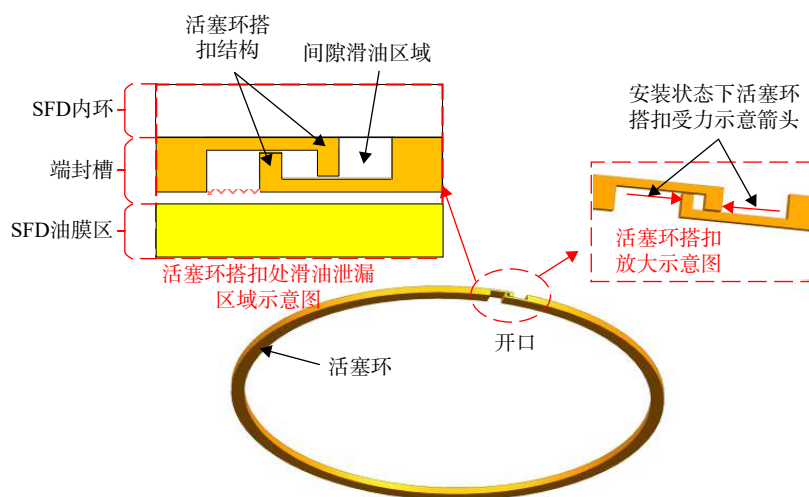


图 4 SFD 活塞环端封结构(径向视图)

Fig. 4 Piston ring end seal structure of SFD (radial view)



图 5 SFD 活塞环端封结构照片

Fig. 5 Photo of piston ring end seal structure of SFD

进行编号, 如: 1#供油孔~6#供油孔。激振力 F_x 与 5#供油孔夹角 15° , 激振力 F_y 与 3#供油孔夹角 15° , u_x 与 u_y 的位移传感器与 3#供油孔、6#供油孔的夹角均为 15° 。

将试验测试时的 SFD 结构参数、滑油物性参数以及供油条件等条件详细汇总在表 1。

试验测试时内侧活塞环开口始终保持在图 6

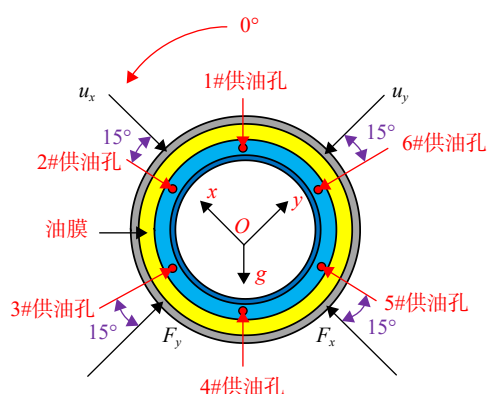


图 6 供油孔、激振力和位移的相对位置

Fig. 6 Relative position of oil supply hole, shocking force and displacement

的 0° 位置, 调整外侧活塞环开口分别在 0° 、 90° 、 180° 和 270° 时, 开展不同供油孔数 (1、3、6 孔) 与不同供油压力 (0.05、0.1、0.3 MPa 和 0.4 MPa) 下

的 SFD 动力学系数激振测试试验。需要注意的是：1 孔供油下仅 4#供油孔打开，3 孔供油时打开 2#、4#、6#供油孔。测试的供油孔与外侧活塞环开口角度相对位置如图 7 所示。

表 1 详细试验条件
Table 1 Detailed experiment conditions

参数	数值及说明
等效直径/mm	235.2
油膜半径间隙 c /mm	0.2 ± 0.05
有效油膜长度 L /mm	25
滑油牌号	15 号航空润滑油(地面用)
滑油动力黏度 μ /(mPa·s)	3.57(21℃)
内测活塞环开口角度/(°)	0
外侧活塞环开口角度/(°)	0, 90, 180, 270
激振力幅值/N	270~370
激振力频率/Hz	52
供油压力/MPa	0.05, 0.1, 0.3, 0.4
供油孔直径/mm	2
供油孔数	1 孔—4#供油孔
	3 孔—2#、4#、6#供油孔
	6 孔—1#~6#供油孔

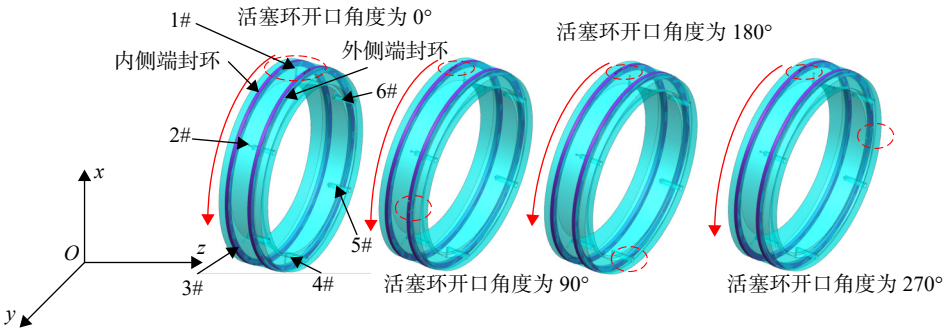


图 7 SFD 试验时活塞环开口角度与供油孔相对位置

Fig. 7 Relative position between the piston ring gap angle and oil supply hole during SFD experiment

2 动力学系数识别

对于带定心弹簧的 SFD, 正交激振时 SFD 系统的受力与响应示意图如图 8 所示对 SFD 整个系统的主阻尼进行识别^[10], 将油膜动力学特性等效为线性刚度与阻尼系数。

1) 在时间 Δt 内, 单侧 x 向激振时, SFD 系统受载荷 F_{xx} , 会产生 x 向位移 u_{xx} 和 y 向位移 u_{xy} , 用下述方程描述:

$$\begin{aligned} M\ddot{u}_{xx} + (C_{xx} + C_x)\dot{u}_{xx} + (K_{xx} + K_x)u_{xx} + \\ C_{xy}\dot{u}_{xy} + K_{yx}u_{yx} = F_{xx} \end{aligned} \quad (1)$$

对于产生 y 方向的力 F_{xy} , 结合 x 向位移 u_{xx} 和 y 向位移 u_{xy} 同样得到

$$\begin{aligned} M\ddot{u}_{xy} + (C_{yy} + C_y)\dot{u}_{xy} + (K_{yy} + K_y)u_{xy} + \\ C_{yx}\dot{u}_{xx} + K_{yx}u_{xx} = F_{xy} \end{aligned} \quad (2)$$

2) 在时间 Δt 内, 单侧 y 向激振时, SFD 系统受载荷 F_{yy} , 会产生 y 向位移 u_{yy} 和 x 向位移 u_{yx} , 用下述方程描述:

$$\begin{aligned} M\ddot{u}_{yy} + (C_{yy} + C_y)\dot{u}_{yy} + (K_{yy} + K_y)u_{yy} + \\ C_{yx}\dot{u}_{yx} + K_{yx}u_{yx} = F_{yy} \end{aligned} \quad (3)$$

对于产生 x 方向的力 F_{yx} , 结合 y 向位移 u_{yy} 和

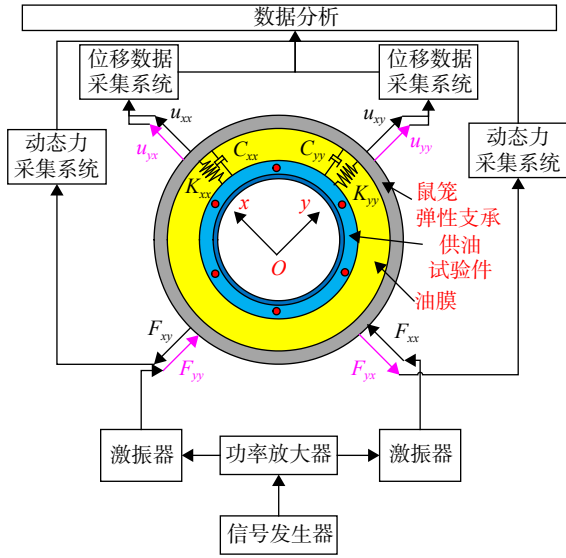


图8 SFD动力学系数识别示意图

Fig. 8 Schematic of dynamic coefficient identification for SFD

x 向位移 u_{yx} 同样得到

$$M\ddot{u}_{yx} + (C_{xx} + C_x)\dot{u}_{yx} + (K_{xx} + K_x)u_{yx} + C_{xy}\dot{u}_{yy} + K_{xy}u_{yy} = F_{yx} \quad (4)$$

式中 M 为鼠笼弹性支承的惯性项; C_{xx} 与 C_{yy} 表示油膜两个方向主阻尼; C_{xy} 与 C_{yx} 表示油膜两个交叉阻尼; K_{xx} 与 K_{yy} 是油膜两个方向主刚度; K_{xy} 与 K_{yx} 是油膜两个交叉刚度; C_x 与 C_y 是鼠笼弹性支承两个方向阻尼; K_x 与 K_y 是鼠笼弹性支承两个方向刚度。

上述时域方程作离散傅里叶变换(DFT)转换成频域方程,使用张量定义阻抗系数

$$H_{ij} = (K_{ij} + K_{hi}\delta_{ij}) - \Omega^2 M_{hi}\delta_{ij} + i\Omega(C_{ij} + C_{hi}\delta_{ij}) \quad (5)$$

此处阻抗系数两个角标可以等于 x 或 y , 交叉组合后方便地用一个符号表示了四个主方向与两个交叉方向的四个阻抗系数。所以 x 和 y 的两次激振测试结果可以这样表示:

$$\begin{bmatrix} u_{xx} & u_{xy} \\ u_{yx} & u_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{xx} & H_{yx} \\ H_{xy} & H_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xx} & F_{xy} \\ F_{yx} & F_{yy} \end{bmatrix} \quad (6)$$

阻抗矩阵这样计算

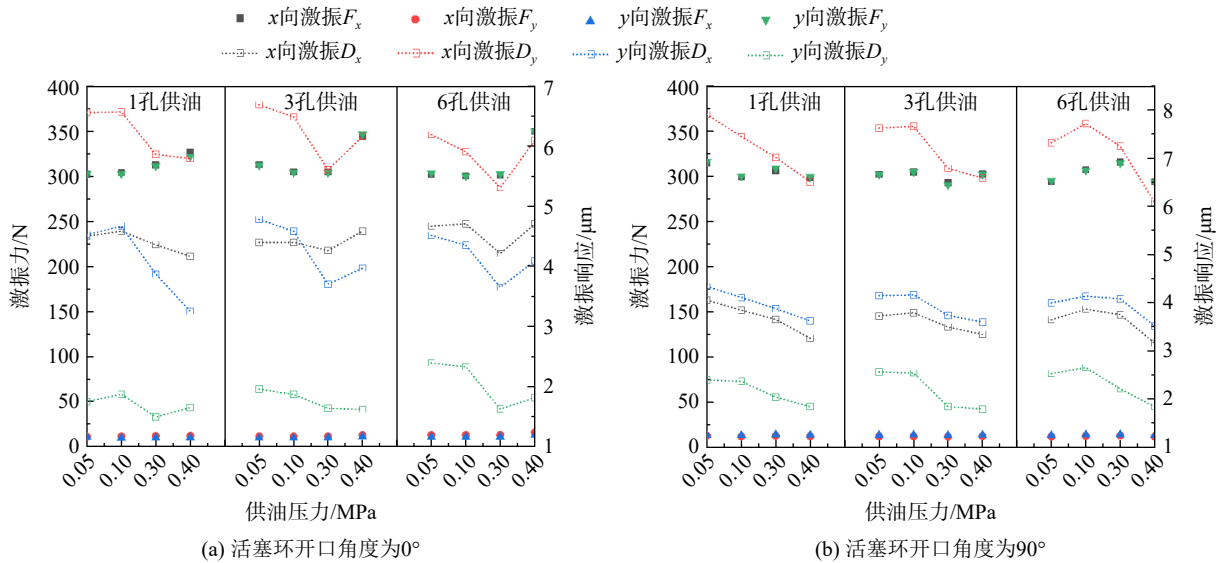
$$\begin{bmatrix} H_{xx} & H_{yx} \\ H_{xy} & H_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_{xx} & u_{xy} \\ u_{yx} & u_{yy} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} F_{xx} & F_{xy} \\ F_{yx} & F_{yy} \end{bmatrix} \quad (7)$$

进一步地获得系统主阻尼系数:

$$\begin{aligned} \Omega(C_{xx} + C_x) &= \text{Im}(H_{xx}) \\ \Omega(C_{yy} + C_y) &= \text{Im}(H_{yy}) \end{aligned} \quad (8)$$

式中 Ω 是电磁激振器激振转频(rad/s), 油膜主阻尼系数 C_{xx} 、 C_{yy} 和支承主阻尼系数 C_x 、 C_y 合为 SFD 系统主阻尼系数。

按照上述方法, 对 4 个活塞环开口角度, 在不同供油孔数、不同供油压力下, 数据处理得到了频域激振载荷与激振响应, 如图 9(a)~图 9(d)所示。由图可知, 激振试验激振力幅值在 300 N 左右, 激振主方向位移响应在 $6 \mu\text{m}$ (0.03 倍油膜半径间隙) 左右, 实现了有效激振。



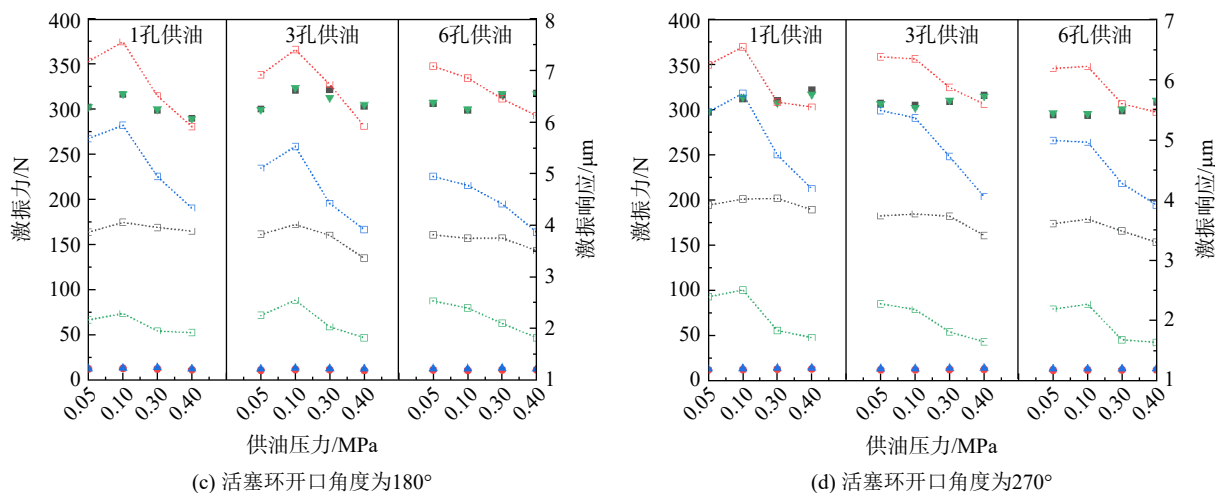


图 9 不同活塞环开口角度下频域识别结果

Fig. 9 Frequency domain identification result of different piston ring gap angles

3 试验结果分析

3.1 活塞环开口角度对 SFD 泄漏量的影响

激振试验测试了 SFD 静态(激振之前)与动态(激振时)润滑油泄漏量,将 1 孔供油、3 孔供油与 6 孔供油的泄漏量试验结果汇总在图 10、图 11 和图 12。整体来说 SFD 的静态与动态润滑油泄漏量均随供油压力与供油孔数增加而增加,即使增加了端封结构,在高供油压力下润滑油泄漏量还是较大,在 6 孔供油、0.4 MPa 供油压力、活塞环开口角度 180°静态时,润滑油泄漏量最大,达到了 151.2 L/h。由于激振过程导致 SFD 局部油膜压力升高,动态泄漏量会低于静态泄漏量。对于不同供油孔数来说,活塞环开口角度为 0°时,静态与动态泄漏量均很小,当外侧活塞环逆时针旋转时,

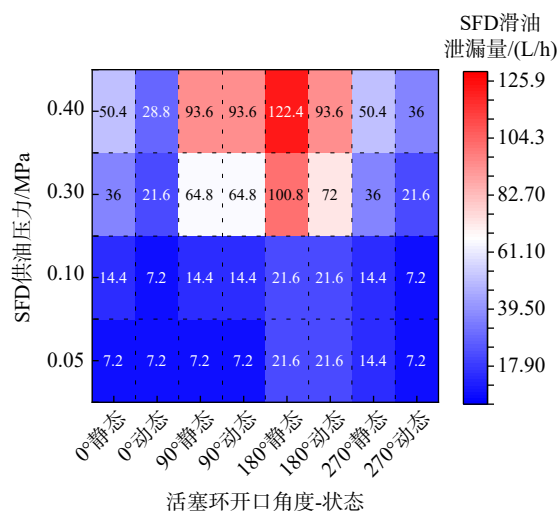


图 11 3 孔供油时 SFD 静态与动态泄漏量分析

Fig. 11 Analysis of static and dynamic leakage of SFD with three oil supply holes

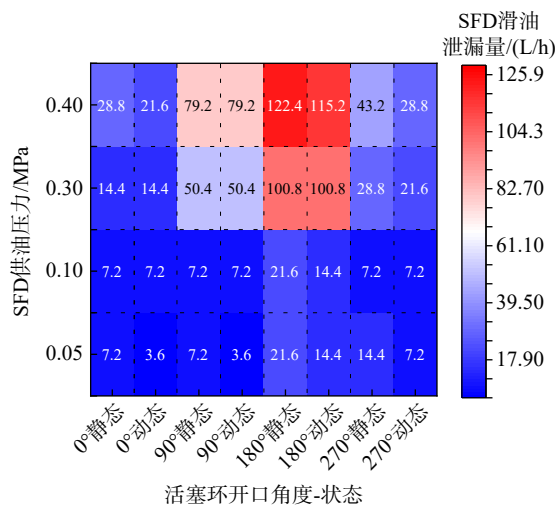


图 10 1 孔供油时 SFD 静态与动态泄漏量分析

Fig. 10 Analysis of static and dynamic leakage of SFD with single oil supply hole

静态与动态泄漏量均会增加,旋转至 180°(活塞环开口角度为 180°)润滑油泄漏量最大,因为此时外侧活塞环开口角度与 4#供油孔位置相同,与活塞环开口在其他位置相比,进入 SFD 的润滑油迅速从此位置流出,泄漏量会增加。

如图 11 所示,当供油孔数增加至 3 个,结合图 7,与 1 孔供油相比,低供油压力(0.05、0.1 MPa)下,润滑油泄漏量增加了 3.6~7.2 L/h,而高供油压力(0.3、0.4 MPa)下,润滑油泄漏量增加了 7.2~14.4 L/h,但是在活塞环开口角度 180°时静态泄漏量没有增加,高供油压力时动态泄漏量反而降低了 21.6~28.8 L/h。从流量守恒观点来看,是由于激振时油膜正压区朝外侧活塞环开口处偏移,阻碍了 4#供油孔进油导致的。

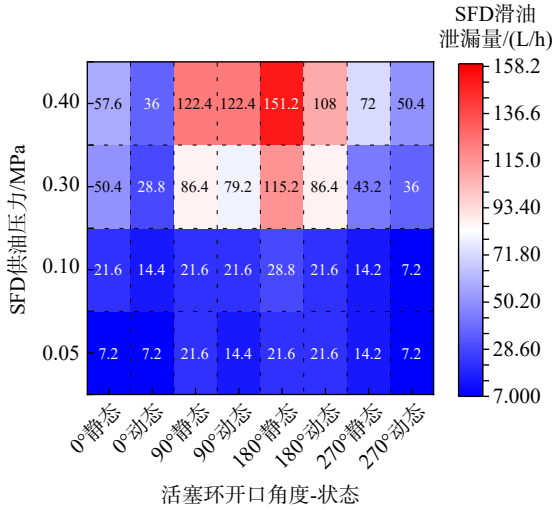


图12 6孔供油时SFD静态与动态泄漏量分析

Fig. 12 Analysis of static and dynamic leakage of SFD with six oil supply holes

如图12所示,与1孔和3孔供油相比,6孔供油明显增加了SFD静态润滑油泄漏量,除了活塞环开口角度为180°时,其他活塞环开口角度下泄漏量均有所增加,且活塞环开口角度为90°与为270°时的泄漏量并没有很好的对称性,激振引起的SFD流动非对称性会影响润滑油泄漏量结果。

3.2 活塞环开口角度对SFD阻尼系数的影响

结合前述第2节内容,对不同活塞环开口角度、不同供油孔数和供油压力下的SFD激振测试激振力与位移结果,识别了主阻尼系数,将1孔、3孔与6孔结果汇总在图13、图14和图15中。同时根据试验测试的SFD主要结构参数,计算了短、长轴承的等效阻尼理论解范围^[19],即

短轴承半油膜等效阻尼预估

$$C_0 = \frac{\mu R_e L^3}{c^3} \cdot \frac{\pi}{2(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \quad (9)$$

式中 C_0 为等效阻尼, R_e 为阻尼器半径, ε 为偏心率。

短轴承全油膜等效阻尼预估

$$C_0 = \frac{\mu R_e L^3}{c^3} \cdot \frac{\pi}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \quad (10)$$

长轴承半油膜等效阻尼预估

$$C_0 = 12\mu L \left(\frac{R_e}{c} \right)^3 \cdot \frac{\pi}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{1/2}} \quad (11)$$

长轴承全油膜等效阻尼预估

$$C_0 = 24\mu L \left(\frac{R_e}{c} \right)^3 \cdot \frac{\pi}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{1/2}} \quad (12)$$

计算时偏心率 ε 范围为0.1~0.9,动力黏度按

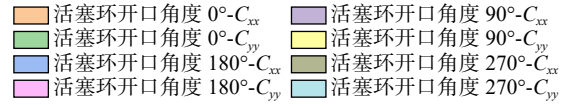


图13 1孔供油时SFD主阻尼系数分析

Fig. 13 Analysis of SFD principal damping coefficients with single oil supply hole

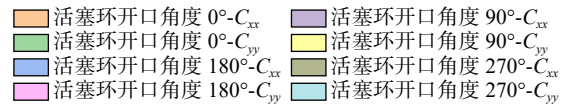


图14 3孔供油时SFD主阻尼系数分析

Fig. 14 Analysis of SFD principal damping coefficients with three oil supply holes

照3.57 mPa·s计算。短轴承假设时,结合半油膜与全油膜计算结果,得到阻尼系数在 $0.67 \times 10^3 \sim 1.59 \times 10^4$ N·s/m;长轴承假设时,结合半油膜与全油膜计算结果,得到阻尼系数大于 1.0×10^7 N·s/m。

总体来看,低供油压力下活塞环开口角度变化对主阻尼系数影响很小,高供油压力时活塞环开口角度变化对主阻尼系数影响较大,同时活塞环开口角度与供油孔数、供油压力综合影响体现了两个方向主阻尼系数 C_{xx} 、 C_{yy} 差异不同,文献[9]激振测试也展现了这种差异性。

识别的主阻尼系数 C_{xx} 、 C_{yy} 会存在差异,对比试验结果还可以发现,对于1孔供油,低供油压力,

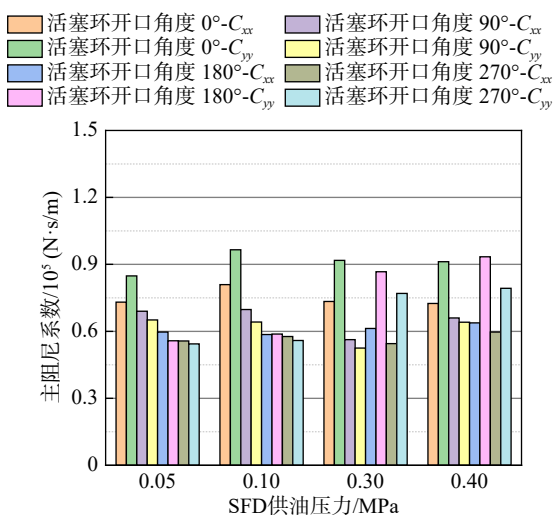


图 15 6 孔供油时 SFD 主阻尼系数分析

Fig. 15 Analysis of SFD principal damping coefficients with six oil supply holes

活塞环开口角度为 180° 时对 C_{xx} 、 C_{yy} 的差异影响最大, 高供油压力, 活塞环开口角度为 0° 时对 C_{xx} 、 C_{yy} 的差异影响最大; 3 孔供油仅在高供油压力下活塞环开口角度为 0° 时对 C_{xx} 、 C_{yy} 差异影响最大; 供油孔增加至 6 个后, 低供油压力开口角度为 0° 、高供油压力开口角度为 0° 和 180° 对主阻尼系数差异均会产生很大影响。双向激振测试识别的两个方向主阻尼系数 C_{xx} 、 C_{yy} 差异与供油压力、供油孔数与活塞环开口角度均有影响。

3.3 活塞环开口角度对 SFD 阻尼性能的影响

为了评估 SFD 阻尼性能, 将 C_{xx} 、 C_{yy} 进行算术平均, 获得不同试验参数下 SFD 系统的平均主阻尼系数, 即平均主阻尼系数:

$$C = \frac{C_{xx} + C_{yy}}{2} \quad (13)$$

主要对比了不同供油孔数、不同供油压力下的活塞环开口角度对 SFD 阻尼性能的影响, 结果见图 16。

由图 16 可知, 其他条件相同时供油孔数增加 SFD 阻尼性能增加, 供油压力增加也会提升 SFD 阻尼性能。在 1 孔供油时, 活塞环开口角度为 0° 时阻尼性能最好, 供油压力为 0.4 MPa, 阻尼系数能达到 $8.45 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$, 而低供油压力下活塞环开口角度为 180° 时阻尼性能最差, 阻尼系数仅为 $3.53 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 左右, 高供油压力下活塞环开口角度 90° 时阻尼系数最小, 与活塞环开口角度为 180° 、供油压力为 0.05 MPa 时的结果接近; 对于 3 孔与 6 孔供油来说, 活塞环开口角度为 0°

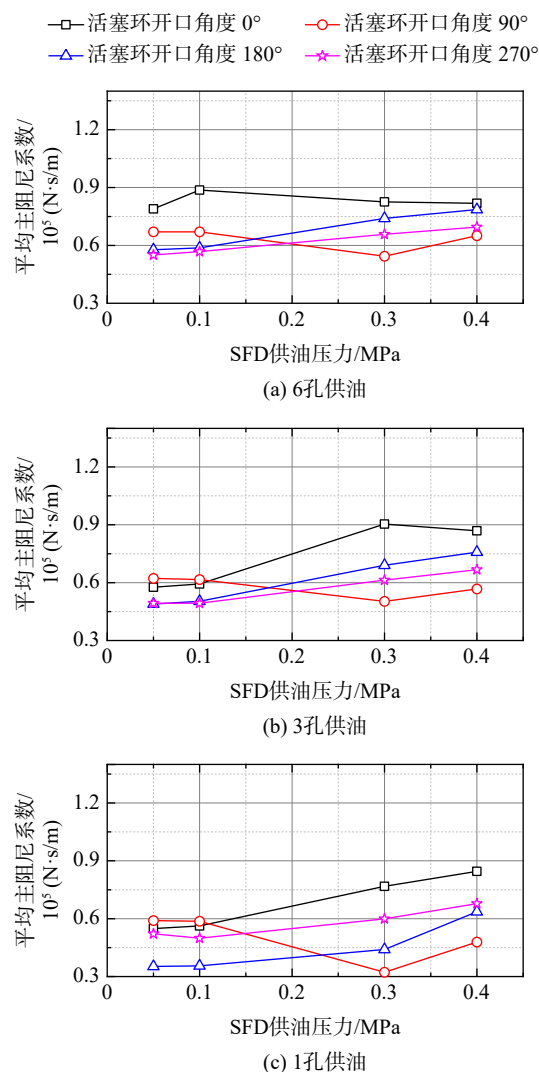


图 16 SFD 平均主阻尼系数影响

Fig. 16 Influence of SFD average principal damping coefficient

时阻尼系数最大, 活塞环开口角度为 270° 时阻尼系数最小, 而高供油压力时活塞环开口角度为 90° 时阻尼系数最小, 活塞环开口角度为 180° 时阻尼系数略大于活塞环开口角度为 270° 的阻尼系数, 相差仅为 $8.10 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 左右; 当 6 孔供油时且活塞环开口角度为 0° 时, 供油压力增加阻尼系数不再增加。表明 SFD 装配活塞环时开口位置应尽量远离供油孔, 活塞环开口角度均位于 SFD 的最上方或许可以保证 SFD 在最优条件下工作。

4 结 论

本文采用电磁激振器双向激振测试方法, 对 SFD 试验器进行正交激振测试, 获取激振力与振动响应, 在不同供油孔数与供油压力下, 改变两个活塞环端封开口角度位置, 识别 SFD 系统的阻

尼系数,同时还测试了不同条件下SFD静态与动态滑油泄漏量,主要结论如下:

1) 活塞环端封开口结构是SFD滑油主要泄漏途径,其他条件相同时,SFD周向供油孔与活塞环开口相对位置对滑油泄漏量影响很大,当1孔供油且供油孔与外侧活塞环开口位置相同,均在SFD最下方时泄漏量最大,达到了150 L/h以上;活塞环开口角度为90°时泄漏量普遍高于活塞环开口角度为270°时的泄漏量,两者并未体现出类似几何位置上的对称性。

2) 低供油压力(0.05~0.1 MPa)下,活塞环开口角度变化对主阻尼系数影响较小;还发现在双向激振测试过程中,供油孔数、供油压力与活塞环开口角度共同影响了识别的两个方向主阻尼系数 C_{xx} 、 C_{yy} 差异。

3) 1孔供油时,活塞环开口角度为0°,即内、外侧活塞环开口位置相同时SFD阻尼系数最大,达到 $8.45 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{s/m}$,约为短轴承理论解的1~2.8倍;对于3孔与6孔供油来说,活塞环开口角度为0°时阻尼系数最大,可达到 $9.04 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 和 $8.87 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 。

通过测试发现对于采用带开口结构活塞环的SFD,无论采用1孔还是多孔供油方式,供油孔位于SFD最下方而两个活塞环端封开口位于最上方的安装方案,可以保证SFD最大限度地发挥其阻尼减振作用。

参考文献:

- [1] JOHANNESSON H L. Oil leakage and friction forces of reciprocating O-ring seals considering cavitation[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1983, 105(2): 288-296.
- [2] DRAGONI E, STROZZI A. Analysis of an unpressurized, laterally restrained, elastomeric O-ring seal[J]. *Journal of Tribology*, 1988, 110(2): 193-200.
- [3] JUNG S Y, SAN ANDRES L A, VANCE J M. Measurements of pressure distributions and force coefficients in a squeeze film damper: Part II partially sealed configuration[J]. *Tribology Transactions*, 2008, 34(3): 383-388.
- [4] JUNG S Y, SAN ANDRES L A, VANCE J M. Measurements of pressure distributions and force coefficients in a squeeze film damper: Part I fully open ended configuration[J]. *Tribology Transactions*, 2008, 34(3): 375-382.
- [5] CHEN P, HAHN E J. Side clearance effects on squeeze film damper performance[J]. *Tribology International*, 2000, 33(3/4): 161-165.
- [6] KIM K J, LEE C W. Dynamic characteristics of sealed squeeze film damper with a central feeding groove[J]. *Journal of Tribology*, 2005, 127(1): 103-111.
- [7] XING Changhu, BRAUN M J, LI Hongmin. Sealing effect on the performance of squeeze film damper[C]//ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, & Air. Orlando, USA: AMSE, 2009: 1325-1334.
- [8] DELGADO A, ANDRES L S. A model for improved prediction of force coefficients in grooved squeeze film dampers and oil seal rings[J]. *Journal of Tribology*, 2010, 132(3): 032202.1-032202.12.
- [9] SAN ANDRÉS L, SANJEEV S. Damping and inertia coefficients for two end sealed squeeze film dampers with a central groove: measurements and predictions[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2013, 135(11): 112503.1-112503.9.
- [10] LUIS S A, KOO B, JEUNG S H. Experimental force coefficients for two sealed ends squeeze film dampers (piston rings and O-rings): an assessment of their similarities and differences[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(2): 021024.1-021024.13.
- [11] DOUSTI S, DIMOND T W, ALLAIRE P E, et al. Time transient analysis of horizontal rigid rotor supported with O-ring sealed squeeze film damper[R]. ASME Paper IMECE2013-63907, 2013.
- [12] JEUNG S H, SAN ANDRÉS L S, DEN S, et al. Effect of oil supply pressure on the force coefficients of a squeeze film damper sealed with piston rings[J]. *Journal of Tribology*, 2019, 141(6): 61701.
- [13] LU X L, SAN ANDRÉS L, WU T C. Leakage and force coefficients of a grooved wet (bubbly liquid) seal for multiphase pumps and comparisons with prior test results for a three wave seal[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2020, 142(1): 011011.
- [14] FAN Tieshu, BEHDINAN K. Investigation into the effect of piston ring seals on an integrated squeeze film damper model[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2019, 33(2): 559-569.
- [15] LU Xueliang, ANDRÉS L S, KOO B, et al. On the effect of the gap of end seals on force coefficients of a test integral squeeze film damper: experiments and predictions[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2021, 143(1): 011014.
- [16] ATULKAR A, PANDEY R K, SUBBARAO P M V. Performance analysis of two-dimensional section of partially textured piston ring with cavitation boundary conditions[J]. *Surface Topography: Metrology and Properties*, 2021, 9(2): 025025.1-025025.17.
- [17] ANDRES S L, RODRÍGUEZ B. On the experimental dynamic force performance of a squeeze film damper supplied through a check valve and sealed with O-rings[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2021, 143(11): 111011.
- [18] TAKEUCHI R, ISHIMARU H, YAMASHITA H, et al. Experimental evaluation of dynamic characteristics of circular arc spring dampers for rotating machinery[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2021, 143(6): 061008.
- [19] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册: 第19册 转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000: 236-237.

(编辑: 陈越)