

结构参数对拉杆转子双稳态振动特性的影响*

程礼, 钱征文, 陈卫, 范家栋

(空军工程大学工程学院 西安, 710038)

摘要 考虑拉杆转子特殊的结构形式以及各个接触面的接触效应对转子刚度的影响, 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, 建立了拉杆转子的运动方程。利用谐波平衡法, 同时引入预测校正算法和同伦算法来求解转子的运动方程, 通过算例验证了该方法的有效性。对不同结构参数影响下的双稳态振动特性进行了研究, 结果表明, 由于结构上的不连续, 各个接触界面的接触效应给整个转子结构引入非线性因素是盘式拉杆转子“双稳态”特征的主要原因, 非线性刚度、偏心量、阻尼以及偏心矢量夹角都会影响转子的双稳态特性, 可以通过调整结构参数的大小避免“双稳态”区的出现。

关键词 拉杆转子; 双稳态; 非线性; 刚度; 阻尼; 偏心

中图分类号 TK47; TH113.1

引言

盘式拉杆转子是各类航空发动机和大型燃气轮机广泛采用的一种转子结构形式, 它主要是通过拉杆螺栓将各级轮盘压紧组合成转子。由于这种特殊结构形式的转子不再是一个连续的整体, 存在轮盘间及拉杆与盘间的接触, 微观上会产生接触微变形、粘着和微滑等力学现象, 必然使得连接段的刚度和阻尼产生宏观上的非线性变化, 从而导致整个拉杆转子的动力学特性非常复杂。从实际使用情况来看, 这种结构的转子故障频发, 但由于故障机理不明, 给该类型机械的使用和维护带来诸多不便, 造成了巨大的经济损失。

Shaw S H^[1] 对一个具有非线性刚度的细长轴的振动进行了理论研究, 结果表明系统存在混沌运动。Cveticanin L^[2] 用平均法分析了非线性弹性材料转子系统受周期激励时的主共振响应, 并对 3 种不同材料的转轴进行试验, 证实了具有非线性刚度的转子系统存在振动突变现象。罗跃纲^[3] 考虑物理非线性因素, 研究了具有非线性刚度轴的转子系统的振动特性, 结果表明此类非线性振动系统具有分岔和混沌等复杂的动力学行为。吴敬东^[4] 研究了具有非线性刚度转子系统的主共振特性, 指出在特定参数下转子的幅频响应会发生跳跃和滞后等现象。

一些学者^[5-9] 对盘式拉杆转子这类特殊的转子

进行了研究, 分析了其固有振动的频率和振型, 但对双稳态这种特殊的振动特征没有涉及。程礼^[10] 针对拉杆转子的结构特点, 构建了考虑结构阻尼和挤压油膜阻尼力的转子动力学简化模型, 对转子的稳定性进行了研究。赵明^[11] 对具有挤压油膜阻尼器的多转子系统双稳态振动进行了研究, 分析了后支承刚度、传动功率和油膜分布对双稳态特性的影响。

根据某型航空发动机的高压转子结构特点, 笔者将拉杆转子进行了适当简化, 建立了相应的力学模型, 通过数值仿真, 研究了不同结构参数对拉杆转子的“双稳态”振动特性的影响。

1 力学模型

工程中使用的盘式拉杆转子多由拉杆、轮盘和附联构件组成。某型航空发动机的高压转子的后三级盘及篦齿封严盘结构如图 1 所示。转子各级盘之

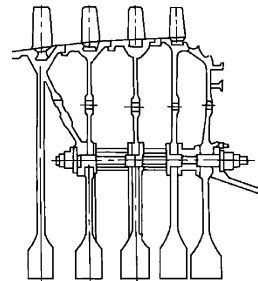


图 1 某型航空发动机高压压气机转子结构图

* 国家自然科学基金资助项目(编号:51175509)

收稿日期:2011-02-22;修改稿收到日期:2011-04-13

间都夹着一个等直径的隔离圈,隔离圈与盘之间靠圆柱面定位,用一组长螺杆将鼓筒和各级轮盘拉紧,靠端面摩擦传扭。各级盘缘处均前后外伸,互相之间采用圆柱面配合,形成外层鼓筒和封严结构,进一步增加了刚性^[10]。

由于盘与盘之间靠拉杆螺栓连接,并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,在实际计算中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。考虑到盘式拉杆转子的计算难点主要在于拉杆与轮盘以及各轮盘间的连接和接触,笔者以两个轮盘和24根周向拉杆组成的转子为研究对象,简化后的力学模型如图2所示。

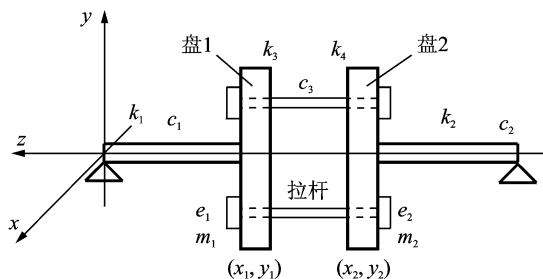


图2 简化后的转子力学模型

将盘简化成质量分别为 m_1 和 m_2 的两个刚性圆盘,偏心量分别为 e_1 和 e_2 ,两盘质量偏心矢量夹角为 φ 。拉杆结构简化为等效的抗弯弹簧,不计弹簧的质量,具有非线性的刚度特征,其弹性回复力可表示为 $p(x) = k_3x + k_4x^3$ 。两端分别与不计质量的弹性轴相连,轴的弯曲刚度分别为 k_1 和 k_2 。轴、抗弯弹簧的阻尼系数分别为 c_1, c_2 和 c_3 。

只考虑该转子模型在 x - y 平面内的弯曲振动,忽略圆盘重力的作用,则圆盘的质心运动方程可表示为

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + c_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1x_1 + k_3(x_1 - x_2) + k_4(x_1 - x_2)^3 = m_1e_1\omega^2\cos(\omega t) \\ m_2\ddot{x}_2 + c_2\dot{x}_2 - c_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2x_2 - k_3(x_1 - x_2) - k_4(x_1 - x_2)^3 = m_2e_2\omega^2\cos(\omega t + \varphi) \\ m_1\ddot{y}_1 + c_1\dot{y}_1 + c_3(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1y_1 + k_3(y_1 - y_2) + k_4(y_1 - y_2)^3 = m_1e_1\omega^2\sin(\omega t) \\ m_2\ddot{y}_2 + c_2\dot{y}_2 - c_3(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_2y_2 - k_3(y_1 - y_2) - k_4(y_1 - y_2)^3 = m_2e_2\omega^2\sin(\omega t + \varphi) \end{cases} \quad (1)$$

2 计算方法

式(1)包含立方项,会出现多解的情况,常用的求解微分方程组的方法对初值的选取是敏感依赖的,在求解多解问题时效果不能令人满意。此外,在追踪参数变化下系统的振动响应时,传统的方法是在给定的初值下重复迭代求解过程,效率较低,初值选取不当不仅浪费很多计算时间,甚至可能造成求解失败。

考虑到初值选择的局限性,引入了同伦法,利用其全局搜索能力来提高解的收敛性。为避免重复迭代求解效率低的问题,采用预测校正算法来求解由谐波平衡法得到的非线性方程组,得到谐波系数,从而确定原方程的解。

设式(1)的稳态近似解为: $x_1 = A_1\sin(\omega t) + A_2\cos(\omega t)$; $x_2 = A_3\sin(\omega t) + A_4\cos(\omega t)$; $y_1 = A_5\sin(\omega t) + A_6\cos(\omega t)$; $y_2 = A_7\sin(\omega t) + A_8\cos(\omega t)$ 。其中: $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7$ 和 A_8 为待定系数。将近似解代入式(1)中,平衡正弦和余弦函数系数后得到一个非线性方程组,记为

$$F(\mathbf{u}, \omega) = 0 \quad (2)$$

其解曲线问题可转化为常微分方程的柯西问题

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{u}}(\omega) = -[F'_u(\omega, \mathbf{u})]^{-1}F'_\omega(\omega, \mathbf{u}) \\ \mathbf{u}(\omega_0) = \mathbf{u}_0 \end{cases} \quad (3)$$

这样,采用欧拉法或者其他更高阶数值方法求得一条通过 (ω_0, \mathbf{u}_0) 的积分曲线,即为式(2)的解曲线,得到了谐波系数就可以确定非线性振动方程(1)的近似解。

采用欧拉积分公式,则有

$$\begin{cases} \mathbf{u}_{k+1} = \mathbf{u}_k - [F'_u(\omega_k, \mathbf{u}_k)]^{-1}F'_\omega(\omega_k, \mathbf{u}_k)\Delta\omega \\ \omega_{k+1} = \omega_k + \Delta\omega \end{cases} \quad (4)$$

在式(3)的迭代求解过程中,可以利用式(5)进行一般牛顿迭代的修正

$$\mathbf{u}_{c,k}^{(i+1)} = \mathbf{u}_{c,k}^{(i)} - [F'_{c,k}(\omega_k^{(i)}, \mathbf{u}_{c,k}^{(i)})]^{-1}F(\omega_k^{(i)}, \mathbf{u}_{c,k}^{(i)}) \quad (5)$$

使近似解充分逼近解曲线,误差满足精度要求。

利用预测校正法求解非线性方程组(2)的过程中,需要确定初始值 (\mathbf{u}_0, ω_0) ,通常情况下初始值的选取取决于计算者的经验,没有确定的规律可循;因此,初始值选取是方程求解的关键。当非线性方程组存在多解的情况时,初始值的选择就更为困难。

针对上述问题,考虑到同伦算法可以扩大迭代格式的收敛域,将其引入到方程的求解中。为求非线性方程 $F(\mathbf{u}, \omega) = 0$ 的解,构造一个带有参数 t 的映射 $H: [0, 1] \times R^n \rightarrow R^n$,使得

$$\begin{cases} H(0,(\mathbf{u},\omega)) = G(\mathbf{u},\omega) \\ H(1,(\mathbf{u},\omega)) = F(\mathbf{u},\omega) \end{cases} \quad (6)$$

其中:方程 $G(\mathbf{u},\omega)=0$ 的解已知;映射 $H(t,(\mathbf{u},\omega))$ 称为同伦映射。

通过同伦映射,把求解方程 $F(\mathbf{u},\omega)=0$ 转化为求解同伦方程 $H(t,(\mathbf{u},\omega))$ 的解。如果同伦方程对任何 $0 \leq t \leq 1$ 有解 $\mathbf{u}(t)$ 存在,那么对应于 R^n 中的解曲线 $\mathbf{u}(t)$,起点为 $\mathbf{u}(0)$,终点为 $\mathbf{u}(1)$,且有

$$\begin{cases} G(\mathbf{u}(0),\omega) = H(0,(\mathbf{u}(0),\omega)) = 0 \\ F(\mathbf{u}(1),\omega) = H(1,(\mathbf{u}(1),\omega)) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

终点 $\mathbf{u}(1)$ 就是所求方程 $F(\mathbf{u},\omega)=0$ 的解。

3 结构参数对双稳态振动特性的影响

3.1 算例

利用笔者提出的计算方法对式(1)进行求解,计算结果是盘1和盘2质心的幅频特性曲线。由于转子在 x 和 y 方向的刚度、阻尼相同,不考虑重力作用时两个方向的振动相同,本研究均只给出 x 方向的计算结果。

计算中系统的参数取值如下: $m_1=32 \text{ kg}$, $m_2=30 \text{ kg}$, $e_1=e_2=0.1 \text{ mm}$, $\varphi=\pi$, $c_1=c_2=200 \text{ (N} \cdot \text{s)/m}$, $c_3=100 \text{ (N} \cdot \text{s)/m}$, $k_1=2 \times 10^7 \text{ N/m}$, $k_2=k_3=k_4=1 \times 10^7 \text{ N/m}$ 。

通过计算可知,利用笔者提出的求解方法,可以快速求出式(1)的3个周期解,如图3所示。根据稳定性判断方法^[12]可知,图中虚线所示为不稳定周期解,实线所示为稳定周期解。仿真计算验证了该方法的有效性。

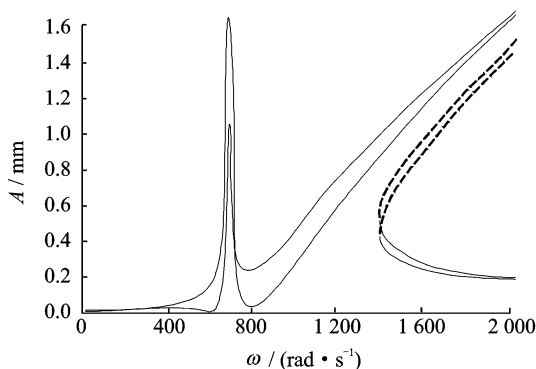


图3 转子振动的幅频特性曲线

图4为某型航空发动机飞行过程中测得的振动图。从图4可以看出,发动机转子在1阶临界转速之后出现了双稳态区,与图3的计算结果非常吻合。经

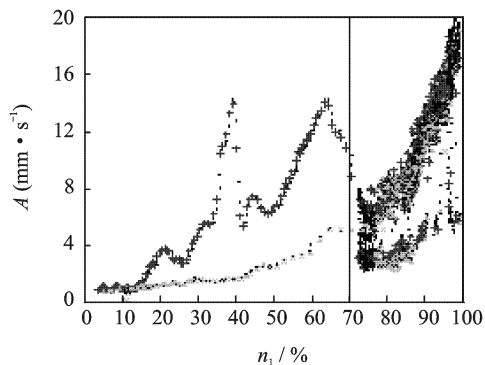
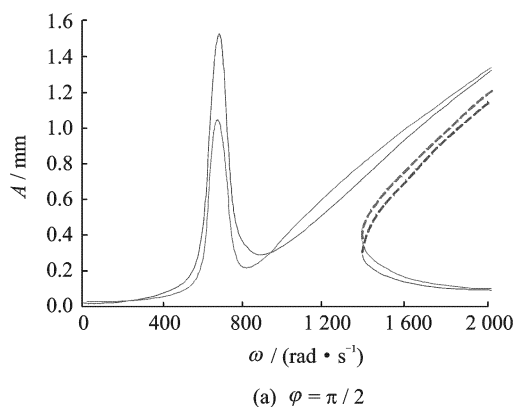


图4 发动机机载振动图谱

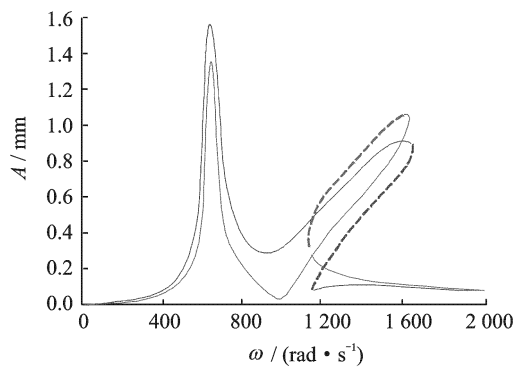
过适当简化后的拉杆转子模型很好地复现了双稳态故障现象,说明该模型是合理的。

3.2 偏心矢量夹角的影响

改变偏心矢量夹角 φ 的取值,其他系统参数的取值与算例中的取值相同,计算结果如图5所示。



(a) $\varphi = \pi/2$



(b) $\varphi = 0$

图5 不同 φ 值时转子振动的幅频特性曲线

比较图3和图5可以看出,不平衡矢量夹角对双稳态产生的区域影响较大,而对临界转速几乎没有影响。当 $\varphi=0$ 时,出现双稳态的转速范围为1180~1700 rad/s,而其他两种情况下,出现双稳态的转速

区间非常大,都超出了2 000 rad/s,经过计算发现双稳态区间在10 000 rad/s时仍然存在。从出现双稳态的初始转速看, $\varphi=0$ 时的初始转速要明显小于其他两种情况。

3.3 阻尼的影响

系统参数的取值如下: $m_1=32\text{ kg}$, $m_2=30\text{ kg}$, $\varphi=\pi$, $e_1=e_2=0.1\text{ mm}$, $k_1=2\times 10^7\text{ N/m}$, $k_2=k_3=k_4=1\times 10^7\text{ N/m}$ 。计算结果如图6所示。

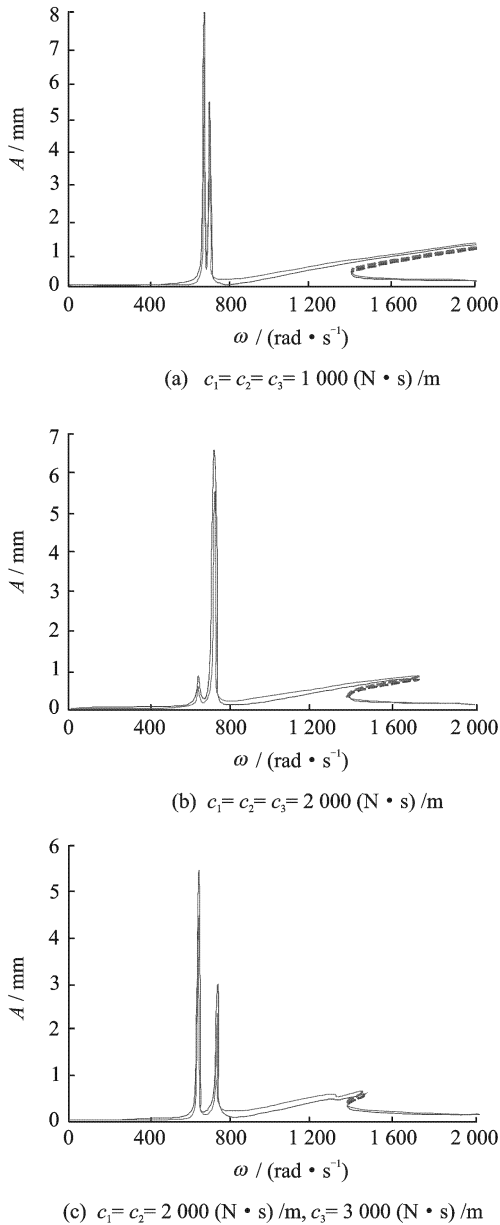


图6 不同阻尼下转子振动的幅频特性曲线

从图6可以看出,当阻尼较小时,出现双稳态的区域非常大;随着阻尼的增加,出现双稳态的区域逐渐减小,特别是阻尼 c_3 的增加会显著缩小双稳态区。

3.4 偏心量大小的影响

系统参数的取值如下: $m_1=32\text{ kg}$, $m_2=30\text{ kg}$, $\varphi=0$, $c_1=c_2=c_3=100\ (\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}$, $k_1=2\times 10^7\text{ N/m}$, $k_2=k_3=k_4=1\times 10^7\text{ N/m}$ 。计算结果如图7所示。

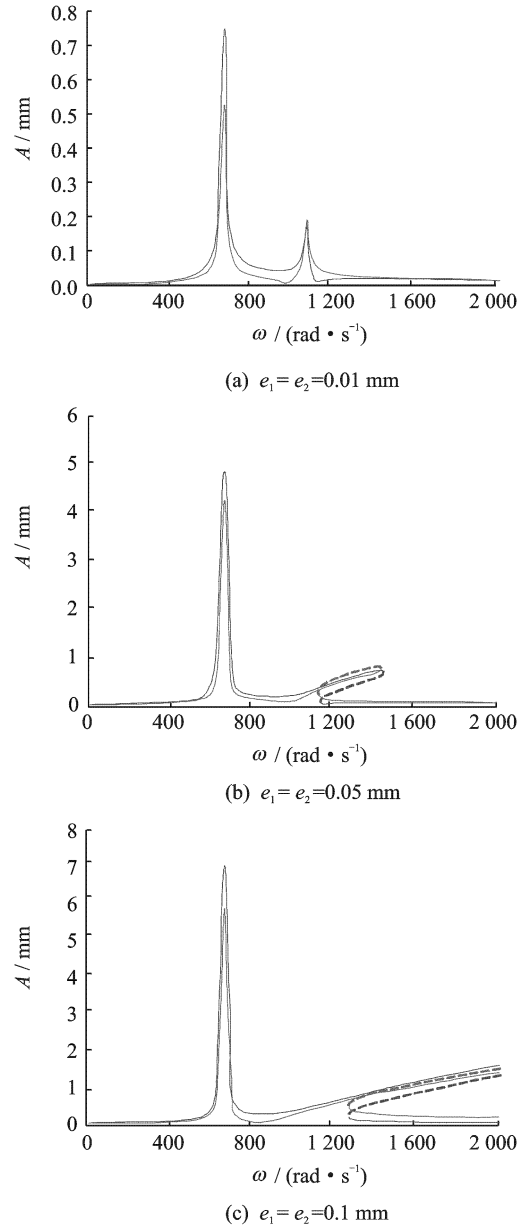


图7 不同偏心量下转子振动的幅频特性曲线

从图7可以看出,当偏心量 $e_1=e_2=0.01\text{ mm}$ 时,系统只有单一的稳态解,不会出现双稳态区;随着偏心量的增加,双稳态区逐渐增大。

3.5 非线性刚度的影响

系统参数的取值如下: $m_1=32\text{ kg}$, $m_2=30\text{ kg}$, $\varphi=0$, $c_1=c_2=c_3=200\ (\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}$, $e_1=e_2=0.1\text{ mm}$, $k_1=2\times 10^7\text{ N/m}$, $k_2=k_3=1\times 10^7\text{ N/m}$ 。计算结果如

图8所示。

从图8可以看出,非线性刚度项对转子双稳态区域的影响较大,对临界转速几乎没有影响。随着非线性刚度的减小,双稳态区迅速减小;当非线性刚度

$k_4=1\times 10^5\text{N/m}$ 时,系统不再出现双稳态区,只有单一的稳定周期解存在。

3.6 讨论

仿真计算结果很好地复现了某型发动机实际使用中出现的“双稳态”振动现象。在不同系统参数下转子振动特性有很大差异。当非线性刚度项不存在或者非常小时,系统不会出现“双稳态”现象,只有单一的稳定解;当非线性刚度存在时,双稳态区的范围还取决于其他结构参数,如转轴刚度、阻尼和矢量夹角等。

在“双稳态”振动出现的区域,转子振幅处于何种状态主要由系统的初始条件决定。在外界扰动存在的情况下,系统的初始状态很容易发生改变,振动会在两种稳定状态间来回变化;因此,在“双稳态”振动区会出现振幅忽大忽小的跳跃现象。

由于拉杆转子的特殊结构,不可能消除非线性刚度,要避免转子出现“双稳态”振动,最有效的办法是通过调整系统参数,避免“双稳态”区的出现。

4 结论

1) 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是合理的,由于结构上的不连续,各个接触界面的接触效应给整个转子结构引入了非线性因素,这是盘式拉杆转子“双稳态”特征出现的主要原因。

2) 当非线性刚度项较小或不存在时,系统不会出现双稳态区,只有单一的稳定周期解存在。

3) 当非线性刚度项达到一定程度时,偏心矢量夹角、阻尼及偏心量等结构参数对双稳态振动特性都有影响,偏心量增大、阻尼减小和偏心矢量夹角增大都会使双稳态区变大。

4) 不同的结构参数组合对“双稳态”振动区范围的影响较为复杂,通过调整系统参数可以避免“双稳态”区的出现。

参 考 文 献

- [1] Shaw S H. Chaotic dynamics of a slender beam rotating about its longitudinal axis[J]. Journal of Sound and Vibration, 1988, 124(2):329-339.
- [2] Cveticanin L. Resonant vibration of nonlinear rotors [J]. Mechanisms and Machine Theory, 1995, 31(5): 581-588.

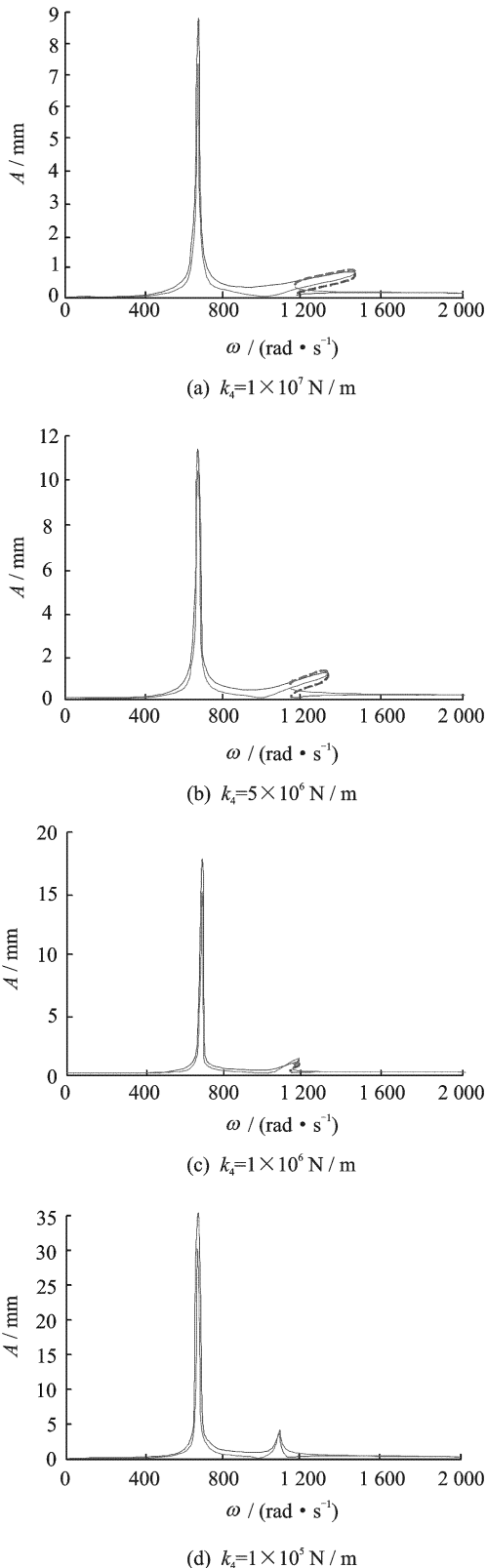


图8 不同非线性刚度下转子振动的幅频特性曲线

- [3] 罗跃纲,鲍文博,金志浩,等. 非线性刚度不平衡转子动力学行为研究[J]. 振动与冲击, 2002, 21(3):84-86.
Luo Yuegang, Bao Wenbo, Jin Zhihao, et al. Study on dynamics behavior of nonlinear rigid unbalanced rotor system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2002, 21(3):84-86. (in Chinese)
- [4] 吴敬东,侯秀丽,刘长春,等. 非线性刚度转子系统主共振解析分析[J]. 中国机械工程, 2006, 17(5):539-541.
Wu Jingdong, Hou Xiuli, Liu Changchun, et al. Theoretical analysis of characteristics on main resonance of a rotating system with nonlinear stiffness [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 17(5):539-541. (in Chinese)
- [5] Abdul A, Baaklini G Y, Trudell J J. An integrated NDE and FEM characterization of composite rotors [C]//Proceeding of SPIE. CA:Newport Beach, 2001: 43-54.
- [6] 汪光明,饶柱石,夏松波. 拉杆转子力学模型的研究[J]. 航空学报,1993,14(8): 419-423.
Wang Guangming, Rao Zhushi, Xia Songbo. The analysis of mechanical model of rod fastening rotor [J]. ACTA Aeronautica Et Astronautica Sinca, 1993,14(8): 419-423. (in Chinese)
- [7] 章圣聪,王艾伦. 盘式拉杆转子的振动特性研究[J]. 振动与冲击,2009,28(4): 117-120.
Zhang Shengcong, Wang Ailun. Analysis of vibration characteristics of a disk-rod-fastening rotor[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(4): 117-120. (in Chinese)
- [8] 王艾伦,骆舟. 拉杆转子扭转振动研究[J]. 振动与冲击, 2009,28(5): 165-168.
Wang Ailun, Luo Zhou. Study on rod fastening rotor's torsional vibration[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009,28(5): 165-168. (in Chinese)
- [9] 高锐,袁奇,高进. 燃气轮机拉杆转子有限元模型研究及临界转速计算[J]. 热能动力工程,2009,24(3): 305-308.
Gao Rui, Yuan Qi, Gao Jin. A study of a finite element model for a gas turbine tie-rod rotor and its critical speed calculation [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2009, 24(3): 305-308. (in Chinese)
- [10] 程礼,范家栋,陈雪峰. 结构阻尼对发动机转子系统稳定性的影响[J]. 航空动力学报,2009,24(2): 360-364.
Cheng Li, Fan Jiadong, Chen Xuefeng. Influence of structural damping on stability of the rotor system [J]. Journal of Aerospace Power, 2009,24(2): 360-364. (in Chinese)
- [11] 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)
- [12] 闻邦椿,李以农,韩清凯. 非线性振动理论中的解析方法及工程应用[M]. 沈阳:东北大学出版社,2001:236-244.



第一作者简介:程礼,男,1963年4月生。教授。主要研究方向为发动机故障监控与诊断、转子动力学。曾发表《密集编队中飞机发动机的疲劳损伤差异》(《航空动力学报》2010年第25卷第3期)等论文。

E-mail:cheng_giaochu@yahoo.com.cn