

文章编号:1000-8055(2020)03-0560-09

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2020.03.012

极低压下两相流挤压油膜阻尼器油膜参数特性

张 微^{1,2}, 王浩洁¹, 丁 千³, 马 辉^{2,4}

- (1. 沈阳航空航天大学 航空宇航学院, 沈阳 110000;
2. 东北大学 航空动力装备振动及控制教育部重点实验室, 沈阳 110819;
3. 天津大学 机械工程学院 力学系, 天津 300350;
4. 东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110819)

摘 要: 针对极低供油压力工况开展实验研究,以考察气液两相对挤压油膜阻尼器(SFD)油膜参数特性的影响。结果表明:当 SFD 入口气体体积分数小于 0.9 时,油膜阻尼随着入口气体体积分数的增加而减小,直至气体体积分数增大到 0.9 时,油膜阻尼是纯油状态时阻尼的 60%;当气体体积分数大于 0.9 时,油膜阻尼大幅减小至几乎可以忽略不计。现有理论模型并不适用于极低供油压力工况。基于实验结果,找到了最符合 SFD 两相流动的等效黏度模型,其理论预测的油膜阻尼与不同供油压力下的实验数据吻合较好,为 SFD 两相流研究的模型选择提供了依据。

关 键 词: 挤压油膜阻尼器; 两相流; 供油压力; 周期激励; 脉冲激励

中图分类号: V231.92 **文献标志码:** A

Oil film characteristic of two-phase flow squeeze film damper under extremely low oil supply pressure

ZHANG Wei^{1,2}, WANG Haojie¹, DING Qian³, MA Hui^{2,4}

- (1. College of Aerospace Engineering,
Shenyang Aerospace University, Shenyang 110000, China;
2. Key Laboratory of Vibration and Control of Aero-Propulsion System,
Ministry of Education, Northeastern University, Shenyang 110819, China;
3. Department of Mechanics,
School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300350, China;
4. School of Mechanical Engineering and Automation,
Northeastern University, Shenyang 110819, China)

Abstract: Influence of two-phase flow on the oil film characteristic of squeeze film damper (SFD) under extremely low oil supply pressure was investigated through tests. The test results showed that the oil film damping decreased with the increase of gas volume fraction when the gas volume fraction is under 0.9. As the gas volume fraction reached 0.9, the damping was 60% of the damping of pure oil. The damping decreased dramatically to negligible, as the gas volume fraction continued increasing beyond 0.9. The trend can not be pre-

收稿日期:2019-09-24

基金项目:航空动力装备振动及控制教育部重点实验室开放基金(VCAME201906);国家自然科学基金(11902202);辽宁省科技厅博士启动基金(2019-BS-184)

作者简介:张微(1988—),女,讲师、硕士生导师,博士,从事非线性动力学研究。

引用格式:张微,王浩洁,丁千,等. 极低压下两相流挤压油膜阻尼器油膜参数特性[J]. 航空动力学报,2020,35(3):560-568.
ZHANG Wei,WANG Haojie,DING Qian,et al.Oil film characteristic of two-phase flow squeeze film damper under extremely low oil supply pressure[J]. Journal of Aerospace Power,2020,35(3):560-568.

dicted by the existing theoretical model. Based on the test results, the best-fitting model for the two-phase flow of SFDs was used to predict the damping coefficients of SFD, which can match the test results under both large and low oil supply pressures. The model can provide a reliable theoretical basis for the selection of SFD two-phase flow model.

Key words: squeeze film damper; two-phase flow; oil supply pressure; periodic excitation; impact excitation

挤压油膜阻尼器(SFD)作为一种结构简单的减振环节,广泛用于机械、石油等领域的转子系统。但油膜中气液两相流现象的广泛存在^[1-3]严重削弱其减振效果,影响转子系统的动力学特性^[4-5]。

1987 年 Walton 等^[6]应用高速摄像机拍摄了 SFD 的两相流现象,分析两种供油方式下的两相流特征。同样地,Zeidan 和 Vance^[7-9]借助高速摄像机开展了一系列 SFD 两相流现象实验,结果表明 SFD 的涡动频率、偏心距、供油压力以及端封类型都会影响两相流的产生和存在范围,并指出气液两相流严重削弱了 SFD 的油膜压力和等效油膜阻尼。沈新敏等^[10]考虑了气液两相流体等效黏度和密度的流变效应,分析其对 SFD 油膜参数的影响。杜立杰^[11]阐述了 SFD 气穴的产生形式和特征,指出气液两相流可视为可压缩流体。刘雍等^[12-14]基于两类多泡流的物理性质,推导出了密度、黏度与压力的关系式,并用高速摄像机记录了油膜中气泡的微观运动状态和油膜的宏观运动状态,结果也显示气液两相流体可压缩,物理性质可变。物理性质可变意味着气液两相流体的等效黏度和密度将随运行环境的改变而改变。

因理论研究无法准确模拟 SFD 的复杂运行条件,国内外学者开展了一系列实验,研究两相流对 SFD 油膜参数特性的影响。Diaz 和 San Andrés 等^[15-17]开展了诸多实验,考察不同激励类型(脉冲激励、正弦扫频激励、圆进动)下 SFD 油膜参数(主要是阻尼)随油腔内气体体积分数的变化规律。他们发现在脉冲激励作用下,当 SFD 油膜中空气体积分数从 0 增加到 0.5 时,油膜阻尼也随之增加;随着空气体积分数继续增加,油膜阻尼迅速减小到几乎可以忽略不计。在正弦扫频激励作用下,当 SFD 油膜中空气体积分数从 0 增加到 0.9 的过程中,油膜阻尼几乎不变;而当空气体积分数继续增大时,油膜阻尼急剧下降。当 SFD 做圆进动时,随着气体体积分数的增加,油膜阻尼逐渐减小。Adiletta 等^[18]和 Jung 等^[19-20]分别在实验中测试了 SFD 油腔内的油膜压力,结果均显

示两相流使得油腔内的压力分布变得不再连续,油腔内存在零压和恒压区。同时,当流体惯性作用增强时,油腔内气体体积分数也会随之升高,导致油膜压力的进一步减小。

对于 SFD 而言,除激励类型外,供油压力也是其运行环境的重要部分^[21],尤其是对于气液两相流润滑下的 SFD。因气液两相流体可压缩,供油压力影响气液两相流体的等效黏度、密度以及两相流动的流型,进而影响 SFD 油膜的等效阻尼、刚度与附加质量。

合适的气液两相流等效黏度模型是准确预测 SFD 的两相流油膜参数特性的前提。因两相流动的复杂性,两相介质平均黏度公式假设均相流动,且一般是以实验数据为依据而得到的经验公式。文献[22-24]汇总了所有常用的两相介质平均黏度公式,不同的介质(油/气、水/气等)及激励类型下,各公式有其适用范围。在实际的航空发动机系统中,SFD 没有独立供油设备,是通过节流小孔从航空发动机油路系统中分油,供油压力较低甚至时而出现断油的情况,油腔内的气液两相分布状况也会随之改变。对于气液两相流动而言,如果分布状况不同,其流体力学特性也不同,因此现用模型是否符合较低供油压力下 SFD 两相流特性有待进一步研究。

本文针对极低供油压力下两相流 SFD 开展实验研究,得到了周期激励和脉冲激励作用下 SFD 等效油膜参数随 SFD 入口气体体积分数的变化关系。在此基础上,分析现有的气液两相流等效黏度模型,找到最符合 SFD 两相流等效黏度模型。对比理论预测与实验结果,表明本文所用等效黏度模型可描述不同供油压力下 SFD 的两相流特性。

1 实验台装置及实验数据处理方法

1.1 实验台介绍

两相流 SFD 实验台如图 1,包含 SFD、激振装置以及控制和数据采集设备。实验台主体是一

个垂直放置的 SFD,其中心为一根与通气管连接的钢管,轴颈由两个滚动轴承支撑,SFD 外壳为透明塑料制成,方便观察油腔内两相流动的流型。

激振装置为两台激振器,分布在水平面内的两个垂直方向(X,Y),通过施力弹簧将单一方向的周期激振力加载到 SFD 的外壳上;脉冲激励由力锤直接施加在 SFD 外壳上。数据测量设备包括两个电涡流传感、两个加速度传感器,分别安装在 X 和 Y 两个方向,用来测量 SFD 外壳和轴颈之间的相对位移和 SFD 外壳加速度。

图 2 为 SFD 实验台润滑系统。

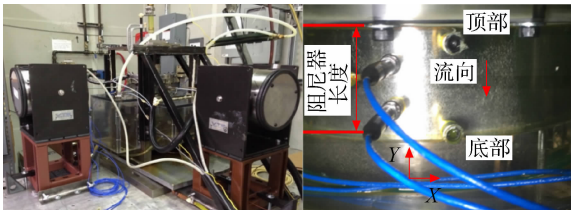


图 1 SFD 实验台
Fig. 1 SFD test rig

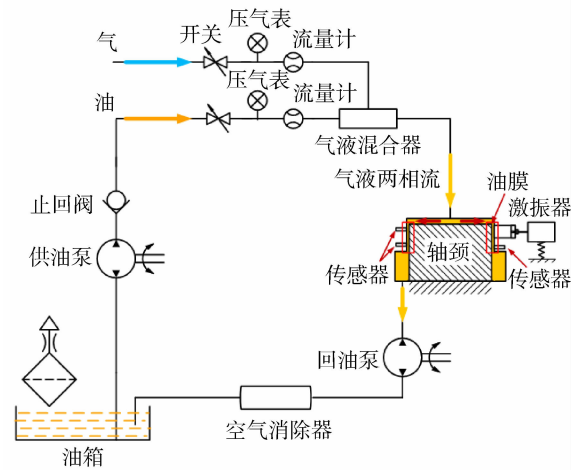


图 2 SFD 润滑系统
Fig. 2 SFD lubricant system

油、气分别由供油泵和压缩机通入不同的油、气管道内,两个管道均安装了流量计以测量气、液流量,由开关控制各自流量,实现气体(空气)体积分数及供油压力的变化。油、气管道的交汇处安装有气液混合器,用以混合气体和液体,而后通入 SFD 油腔内。液体流出后,收集在一个玻璃容器里,由回油泵将油抽回油箱内,从而实现循环。需指出的是,在润滑油回到油箱前,须由空气消除器除去液体中的气泡,确保润滑油内的气体体积分数尽量低。表 1 列出了 SFD 的几何参数和实验所用润滑油的参数。

表 1 SFD 几何参数和润滑油参数
Table 1 Geometric parameters of SFD and lubricant parameters

参数	数值
直径 D/mm	127
轴向长度 L/mm	46
油腔间隙 c/mm	$0.18\pm0.005(28\text{ }^{\circ}\text{C})$
润滑油黏度 $\mu/(\text{mPa}\cdot\text{s})$	$13.5(28\text{ }^{\circ}\text{C})$
润滑油密度 $\rho_l/(\text{kg}/\text{m}^3)$	830
空气黏度 $\mu_g/(\text{mPa}\cdot\text{s})$	$0.018(20\text{ }^{\circ}\text{C})$
空气密度 $\rho_g/(\text{kg}/\text{m}^3)$	$1.2(10^5\text{ Pa 绝对压力})$

1.2 实验数据处理

需识别的 SFD 等效油膜参数包括:油膜阻尼、油膜刚度及附加质量。本文采用由 Childs 等提出实验数据处理方法^[25],其理论基础如下。

将 SFD 简化成图 3 所示两自由度弹簧-质量系统,其振动方程为

$$\begin{aligned} &(m_c+m_l)\ddot{X}+(C_{XX}+C_{cX})\dot{X}C_{XY}\dot{Y}+ \\ &(K_{XX}+K_{cX})X+K_{XY}Y=F_X \\ &(m_c+m_l)\ddot{Y}+(C_{YY}+C_{cY})\dot{Y}+C_{YX}\dot{X}+ \\ &(K_{YY}+K_{cY})Y+K_{YX}X=F_Y \end{aligned} \tag{1}$$

其中 m_c 为 SFD 外壳质量, K_{cX} 、 K_{cY} 分别为 X 向和 Y 向的 SFD 外壳刚度, C_{cX} 、 C_{cY} 分别为 X 向和 Y 向的 SFD 外壳的阻尼; m_l 为 SFD 的流体附加质量, K_{XX} 、 K_{YY} 和 C_{XX} 、 C_{YY} 分别为 X 、 Y 向的流体刚度和阻尼, K_{XY} 、 K_{YX} 和 C_{XY} 、 C_{YX} 分别为交叉刚度和交叉阻尼; F_X 和 F_Y 为施加在 SFD 上的激振力。

需强调的是,由于 SFD 的轴颈只涡动而不转动,SFD 油腔内只有压力梯度带来的泊肃叶流,

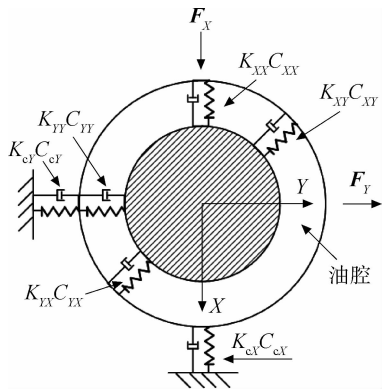


图 3 SFD 简化动力学模型
Fig. 3 Simplified dynamic model of SFD

故而 SFD 油膜的交叉刚度和交叉阻尼很小,因此本文主要分析 SFD 正向油膜参数。

令 $X = X_1 e^{i\omega t}$, $Y = X_2 e^{i\omega t}$, 将时域方程(式(1))转换到频域

$$\begin{aligned} & -(m_c + m_1)\omega^2 X_1 + (C_{XX} + C_{cX})i\omega X_1 + \\ & C_{XY}i\omega X_2 + (K_{XX} + K_{cX})X_1 + K_{XY}X_2 = F_1 \\ & -(m_c + m_1)\omega^2 X_2 + (C_{YY} + C_{cY})i\omega X_2 + \\ & C_{YX}i\omega X_1 + (K_{YY} + K_{cY})X_2 + K_{YX}X_1 = F_2 \end{aligned} \quad (2)$$

可得系统的复刚度

$$H_{\text{system}} = \frac{F_i}{X_i} = (K - \omega^2 m + i\omega C)_{\text{system}} \quad (3)$$

其中 $i = 1, 2$ 。复刚度的实部为 $\text{Re}(H_{\text{system}}) = K_{\text{system}} - \omega^2 m_{\text{system}}$, 虚部为 $\text{Im}(H_{\text{system}}) = \omega C_{\text{system}}$ 。

如需计算 SFD 油膜的附加质量、刚度及阻尼,则需减去 SFD 外壳的复刚度,即

$$H_{\text{sfd}} = H_{\text{system}} - H_{\text{structure}} = (K - \omega^2 m + i\omega C)_{\text{sfd}} \quad (4)$$

其中 $H_{\text{structure}} = K_{\text{structure}} - \omega^2 m_{\text{structure}} + i\omega C_{\text{structure}}$ 。本实验台 SFD 外壳质量为 6.8 kg, 刚度为 760.4 kN/m, 阻尼为 177.9 N·s/m。

实验的过程中,需采集并记录 SFD 轴径与外壳之间的相对位移、SFD 外壳加速度,以及激振器施加在 SFD 上的激励,而后将采集到的激励、位移、加速度的时域信号通过离散傅里叶变换转化到频域中,以获得系统的复刚度(H_{system})。最后,应用最小二乘法分别对复刚度的实部和虚部进行拟合,获得系统的质量、刚度以及阻尼。在此基础上减去实验台 SFD 外壳的质量、刚度及阻尼,即为 SFD 的质量、刚度及阻尼。

2 极低供油压力两相流实验

实验采用的是一端供油、另一端无端封的 SFD。无端封一侧直接与大气接触,出口压力为 10^5 Pa(绝对),供油端的供油压力为 10^5 Pa(绝对),意味着液体几乎是只在重力影响下流入油腔。

通过调节油、气的流量,向 SFD 油腔内通入一定气体体积分数的油气混合物,使 SFD 入口的气体体积分数(φ)从 0 变化到 1,变化步长为 0.1。

由于 SFD 结构对称,因此 X、Y 两方向的结果近似,本文只给出一个方向的实验结果。

2.1 周期激励实验

在不同气体体积分数下,激振器依次对 SFD 外壳施加 20~100 Hz 的周期激励,频率变化步长

为 20 Hz,激励幅值为 $15 \mu\text{m}$ 左右。油温为 28°C , 供油压力为 0.11 MPa。

使用 1.2 节所述实验数据处理方法,SFD 复刚度函数虚、实部如图 4 所示,其中,所有点为实验数值,虚线为用最小二乘法拟合而成的线。

图 4(a)为复刚度函数实部。当 $\varphi = 0$ 时,即向油腔内通入纯油时,复刚度的实部呈开口向下的抛物线型,随着激振频率的增加而下降。最小二乘法拟合结果显示,此时 SFD 的附加质量为 6.7 kg。对于小幅振动的 SFD^[26],其附加质量可由公式 $m_1 = \frac{\pi \rho_l R^3 L}{c} \cdot \left[1 - \frac{\tan(L/D)}{L/D}\right]$ (式中 R 为 SFD 半径)计算,理论计算结果为 7.1 kg,理论计算结果与实验所得结果相差为 5%,表明该实验结果的可靠性较高。当气体体积分数大于 0 时,SFD 的油腔内开始通入空气,复刚度的实部仍呈抛物线形,但抛物线的开口向上,表明在两相流的作用下,SFD 可识别的附加质量为负值。

图 4(b)为复刚度函数虚部。所有气体体积分数下的复刚度虚部函数均为线性,且斜率随 SFD 润滑油入口气体体积分数的增加而减小,表明随着气体体积分数的增加,SFD 油膜阻尼减小。当气体体积分数,从拟合的结果可知,等效油膜阻尼为 41.2 kN·s/m。对于小幅振动的 SFD^[23],其阻尼可由公式 $C_{\text{sfd}} = 12\pi \frac{\mu_l R^3 L}{c^3} \cdot \left[1 - \frac{\tan(L/D)}{L/D}\right]$ 计算,理论计算结果为 42.7 kN·s/m,与实验所得结果相差 3%。

2.2 脉冲激励实验

脉冲激励的实验环境与周期激励实验相同。使用力锤敲击 SFD 外壳以施加脉冲激励,该激励由固结在外壳上的力传感器记录。油温为 28°C , 供油压力为 0.11 MPa。

使用 1.2 节所述实验数据处理方法,得图 5 所示纯油状态下响应复刚度的实部和虚部。纯油状态下,实部仍为抛物线形,且开口向下。由最小二乘法拟合结果可得 SFD 的附加质量为 6.2 kg;虚部同单一方向激励结果相同,随着激励频率的增大呈线性增长,由线性拟合结果可得其阻尼为 41.2 kN·s/m,与理论计算结果十分接近。

图 6~图 8 显示气体体积分数为 0.2、0.4、0.6 时,SFD 复刚度的实部及虚部。当气体体积分数为 0.2 和 0.4 时,复刚度实部呈抛物线形,随激励频率的增加向上增长,即抛物线开口向上,由

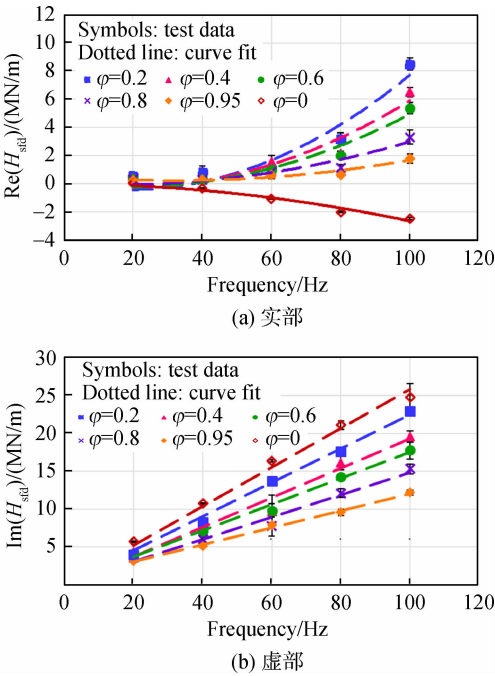


图 4 周期激励下 SFD 的复刚度($\varphi=0\sim1$)
Fig. 4 Complex stiffness of SFD under periodic excitation ($\varphi=0\sim1$)

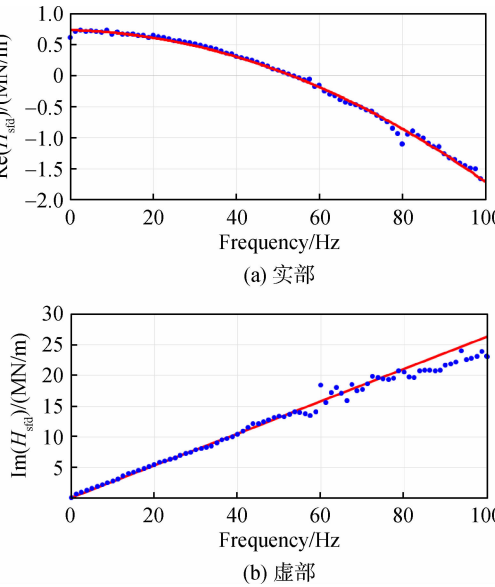


图 5 脉冲激励下 SFD 的复刚度($\varphi=0$)
Fig. 5 Complex stiffness of SFD under impact excitation ($\varphi=0$)

此可知在脉冲激励作用下,当油腔内有空气时,SFD的可识别附加质量依然为负。当气体体积分数增大到 0.6 时,实部随着激励频率的增大,整体仍表现为抛物线形增长,但点排列的规律性不再像气体体积分数较低时那样强。

脉冲激励与周期激励的油膜参数最大的不同表现在复刚度的虚部。当气体体积分数为 0.2、

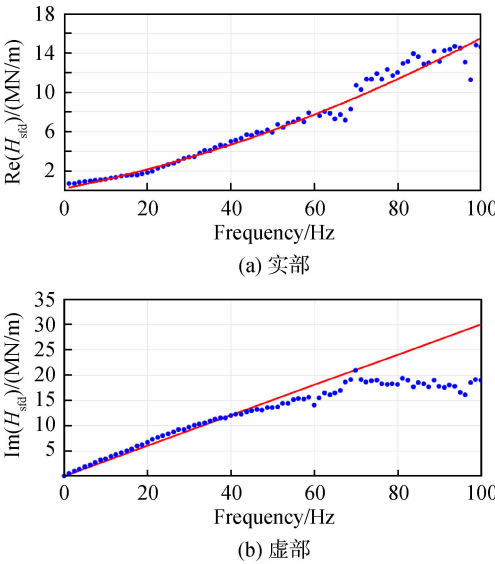


图 6 脉冲激励下 SFD 的复刚度($\varphi=0.2$)
Fig. 6 Complex stiffness of SFD under impact excitation ($\varphi=0.2$)

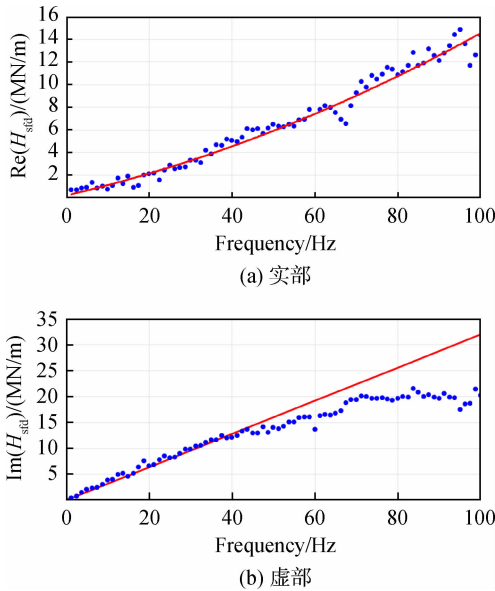


图 7 脉冲激励下 SFD 的复刚度($\varphi=0.4$)
Fig. 7 Complex stiffness of SFD under impact excitation ($\varphi=0.4$)

0.4 时,在低频阶段(0~60 Hz)虚部点的分布非常规则,呈线性增长;高频阶段(60~100 Hz)虚部表现出轻微的频率依赖性。但当 SFD 润滑油入口气体体积分数从 0 增大到 0.4 时,虚部拟合成的直线斜率逐步增大,表明在脉冲激励的作用下,SFD 油膜阻尼并未随气体体积分数的增大而减小;当气体体积分数增大到 0.6 时,虚部在整个 0~100 Hz 频率段内变得稍显杂乱,但整体上仍围绕着某一斜率的直线跳动,且该直线的斜率较

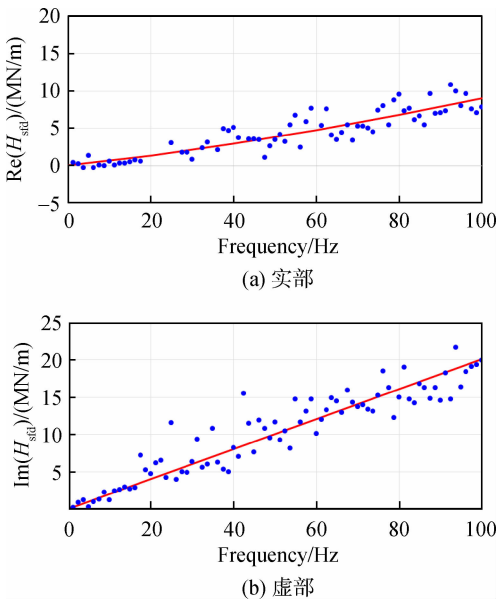


图 8 脉冲激励下 SFD 的复刚度($\varphi=0.6$)
Fig. 8 Complex stiffness of SFD under impact excitation ($\varphi=0.6$)

纯油时所拟合直线斜率小。

2.3 实验结果对比

为具体分析 SFD 在不同激励下的油膜参数特性,图 9 和图 10 给出了 28℃油温、0.11 MPa 供油压力下系统的刚度和阻尼随 SFD 润滑油入口气体体积分数的变化规律。本节所给结果,为四次实验后的平均结果,点周围的纵向 T 形线代表实验结果的离散度,横向 T 形线为实验仪器的不确定性。由于实验台 SFD 的透明外壳为塑料制成,热胀冷缩作用较明显,所以此实验台的油腔间隙对温度十分的敏感。四次实验的温度均维持在 28℃左右,以确保实验结果的一致性。

图 9 为系统在不同工况下的刚度。此处需强调的是,系统的刚度和 SFD 的刚度不相等,系统的刚度为 SFD 油膜刚度与机械结构刚度之和。由实验结果可知,无论是何种激励类型,系统的刚度都是在机械结构刚度附近变化,即系统刚度几乎等于机械结构刚度。由此推断,即相对于系统刚度而言,SFD 的油膜刚度几乎可以忽略不计。因此,对于转子系统而言,SFD 基本不具备支撑作用,主要发挥较强的阻尼效果。

图 10 为阻尼随着 SFD 入口气体体积分数的变化规律。在脉冲激励实验中,当气体体积分数小于 0.4 时,阻尼线性增加,气体体积分数为 0.4 时的阻尼是气体体积分数为 0 时的阻尼的 1.3 倍;而后气体体积分数继续增大时,系统阻尼逐渐减小至约 200 N·s/m。脉冲激励作用下,阻尼先

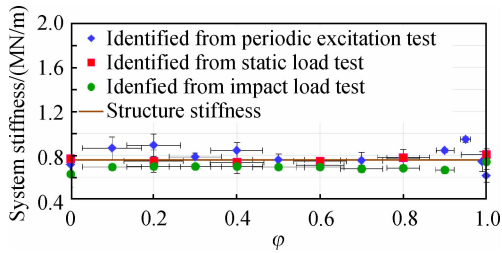


图 9 系统刚度($\varphi=0\sim1$)
Fig. 9 System stiffness ($\varphi=0\sim1$)

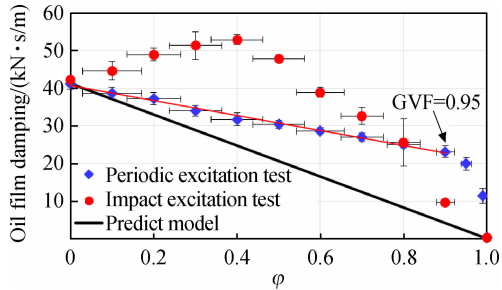


图 10 油膜阻尼
Fig. 10 Oil film damping

增大后减小的原因是脉冲激励作用时间较短,因此油腔内的气、液两相流体仍可被近似看作是不可压缩流体。对于不可压缩流体而言,当少量空气溶解在液体中时,气液混合物的黏度大于纯油黏度^[16]。当液体中溶解的空气较多时,气液混合物的黏度则会逐渐减小。此结果与文献[16]所得结果吻合。

在周期激励的实验中,当 SFD 润滑油入口气体体积分数小于 0.9 时,阻尼随着气体体积分数的增加而减小,直至气体体积分数增大到 0.9 时,系统阻尼是纯油状态时系统阻尼的 60%;当气体体积分数大于 0.9 时,阻尼大幅减小至几乎可以忽略不计。与脉冲激励不同,周期激励下激振器施加在 SFD 外壳上的力为往复力,当油腔内出现空气时,油腔内的流体从不可压缩变为可压缩流体,油腔内流体的密度和黏度也随着气体体积分数的增加而减小。

为揭示两相流 SFD 在低供油压力下的减振特性,本文将周期激励下的实验结果与现有理论模型预测结果作对比(见图 10 黑线)。该理论计算公式满足: $C_{std}=C_l(1-\varphi)$, C_{std} 为阻尼器油膜阻尼, C_l 为纯油状态下油膜阻尼,该理论计算公式满足文献[17]的实验结果,其中 SFD 供油压力约为 0.2 MPa(绝对)。对比结果表明,不同的供油压力下,油膜阻尼随 SFD 入口气体体积分数的

变化,规律有较大差别。当供油压力相对较大时,等效阻尼可近似为随 φ 的增加呈线性减小趋势,下降率较大;在低供油压力下,油膜阻尼下降较慢,变化率较小。

造成以上差别的原因主要有两个:首先,空气可压缩,其密度随供油压力的增加而增加,因此在相同的气体体积分数下,通入到 SFD 油腔内的气体质量分数不同。当供油压力为 0.11 MPa(绝对)时,在 SFD 入口气体体积分数已高达 0.9 时,气体的质量分数仅为 0.01,因此其阻尼仍可保持纯油状态下阻尼的 60%;同时,不同的供油压力和液体流量下,油腔内气液两相流体的流型区别非常大,也影响着两相流的等效黏度和密度的流变效应。

3 等效黏度模型的选择

为预测两相流 SFD 的减振特性,需选取正确的两相流模型,理论计算 SFD 的油膜参数。SFD 油膜阻尼可由下式计算^[26]:

$$C_{\text{sfd}} = 12\pi \frac{\mu_m R^3 L}{c^3} \left[1 - \frac{\tanh(L/D)}{L/D} \right] \quad (5)$$

其中 μ_m 气液两相流体等效黏度。可以看出,两相流对 SFD 阻尼的影响主要体现为流体黏度随气体体积分数、两相流动流型等因素的改变而发生改变。因此,选取合适的两相流体黏度模型是 SFD 的两相流油膜参数准确理论预测的前提。

气液两相流体等效黏度模型是基于气液均相流动模型建立起来的,即:气液两相速度相等,两相介质已达到热力学平衡状态^[27]。气液均相的等效黏度通常是在实验基础上提出的经验公式,文献[22-24]汇总了所有常用的两相介质平均黏度模型,其中用来描述油、气两相流动的模型见表 2,表中 w 为质量分数。模型中各物理量表达式如下:

$$\begin{aligned} w &= \frac{1}{1 + \frac{1-\varphi}{\varphi} \cdot \frac{\rho_l}{\rho_g}}, \\ w_+ &= \frac{0.3}{0.3 + 0.7 \frac{\rho_l}{\rho_g}}, \\ \mu_+ &= \frac{1.3\mu_l^2 + 1.75\mu_l\mu_g}{\mu_l + \mu_g} \end{aligned} \quad (6)$$

将 28℃ 油温、0.11 MPa(绝对)供油压力下空气及液体的密度和黏度带入到表 2 所列各模型中,可得各等效黏度随气体体积分数的变化规律如图 11 所示。

表 2 均相流等效黏度模型
Table 2 Homogeneous viscosity model

序号	表达式
1	$\mu_m = \left(\frac{w}{\mu_g} + \frac{1-w}{\mu_l} \right)^{-1}$
2	$\mu_m = w\mu_g + (1-w)\mu_l$
3	$\mu_m = \rho_m \left[w \frac{\mu_g}{\rho_g} + (1-w) \frac{\mu_l}{\rho_l} \right]$
4	$\mu_m = \frac{\mu_l \mu_g}{\mu_g + w^{1.4}(\mu_l - \mu_g)}$
5	$\mu_m = \mu_l \frac{2\mu_l + \mu_g - 2(\mu_l - \mu_g)w}{2\mu_l + \mu_g + (\mu_l - \mu_g)w}$
6	$\mu_m = \mu_g \frac{\mu_l + 2\mu_g + 2(\mu_l - \mu_g)(1-w)}{\mu_l + 2\mu_g - (\mu_l - \mu_g)(1-w)}$
7	$\mu_m = \mu_l \left[1 + 2.5\varphi \left(\frac{\mu_g/\mu_l + 0.4}{\mu_g/\mu_l + 1} \right) \right]$ $\varphi \leq 0.3$
	$\mu_m = (w_+ - 1) \left[\left(\frac{w_+}{\mu_g} - \frac{1}{\mu_+} \right) + \left(\frac{1}{\mu_+} - \frac{1}{\mu_g} \right) w \right]^{-1}$ $\varphi > 0.3$

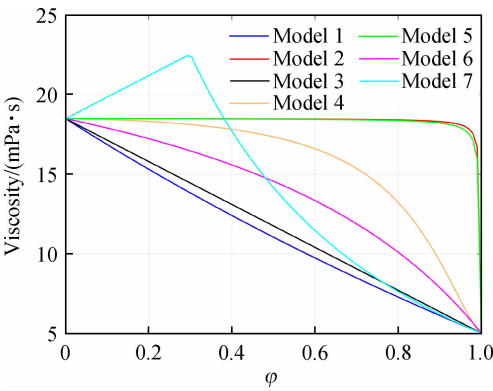


图 11 均相流黏度模型

Fig. 11 Homogeneous viscosity model

依据本文实验结果,选取模型 6 描述周期激励及脉冲激励下油、气等效黏度,进而对不同供油压力下的阻尼进行预测,结果如图 12 所示。

供油压力为 0.11 MPa(绝对)时,当 SFD 入口气体体积分数在 0~0.5 之间时,实验所得结果与理论计算结果吻合较好。当气体体积分数继续增大时,理论与实验所得结果出现偏差。类似现象在文献[17]也有所体现,即:当 SFD 润滑油入口气体体积分数不高时,理论预测与实验结果吻合较好,当气体体积分数高时,则出现较大偏差。这是因为两相介质流动存在着不同的流型,而均

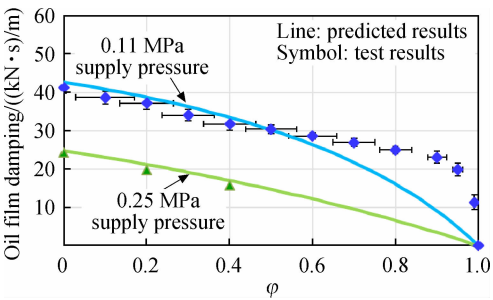


图 12 阻尼的理论与实验结果对比
Fig. 12 Comparison of test and theoretical results of damping

相流模型对泡状流和雾状流具有较高的精确性,对于弹状流和塞状流需作时间修正,而对于层状流、波状流和环状流则具有较大的误差^[1]。

SFD 油腔内气液两相流体在各气体体积分数下的流型如图 13^[28]所示。

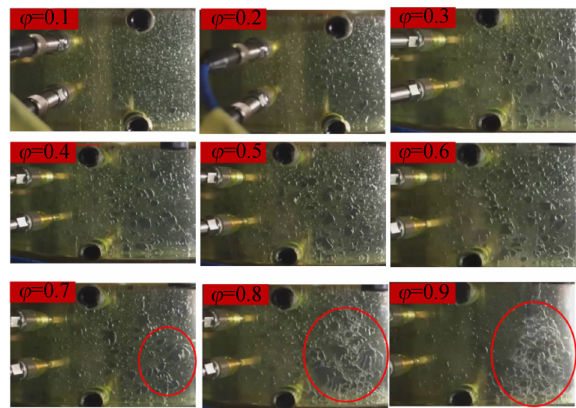


图 13 油腔内气液流动流型^[28]
Fig. 13 Gas-liquid flow pattern in cavity^[28]

可见 SFD 润滑油入口气体体积分数为 0.1 时,油腔内为泡状流。随着气体体积分数的增大,油腔内的气泡逐渐增大,但仍以单个气泡的形式存在,并未发生合并,因此当 SFD 润滑油入口气体体积分数低于 0.6 时,油腔内的气液流动仍可近似看成是泡状流。当 SFD 入口的气体体积分数继续增大时,气泡在油腔内大量聚集,并合并在一起,油腔内的流型演变成块状流。该流型演变过程即解释了理论和实验结果在大气体体积分数下的偏差。

为进一步考察该等效黏度模型的试用范围,本文进一步用该模型理论计算了 0.25 MPa(绝对)供油压力下的油膜阻尼,并与 San Andrés^[29]的实验结果对比。如图 12 所示,当 SFD 润滑油入口气体体积分数低于 0.4,实验结果与本文所使用的模型预测结果吻合较好。

4 结 论

本文针对极低供油压力工况,在不同的激励类型下,考察气液两相流对 SFD 减振特性的影响。实验研究结果表明,在不同的激励类型下,SFD 的油膜参数特性相差较大;在周期激励下,供油压力对两相流 SFD 减振特性有较大的影响,现有理论模型并不适用于极低供油压力工况。以实验结果为基础,分析现有的 SFD 气液两相流动等效黏度模型,从中找到了最符合 SFD 两相流动的等效黏度模型,其理论预测的油膜阻尼与不同供油压力下的实验数据均吻合较好,可更好地应用于 SFD 的两相流研究。

致谢

美国德州农工大学透平机械实验室 Luis San Andrés 课题组,为本文的实验研究提供了支持,感谢该实验室博士生鲁学良与作者的学术探讨。

参考文献:

[1] 阎昌琪. 气液两相流[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2017.

[2] 祝长生, 汪希萱. 新型动静压挤压油膜阻尼器对柔性转子系统振动的控制[J]. 机械工程学报, 1996, 32(3): 76-83. ZHU Changsheng, WANG Xixuan. An advanced hybrid squeeze film damper to control rotor system vibration[J]. Journal of Mechanical Engineering, 1996, 32(3): 76-83. (in Chinese)

[3] 安琦, 周银生, 全永昕. 气油两相流粘度特性的试验研究[J]. 机械工程学报, 1996, 32(5): 58-62. AN Qi, ZHOU Yinsheng, QUAN Yongxin. Experimental study of the characteristic of gas/oil two-phase flow[J]. Journal of Mechanical Engineering, 1996, 32(3): 58-62. (in Chinese)

[4] YOUNAN A, CAO J M, DIMOND T W, et al. Nonlinear analysis of squeeze film damper with entrained air in rotor-dynamic systems[J]. Tribology Transactions, 2010, 54(1): 132-144. 效

[5] ZHANG W, HAN B, ZHANG K, et al. Dynamic analysis of a rotor system supported on squeeze film damper with air entrainment[J]. International Journal of Bifurcation and Chaos, 2018, 27(14): 1750212. 1-1750212. 15.

[6] WALTON J F, WALOWIT J A, ZORZI E S, et al. Experimental observation of cavitating squeeze-film dampers[J]. Journal of Tribology, 1987, 109(2): 290-295.

[7] ZEIDAN F, VANCE J. Cavitation leading to a two phase fluid in a squeeze film damper[J]. ASLE Transactions, 1989, 32(1): 100-104.

[8] ZEIDAN F, VANCE J. Cavitation regimes in squeeze film dampers and their effect on the pressure distribution[J]. ASLE Transactions, 1990, 33(3): 447-453.

[9] ZEIDAN F, VANCE J. Cavitation and air entrainment effects on the response of squeeze film supported rotors [J]. *Journal of Tribology*, 1990, 112(2): 347-353.

[10] 沈心敏, 李其汉, 杜立杰. 挤压油膜阻尼器性能的油气两相流分析与试验[J]. *航空动力学报*, 1992, 7(4): 355-358.
SHEN Xinmin, LI Qihan, DU Lijie. Analysis and experiments for squeeze film dampers with gas/oil two phase flow[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1992, 7(4): 355-358. (in Chinese)

[11] 杜立杰. 挤压油膜阻尼器中的气穴[J]. *石家庄铁道大学学报*, 1996, 9(1): 38-42.
DU Lijie. Cavitation in squeeze film dampers[J]. *Journal of Shijiazhuang Railway Institute*, 1996, 9(1): 38-42. (in Chinese)

[12] 刘雍, 薛中擎, 朱均. 挤压油膜阻尼器的均匀两相流模型[J]. *航空动力学报*, 1996, 11(2): 113-116.
LIU Yong, XUE Zhongqing, ZHU Jun. Homogeneous model for squeeze film dampers[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1996, 11(2): 113-116. (in Chinese)

[13] 刘雍, 薛中擎, 朱均. 挤压油膜阻尼器内气穴现象的实验研究[J]. *实验力学*, 1995, 10(3): 233-244.
LIU Yong, XUE Zhongqing, ZHU Jun. Experimental research on cavitation of squeeze film dampers[J]. *Journal of Experimental Mechanics*, 1995, 10(3): 233-244. (in Chinese)

[14] 刘雍, 薛中擎. 挤压油膜阻尼器结构参数对气穴现象影响的实验研究[J]. *航空动力学报*, 1995, 10(4): 399-401.
LIU Yong, XUE Zhongqing. Experimental research on the influence of structural parameters on cavitation of squeeze film dampers[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1995, 10(4): 399-401. (in Chinese)

[15] DIAZ S E, SAN ANDRÉS L. Reduction of the dynamic load capacity in a squeeze film damper operating with a bubbly lubricant[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2001, 123(4): 703-709.

[16] SAN ANDRÉS L, DIAZ S E, RODRIGUEZ L E. Sine sweep load vs. impact excitations and their influence on the damping coefficients of a bubbly oil squeeze film damper [J]. *ASLE Transactions*, 2001, 44(4): 692-698.

[17] DIAZ S E, SAN ANDRÉS L. A Model for squeeze film dampers operating with air entrainment and validation with experiments[J]. *Journal of Tribology*, 2001, 123(1): 125-133.

[18] ADILETTA G, PIETRA L D. Experimental study of a squeeze film damper with eccentric circular orbits [J]. *Journal of Tribology*, 2006, 128(2): 365-377.

[19] JUNG S Y, VANCE J M. Effects of vapor cavitation and fluid inertia on the force coefficients of a squeeze film damper; Part I analysis of a long SFD[J]. *ASLE Transactions*, 1993, 36(4): 597-604.

[20] JUNG S Y, VANCE J M. Effects of vapor cavitation and fluid inertia on the force coefficients of a squeeze film damper; Part II experimental comparisons[J]. *ASLE Transactions*, 1993, 36(4): 700-706.

[21] 周海仑, 张明, 成晓鸣, 等. 供油条件对挤压油膜阻尼器等效阻及周向位置阻尼的影响[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(6): 215-223.
ZHOU Hailun, ZHANG Ming, CHENG Xiaoming, et al. Effect of oil supply conditions on equivalent damping and circumferential position damping of squeeze film damper [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(6): 215-223. (in Chinese)

[22] FENG N S, HAHN E J. Density and viscosity models for two-phase homogeneous hydrodynamic damper fluids[J]. *ASLE Transactions*, 1986, 29(3): 361-369.

[23] SAN ANDRÉS L. Damping and inertia coefficients for two open ends squeeze film dampers with a central groove: measurements and predictions[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2013, 135(11): 769-778.

[24] AWARD M M. Two-phase flow, an overview of heat transfer phenomena[M]. Rijeka, Croatia: InTech Open Access Publisher, 2012.

[25] CHILDS D, HALE K. A test apparatus and facility to identify the rotordynamic coefficients of high-speed hydrostatic bearings [J]. *Journal of Tribology*, 1994, 116(2): 403-417.

[26] SAN ANDRÉS L. Modern lubrication theory [EB/OL]. [2019-03-20]. <http://oaktrust.library.tamu.edu/handle/1969.1/93253>

[27] 陈家琅, 陈涛平. 石油企业两相管流[M]. 北京: 石油工业出版社, 2009.

[28] SAN ANDRÉS L, LU X L, ZHU J. On the leakage and rotordynamic force coefficients of pump annular seals operating with air/oil mixtures: measurements and predictions [R]. Singapore: Asia Turbomachinery and Pump Symposium, 2018.

[29] SAN ANDRÉS L, LU X L. Measurements vs predictions of leakage and force coefficients in a wet annular seal test with an air in oil mixture and rotational journal[R]. College Station, US: Turbomachinery Research Consortium Annual Meeting, 2016.

(编辑: 陈 越)