

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2026.03.028

挤压油膜阻尼器非线性建模与参数识别方法研究

田泽辉

(南京航空航天大学 能源与动力学院,南京 210016)

摘要:针对挤压油膜阻尼器支承转子结构,开展挤压油膜阻尼器非线性建模与参数识别方法研究。搭建挤压油膜阻尼器支承转子动力学试验器,进行挤压油膜阻尼器支承转子非线性振动试验测试;基于试验测试数据识别挤压油膜阻尼器等效刚度和等效阻尼,将识别到的等效刚度与等效阻尼代入建立的非线性动力学模型进行响应计算,将试验测试与仿真计算的结果进行对比,验证了识别参数的准确性。

关键词:挤压油膜阻尼器;转子动力学;非线性模型;试验器;参数识别

中图分类号:V231.96 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2026)03-0144-04

Research on Nonlinear Modeling and Parameter Identification Methods for Squeeze Film Dampers

TIAN Zehui

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: This study investigates the nonlinear modeling and parameter identification methods for squeeze film dampers (SFDs) in a rotor-SFD support system. A rotor dynamics test rig supported by SFDs was constructed, and experimental tests were conducted to capture the nonlinear vibration characteristics of the rotor-SFD system. Based on the test data, the equivalent stiffness and damping of the SFDs were identified. The identified parameters were then incorporated into a nonlinear dynamic model to compute the system response. A comparison between the experimental measurements and the simulation results confirmed the accuracy of the identified parameters.

Keywords: squeeze film damper; rotor dynamics; nonlinear model; test rig; parameter identification

0 引言

挤压油膜阻尼器常常用来作为航空发动机的减振部件。由于挤压油膜阻尼器的存在,对整个转子系统引入了非线性油膜刚度、非线性油膜阻尼,从而影响了转子系统的动力学特性。

准确分析挤压油膜阻尼器的刚度、阻尼特性是参数识别结果可靠的前提。国内外学者对于挤压油膜阻尼器展开了深入的研究。Osborne Reynolds 提出的雷诺方程成功解答了流体动力学问题,对理论探究和实际工程产生了深远影响。PINKUS 等^[1]进行了有关挤压油膜的理论探索,STERNLIGHT 等^[2]研究了油膜刚度的影响,以及高速涡轮的振动表现。LUNDIN 等^[3]在研究挤压油膜阻尼器时强调了调整轴承的刚度以及阻尼是控制并减小振动响应的一个实用的方法。BURROWS 等^[4]的研究表明在油膜阻尼中,油膜的刚度是不能被忽视的。

由于挤压油膜阻尼器刚度、阻尼矩阵、油膜刚度、油膜阻尼等不能通过直接测量和计算获得,因此需要进行油膜刚度和油膜阻尼参数识别。对于试验参数识别,学者们进行了深入研究,MA 等^[5-6]对带有弹性支承橡胶阻尼器的转子进行扫频试验,开展阻尼和刚度识别研究。邹谭^[7]基于剪切应变影响线提出了识别车辆荷载的新方法,根据剪切应变影响线的特征来识别车辆轴质量、总质量、车速和轴距。杨慧等^[8]利用神经网络对车辆的位置、速度和轴质量大小进行了识别,并通过模型试验验证了该方法的合理性。

本文针对挤压油膜阻尼器支承转子结构如图1所示,对挤压油膜阻尼器进行非线性建模。基于挤压油膜阻尼器支承转子试验测试识别了等效刚度、等效阻尼;并基于识别的刚度和阻尼,进行了转子动力学计算,对比分析了试验测试和仿真分析的振动位移响应,验证了识别结果的准确性。

作者简介:田泽辉(1997—),男,浙江湖州人,硕士研究生,研究方向为结构强度与振动,875448548@qq.com。

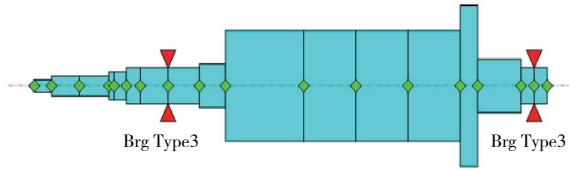


图1 转子支承结构一维梁单元简化模型

1 SFD 非线性建模与参数识别方法

将挤压油膜阻尼器支承转子结构离散为一维模型,结构非线性模型动力学方程为

$$M\ddot{x} + (C + C_b)\dot{x} + \omega Gx + (K + K_b)x + F_{nl} = F_0 e^{j\omega t} \quad (1)$$

式中: M 、 K 、 C 、 K_b 、 C_b 分别为转子的质量、刚度、阻尼矩阵、支承的刚度、支承的阻尼矩阵; G 为转子陀螺力矩矩阵;非线性油膜力 F_{nl} 所在的位置为后支承轴颈处, F_{nl} 为油膜力径向分量和切向分量的叠加; x 为转子的响应; F_0 为不平衡力激励。

非线性力 F_{nl} 为

$$F_{nl} = [-F_r \cos\theta + F_t \sin\theta - F_r \sin\theta - F_t \cos\theta \quad 0 \quad 0] \quad (2)$$

式中: F_r 、 F_t 为挤压油膜阻尼器油膜压力在径向和切向方向的分量; $\theta = \arctan \frac{y}{x}$ 。

挤压油膜阻尼器油膜压力径向分量和切向分量为

$$F_r = -\frac{\mu \Omega R L^3}{c^2} \left[\frac{2\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^2} \right] \quad (3)$$

$$F_t = -\frac{\mu \Omega R L^3}{c^2} \left[\frac{\pi \varepsilon}{2(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \right] \quad (4)$$

挤压油膜阻尼器等效刚度和等效阻尼为

$$K_0 = \frac{\mu \Omega R L^3}{c^3} \left[\frac{2\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2} \right] \quad (5)$$

$$d_0 = \frac{\mu R L^3}{c^3} \left[\frac{\pi}{2(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \right] \quad (6)$$

式中: d_0 为油膜阻尼; K_0 为油膜刚度; μ 为黏度; R 为轴颈半径; L 为 SFD 宽度; ε 为偏心率; c 为油膜间隙; Ω 为转子涡动转速。

将挤压油膜阻尼器非线性刚度、非线性阻尼等效线性化处理,转子动力学方程为

$$M\ddot{x} + (C + C_b + C_0)\dot{x} + \omega Gx + (K + K_b + K_0)x = F_0 e^{j\omega t} \quad (7)$$

式中: K_0 、 C_0 为挤压油膜阻尼器刚度、阻尼矩阵; ω 为转速。油膜刚度、油膜阻尼不能通过直接测量

和计算获得的,需进行油膜刚度和油膜阻尼参数识别。当转子结构和材料确定后,认为其参数是固定的。

支承参数可以根据试验测试得到的转子动态特性和转子结构的力学模型,采用试验测试和仿真计算相结合的方法加以识别。

以采用传递函数来识别支承参数为例,在试验测试中施加在试验轴上的不平衡力 F_0 ,以及转子结构的响应 x ,对其进行傅里叶变换,然后相除就可以得到传递函数 $X(\omega)/F(\omega)$,经过整理得到

$$\frac{X(\omega)}{F(\omega)} = [\omega^2 M + j\omega(C + C_b) + j\omega G + (K + K_b)]^{-1} \quad (8)$$

根据 $X(\omega)/F(\omega)$ 测试值,以及已知的 M 、 K 、 C 、 G 。可以采用数值方法算出待识别的 K_0 、 C_0 。

根据式(5)、式(6)以及转子轴颈处振动位移幅值可以识别得到等效油膜刚度 K_0 、等效油膜阻尼矩阵 C_0 。

2 挤压油膜阻尼器-转子振动试验测试与参数识别

针对某型涡轮发动机带挤压油膜阻尼器转子结构,设计制造挤压油膜阻尼器转子试验器,采用与轴承配合状态为过盈的转轴,进行转子挤压油膜阻尼器振动试验测试,如图2、图3所示。

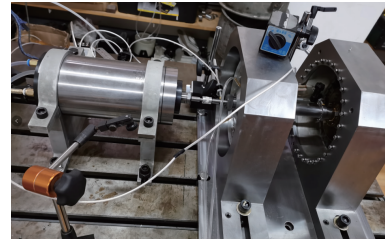


图2 试验器实体图

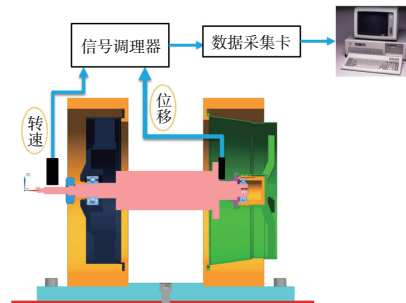


图3 测试系统方案示意图

对转子后轴承内环处进行供油,油压为 0.2 MPa,进行 0.4g、0.6g、0.8g 不平衡状态下试验

测试,通过电涡流传感器测试轴振动位移响应。
挤压油膜阻尼参数如表 1 所示。

表 1 挤压油膜阻尼器模型参数

油膜半径 R/mm	油膜间隙 c/mm	油膜长度 L/mm	滑油密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	黏度 $\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$
21.265	0.3	15	885	0.023

试验测试 3 组不平衡量下轴中心处振动位移响应如图 4 所示。

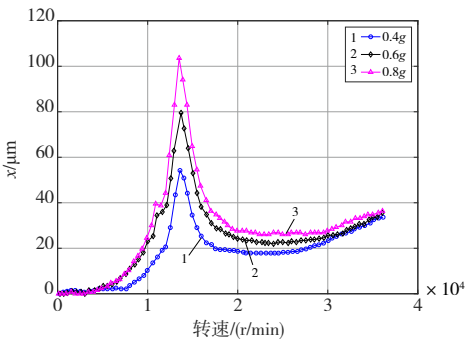
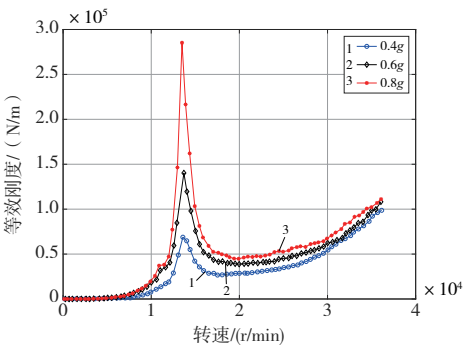


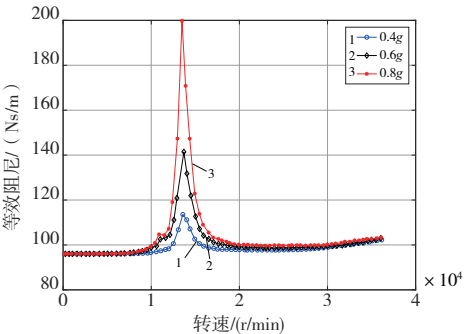
图 4 不同不平衡量下转子轴中心处振动位移响应

从图 4 可以看出,转子共振转速在 13 500 r/min附近,3 组不平衡量对应的转子共振转速处的振动幅值为 52 μm 、79 μm 、103 μm 。

根据挤压油膜阻尼器等效刚度、等效阻尼计算公式,识别得到等效刚度、等效阻尼随转速的变化曲线如图 5 所示。



(a) 不同不平衡量下油膜等效刚度随转速变化曲线



(b) 不同不平衡量下油膜等效阻尼随转速变化曲线

图 5 不同平衡量下油膜等效刚度、阻尼随转速变化曲线

3 试验与仿真对比分析

采用 Newmark 时域积分法将识别得到的等效刚度与等效阻尼代入动力学方程仿真求解转子轴中心处的振动响应,与试验测试的响应进行对比分析,如图 6—图 8 所示。

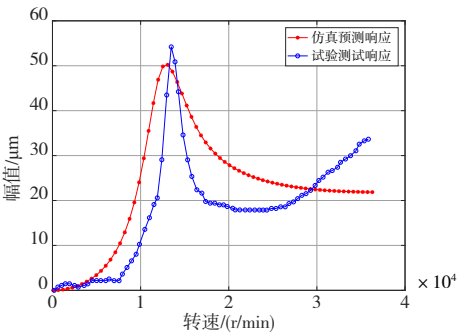


图 6 0.4g 不平衡量下转子试验测试和仿真预测响应对比

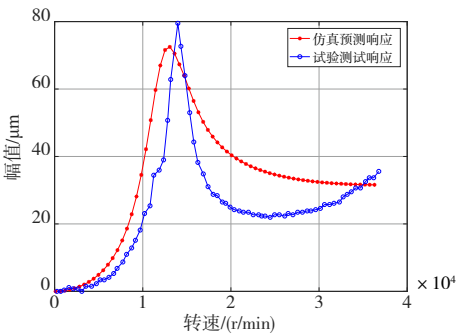


图 7 0.6g 不平衡量下转子试验测试和仿真预测响应对比

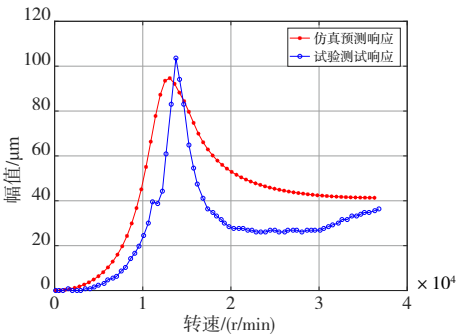


图 8 0.8g 不平衡量下转子试验测试和仿真预测响应对比

转子试验测试和仿真预测共振转速如表 2 所示。

表 2 不同平衡量下试验测试和仿真预测共振转速对比分析

参数	试验测试/(r/min)	仿真预测/(r/min)
0.4g	13 480	13 070
0.6g	13 980	13 070
0.8g	13 760	13 070

转子在共振转速下试验测试的响应幅值和仿真预测响应幅值如表 3 所示。

表 3 不同平衡量下试验测试幅值和仿真预测幅值对比分析

参数	试验测试/ μm	仿真预测/ μm
0.4g	54	51
0.6g	79	73
0.8g	102	95

从表 2、表 3 可知,不同平衡量下,挤压油膜阻尼器支承转子结构试验测试和仿真预测共振转速最大误差为 6.96%,挤压油膜阻尼器支承转子结构试验测试和仿真预测共振转速对应的振动位移幅值最大误差为 8.22%,由此验证了挤压油膜阻尼器油膜等效刚度、等效阻尼参数识别结果的准确性。

4 结语

针对挤压油膜阻尼器支承转子结构,开展了挤压油膜阻尼器参数识别方法研究:

1) 将挤压油膜阻尼器非线性刚度、非线性阻尼进行等效线性化处理,在 3 组不平衡量下(0.4g、0.6g、0.8g)基于试验测试数据识别得到了阻尼器等效刚度、等效阻尼随转速变化曲线。

2) 基于识别得到的参数,进行了转子动力学计算,试验测试和仿真预测共振转速最大误差为 6.96%,共振转速的振动位移幅值最大误差为 8.22%。这很好地验证了识别结果的准确性。

参考文献:

- [1] PINKUS O, STERNLICHT B, SAIBEL E. Theory of hydrodynamic lubrication [J]. Journal of Applied Mechanics, 1962, 29(1): 221-222.
- [2] STERNLICHT B, LEWIS P. Vibration problems with high-speed turbomachinery [J]. Journal of Engineering for Industry, 1968, 90(1): 174-185.
- [3] LUNDIN C D, KHAN K K, YANG D, et al. Failure analysis of a service-exposed hot reheat steam line in a utility steam plant [J]. WRC Bulletin, 1990, 354: 1-38.
- [4] BURROWS C R, SAHINKAYA M N. Frequency-domain estimation of linearized oil-film coefficients [J]. Journal of Lubrication Technology, 1982, 104(2): 210-215.
- [5] MA Y H, ZHU H X, ZHANG D Y, et al. Experimental investigation on dynamic mechanical behavior of the elastic ring support with metal rubber [C]//Volume 4B: Dynamics, Vibration and Control. San Diego, California, USA: American Society of Mechanical Engineers, 2013: V04BT04A053.
- [6] MA Y H, ZHU H X, WANG C, et al. Compression mechanics of the SC-MR support for rotor system [C]//Volume 7A: Structures and Dynamics. Düsseldorf, Germany: American Society of Mechanical Engineers, 2014: V07AT31A017.
- [7] 邹谭. 基于桥梁结构响应的车辆荷载识别方法研究 [D]. 重庆: 重庆交通大学, 2019.
- [8] 杨慧, 李奉阁, 闫维明, 等. 基于 ANN 和动应变的梁桥移动荷载识别及试验 [J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(2): 305-313.

收稿日期: 2024-02-26

(上接第 138 页)

- [3] 向红军, 乔志明, 吕庆敖. 电磁轨道炮原理与技术 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2022: 5-8.
- [4] 林庆华, 栗保明. 基于瞬态多物理场求解器的电磁轨道炮发射过程建模与仿真 [J]. 兵工学报, 2020, 41(9): 1697-1707.
- [5] 赵赛, 祝丽花, 郝建英, 等. 电磁轨道发射装置电磁热力强耦合计算及分析 [J]. 火炮发射与控制学报, 2023, 44(4): 56-62, 76.
- [6] HSIEH K T, THIAGARAJAN V. A novel split-domain iteration scheme for solution of electromagnetic diffusion problems modeled by the hybrid finite-element-boundary-element formulation [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2009, 45(1): 587-590.
- [7] SHVETSOV G A, STANKEVICH S V. Three-dimensional numerical simulation of the joule heating of various shapes of armatures in railguns [J]. IEEE Transactions on Plasma Science, 2011, 39(1): 456-460.
- [8] 郭永明, 王娜娜, 张彤. 湿式离合器热固耦合仿真分析与试验研究 [J]. 机械制造与自动化, 2020, 49(2): 150-154.
- [9] 王琪. 电磁发射过程的多物理场耦合效应研究 [D]. 太原: 中北大学, 2022.
- [10] 肖宏成, 尹冬梅, 林庆华, 等. 轨道炮复合身管纤维缠绕封装结构优化设计及预应力模拟 [J]. 高压物理学报, 2018, 32(5): 152-158.
- [11] 吴立周, 古刚, 耿昊, 等. 螺栓紧固型轨道发射器预紧力 [J]. 强激光与粒子束, 2015, 27(4): 045005.

收稿日期: 2024-02-26