

文章编号:1000-8055(2017)11-2672-08

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2017.11.014

同心与非同心型挤压油膜阻尼器 减振能力的实验比较

祝长生^{1,2}, 毛 川¹, 李鹏飞¹

(1. 浙江大学 电气工程学院, 杭州 310027;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 为了比较带定心弹簧的同心型与不带定心弹簧的非同心型挤压油膜阻尼器(SFD)的减振能力, 在同心型与非同心型 SFD-多盘柔性转子系统实验装置上进行了不同转子不平衡质量及油膜径向间隙条件下的系列试验。结果表明:相对于刚性及纯弹性支承,两种 SFD 都能够有效地减小转子系统的振动。在同心型 SFD-柔性转子系统中,当 SFD 的作用相对定心弹簧的作用较弱时,可以用定心弹簧来调整转子系统临界转速的位置,转子的临界转速在弹支临界转速附近;当 SFD 的作用相对定心弹簧的作用较强时,定心弹簧对转子系统临界转速的影响不大,转子的临界转速在刚支临界转速附近。非同心型 SFD-转子系统的非线性特性比同心型 SFD 转子系统更为复杂,不仅会出现主共振,而且还会出现超谐共振及亚谐共振。

关 键 词: 转子动力学; 挤压油膜阻尼器; 弹性支承; 转子; 非线性

中图分类号: V231.9; TH113.1

文献标志码: A

Experimental comparison of vibration isolation ability of centralized and uncentralized squeeze film damper

ZHU Changsheng^{1,2}, MAO Chuan¹, LI Pengfei¹

(1. College of Electrical Engineering,

Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: In order to compare experimentally the vibration isolation ability of centralized and uncentralized squeeze film damper (SFD) with/without a centralized spring, a series of experiments with different rotor unbalance masses and radial clearances were done in a multi-disk flexible rotor system with the centralized and uncentralized SFD. It was shown that both the centralized SFD and the uncentralized SFD can effectively isolate the vibration of the rotor system with comparison to the rotor system supported on the rolling ball bearings or the centralizing springs. In the rotor system with the centralized SFD, when the action of centralized SFD was weaker than that of the centralized spring, the critical speeds of the rotor system can be adjusted by the stiffness of centralized spring, and located at the critical speeds of the rotor system with the centralized springs. However, when the action of SFD was stronger than that of the centralized spring, the critical speeds of the rotor system cannot be adjusted by the stiffness of centralized spring and located at the critical speeds of

收稿日期:2016-04-11

基金项目:国家自然科学基金(51477155); 浙江省自然科学基金(LZ13E070001); 先进航空发动机协同创新中心项目

作者简介:祝长生(1963—),男,教授、博士生导师,博士,主要从事旋转机械动力学研究。

引用格式:祝长生,毛川,李鹏飞. 同心与非同心型挤压油膜阻尼器减振能力的实验比较[J]. 航空动力学报,2017,32(11):2672-2679. ZHU Changsheng, MAO Chuan, LI Pengfei. Experimental comparison of vibration isolation ability of centralized and uncentralized squeeze film damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(11): 2672-2679.

the rotor system with the rigid mounts. The nonlinearity in the rotor system with the uncentralized SFD was more complex than that with the centralized SFD; in additional to the main resonance, the sub- and super-resonances were observed.

Key words: rotor dynamics; squeeze film damper; centralized spring; rotor; nonlinear

挤压油膜阻尼器(squeeze film damper,SFD)是 20 世纪 70 年代初针对航空发动机采用滚动轴承、转子系统阻尼小振动大而研制的一种弹性阻尼元件,是高效弹性阻尼支承最优秀的代表^[1-4]。由于 SFD 结构简单、占空间小、减振增稳效果显著,已作为解决航空发动机转子系统振动和稳定性的一个有效手段。

按照是否带有定心弹簧,SFD 分为图 1 所示的带有定心弹簧的同心型及不带定心弹簧的非同心型 SFD 两种结构。

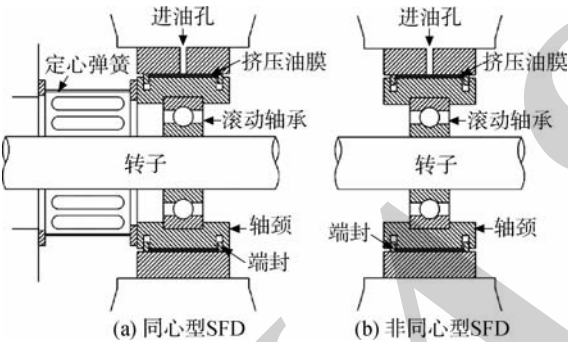


图 1 同心型及非同心型 SFD 结构
Fig. 1 Structure of centralized SFD and uncentralized SFD

带有定心弹簧的 SFD,由于定心弹簧与 SFD 并联,可以用定心弹簧来支承转子系统的静载荷、调整转子系统的临界转速并使油膜的内外环在静态时达到良好的同心,所以称之为同心型 SFD。对无定心弹簧的非同心型 SFD,在转子未旋转时,阻尼器的轴颈沉在油膜腔的底部,当转子旋转

后,SFD 所产生的油膜力将轴颈托起,也能够起到一定的减振作用。由于无定心弹簧 SFD 的结构更为简单,另外轴颈在油膜腔内还会有较大的运动,因此可以对转子提供更大的油膜力。

过去的研究主要是针对同心型 SFD 的减振特性^[5-12],对非同心型 SFD 的减振特性研究的较少^[13-19],鲜见对同心型及非同心型 SFD 的减振特性进行过实验对比。本文的目的就是在多盘柔性转子系统动力学实验装置上,对同心型及非同心型 SFD 的减振特性进行了实验研究,比较了同心型及非同心型 SFD 的减振特性,为同心型及非同心型 SFD 的选择提供依据。

1 实验装置

为了模拟某航空发动机压气机转子的结构,同心型及非同心型 SFD 减振特性实验装置采用了图 2 所示的带有悬臂盘的双盘柔性转子结构。

SFD 采用周向槽供油结构,周向供油槽设在油膜外环的中央,滑油通过供油孔先进入周向环形的供油槽,然后再向两边的油膜区供油,端部没有密封。润滑油为美孚 DTE24 抗磨液压油,40℃下油的运动黏度为 31.5 mm²/s。实验中的供油压力为 0.1 MPa,油温为 30℃左右。

SFD 油膜内环的外径为 110 mm,长度为 40 mm,中间油槽的宽度为 10 mm,油膜内环的质量为 2.18 kg。SFD 油膜半径间隙是根据许多文献上建议的具有良好减振效果的间隙/半径比范围参数来选择的,实验中 SFD 的油膜半径间隙分别为 0.33、0.6 mm。

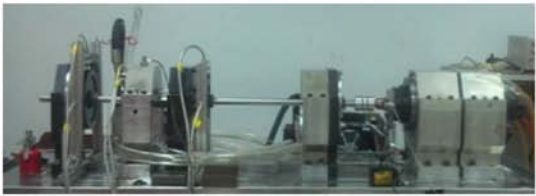
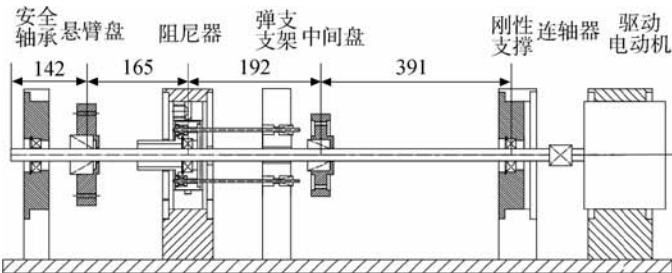


图 2 SFD-转子系统实验装置(单位:mm)
Fig. 2 Experiment rig of SFD-rotor system (unit:mm)

转子系统主要由1个均质光轴(外径为20 mm、长为1 m、质量为2.46 kg)、1个悬臂盘(外径为160 mm、厚度为30 mm、质量为5.03 kg、极转动惯量为 $0.0215 \text{ kg} \cdot \text{m}^4$)及1个中间盘(外径为130 mm、厚度为30 mm、质量为2.62 kg、极转动惯量为 $0.0056 \text{ kg} \cdot \text{m}^4$)组成。转子的一端支承在由滚动轴承组成的拟刚性支承上,另一端支承在同心型或非同心型SFD上。悬臂盘位于SFD外端,中间盘位于SFD与拟刚性支承之间。驱动电动机与转子间采用柔性联轴器,以减小电动机对转子系统振动特性的影响。在悬臂盘的外端,设置了一个带有滚动轴承的保护轴承,保护轴承内环与轴之间的半径间隙为1.0 mm。

同心型SFD的定心弹簧采用了拉杆式结构。弹簧刚度选择在转子的前2阶临界转速随支承刚度变化较为敏感区域的中间位置。在进行同心型SFD-转子系统的不平衡响应测试前,对SFD内外环间的同心度进行了仔细地调整和检查,静态时油膜内外环间达到了良好的同心,周向最大初始不同心的偏心距小于0.03 mm。

在未给SFD供油的状态下,用锤击法测量了同心型SFD-转子系统的模态频率,其1阶及2阶模态频率分别为23.625~23.75 Hz及49.0~50.375 Hz。由于转子系统在垂直及水平方向上的刚度不完全对称,所以两个方向上的模态频率存在一些差异。当给SFD以0.1 MPa的压力进行供油时,同心型SFD-转子系统只有在28 Hz附近出现了1个模态频率,这个频率稍小于SFD处于刚性支撑条件下转子系统的模态频率。

在进行同心型及非同心型SFD-转子系统的不平衡响应实验前,在同心型SFD的供油压力为0.1 MPa、SFD的油膜半径间隙为0.33 mm的条件下,利用双面法对转子系统进行了动平衡。实验中,转子系统不平衡的大小是通过在中间盘上附加不平衡质量的方法来改变的。

为了保证实验条件的一致性,转子系统的不平衡响应是在转子以 2.0 rad/s^2 的恒角加速度运行过程中进行测试的。实验中,用高速数据采集系统对油膜内环、悬臂盘及中间盘处水平及垂直方向上的振动位移信号进行同步采集,通过对数据的分析得到转子系统的不平衡响应曲线。

在完成带有同心型SFD-转子系统的不平衡响应测试后,不对转子上的任何部件进行拆卸,仅仅松开定心弹簧拉杆的固定端,拉杆与轴承座端盖上的孔之间形成限转销,然后,在相同的条件下

进行非同型SFD-转子系统的不平衡响应测试。

2 实验结果及分析

无论是同心型SFD-转子系统还是非同型SFD-转子系统,转子上油膜内环、悬臂盘及中间盘处水平及垂直方向上的不平衡性响应的特性相似,这里只给出各位置处垂直方向上的不平衡响应曲线。

2.1 同心型SFD-转子系统的不平衡响应特性

图3为油膜半径间隙 $\epsilon=0.33 \text{ mm}$ 的同心型SFD-转子系统在油膜内环、悬臂盘及中间盘处垂直方向上的不平衡响应曲线以及6.45 g附加不平衡质量条件下悬臂盘垂直方向振动的三维谱图。其中附加的不平衡质量 $m_{ub}=0, 1.3, 4.05, 6.45, 8.47, 10.67 \text{ g}$ 。

对于油膜半径间隙 $\epsilon=0.33 \text{ mm}$ 的同心型SFD,无论不平衡量的大小,转子系统的振动首先在900 r/min附近出现了一个不明显共振峰,然后在1850 r/min附近出现了另一个明显的共振,此后转子的振动随着转速逐渐减小。在900 r/min附近出现的共振峰主要是由于转子系统的刚度不对称以及重力因素产生的“副临界”现象导致的2倍超谐共振。在1850 r/min附近出现的共振峰为转子系统的1阶主临界转速,主共振转速与对SFD进行供油条件下转子系统的模态频率基本一致。

油膜内环位置在高转速区不同附加不平衡质量的响应曲线之间出现了有规律的交叉现象。在不同的转速区,附加不平衡质量对转子振动的影响不同。油膜内环的振动在大约2000 r/min以下的转速区,随着附加不平衡质量的增大先减小后增大;在2000~3300 r/min的范围内,随着附加不平衡质量的增大而减小;在3300 r/min以上的转速区,随着附加不平衡质量的增大而增大。1.3 g附加不平衡质量条件下轴颈处的振动最小,其他附加不平衡质量条件下的振动都较大。

中间盘位置,在0 g及1.3 g附加不平衡质量的条件下,在900 r/min附近出现了一个不太明显的由“副临界”引起的2倍超谐共振,随着转速的增大,转子保持在低的振动水平;在主共振区,振动明显增大;过了主共振区后,振动逐渐减小,甚至低于低转速区的振幅,在高转速区振动又缓慢地增大。当附加不平衡质量大于4.05 g,在900 r/min附近出现“副临界”共振之后,振动就随着转速的增大而减小,甚至小于低转速区的振动,当

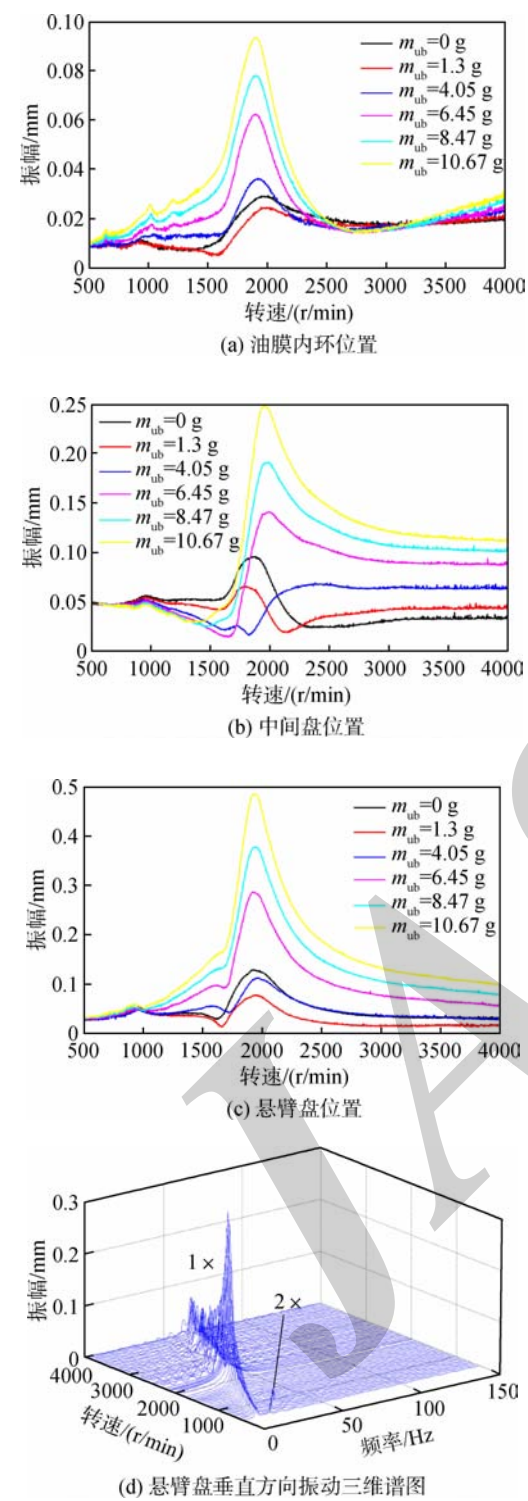


图 3 同心型 SFD-转子系统的不平衡响应曲线及振动三维谱图($\epsilon=0.33\text{ mm}$)

Fig. 3 Unbalance response curves and three-dimensional spectrum of centralized SFD-rotor system ($\epsilon=0.33\text{ mm}$)

振幅达到最小后,又开始增大,过了主共振后,振动随着转速单调逐渐减小或保持不变。随着附加不平衡质量的增大,中间盘振动达到最小点的转速及主共振转速都逐渐减小。不同附加不平衡质

量条件下,中间盘振动响应曲线上也出现了有规律的交叉现象。中间盘的振动在 1400 r/min 以下的低转速区,随着附加不平衡质量的增大而减小;在 2250 r/min 以上的高转速区,随着附加不平衡质量的增大而增大;在 1400~2250 r/min 的转速区,随着附加不平衡质量的增大先减小后明显增大。对于中间盘来讲,1.3 g 及 4.05 g 附加不平衡质量条件下的振动最小,其他附加不平衡质量条件下的振动都较大。

悬臂盘位置,在 900 r/min 转速附近出现了一个由“副临界”引起的不明显的超谐共振,在 1800~1900 r/min 转速区出现另一个明显的主共振,然后悬臂盘的振动逐渐减小。悬臂盘位置在大多数转速区的振动随着附加不平衡质量的增大先减小然后明显增大。附加不平衡质量为 1.3 g 时,悬臂盘的振动最小。

对不同附加不平衡质量下中间盘及悬臂盘处的不平衡响应曲线的分析可以发现,当附加不平衡质量从 0 g 变为 1.3 g 时,其振动随附加不平衡质量的增大逐渐减小,但 4.05 g 之后,振动随附加不平衡质量的增大而逐渐增大。因此在 1.3 g 与 4.05 g 间可能存在着一个最优的附加不平衡质量,使转子的振动最小,而 4.05 g 以上的附加不平衡质量可能已经超出了这个最优的附加不平衡质量,所以转子的振动又出现随附加不平衡质量增大而增大的现象。

图 4 为油膜半径间隙 $\epsilon=0.6\text{ mm}$ 的同心型 SFD-转子系统在油膜内环、悬臂盘及中间盘处垂直方向上的不平衡响应曲线。

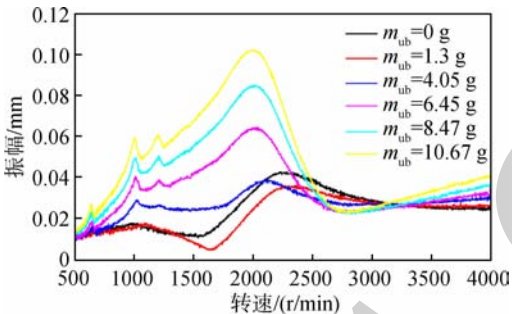
通过对图 3 和图 4 结果的对比分析可以发现,增大了油膜半径间隙后,除了转子系统的振动普遍减小外,转子不平衡响应曲线的基本特性并没有发生明显的变化。对于轴颈来讲,1.3 g 附加不平衡质量下的振动最小;对于中间盘来讲,1.3 g 及 4.05 g 附加不平衡质量下的振动最小;对于悬臂盘来讲,1.3 g 附加不平衡质量下的振动最小。同样,当附加不平衡质量从 0 g 变为 1.3 g 时,转子的振动随附加不平衡质量的增大逐渐减小,但 4.05 g 之后,振动随附加不平衡质量的增大逐渐增大,因此在 1.3 g 及 4.05 g 附加不平衡质量间可能存在着一个最优的附加不平衡质量,可以使转子系统的振动达到最小。

2.2 非同心型 SFD-转子系统的不平衡响应特性

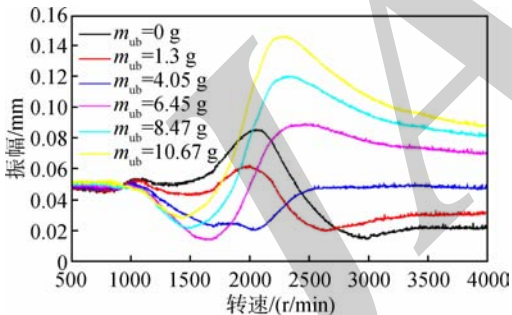
图 5 为油膜半径间隙 $\epsilon=0.33\text{ mm}$ 的非同心型 SFD-转子系统在油膜内环、悬臂盘及中间盘处

垂直方向上的不平衡响应曲线以及 0 g 附加不平衡质量条件下悬臂盘垂直方向振动的三维谱图。

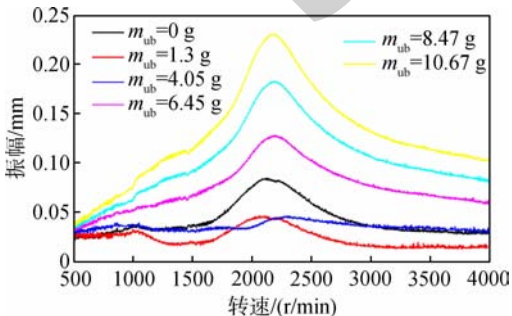
对于油膜半径间隙 $\epsilon=0.33\text{ mm}$ 的非同心型 SFD,当附加不平衡质量较小时,转子系统首先在 600 r/min 及 900 r/min 附近出现了共振峰,然后在 1750 r/min 及 1900 r/min 附近出现了两个明显的主共振峰,此后转子的振动随着转速逐渐减小,在 3 650 r/min 附近又有一个可见的共振峰。当不平衡质量较大时,转子系统的振动在 600、900、1750 r/min 及 1900 r/min 附近的共振峰明显增大,特别是在 1900 r/min 转速附近,保护轴承处轴的振动已超出了保护轴承的间隙,保护轴承与转子之间出现了严重的碰磨,即便转子的转速



(a) 油膜内环位置



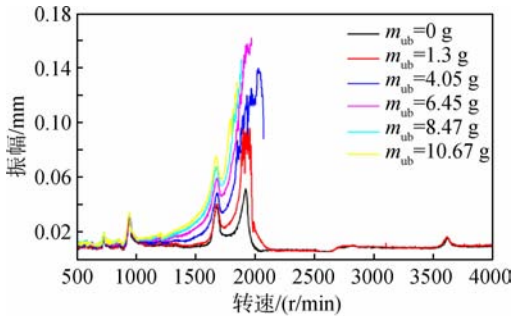
(b) 中间盘位置



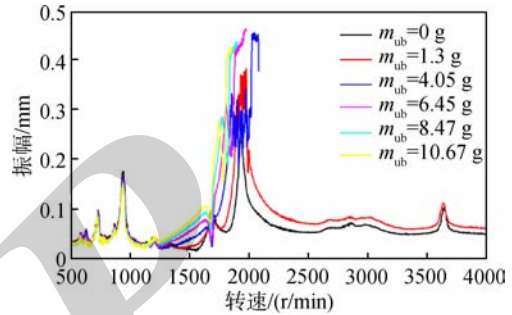
(c) 悬臂盘位置

图 4 同心型 SFD-转子系统的不平衡响应曲线
($\epsilon=0.6\text{ mm}$)

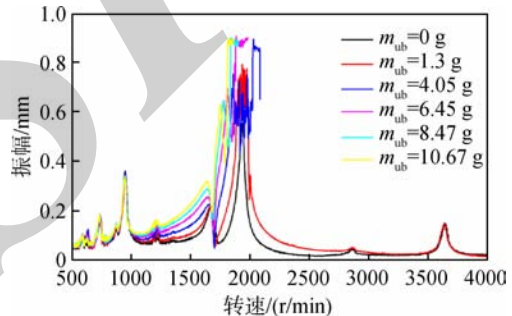
Fig. 4 Unbalance response curves of centralized SFD-rotor system ($\epsilon=0.6\text{ mm}$)



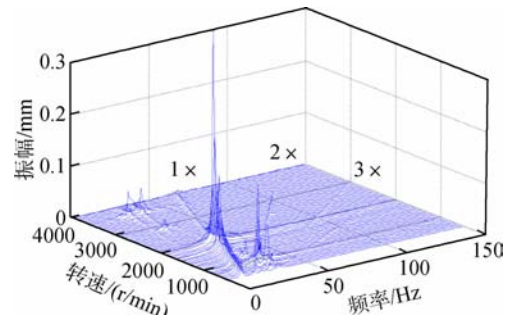
(a) 油膜内环位置



(b) 中间盘位置



(c) 悬臂盘位置



(d) 悬臂盘垂直方向振动三维谱图

图 5 非同心型 SFD-转子系统的不平衡响应曲线及
振动三维谱图($\epsilon=0.33\text{ mm}$)

Fig. 5 Unbalance response curves and three-dimensional spectrum of uncentralized SFD-rotor system ($\epsilon=0.33\text{ mm}$)

上升很多,转子系统的振动仍未见下降,导致转子无法通过 1900 r/min。从悬臂盘垂直方向振动的三维谱图中可以得到,600 r/min 附近出现的共振峰,其转速约为主临界转速的 1/3,主要是由于转

速的 3 倍频与转子的主临界转速接近产生的 3 倍超谐共振。在 900 r/min 附近出现的共振峰,其转速约为主临界转速的 1/2,主要是由于转子系统的刚度不对称以及重力因素产生的“副临界”现象导致的 2 倍超谐共振。在 1750 r/min 及 1900 r/min 附近出现的共振峰均为转子系统的 1 阶主临界转速,出现两个共振峰的原因主要是由于非同心型 SFD 动力特性的非对称所致。在 3650 r/min 附近出现的共振峰,其转速约为主临界转速的 2 倍,主要是由于转子转速的 1/2 与转子的主临界转速一致产生的 1/2 亚谐共振。

对于油膜半径间隙 $\epsilon=0.33\text{ mm}$ 的非同心型 SFD-转子系统,随着附加不平衡质量的增大,无论在油膜内环,还是在中间盘及悬臂盘位置,转子的振动都是单调增大,并没有出现在同心型 SFD-转子系统中不同附加不平衡质量的响应曲线之间出现有规律交叉的现象。0 g 附加不平衡质量条件下,油膜内环、中间盘及悬臂盘处的振动都最小。因此对于非同心型 SFD,能够有效减小转子系统振动的不平衡量与同心型 SFD 能够有效减小转子系统振动的不平衡量是不同的。

图 6 为油膜半径间隙 $\epsilon=0.6\text{ mm}$ 的非同心型 SFD-转子系统在油膜内环、悬臂盘及中间盘处垂直方向上的不平衡响应曲线。

对于油膜半径间隙 $\epsilon=0.6\text{ mm}$ 的非同心型 SFD,当附加不平衡质量不是很大时,转子系统同

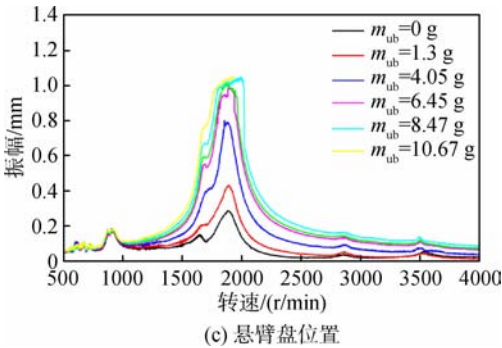


图 6 非同心型 SFD-转子系统的不平衡响应曲线
($\epsilon=0.6\text{ mm}$)

Fig. 6 Unbalance response curves of uncentralized SFD-rotor system ($\epsilon=0.6\text{ mm}$)

样先在 600、900 r/min 附近出现了 3 倍及 2 倍超谐共振,然后在 1750 r/min 及 1900 r/min 附近出现了 2 个明显的主共振,此后转子的振动随着转速逐渐减小,在 2850 r/min 及 3500 r/min 附近有微小的峰。在各临界转速区,转子的振动相对较小,转子系统能够顺利地通过各阶临界转速。当附加不平衡质量很大时,转子系统的振动在 600、900、1750 r/min 及 1900 r/min 附近的共振峰都明显增大,虽然在 1900 r/min 转速附近悬臂盘外轴的振动也已经超出了保护轴承的间隙,但保护轴承与转子之间的碰磨比较轻,经过一段时间加速后,转子系统的振动迅速下降,转子仍然能够通过主临界转速。随着附加不平衡质量的增大,油膜内环、中间盘及悬臂盘处的振动单调增大。

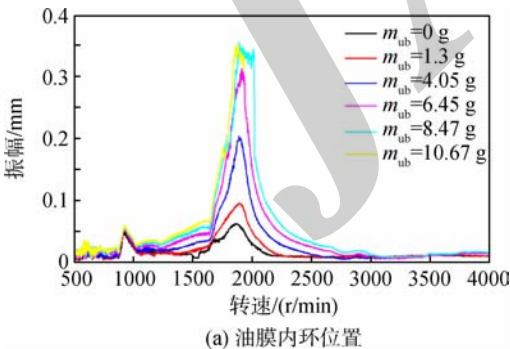
2.3 非同心型/同心型 SFD 减振特性的比较

图 7 比较了纯弹性支承、同心型 SFD 及非同心 SFD 支承的转子系统在油膜内环、悬臂盘及中间盘位置处垂直方向上的不平衡响应曲线。

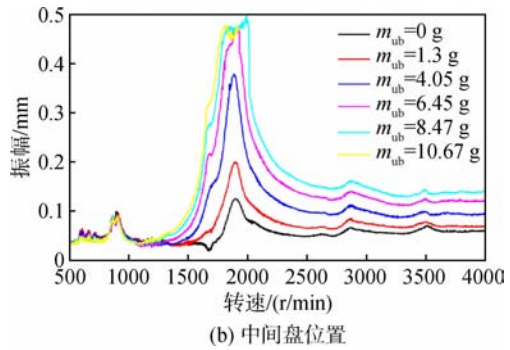
结果说明了,支承在纯弹性支承上的转子系统,由于滚动轴承和弹性支承本身的阻尼很小,所以转子的振动都很大,特别是在其弹性支承的 1 阶及 2 阶临界转速附加,即便转子的不平衡量很小,转子系统也可能会出现由于振动太大,导致转子无法通过其临界转速的现象。

无论是同心型 SFD 还是非同心型 SFD,都能够为转子系统提供有效的减振作用,特别是阻尼作用,从而有效地减小了转子系统的振动。

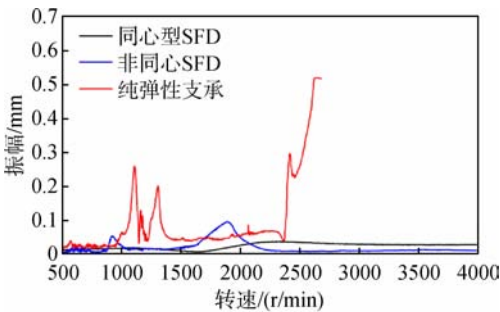
无论是同心型 SFD 还是非同心型 SFD,转子系统的主共振并不是发生在纯定心弹簧支承状态下转子的临界转速附近。对于同心型 SFD,其主共振转速大于 SFD 供油条件下转子系统的模态频率,因此在同心型 SFD 结构中用定心弹簧来调



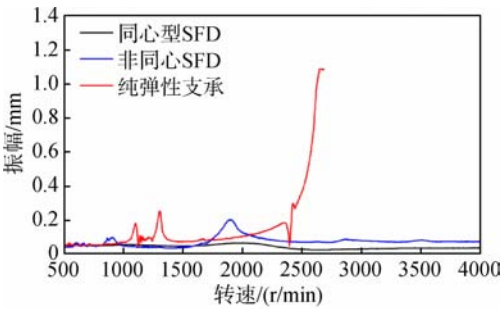
(a) 油膜内环位置



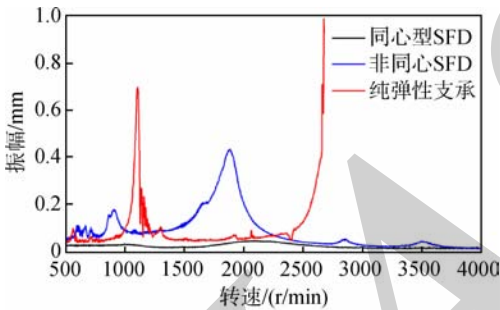
(b) 中间盘位置



(a) 油膜内环位置



(b) 中间盘位置



(c) 悬臂盘位置

图 7 不同支撑条件对转子系统不平衡响应曲线
($\epsilon=0.6\text{ mm}$, $m_{ub}=1.3\text{ g}$)

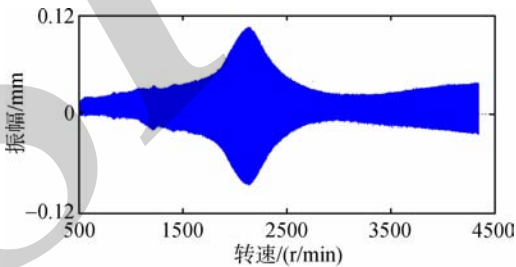
Fig. 7 Unbalance response curves of rotor system with different support conditions
($\epsilon=0.6\text{ mm}$, $m_{ub}=1.3\text{ g}$)

整转子系统临界转速的位置只有在一定的条件下才能够实现。在同心型 SFD-转子系统临界转速的分析中必须要考虑 SFD 对系统特性的影响。对于非同心型 SFD,其主共振转速更接近于 SFD 供油条件下转子系统的模态频率。

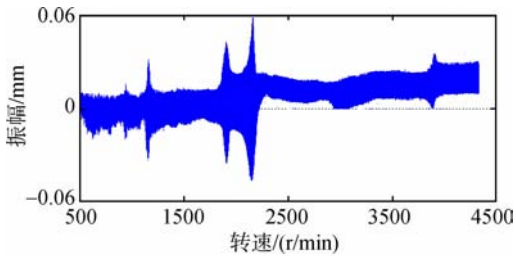
由于非同心型 SFD 及同心型 SFD 能够有效减小转子系统振动的所对应的不平衡量是不同的,如果转子的不平衡量与同心型 SFD 能够有效减小转子系统振动的不平衡量一致,那么同心型 SFD-转子系统的振动比非同心型 SFD-转子系统的振动小;反之非同心型 SFD-转子系统的振动比同心型 SFD-转子系统的振动小。因此,只要对 SFD 的参数和转子的不平衡量进行优化配置,无论是同心型 SFD 还是非同心型 SFD 都能够有效

地减小转子系统的振动。

为了进一步分析同心型 SFD 及非同心型 SFD 的特性,图 8 给出了在同心型及非同心型 SFD-转子系统两种典型工况下,油膜内环垂直方向在加速过程中位移的时间历程。结果说明,对于同心型 SFD,由于定心弹簧的作用,油膜内环在垂直方向上的移动不明显,主要是在以定心弹簧确定的定心位置为中心运动,位移时间历程的正负位移部分基本对称。对于非同心型 SFD,初始状态下,油膜内环沉在间隙圆的底部,随着转速的提高,油膜内环在垂直方向上逐渐被抬起,抬起的高度随转速而变化,位移时间历程的正负位移部分不对称。因此,同心型 SFD 中定心弹簧的作用不一定是用来调整转子系统的临界转速,而是为了使油膜的内外环在静态和动态时达到良好的同心,提高发动机气隙的均匀性。



(a) 同心型 SFD



(b) 非同心型 SFD

图 8 同心型及非同心型 SFD 油膜内环垂直方向加速过程中位移的时间历程

Fig. 8 Time history of vertical vibration of oil-film ring in acceleration operation for centralized and uncentralized SFD

3 结 论

1) 当同心型 SFD 的作用相对定心弹簧的作用较弱时,可以用定心弹簧的刚度来调整转子系统临界转速的大小,临界转速出现在弹支临界转速附近,SFD 的作用以增大支承的阻尼为主;当同心型 SFD 的作用相对定心弹簧的作用较强时,定心弹簧的刚度对转子系统临界转速的影响不

大,临界转速接近刚支临界转速,SFD 的作用既增大了支承的阻尼又增大了支承的刚度。因此,同心型 SFD 中定心弹簧的作用不一定是用来调整转子系统的临界转速,而是为了使油膜的内外环在静态和动态时达到良好的同心。

2) 非同心型 SFD 动力特性的非线性明显强于同心型 SFD,非同心型 SFD-转子系统除了出现主共振外,还会出现倍谐共振及亚谐共振,临界转速低于其刚支临界转速。如果转子的不平衡量较大,则会在刚支临界转速附近出现较大的振动,甚至双稳态现象。

3) 相对于刚支及纯弹性支承的转子系统,无论是同心型 SFD 还是非同心型 SFD,都能够有效地减小转子系统的振动。只要对 SFD 的参数和转子的不平衡进行优化配置,同心型 SFD 及非同心型 SFD 都能够有效地减小转子系统的振动。

参考文献:

- [1] 晏砺堂. 航空燃气轮机振动和减振[M]. 北京:国防工业出版社,1991.
- [2] COOPER S. Preliminary investigation of oil films for the control of vibration[C]// Proceedings of Lubrication and Wear Convention. London: the Institution of Mechanical Engineers,1963:305-315.
- [3] MARMOL R A, VANCE J M. Squeeze film damper characteristics for gas turbine engines[J]. Journal of Mechanical Design,1978,100(1):139-143.
- [4] HOLMES R. The damping characteristics of vibration isolators used in gas turbines[J]. Journal Mechanical Engineering Science,1977,19(6):271-277.
- [5] RABINOWITZ M D, HAHN E J. Steady state performance of squeeze film damper supported flexible rotors[J]. Journal of Engineering for Power,1977,99(4):552-558.
- [6] MACLEAN L J, HAHN E J. Unbalance behavior of squeeze film damper multi-mass flexible rotor bearing systems[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(1):22-28.
- [7] GUNTER E J, BARRETT L E, ALLAIRE P E. Design of nonlinear squeeze film dampers for aircraft engines[J]. Journal of Lubrication Engineering,1977,99(1):57-64.
- [8] CUNNINGHAM R E, FLEMING D P, GUNTER E J. Design of a squeeze film damper for a multi-mass flexible rotor[J]. Journal of Engineering for Industry,1975,89(4):1383-1389.
- [9] ANDRÉS L S, JEUNG S H, BRADLEY G. Forced coefficients for a short length, open ends squeeze film damper with end grooves: experiments and predictions[J]. Journal

of Engineering for Gas Turbines and Power,2015,138(2): 022501. 1-022501. 11.

- [10] ERTAS B, CERNY V, KIM J S, et al. Stabilizing a 46 MW multistage utility steam turbine using integral squeeze film bearing support dampers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2015,138(5):052506. 1-052506. 11.
- [11] ANDRÉS L S, JEUNG S H. Experimental performance of an open ends, centrally grooved, squeeze film damper operating with large amplitude orbital motions[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2014,137(3): 032508. 1-032508. 9.
- [12] 祝长生,冯心海,徐建康. 柔性转子-挤压油膜阻尼器系统双稳态特性的实验研究[J]. 航空动力学报,1988,3(2): 105-108,184.
ZHU Changsheng, FENG Xinhai, XU Jiankang. An experimental investigation on the bistable behaviors of a flexible rotor-squeeze film damper system[J]. Journal of Aerospace Power,1988,3(2):105-108,184. (in Chinese)
- [13] COOKSON R A, KOSSA S S. The effectiveness of squeeze film damper bearings supported rigid rotor without a centralizing spring[J]. International Journal Mechanical Science,1979,21(6):639-650.
- [14] COOKSON R A, KOSSA S S. The effectiveness of squeeze film damper bearings supported flexible rotors without a centralizing spring[J]. International Journal Mechanical Science,1980,22(3):313-324.
- [15] COOKSON R A, KOSSA S S. The vibration isolating properties of uncentralized squeeze film damper bearings supporting a flexible rotor[J]. Journal of Engineering for Power,1981,103(4):781-787.
- [16] COOKSON R A, KOSSA S S. Theoretical and experimental investigation into the effectiveness of squeeze film damper bearings without a centralizing spring[C]// Proceedings of 2nd International Conference on Vibrations in Rotating Machinery. Cambridge, UK: the Institution of Mechanical Engineers,1980:359-366.
- [17] COOKSON R A, FENG X H. A theoretical investigation of an overhung flexible rotor mounted on uncentralized squeeze film damper bearings and flexible supports[J]. Journal of Engineering for Power,1983,105(2):361-368.
- [18] SATO Y, FUJINO H, SAKAKIDA H, et al. Stability characteristics of a journal bearing mounted in an uncentralized squeeze film damper[J]. Journal of Tribology, 1991,113(3):584-589.
- [19] 祝长生,冯心海. 柔性转子-挤压油膜阻尼器系统中非协调涡动轨道的实验研究[J]. 航空动力学报,1987,2(4):323-327,369-370.
ZHU Changsheng, FENG Xinhai. Nonsynchronous orbits in a flexible rotor-squeeze film damper system[J]. Journal of Aerospace Power,1987,2(4):323-327,369-370. (in Chinese)