

文章编号:1000-8055(2012)03-0644-07

含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统响应分析

周海仑¹, 罗贵火², 冯国全³, 陈 果¹

(1. 南京航空航天大学 民航学院, 南京 210016;

2. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;

3. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 针对浮环式挤压油膜阻尼器,研究了阻尼器特性;建立了含浮环式挤压油膜阻尼器转子系统的动力学模型,模型考虑了转子与浮环式挤压油膜阻尼器两层油膜之间的相互耦合作用.利用数值仿真分析了系统的动力特性及其他影响因素,仿真结果表明:浮环式挤压油膜阻尼器能有效抑制系统双稳态响应,选择一个质量适当的浮动环,有利于转子高速运转的稳定.利用含浮环式挤压油膜阻尼器的转子动力学试验台,验证了仿真结果的正确性.

关 键 词: 双稳态; 转子动力学; 耦合动力学; 挤压油膜阻尼器; 浮环

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Dynamic response analysis of a rotor supported on floating-ring squeeze film dampers

ZHOU Hai-lun¹, LUO Gui-huo², FENG Guo-quan³, CHEN Guo¹

(1. College of Civil Aviation,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

3. Shenyang Aeroengine Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Characteristics were studied for the floating-ring squeeze film damper. The dynamic model of a rotor supported on the dampers was established. The coupling effect between the rotor and two layers film of the damper was considered in the model. Characteristics of the rotor system responses and other influence factors were analysed making use of numerical integral method. The results of numerical integral show that the bi-stable characteristics of rotor supported on the dampers can be effectively restrained, and the rotor can steadily run if floating-ring mass is appropriate. The results of numerical integral were validated with the experiments of the rotor supported on dampers.

Key words: bi-stable; rotor dynamics; coupling dynamics; squeeze film damper; floating-ring

挤压油膜阻尼器(squeeze film damper,简称 SFD)结构简单,减振效果明显,它在现代航空发

动机上得到广泛应用,成为航空发动机减振技术的主要手段之一.但是,由于油膜力的高度非线性

收稿日期:2011-04-12; 修订日期:2011-09-01

作者简介:周海仑(1983—),男,山东泰安人,博士生,主要从事转子动力学和航空发动机整机振动研究.

性,挤压油膜阻尼器可能会出现两种失效情况:一种情况是转子系统不能越过临界转速,另一种情况是出现双稳态响应^[1]. 国内外学者针对挤压油膜阻尼器的双稳态响应进行了大量理论和试验研究,部分学者开发和研究了各种改进型挤压油膜阻尼器. 在国内,马艳红和洪杰等人^[2-3]研制了一种带金属橡胶油膜环的自适应挤压油膜阻尼器,并对这种挤压油膜阻尼器减振机理和非协调响应进行了详细的理论和试验研究,研究表明利用金属橡胶外环的变形来调整油膜间隙,可以达到较好的减振效果;曹磊和高德平等^[4]对弹性环式挤压油膜阻尼器油膜力特性和含弹性环式挤压油膜阻尼器的转子系统进行了大量的研究,研究表明该种挤压油膜阻尼器可以在一定程度上改善油膜刚度非线性不足. 国外 Zhao J Y 和 Hahn E J 等人^[5-8]提出了一种改进型的挤压油膜阻尼器,这种改进型挤压油膜阻尼器拥有一个内环和一个外环,轴承装于内环中,油膜处于内外环之间,弹性外环限制了其自转,研究表明:这种新型结构有效地改善了挤压油膜阻尼器的双稳态现象,在2倍临界转速以上,转子系统有明显的分叉和拟周期运动. Moraru 等^[9-11]学者,利用 NASA-GRC(National Aeronautics and Space Administration-Glenn Research Center)设置在托莱多大学的双层油膜挤压油膜阻尼器试验器,对双层油膜的挤压油膜阻尼器的结构参数等方面进行了详细的研究,但是国内关于双层油膜的挤压油膜阻尼器的研究鲜有报道. 本文针对新型浮环式挤压油膜阻尼器(floating-ring squeeze film damper,简称 FSFD),开展相应研究,它具有结构简单,减振效果好,具有很好的工程应用前景. 本文对含浮环式挤压油膜阻尼器及其转子系统的动力学特性开展研究,并通过试验进行了验证.

1 含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统模型

为研究浮环式挤压油膜阻尼器的特性,本文以简单 Jeffcott 转子系统模型为研究对象,转子支承在两个相同的浮环式挤压油膜阻尼器上,如图1所示.

浮环式挤压油膜阻尼器是在传统挤压油膜阻尼器的基础上,增加一浮动环于挤压油膜中,使油膜分为内外两层,结构如图2所示.

为了简化分析,对阻尼器作如下假设:①不可压缩流、短轴承及半 Sommerfeld 边界条件;②不

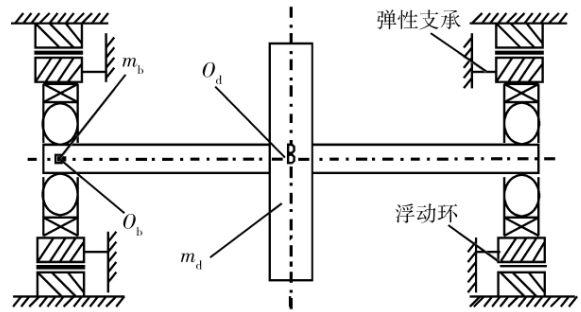


图1 含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统模型

Fig. 1 Model of a rotor supported on the FSFD

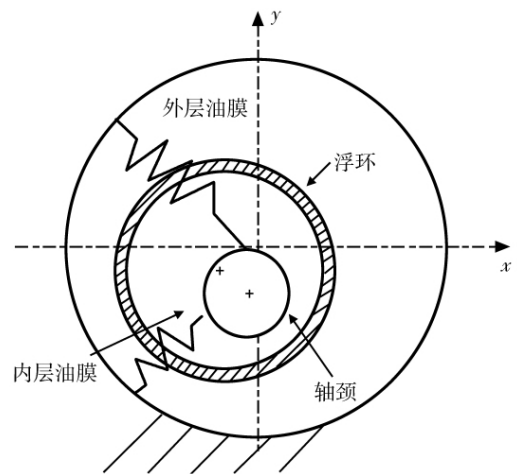


图2 浮环式挤压油膜阻尼器结构示意图

Fig. 2 FSFD model

考虑浮动环的弹性变形;③在静止状态下,内外层油膜的厚度相等. 根据牛顿第二定律,可建立转子系统的动力学方程

$$\begin{cases} m_d \ddot{x}_d + c_d \dot{x}_d + k_s(x_d - x_b) = m_d e_\mu \omega^2 \cos \omega t \\ m_d \ddot{y}_d + c_d \dot{y}_d + k_s(y_d - y_b) = m_d e_\mu \omega^2 \sin \omega t \\ m_b \ddot{x}_b + \frac{k_s}{2}(x_b - x_d) + \frac{k_a}{2}x_b = f_{1x} \\ m_b \ddot{y}_b + \frac{k_s}{2}(y_b - y_d) + \frac{k_a}{2}y_b = f_{1y} \\ m_f \ddot{x}_f = -f_{1x} + f_{2x} \\ m_f \ddot{y}_f = -f_{1y} + f_{2y} \end{cases} \quad (1)$$

其中 m_d 表示转子圆盘处的集中质量, c_d 是由于空气动力学产生在转子圆盘处的黏性阻尼, k_s 是转子轴的刚度, (x_d, y_d) 是圆盘在固定坐标系中的坐标, (x_b, y_b) 表示转子轴径在固定坐标系中的坐标, (x_f, y_f) 表示浮动环在固定坐标系中的坐标, e_μ 是圆盘的质量偏心, $(\cdot)$ 表示 d/dt 算子, ω 表示

转子转速. m_b 是转子在阻尼器处的集中质量, k_a 是弹性支承的刚度. m_f 表示浮环的质量, f_{1x} 和 f_{1y} 是浮环式挤压油膜阻尼器在 x 和 y 方向内层油膜对轴径的挤压油膜力, f_{2x} 和 f_{2y} 是浮环式挤压油膜阻尼器在 x 和 y 方向外层油膜对浮环的挤压油膜力.

1.1 无量纲化转子系统的动力学方程

将方程组(1)进行无量纲化处理, 采用无量纲时间 $\tau = \omega t$, 可得含浮环式挤压油膜阻尼器转子系统的无量纲化动力学方程

$$\begin{cases} X_d'' + \frac{2\xi}{\lambda} X_d' + \frac{1}{\lambda^2} (X_d - X_b) = U \cos \tau \\ Y_d'' + \frac{2\xi}{\lambda} Y_d' + \frac{1}{\lambda^2} (Y_d - Y_b) = U \sin \tau \\ X_b'' + \frac{1}{2\alpha\lambda^2} (X_b - X_d) + \frac{k}{2\alpha\lambda^2} X_b = \frac{F_{1x}}{\lambda} \\ Y_b'' + \frac{1}{2\alpha\lambda^2} (Y_b - Y_d) + \frac{k}{2\alpha\lambda^2} Y_b = \frac{F_{1y}}{\lambda} \\ X_f'' = \beta \left(-\frac{F_{1x}}{\lambda} + \frac{F_{2x}}{\lambda} \right) \\ Y_f'' = \beta \left(-\frac{F_{1y}}{\lambda} + \frac{F_{2y}}{\lambda} \right) \end{cases} \quad (2)$$

其中 $X_d = x_d/C$, $Y_d = y_d/C$, $X_b = x_b/C$, $Y_b = y_b/C$, $X_f = x_f/C$, $Y_f = y_f/C$, C 表示挤压油膜的间隙; $(\cdot)$ 表示 $d/d\tau$; ξ 表示阻尼系数 $\xi = c_d/2m_d\omega_{cr}$, $\omega_{cr} = \sqrt{k_s/m_d}$; λ 表示转速比, $\lambda = \omega/\omega_{cr}$; U 表示不平衡量, $U = e_\mu/C$; k 表示刚度比, $k = k_a/k_s$; α 表示轴径与圆盘的质量比, $\alpha = m_b/m_d$; β 表示轴径与浮动环的质量比, $\beta = m_b/m_f$; F_{1x} 和 F_{1y} 表示浮环式挤压油膜阻尼器内层油膜在 x 和 y 方向对轴径的无量纲化的挤压油膜力; F_{2x} 和 F_{2y} 表示浮环式挤压油膜阻尼器外层油膜在 x 和 y 方向对浮环的无量纲化的挤压油膜力.

1.2 浮环式挤压油膜阻尼器的油膜力

基于流体动压润滑理论可以计算挤压油膜阻尼器的油膜力. 挤压油膜阻尼器浮动环通过进动及其对流体动压作用, 依据雷诺方程可以导出油膜压力分布. 挤压油膜阻尼器瞬态雷诺方程为^[12]

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -12\mu\dot{\psi} \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3)$$

为了求解方程(3), 根据短轴承假设和半 Sommerfeld 边界条件^[13], 可以得到无量纲化的挤压油膜力^[14-15]

$$\begin{cases} F_x = -\frac{2B}{\sqrt{(X^2+Y^2)}} [X(\epsilon\phi'I_2 + \phi'I_1) - Y(\epsilon\phi'I_3 + \phi'I_2)] \\ F_y = -\frac{2B}{\sqrt{(X^2+Y^2)}} [Y(\epsilon\phi'I_2 + \phi'I_1) + X(\epsilon\phi'I_3 + \phi'I_2)] \end{cases} \quad (4)$$

其中

$$B = \mu RL^3/m_b\omega_{cr}C^3, \quad \epsilon = \sqrt{(X^2+Y^2)}, \quad \tan\phi = X/Y$$

I_1, I_2, I_3 为 Sommerfeld 积分.

对于含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统, 在求解内层挤压油膜力时, 令

$$\begin{aligned} X &= X_b - X_f, & X' &= X_b' - X_f', \\ Y &= Y_b - Y_f, & Y' &= Y_b' - Y_f' \end{aligned}$$

代入式(4)可得浮环式挤压油膜阻尼器的内层油膜力 F_{1x} 和 F_{1y} ; 令

$$X = X_f, \quad X' = X_f', \quad Y = Y_f, \quad Y' = Y_f'$$

代入式(4)可得浮环式挤压油膜阻尼器的外层油膜力 F_{2x} 和 F_{2y} .

2 含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统响应分析

选取转子系统的参数如下: $\xi = 0.0005$, $k = 0.25$, $\alpha = 0.1$, 利用四阶龙格-库塔法分别对含普通挤压油膜阻尼器和浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统的动力响应进行计算分析. 计算过程中, 利用前一渐近稳态响应的结果作为下一个渐近稳态计算的初始值进行计算^[16].

2.1 含普通挤压油膜阻尼器转子系统双稳态分析

在方程组(2)中不考虑浮动环的影响, 即只考虑前四个方程, 且挤压油膜力为普通油膜阻尼器的油膜力, 可得含普通挤压油膜阻尼器转子系统的无量纲化动力学方程, 其中, 轴承参数 $B = 0.0125$, 仿真计算不平衡量 U 分别为 0.1 和 0.17 时, 含普通挤压油膜阻尼器的转子系统的响应, 如图 3 所示, 图中带点的曲线表示加速过程渐近稳态响应, 带圆圈的曲线表示减速过程渐近稳态响应, ϵ_{bo} 表示轴颈的偏心率, 图 4 和图 5 中的曲线与图 3 中的曲线含义相同.

对比图 3(a)和图 3(b)可以看出,转速比 λ 小于 2 时,不平衡量较大的转子系统出现双稳态响应,如图 3(b)所示,在 $\lambda = 0.6$ 前后时,轴颈先按响应大的轨道运动,到达某一转速,跳到响应小的轨道;减速时先按响应小的轨道运动,到达某一转速,跳到响应大的轨道.随着转速比的增加,转速比 λ 为 2 到 3 左右时,图 3(a)和图 3(b)中,转子的响应轨道均出现上下跳动的情况,这与文献[16]得出的结论一致.

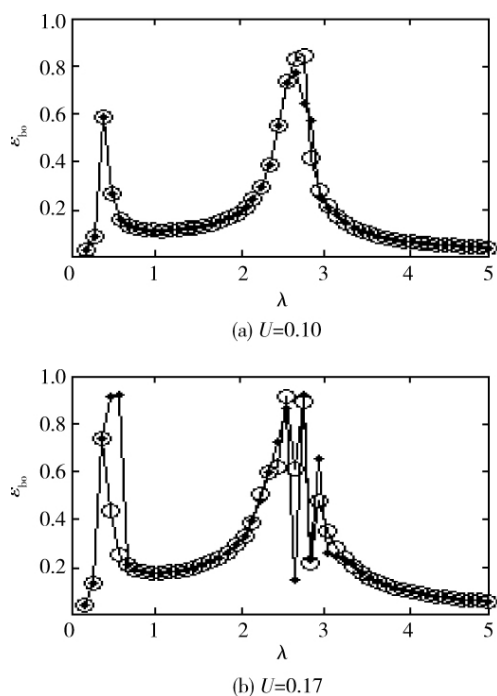


图 3 含普通挤压油膜阻尼器转子系统的轴颈响应

Fig. 3 Response at the journal position of rotor supported on the SFD

2.2 含浮环式挤压油膜阻尼器转子系统的双稳态分析

为了与普通挤压油膜阻尼器对比,选取在相同的转子参数,浮环式挤压油膜阻尼器两层间隙之和等于普通挤压油膜阻尼器间隙时的参数进行仿真计算.根据前面轴承参数 B 和不平衡量 U 的定义可知,浮环式挤压油膜阻尼器的轴承参数 $B=0.1$,不平衡量 U 分别为 0.20 和 0.34,轴径与浮环的质量比 β 的值为 2.0.仿真计算得到含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统的响应,如图 4 所示.

从图 4 中可以看到,在不平衡量 U 为 0.20

和 0.34 时,含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统能顺利通过一阶临界转速,转子系统的响应中并没有出现双稳态响应.与图 3 相似,图 4(b)在转速比 λ 为 3 左右时稳态响应幅值上下跳动.

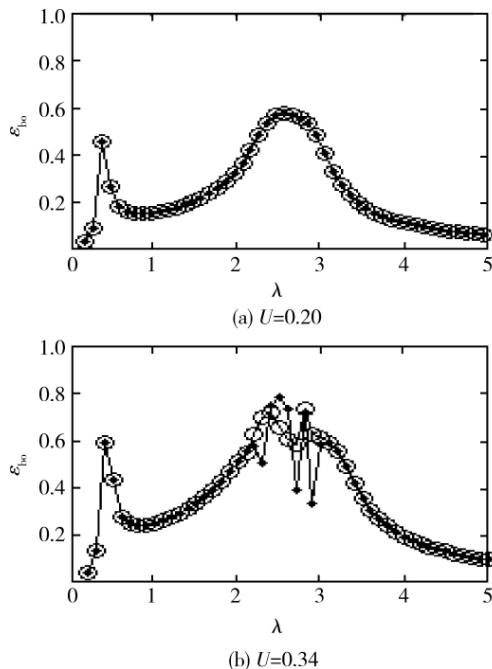


图 4 含浮环式挤压油膜阻尼器转子系统的轴颈响应
($U=0.20, 0.34$)

Fig. 4 Response at the journal position of rotor supported on the FSFD
($U=0.20, 0.34$)

2.3 浮环质量的影响

由前面的分析知,含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统,在不平衡量 $U=0.34, \beta=2.0$ 时,转子轴颈的响应在转速比 λ 为 3 左右时开始出现跳动.在其他参数不变的情况,选取轴径与浮环的质量比 β 的值分别为 4.0, 3.0, 1.0 和 0.5 时,计算分析浮环质量对转子系统响应的影响,计算结果如图 5 所示.

从图 5 中,可以看出,浮动环的质量对含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统的响应有非常明显的影响.当转子轴颈的响应在转速比 λ 为 3 左右, β 值大于 1.0 或者小于 1.0 时,转子的渐近稳态响应存在不同程度的上下跳动, β 值等于 1.0 时,转子的跳动响应得到了很好的抑制,转子加速和减速的幅值一致.因此,当浮环质量与轴颈质量接近时,转子在高转速时运行更稳定.

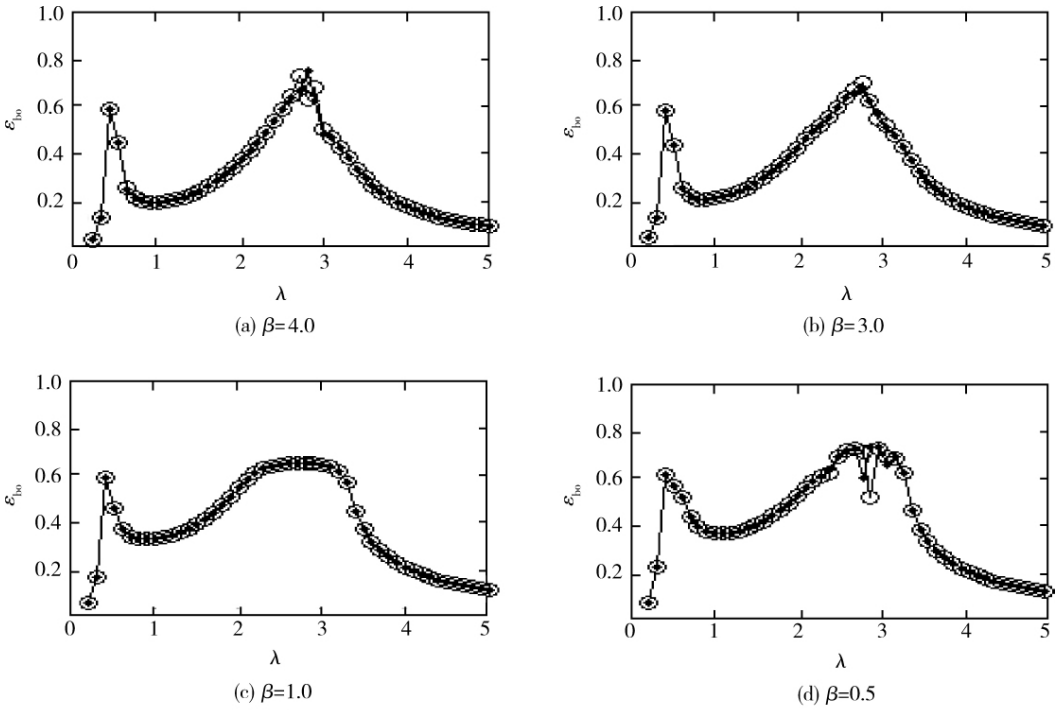


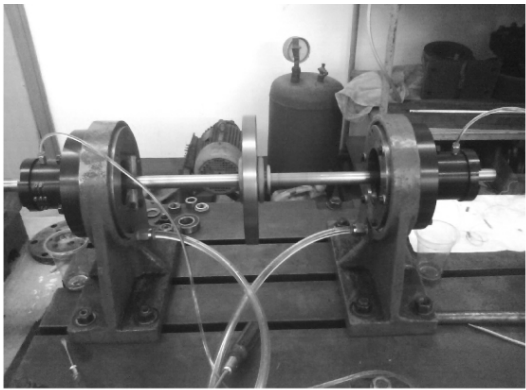
图 5 含浮环式挤压油膜阻尼器转子系统的轴颈响应($\beta=4.0,3.0,1.0,0.5$)

Fig. 5 Response at the journal position of rotor supported on the FSFD ($\beta=4.0,3.0,1.0,0.5$)

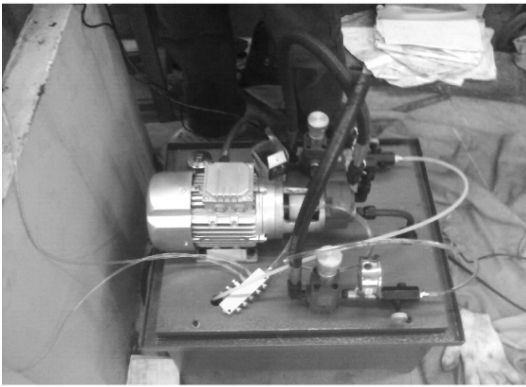
3 试验分析

为了研究普通挤压油膜阻尼器与浮环式挤压油膜阻尼器动力特性,设计了含(浮环式)挤压油膜阻尼器的转子系统试验台,如图 6 所示.

为了研究含浮环式挤压油膜阻尼器的双稳态特性,在相同的供油压力下,分别对含有油膜间隙为 0.2 mm 的普通挤压油膜阻尼器和两层油膜间隙均为 0.1 mm 浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统进行了渐近稳态加速和渐近稳态减速的试验,使转子通过一阶临界转速. 试验结果如图 7 和图 8 所示. 图 7 表示含普通挤压油膜阻尼器的转子系统的渐近稳态加速和减速过程,并进行稳态响应分析. 从图中可以看出,当转子转速在临界转速附近时,转子的响应幅值在加速和减速时有比较大的差异. 图 7(a)中,转子在 x 向的幅值响应在 2244, 2294, 2364 r/min 时双稳态现象比较明显; 图 7(b)中,转子在 y 向的幅值响应在 2294, 2364 r/min 时双稳态现象比较明显. 图 8 表示含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统的渐近稳态加速和减速过程,并进行稳态响应分析. 对比图 7 可以看出,含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统在临界转速附近时,转子的响应幅值在加速和减速时非常接近,并没有出现双稳态响应.



(a) 转子系统



(b) 供油系统

图 6 含浮环式挤压油膜阻尼器 轴承的
转子系统试验台

Fig. 6 Rotor rig supported on FSFD

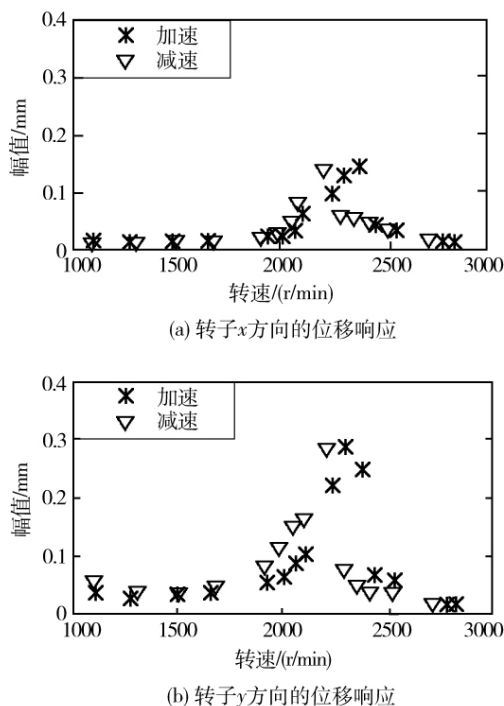


图7 含普通挤压油膜阻尼器的转子系统加速和减速过程

Fig. 7 Acceleration and deceleration process of rotor supported on SFD

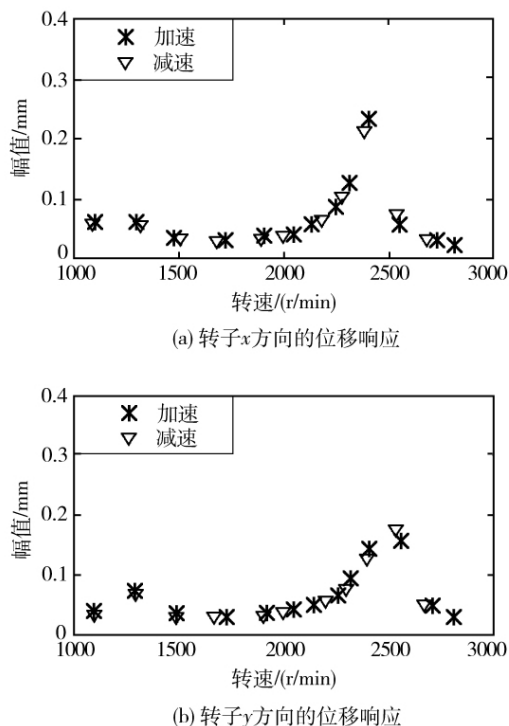


图8 含浮环式挤压油膜阻尼器转子系统加速和减速过程

Fig. 8 Acceleration and deceleration process of rotor supported on FSFD

4 结 论

本文建立了含浮环式挤压油膜阻尼器的转子动力学模型,在模型中,考虑了转子与浮环式挤压油膜阻尼器两层油膜间的相互耦合作用,通过理论分析和试验得出如下结论:

1) 通过数值仿真,对比分析了含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统和含普通挤压油膜阻尼器的转子系统的双稳态响应特性.结果表明:在相同的转子系统参数的情况下,浮环式挤压油膜阻尼器与普通挤压油膜阻尼器相比,能更有效地抑制双稳态的出现.

2) 分析了浮动环质量对转子系统的影响,计算表明:当选取浮动环质量适当,有利于转子在高转速运行时的稳定.

3) 利用含(浮环式)挤压油膜阻尼器的转子系统试验台进行稳态响应试验研究,试验结果与仿真结果一致,表明浮环式挤压油膜阻尼器能更好地抑制双稳态的出现;此外,浮环式挤压油膜阻尼器结构相对简单,具有很好的工程实际应用前景.

参考文献:

- [1] XING Changhu. Analysis of the characteristics of a squeeze film damper by three-dimensional Navier-Stokes equations; a numerical approach and experimental validation [D]. Ohio: The University of Akron, 2009.
- [2] 马艳红,洪杰,赵福安.自适应挤压油膜阻尼器减振机理理论研究[J].北京航空航天大学学报,2004,30(1):5-8.
MA Yanhong, HONG Jie, ZHAO Fuan. Theoretical investigation of vibration attenuation mechanism of an adaptive squeeze film damper[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004, 30(1): 5-8. (in Chinese)
- [3] 马艳红,王虹,洪杰.带金属橡胶油膜环的自适应挤压油膜阻尼器非协调响应研究[J].航空动力学报,2009,24(2):390-395.
MA Yanhong, WANG Hong, HONG Jie. Investigation of non-synchronous response of adaptive squeeze film damper with metal rubber oil film ring[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(2): 390-395. (in Chinese)
- [4] 曹磊,高德平,江和甫.弹性环式挤压油膜阻尼器减振机理初探[J].振动工程学报,2007,20(6):584-588.
CAO Lei, GAO Deping, JIANG Hefu. Damping mechanism of elastic ring squeeze film damper[J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20(6): 584-588. (in Chinese)
- [5] Zhao J Y, Linnett I W, McLean L J. Stability and bifurcation of unbalanced response of a squeeze film damped flexible rotor[J]. Journal of Tribology, 1994, 116(2): 361-368.

- [6] Zhao J Y, Hahn E J. Subharmonic, quasi-periodic and chaotic motions of a rigid rotor supported on an eccentric squeeze film damper[J]. Journal of Mechanical Science, 1993, 207(6): 383-392.
- [7] Zhao J Y, Hahn E J. Eccentric operation and blade-loss simulation of a rigid rotorsupported by an improved squeeze film damper[J]. Journal of Tribology, 1995, 117(3): 490-497.
- [8] Rezvani M A, Hahn E J. Floating ring squeeze film damper; theoretical analysis[J]. Tribology International, 2000, 33(3): 249-258.
- [9] Moraru L, Keith T G Jr., Dimofte F, et al. Dynamic modeling of a dual clearance squeeze film damper Part I: test rig and dynamic model with one damper[J]. Tribology Transactions, 2003, 46(2): 170-178.
- [10] Moraru L, Keith T G Jr., Dimofte F, et al. Dynamic modeling of a dual clearance squeeze film damper Part II [J]. Tribology Transactions, 2006, 49(4): 611-620.
- [11] Moraru L, Keith T G Jr., Dimofte F, et al. Dynamic modeling of a dual clearance squeeze film damper; Part III [R]. Washington: ASME Conference Proceedings, WTC2005-63522, 2005.
- [12] 闻邦椿, 顾家柳, 夏松波, 等. 高等转子动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [13] 朱梓根. 航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则(研究报告) [R]. 北京: 中国航空工业总公司发动机系统工程局, 1997.
- [14] Inayat-Hussain J I, Kanki H, Mureithi N W. On the bifurcations of a rigid rotor response in squeeze-film dampers [J]. Journal of Fluids and Structures, 2003, 17(3): 433-459.
- [15] Inayat-Hussain J I, Kanki H, Mureithi N W. Stability and bifurcation of a rigid rotor in cavitated squeeze-film dampers without centering springs[J]. Tribology International, 2001, 34(10): 689-702.
- [16] ZHU C S, Robb D A, Ewins D J. Analysis of the multiple-solution response of a flexible rotor supported on non-linear squeeze film dampers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 252(3): 389-408.