

文章编号:1000-8055(2013)09-2044-06

带挤压油膜阻尼器的盘式拉杆转子 双稳态振动特性

程 礼, 李帅莹, 钱征文

(空军工程大学 航空航天工程学院, 西安 710038)

摘 要: 建立了带挤压油膜阻尼器的盘式拉杆转子动力学模型, 利用非线性微分方程多周期解求解方法, 对不同系统参数组合下的动力学方程进行求解, 研究了带挤压油膜阻尼器的盘式拉杆转子双稳态振动特性的影响规律, 比较了带与不带挤压油膜阻尼器系统稳定周期解的动力学特性. 通过频谱分析得出: 忽略挤压油膜阻尼器时双稳态区主要为基频振动, 考虑挤压油膜阻尼器的盘式拉杆转子在双稳态区除了基频振动外, 还有倍频的出现.

关 键 词: 盘式拉杆转子; 挤压油膜阻尼器; 非线性; 双稳态; 频谱特性

中图分类号: V231.96; TK47

文献标志码: A

Bistable vibration characteristics of disk-rod-fastening rotor with squeeze film damper

CHENG Li, LI Shuai-ying, QIAN Zheng-wen

(Aeronautics and Astronautics Engineering College,
Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China)

Abstract: The disk-rod-fastening rotor dynamics model with squeeze film damper (SFD) was built, and nonlinear differential equation method with multiple periodic solution was used to solve those equations with different combinations of system parameters; the influence law of bistable vibration characteristics of disk-rod-fastening rotor with SFD was studied, and the models' dynamic characteristics of stable system periodic solution with and without SFD were compared. The frequency spectrum analysis shows that the disk-rod-fastening rotor without SFD presents fundamental frequency vibration on bistable state, but that with SFD presents frequency multiplication besides fundamental frequency vibration.

Key words: disk-rod-fastening rotor; squeeze film damper; nonlinear; bistable state; frequency spectrum characteristics

随着转子动力学研究的不断深入, 人们发现在旋转机械系统中存在着油膜力、密封力、裂纹、接触碰磨等各种典型非线性激励源, 特别是在航空发动机和大型燃气轮机中采用的盘式拉杆转子, 既存在轮盘间及拉杆与盘间接触, 又存在挤压油膜阻尼器

的油膜力, 使得非线性问题显得尤为突出^[1-2].

钱征文等^[3]通过合理建模, 利用同伦算法和预测追踪算法分析了盘式拉杆转子的双稳态“跳跃”现象. 而带挤压油膜阻尼器的转子系统, 由于油膜力本身具有很强的非线性^[4-10], 也会导致系

收稿日期: 2012-10-14

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130926.1103.201309.2044_003.html

基金项目: 国家自然科学基金(51175509, 51275374)

作者简介: 程礼(1963—), 男, 黑龙江哈尔滨人, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事航空发动机结构、强度与振动研究.

统的振动响应出现双稳态的“跳跃”现象^[11]. 研究表明这类转子的非线性双稳态现象在临界转速前后都有可能出现^[12-14].

某型航空发动机转子为带挤压油膜阻尼器的盘式拉杆结构, 单从振幅“跳跃”这一非线性动力学现象是无法将非线性油膜力所引起的双稳态振动与具有非线性刚度的盘式拉杆转子所引起的双稳态振动区分开来的, 给该型航空发动机的故障诊断工作带来很大的困难. 针对这一难题, 本文对带弹性支承挤压油膜阻尼器的盘式拉杆转子进行建模分析和仿真计算, 从中发现两者之间的本质区别, 为确定产生双稳态振动现象的诱因奠定理论基础.

1 力学模型建立

左端带弹性支承挤压油膜阻尼器的盘式拉杆转子的盘与盘之间靠拉杆螺栓连接, 不是一个连续的整体, 拉杆螺栓预紧力的大小以及各个接触面的接触效应均会对转子的刚度产生影响, 在计算中可将拉杆和接触面等效为一个具有非线性刚度项的抗弯弹簧. 简化后的力学模型如图1所示.

盘式拉杆转子左端支承在带有定心弹簧的挤压油膜阻尼器上, 右端采用铰链连接. 挤压油膜阻尼器的轴颈连接在弹性支承上, 弹性支承和挤压油膜阻尼器采用并联的方式. m_1, m_2 分别为盘1

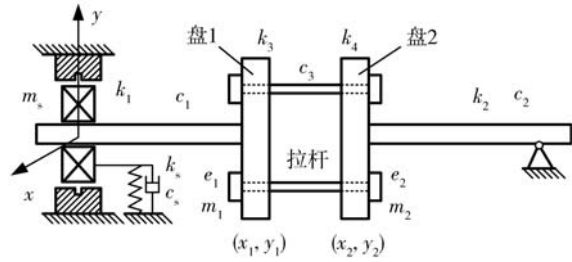


图1 转子系统的结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of rotor system

和盘2的集中质量; m_s 为挤压油膜阻尼器轴颈的集中质量; k_1 为左端柔性轴的刚度; k_2 为右端柔性轴的刚度; k_s 为弹性支承的刚度; k_3, k_4 为拉杆的等效刚度系数; c_1 为左端转轴处的阻尼; c_2 为右端转轴处的阻尼; c_s 为弹性支承的阻尼; e_1, e_2 分别为盘1和盘2的质量偏心距; β_1, β_2 分别为盘1和盘2不平衡量的初始相位; ω 为轴的转速; F_x, F_y 分别为 x, y 方向上盘的油膜力; L 为挤压油膜阻尼器的长度; μ 为润滑油的动力黏度; c 为油膜半径间隙; R 为轴颈半径; x_1, y_1 分别为盘1质心沿 x, y 方向的位移; x_2, y_2 分别为盘2质心沿 x, y 方向的位移; x_3, y_3 分别为轴颈沿 x, y 方向的位移.

根据上述带弹性支承的挤压油膜阻尼器盘式拉杆转子模型, 可建立如下的转子运动学方程:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + c_3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_3) + k_3 (x_1 - x_2) + k_4 (x_1 - x_2)^3 = m_1 e_1 \omega^2 \cos(\omega t + \beta_1) \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + c_3 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1 (y_1 - y_3) + k_3 (y_1 - y_2) + k_4 (y_1 - y_2)^3 = m_1 e_1 \omega^2 \sin(\omega t + \beta_1) - m_1 g \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + c_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 x_2 + k_3 (x_2 - x_1) + k_4 (x_2 - x_1)^3 = m_2 e_2 \omega^2 \cos(\omega t + \beta_2) \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 + c_3 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k_2 y_2 + k_3 (y_2 - y_1) + k_4 (y_2 - y_1)^3 = m_2 e_2 \omega^2 \sin(\omega t + \beta_2) - m_2 g \\ m_s \ddot{x}_3 + c_s \dot{x}_3 + k_s x_3 - 0.5 k_1 (x_1 - x_3) = -F_x \\ m_s \ddot{y}_3 + c_s \dot{y}_3 + k_s y_3 - 0.5 k_1 (y_1 - y_3) = -F_y - m_s g \end{cases} \quad (1)$$

根据短轴承近似理论, 对于半油膜情况, 径向和周向油膜分力为

$$\begin{cases} F_r = \frac{\mu R L^3}{c^2} \left[\frac{2\Omega \epsilon^2}{(1 - \epsilon^2)^2} + \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\dot{\epsilon}(1 + 2\epsilon^2)}{(1 - \epsilon^2)^{5/2}} \right] \\ F_t = \frac{\mu R L^3}{c^2} \left[\frac{\pi \Omega \epsilon}{2(1 - \epsilon^2)^{3/2}} + \frac{2\epsilon \dot{\epsilon}}{(1 - \epsilon^2)^2} \right] \end{cases} \quad (2)$$

其中 Ω 为转动频率, ϵ 为应变变量. 在稳态协调圆进动假设条件下 ($\Omega = \omega, \dot{\epsilon} = 0$), 按短轴承近似理论求得油膜的等效刚度系数 K_0 和等效阻尼系数 C_0 . 对于半油膜情况, K_0, C_0 可分别表示为

$$\begin{cases} K_0 = \frac{\mu R L^3}{c^3} \cdot \frac{2\Omega \epsilon}{(1 - \epsilon^2)^2} \\ C_0 = \frac{\mu R L^3}{c^3} \cdot \frac{\pi}{2(1 - \epsilon^2)^{3/2}} \end{cases} \quad (3)$$

由于全油膜时等效刚度为0, 不会出现双稳态现象, 在此采用半油膜油膜力模型. 非线性油膜力 F_x, F_y 可表示为

$$\begin{cases} F_x = F_r \cos \phi - F_t \sin \phi \\ F_y = F_r \sin \phi + F_t \cos \phi \end{cases} \quad (4)$$

式中 ϕ 为转动相位角.

$$F_r = \frac{\mu R L^3}{c^3} \cdot \frac{2\Omega \epsilon^2}{(1 - \epsilon^2)^2}$$

$$F_1 = \frac{\mu RL^3}{c^3} \cdot \frac{\pi \Omega \epsilon}{2(1 - \epsilon^2)^{3/2}}$$
$$\tan \phi = \frac{y}{x}$$

2 仿真计算

考虑到初值选择的局限性,利用全局搜索能力来提高解的收敛性,利用同伦-预测追踪算法^[15]就可以求解非线性动力方程的稳定解。

计算中,系统固定参数 $m_1 = 25 \text{ kg}$, $m_2 = 30 \text{ kg}$, $m_3 = 7 \text{ kg}$, $\beta_1 = 0$, $\beta_2 = \pi/2$, $R = 8 \text{ cm}$, $L = 1.2 \text{ cm}$, $\mu = 0.0061 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, $c = 0.011 \text{ cm}$, $k_4 = 0$. 改变刚度和阻尼系数(见表 1),依次计算求得幅频曲线如图 2(a)~图 2(c)所示. 图中 ϵ_1 为振幅, n 为转速. 实线为方程稳定解,虚线为其不稳定解。

从图 2 可以看出,通过改变刚度和阻尼系数,可使得系统在 3 个转速区间内均可能出现双稳态现象。

表 1 带挤压油膜阻尼器的盘式拉杆转子动力学方程系统参数

Table 1 System parameters of kinetic equation based on disk-rod-fastening rotor with squeeze film damper

系统	$e_1 /$ mm	$e_2 /$ mm	$c_1 /$ (N · s/m)	$c_2 /$ (N · s/m)	$c_3 /$ (N · s/m)	$c_s /$ (N · s/m)	$k_1 /$ 10^7 (N/m)	$k_2 /$ 10^7 (N/m)	$k_3 /$ 10^7 (N/m)	$k_s /$ 10^7 (N/m)
图 2(a)	0.01	0.02	200	300	100	500	2	2	3	0.1
图 2(b)	0.01	0.02	1000	1000	1000	500	2	1	1	0.5
图 2(c)	0.01	0.02	100	100	100	50	2	1	1	0.5

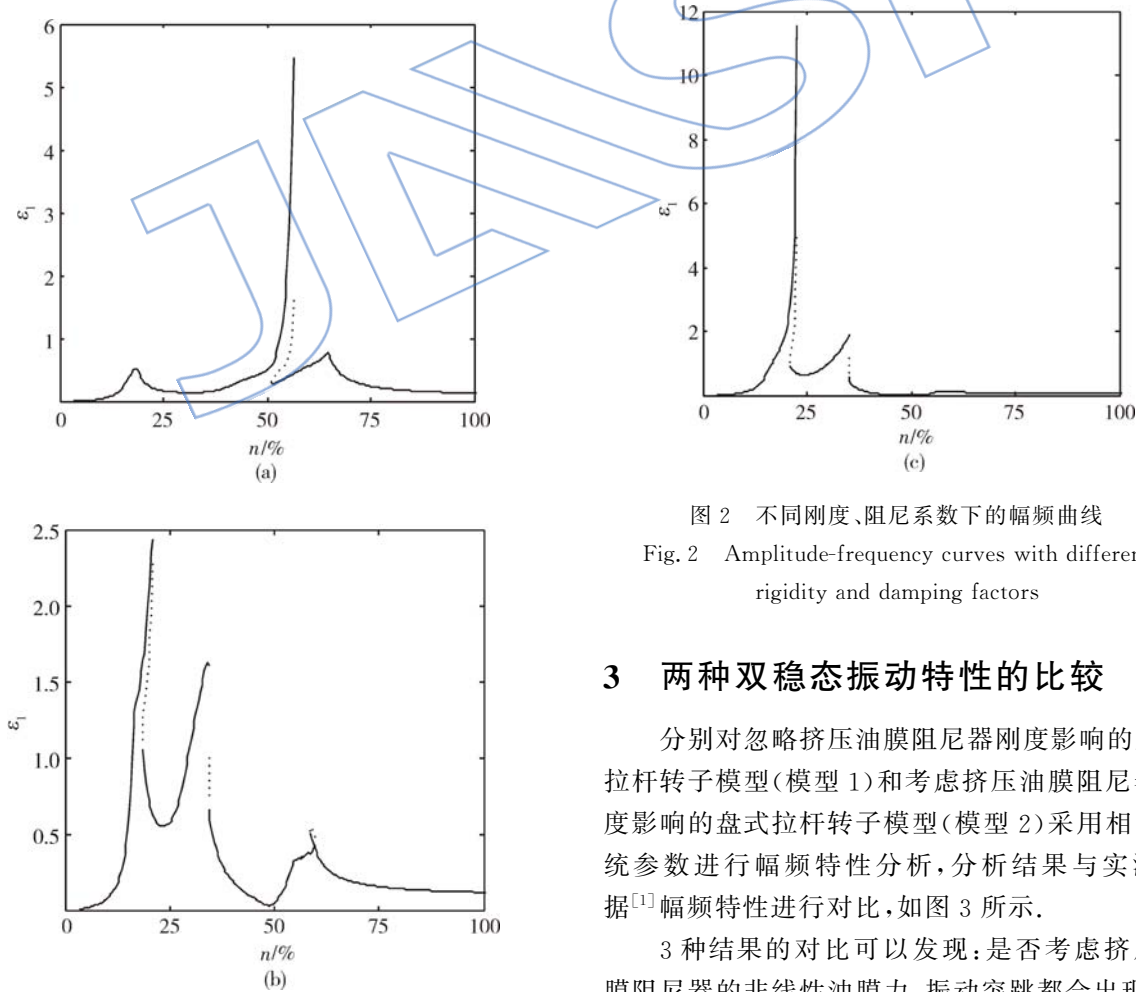


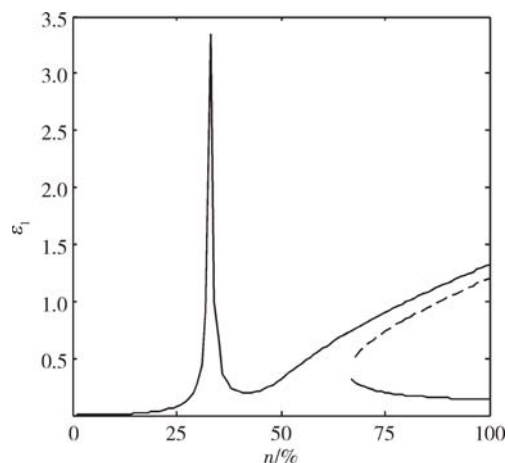
图 2 不同刚度、阻尼系数下的幅频曲线

Fig. 2 Amplitude-frequency curves with different rigidity and damping factors

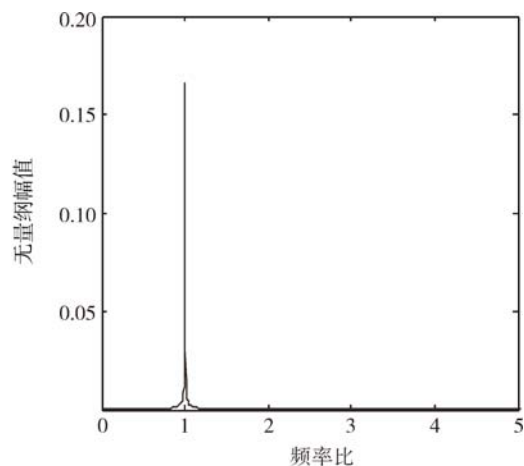
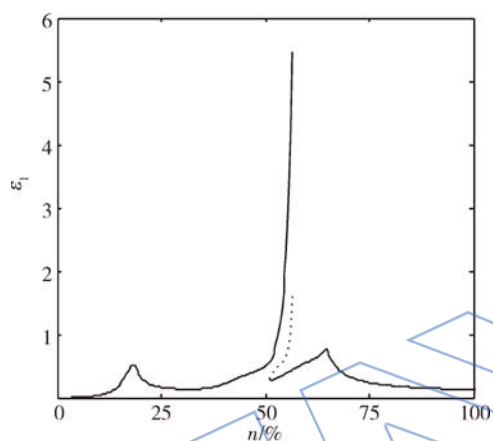
3 两种双稳态振动特性的比较

分别对忽略挤压油膜阻尼器刚度影响的盘式拉杆转子模型(模型 1)和考虑挤压油膜阻尼器刚度影响的盘式拉杆转子模型(模型 2)采用相同系统参数进行幅频特性分析,分析结果与实测数据^[1]幅频特性进行对比,如图 3 所示。

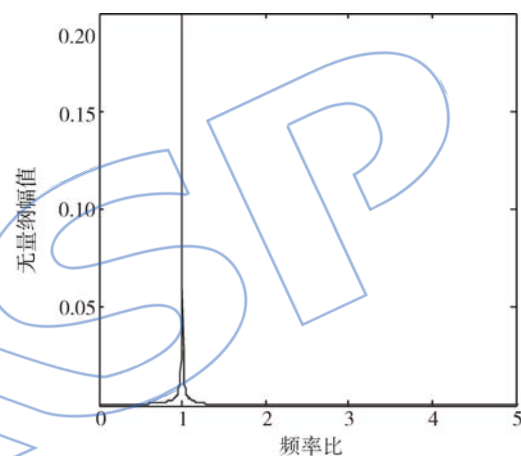
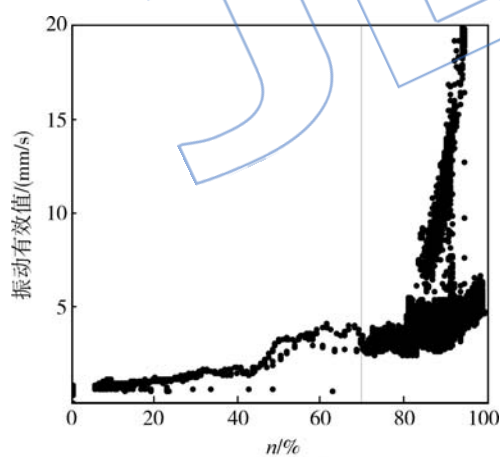
3 种结果的对比可以发现:是否考虑挤压油膜阻尼器的非线性油膜力,振动突跳都会出现. 仅从幅频曲线的变化规律,无法区分模型 1 和模型 2 所产生的双稳态振动现象,无法准确找到挤压



(a) 模型1

(a) 双稳态区小振幅解的频谱图 ($\omega=1600$ rad/s)

(b) 模型2

(b) 非双稳态区小振幅解的频谱图 ($\omega=1000$ rad/s)

(c) 实测数据

图3 模型1、模型2与实测数据的幅频特性对比

Fig. 3 Amplitude-frequency characteristics comparison of model 1, model 2 and measured data

油膜阻尼器的影响。

为寻找两种双稳态振动的本质区别,进一步对两种模型的频谱进行对比分析。

对比图4、图5、图6可以发现:

1) 对于考虑挤压油膜阻尼器的盘式拉杆转

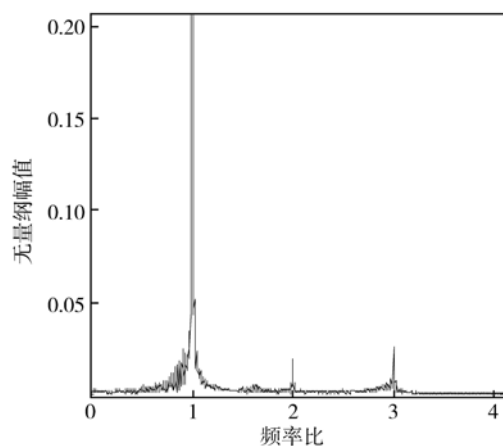
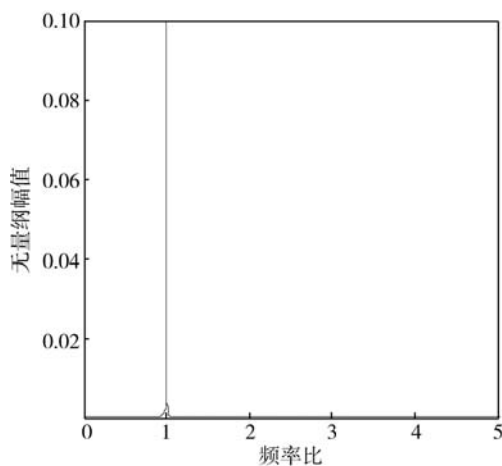
(a) 双稳态区小振幅解的频谱图 ($\omega=580$ rad/s)

图4 模型1双稳态区和非双稳态区

小振幅解的频谱图

Fig. 4 Frequency spectrum analysis of bistable and non-bistable states based on small amplitude solution (model 1)



(b) 非双稳态区小振幅解的频谱图 ($\omega=400$ rad/s)

图5 模型2 双稳态区和非双稳态区
小振幅解的频谱图

Fig. 5 Frequency spectrum analysis of bistable and non-bistable states based on small amplitude solution (model 2)

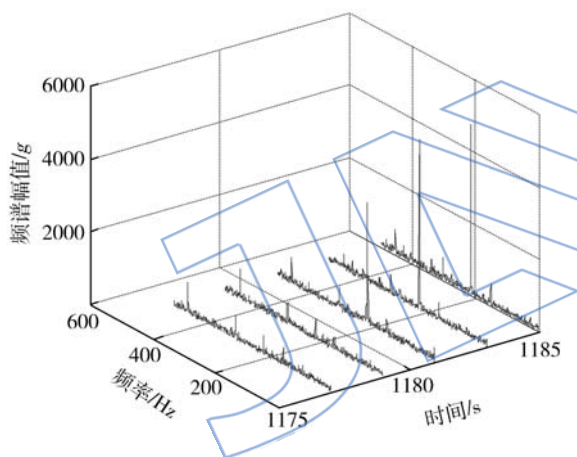


图6 实测数据频谱图

Fig. 6 Frequency spectrum analysis of measured data

子(主要考虑非线性油膜力),在非双稳态区主要是基频振动(如图5(b)所示);而在双稳态区,除了基频振动外,还有2倍频、3倍频出现,有些情况下还会出现0.5倍频、1.5倍频(如图5(a)所示)。

2) 对于忽略挤压油膜阻尼器的盘式拉杆转子,无论是在非双稳态区还是双稳态区,主要是基频振动,同时会有极少量的3倍频成分(如图4所示)。

3) 实测数据^[1]的频谱分析结果图6表明,振动突跳时只是高压转子基频振动突变,没有倍频和次倍频,可以排除挤压油膜阻尼器的非线性油膜力导致振动突跳的可能。

4 结 论

通过计算仿真与比较,得出以下结论:

1) 仿真结果验证了将拉杆和接触面等效为一个具有非线性刚度项的抗弯弹簧的合理性,能较好模拟实际使用中出现的“双稳态”振动现象。

2) 通过频谱分析可以很好地区分盘式拉杆转子与挤压油膜阻尼器对双稳态特性的影响。对于忽略挤压油膜阻尼器非线性的盘式拉杆转子,无论是在非双稳态区还是双稳态区,主要是基频振动;对于考虑挤压油膜阻尼器非线性的盘式拉杆转子,在非双稳态区主要是基频振动,而在双稳态区,除了基频振动外,还有2倍频、3倍频出现。

3) 理论分析表明某型航空发动机转子系统采用盘式拉杆转子结构所导致的双稳态现象是产生振动突跳故障的主要原因,而挤压油膜阻尼器的非线性油膜力的影响不大。

参考文献:

- [1] 程礼. 航空发动机刚度非线性转子动力学问题研究[D]. 西安:西安交通大学,2011.
CHENG Li. Research on dynamics of rotor of aeroengine with nonlinear stiffness[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2011. (in Chinese)
- [2] Zhang H B, Chen Y S. Bifurcation analysis on full annular rub of a nonlinear rotor system[J]. Science China Technology Science, 2011, 54(8): 1977-1985.
- [3] 钱征文, 程礼, 陈卫, 等. 盘式拉杆转子双稳态振动特性[J]. 航空动力学报, 2011, 26(7): 1563-1568.
QIAN Zhengwen, CHENG Li, CHEN Wei, et al. Analysis on bistable response of a disk-rod-fastening rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(7): 1563-1568. (in Chinese)
- [4] 何卫峰, 程礼, 李应红. 带挤压油膜阻尼器双转子系统动力建模与仿真[J]. 空军工程大学学报(自然科学版), 2005, 6(1): 14-16.
HE Weifeng, CHENG Li, LI Yinghong. Modeling and simulating of SFD dual-rotor system[J]. Journal of Air Force Engineering University: Natural Science Edition, 2005, 6(1): 14-16. (in Chinese)
- [5] CAO Dengfeng, WANG Ligang, CHEN Yushu, et al. Bifurcation and chaos of the bladed overhang rotor system with squeeze film dampers[J]. Science in China Technological Sciences, 2009, 52(3): 709-720.
- [6] 焦映厚, 陈照波, 夏松波, 等. 非线性挤压油膜阻尼器-转子系统周期解的分叉及稳定性分析[J]. 机械科学与技术, 2004, 23(7): 879-882.
JIAO Yinghou, CHEN Zhaobo, XIA Songbo, et al. Period solution bifurcation and stability analysis of nonlinear squeeze film damper rotor system[J]. Mechanical Science

- and Technology, 2004, 23(7): 879-882. (in Chinese)
- [7] Cao D Q, Wang L G, Chen Y S. Bifurcation and chaos of the bladed overhang rotor system with squeeze film dampers[J]. Science China Technology Science, 2010, 40(3): 340-346.
- [8] ZHANG Ruihua, JIANG Hongyuan, ZHAO Kengding. Damping characteristics analysis of squeeze film damper with metal rubber[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2006, 13(2): 146-150.
- [9] Li W, Yang Y, Sheng D R. Nonlinear dynamic analysis of a rotor/bearing/seal system[J]. Journal of Zhejiang University: Science A, 2011, 12(1): 46-55.
- [10] LU Y Z. Optimization of a flexible rotor-sliding bearing system with a squeeze film damper[J]. International Journal of Plant Engineering and Management, 2004, 9(1): 11-19.
- [11] 曹磊, 高德平, 江和甫. 弹性环挤压油膜阻尼器-转子系统临界转速特性[J]. 推进技术, 2008, 29(2): 235-239.
CAO Lei, GAO Deping, JIANG Hefu. Investigation on critical speed characteristics of elastic ring SFD-rotor system[J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(2): 235-239. (in Chinese)
- [12] 祝长生, 汪希萱. 柔性转子-挤压油膜阻尼器系统在加速通过双稳态区时的动力特性[J]. 航空动力学报, 1994, 9(3): 237-241.
- ZHU Changsheng, WANG Xixuan. Transient characteristics of a flexible rotor supported on nonlinear SFD's through bistable operation range[J]. Journal of Aerospace Power, 1994, 9(3): 237-241. (in Chinese)
- [13] 孟光, 夏南. 多自由度强非线性柔性转子-挤压油膜阻尼器系统的分叉与混沌响应[J]. 航空学报, 2003, 24(1): 42-45.
MENG Guang, XIA Nan. Bifurcation and chaos response of a flexible rotor-squeeze film damper system[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2003, 24(1): 42-45. (in Chinese)
- [14] 赵明, 任平珍, 李继庆, 等. 具有挤压油膜阻尼器的多转子系统双稳态分析[J]. 推进技术, 2004, 25(1): 66-70.
ZHAO Ming, REN Pingzhen, LI Jiqing, et al. Double static analysis of multi-rotor system with squeeze film damper[J]. Journal of Propulsion Technology, 2004, 25(1): 66-70. (in Chinese)
- [15] 钱征文, 程礼, 陈卫, 等. 非线性振动方程多重求解方法[J]. 振动与冲击, 2011, 30(10): 14-18.
QIAN Zhengwen, CHENG Li, CHEN Wei, et al. A new solving method for multiple solutions to nonlinear vibration equations[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(10): 14-18. (in Chinese)