

考虑分离和重新接触的涡轮自带冠叶片振动特性分析

何冰冰¹, 任兴民¹, 何尚文², 秦卫阳¹, 马引钢¹

(1.西北工业大学 力学与土木建筑学院, 陕西 西安 710072; 2.郑州大学 力学与工程科学学院, 河南 郑州 450001)

摘要:研究了涡轮自带冠叶片在考虑叶冠间不同接触情况下的非线性振动响应。建立了考虑相邻叶冠间的分离和重新接触以及离心刚化效应的涡轮自带冠叶片的弹簧质量模型,并推导了其动力学方程。碰撞力采用更符合实际的线性弹簧和非线性弹簧的组合来进行建模,摩擦力则采用依赖速度的指数型摩擦模型。仿真结果表明,涡轮自带冠叶片可以表现出非常复杂的非线性现象,并且可以出现周期1、周期2、周期3、周期4和混沌运动。间隙不对称会使自带冠叶片的运动更加复杂。

关键词:自带冠叶片;分离;重新接触;非线性弹簧;分岔

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

文章编号: 1000-2758(2018)02-0308-07

叶冠装置是一种应用广泛的涡轮叶片干摩擦阻尼器。相邻叶冠的接触界面可能会出现黏滞、滑动和分离,这导致接触力具有强非线性特性,深入研究叶冠系统的振动特性具有重要的理论和工程价值。

国内外许多学者对自带冠叶片的非线性特性进行了研究。南国防等^[1]用线性弹簧来模拟冠间接触,采用 Sgn 摩擦模拟摩擦力,对考虑非线性恢复力的叶冠系统进行了分析。单颖春和朱梓根^[2]提出了复杂接触运动下求解接触非线性摩擦力的数值轨迹跟踪方法,并利用该方法对几种复杂接触运动下的非线性摩擦力进行了计算。Ding 和 Chen^[3]提出了一种确定带干摩擦阻尼系统稳态响应的分析方法。武新华和李卫军^[4]将自带冠叶片等效为弹簧-质量模型;冠间的接触碰撞简化为有间隙的弹簧-干摩擦阻尼模型,建立了该结构的振动方程。Liu 等^[5]提出了一种摩擦接触刚度模型来描述不同粗糙界面和不同正压力下的摩擦力。漆文凯和高德平^[6]引入整体-局部一体化滑动模型,提出了带摩擦阻尼装置平板叶片的振动响应分析方法。

在本文的研究中,冠间接触刚度采用更符合实际的线性弹簧和立方非线性弹簧来描述,摩擦力采

用适用于固体表面之间干摩擦接触状态下的一个指数型的动态摩擦模型来模拟,考虑离心刚化效应的影响,建立了考虑非线性弹簧和碰摩复合作用的自带冠叶片的运动方程,研究了叶冠间隙和非线性刚度对比对自带冠叶片振动特性的影响。

1 自带冠叶片碰摩模型以及动力学方程的建立

航空发动机运行时,叶片处于高速旋转状态,叶冠在气流激振力和叶盘旋转运动产生的离心力共同作用下,会与相邻叶片的叶冠发生碰撞和摩擦,原理如图 1 所示。

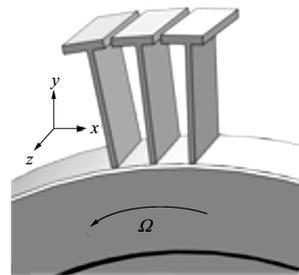


图 1 自带冠叶片碰摩原理示意图

收稿日期: 2017-05-20 **基金项目:** 国家自然科学基金(51405452)与西北工业大学研究生创新创业种子基金(z2017121)资助

作者简介: 何冰冰(1989—),女,西北工业大学博士研究生,主要从事涡轮叶片干摩擦阻尼器研究。

通信作者: 何尚文(1983—),郑州大学讲师,主要从事涡轮叶片干摩擦阻尼器研究。邮箱:hsw2013@zzu.edu.cn

叶片工作状态下叶冠之间的碰摩是十分复杂的,接触面法向运动会导致正压力的变化,切向运动会导致接触表面处于黏滞或滑动状态。定义叶片旋转切向为 x 方向,轴向为 y 方向,径向为 z 方向。叶冠之间的实际接触碰摩发生在三维方向上, y 向的位移很小,可忽略。本文利用预应力来考虑离心刚化效应的影响,获得了自带冠叶片的动频率。在不同的旋转速度 Ω 下, x 向和 z 向的第一阶弯曲动频率 f_{x1} 和 f_{z1} 可以从有限元模型中获得,从而可以得到 f_{x1} 和 f_{z1} 关于旋转速度 Ω 的曲线,如图 2 所示,用最小二乘法拟合得到 f_{x1} 和 f_{z1} 关于旋转速度的方程,这样就可以通过计算得到自带冠叶片在 x 向和 z 向的动态刚度。把自带冠叶片简化为如图 3 所示的弹簧-质量模型,则自带冠叶片的运动方程为

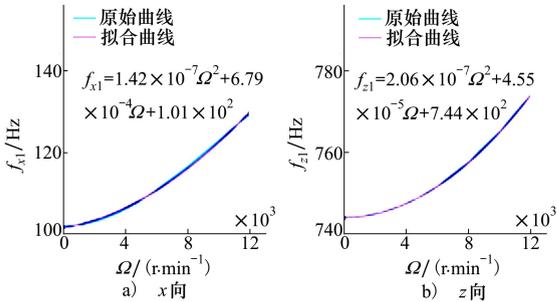


图 2 一阶弯曲动频率关于旋转速度的曲线和其拟合曲线

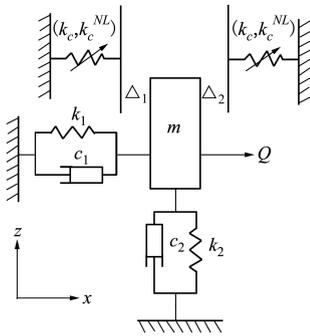


图 3 自带冠叶片的质量-弹簧模型

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c_1\dot{x} + k_1x = Q(t) - F_1(t, x, z, \dot{x}, \dot{z}, \Delta_1, \Delta_2) \\ m\ddot{z} + c_2\dot{z} + k_2z = F_2(t, x, z, \dot{x}, \dot{z}, \Delta_1, \Delta_2) \end{cases} \quad (1)$$

$F_1(t, x, z, \dot{x}, \dot{z}, \Delta_1, \Delta_2)$ 和 $F_2(t, x, z, \dot{x}, \dot{z}, \Delta_1, \Delta_2)$ 是由于叶冠之间的碰摩作用产生的非线性作用力, $Q(t)$ 为气流激振力

$$Q(t) = \begin{cases} f_0 + f_1 \sin(l\Omega t) + f_2 \sin(2l\Omega t) + \\ f_3 \sin(3l\Omega t) + \dots + f_n \sin(nl\Omega t) \\ 0 \end{cases} \quad (2)$$

其频率 f_e 是叶盘旋转频率 f_r 的 l 倍, l 是转子叶片前障碍物的数量^[7], f_0 是与时间无关的常数, f_n 是第 n 次谐波的幅值, $n = 1, 2, 3, \dots, \Omega$ 为叶盘的旋转角频率, 在本文的研究中, 我们只取一次谐波成分且 $l = 2$, 则 $f_e = 2f_r$ 。冠间接触面结构示意图如图 4 所示, 其中 f_r 为两叶冠接触面上的摩擦力, N 为接触面正压力, α 为叶冠碰撞接触角, Δ_1 和 Δ_2 为接触面间初始的法向间隙。考虑接触面分离和重新接触的情况下, 接触刚度用线性弹簧和立方非线性弹簧同时来表示比较符合实际^[8]。发动机工作时, 相邻叶冠之间的法向运动导致相邻接触面之间出现分离状态和重新接触状态, 因此在本文的研究中碰撞接触刚度同时用线性弹簧 k_c 和立方非线性弹簧 k_c^{NL} 来表示, 则接触碰撞力 N 可以表示为

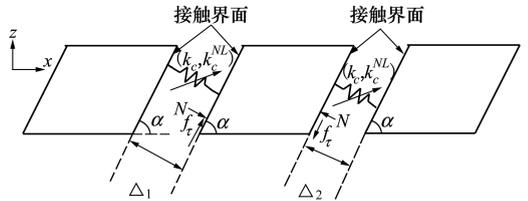


图 4 冠间接触结构示意图

$$N = \begin{cases} -k_c(x\sin\alpha - z\cos\alpha + \Delta_1) - k_c^{NL}(x\sin\alpha - z\cos\alpha + \Delta_1)^3, & x\sin\alpha + z\cos\alpha < -\Delta_1 \\ 0, & -\Delta_1 \leq x\sin\alpha - z\cos\alpha \leq \Delta_2 \\ -k_c(x\sin\alpha - z\cos\alpha - \Delta_2) - k_c^{NL}(x\sin\alpha - z\cos\alpha - \Delta_2)^3, & x\sin\alpha + z\cos\alpha > \Delta_2 \end{cases} \quad (3)$$

本文的摩擦模型采用适用于固体表面之间干摩擦接触状态下的一个指数型的动态摩擦模型, 如图 5 所示, 其系数方程为^[9]

$$\mu_{v_{rel}} = \mu_m + (\mu_s - \mu_m)e^{-\beta|v_{rel}|} \quad (4)$$

μ_m 为最小动摩擦因数, μ_s 为最大静摩擦因数, β 为控制系数曲线下降率的设计参数, v_{rel} 为叶冠接触面之间切向的相对速度, $v_{rel} = \dot{x}\cos\alpha + \dot{z}\sin\alpha$ 。

根据图 4, 摩擦力 f_r 可以写作

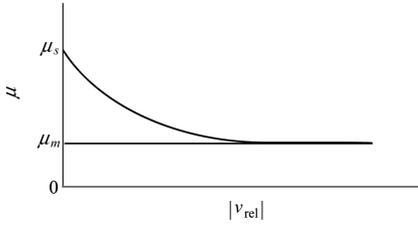


图 5 摩擦因数关于相对速度的指数型曲线

$$\begin{cases} f_{\tau}(v_{rel}) = -\mu_{v_{rel}} |N| (v_{rel} > 0) \\ f_{\tau}(v_{rel}) = \mu_{v_{rel}} |N| (v_{rel} < 0) \\ -\mu_s |N| \leq f_{\tau}(v_{rel}) \leq \mu_s |N| (v_{rel} = 0) \end{cases} \quad (5)$$

根据图 4 和(3)~(5)式,将碰撞力和摩擦力分别向 x 向和 z 向分解,方程(1)可以写作:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c_1\dot{x} + k_1x = N\sin\alpha + f_{\tau}\cos\alpha + f_1\sin(l\Omega t) \\ m\ddot{z} + c_2\dot{z} + k_2z = N\cos\alpha + f_{\tau}\sin\alpha \end{cases} \quad (6)$$

引入 $w_x^2 = \frac{k_1}{m}, w_z^2 = \frac{k_2}{m}, \varepsilon_1 = \frac{c_1}{2ml\Omega}, \varepsilon_2 = \frac{c_2}{2ml\Omega}, \eta_1 = \frac{\Omega}{\omega_x},$

$\eta_2 = \frac{\Omega}{\omega_z}, K = \frac{\Delta_2}{\Delta_1}, X_1 = \frac{x}{\Delta_1}, X_2 = \frac{z}{\Delta_1}, \tau = l\Omega t, (*)' =$

$\frac{d*}{d\tau}, \gamma_1 = \frac{k_c}{k_1}, \gamma_2 = \frac{k_c^{NL}\Delta_1^2}{m(l\Omega)^2}, \bar{f}_1 = \frac{f_1}{m\Delta_1(l\Omega)^2}, X_{r1} =$

$X_1\sin\alpha - X_2\cos\alpha + 1, X_{r2} = X_1\sin\alpha - X_2\cos\alpha - K, \bar{v}_{rel} =$

$X_1'\cos\alpha + X_2'\sin\alpha, \bar{N} = \frac{N}{m\Delta_1(l\Omega)^2}, \bar{f}_{\tau} = \frac{f_{\tau}}{m\Delta_1(l\Omega)^2}$

方程(6)简化为无量纲化方程得到

$$\begin{cases} X_1'' + 2\varepsilon_1 X_1' + \frac{1}{(l\eta_1)^2} X_1 = \bar{N}\sin\alpha + \bar{f}_{\tau}\cos\alpha + \bar{f}_1\sin(\tau) \\ X_2'' + 2\varepsilon_2 X_2' + \frac{1}{(l\eta_2)^2} X_2 = \bar{N}\cos\alpha + \bar{f}_{\tau}\sin\alpha \end{cases} \quad (7)$$

并且无量纲化的正压力 \bar{N} 可以写作

$$\bar{N} = \begin{cases} -\frac{\gamma_1}{(l\eta_1)^2} X_{r1} - \gamma_2 (X_{r1})^3, X_{r1} < 0 \\ 0, -1 \leq X_1\sin\alpha - X_2\cos\alpha \leq K \\ -\frac{\gamma_1}{(l\eta_1)^2} X_{r2} - \gamma_2 (X_{r2})^3, X_{r2} > 0 \end{cases} \quad (8)$$

无量纲化的摩擦力 \bar{f}_{τ} 可以写作

$$\begin{cases} \bar{f}_{\tau}(\bar{v}_{rel}) = -\mu_{\bar{v}_{rel}} |\bar{N}| (\bar{v}_{rel} > 0) \\ \bar{f}_{\tau}(\bar{v}_{rel}) = \mu_{\bar{v}_{rel}} |\bar{N}| (\bar{v}_{rel} < 0) \\ -\mu_s |\bar{N}| \leq \bar{f}_{\tau}(\bar{v}_{rel}) \leq \mu_s |\bar{N}| (\bar{v}_{rel} = 0) \end{cases} \quad (9)$$

方程(7)是考虑了非线性弹簧和碰摩复合作用的带冠叶片的无量纲化的耦合运动方程,采用龙格库塔法计算叶冠在不同接触运动状态下的振动特性。

2 数值模拟

作为一个算例,自带冠叶片的材料参数和几何参数可以取为:杨氏模量 $E = 2.1 \times 10^{11}$ Pa,密度 $\rho = 7800$ kg/m³,叶片长度 $L = 0.15$ m,叶片宽度 $b = 0.03$ m,叶片厚度 $h = 0.004$ m,黏性阻尼系数 $c = 4$ Ns/m,叶冠质量 $m = 0.0374$ kg,动态刚度 $k_1 = m(2\pi f_{x1})^2, k_2 = m(2\pi f_{z1})^2, \mu_s = 0.5, \mu_m = 0.3, \beta = 0.5$ s/m, $\alpha = \frac{\pi}{3}, f_1 = 20$ N。线性接触刚度 k_c 等于自带冠叶片 x 向弯曲的动刚度 k_1 ^[10],则 $\gamma_1 = 1$ 。在本文的研究中,选取旋转自带冠叶片 x 向的共振频率,即 x 向的动频率 f_{x1} 与气流激振力 f_c 的交点,则 $\Omega = 3153.2$ r/min。

2.1 非线性刚度比对振动响应的影响

在本节的研究中, $K = 1$, 间隙为 $\Delta_1 = \Delta_2 = 0.02$ m。图 6 显示了非线性刚度比对振动响应的影响。

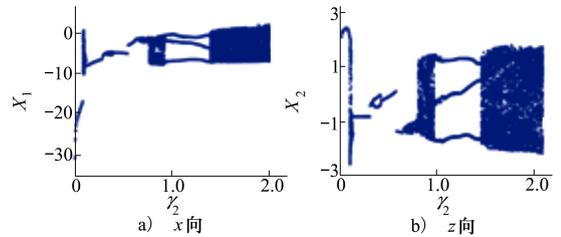


图 6 无量纲化位移关于非线性刚度比 γ_2 的分岔图

从图 6 可以看出,自带冠叶片在不同的非线性刚度比下会出现周期 1、周期 2、周期 3 和混沌运动。图 7 ~ 图 10 显示了自带冠叶片在不同非线性刚度比下的振动响应。非线性刚度比 $\gamma_2 = 0.2$ 时,出现周期 1 运动,参考图 7,从频谱分析可以看出,此时位移响应,碰撞力和摩擦力均出现激振频率 f_c 的高次奇谐波 $3f_c, 5f_c, 7f_c$ 等。图 8 和图 10 分别显示了自带冠叶片的周期 2 和周期 3 运动。周期 2 和周期 3 运动分别出现在非线性刚度比 $\gamma_2 = 0.35, 1.2$ 时,从频谱分析可以看出,此时位移响应、碰撞力和摩擦力均出现激振频率 f_c 的次谐波和一些高次谐波 $f_c, 3f_c$ 等。在

$\gamma_2 = 1.2$ 时,出现周期 3 运动的原因是存在一个碰摩周期是激振力周期的 3 倍。图 9 显示了自带冠叶片

的混沌运动,庞加莱截面上出现有分形结构的密集点,且频谱图上有连续谱出现。

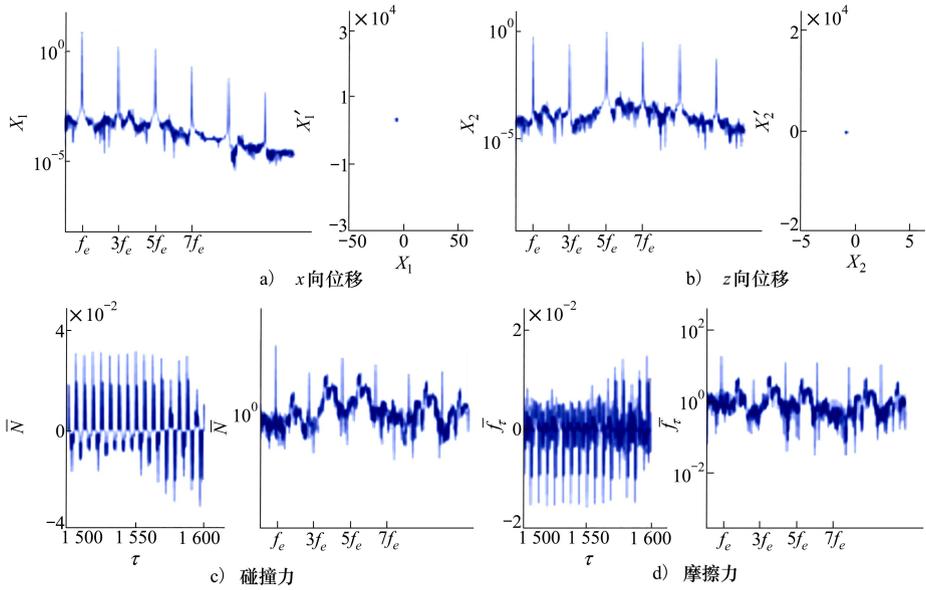


图 7 自带冠叶片振动响应($\gamma_2=0.2$)

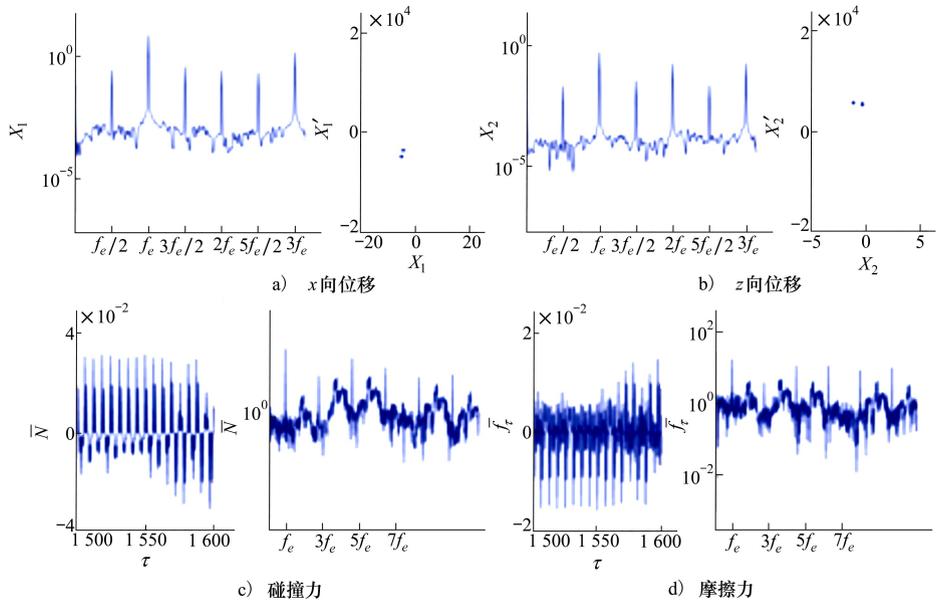


图 8 自带冠叶片振动响应($\gamma_2=0.35$)

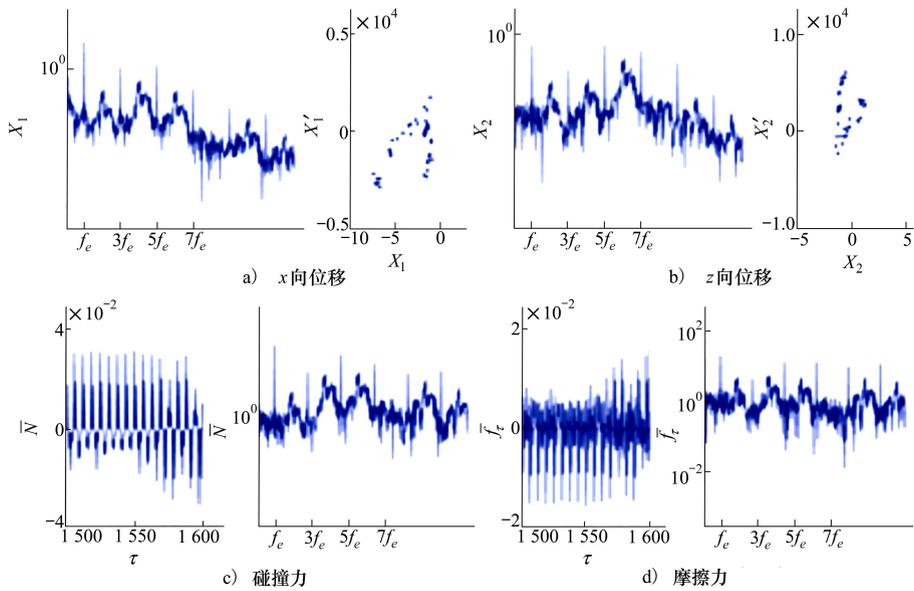


图 9 自带冠叶片振动响应($\gamma_2=0.8$)

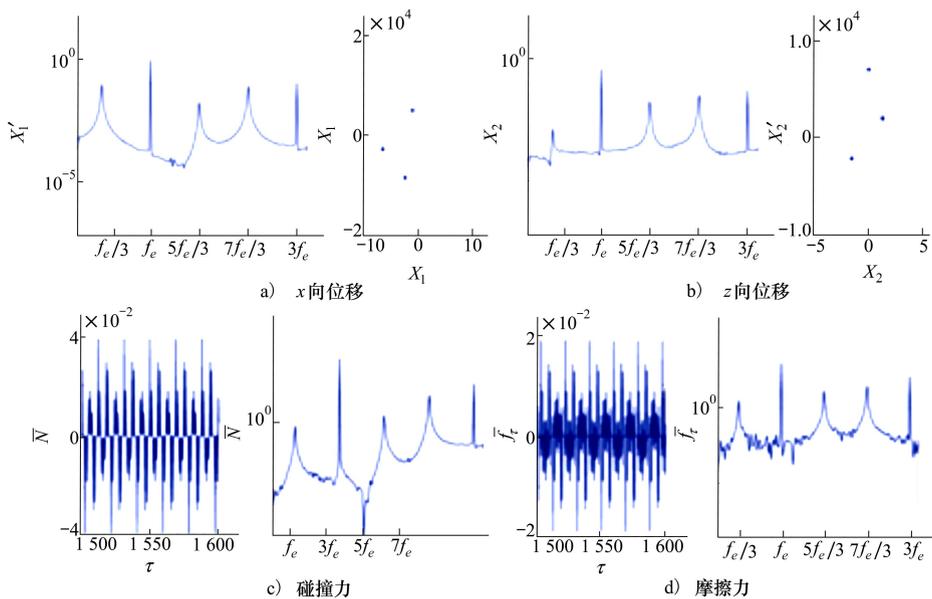


图 10 自带冠叶片振动响应($\gamma_2=1.2$)

2.2 间隙对振动响应的影响

1) 对称间隙: $K = 1, \gamma_2 = 1.5$ 。图 11 和图 12 显示了间隙对振动响应的影响。从图 11 和图 12 可以看出, 自带冠叶片在不同的间隙下会出现周期 1, 周期 3 和混沌运动。混沌运动出现在被一定范围的 p 周期运动分离开的特定的间隙范围($p = 1, 3$)。

2) 非对称间隙: $\Delta_1 = 0.1 \text{ mm}, \gamma_2 = 1.5$ 。图 13 和图 14 显示了间隙比 K 对振动响应的影响。从图 13 和图 14 可以看出随着间隙比变化, 自带冠叶片会出现周期 1, 周期 2, 周期 4 和混沌运动。在 $K = 1$ 时, 自带冠叶片为周期运动(见图 11), 可见间隙不对称会导致自带冠叶片的运动更加复杂。

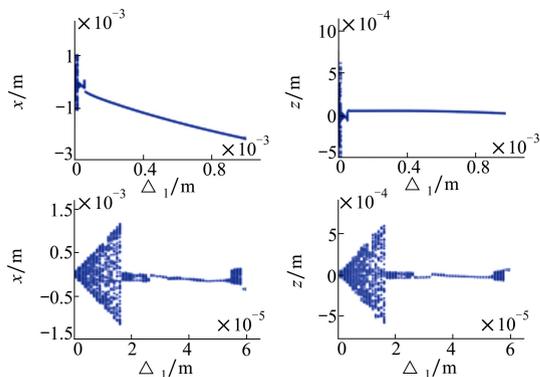


图 11 位移关于间隙 Δ_1 的分岔图及其放大图

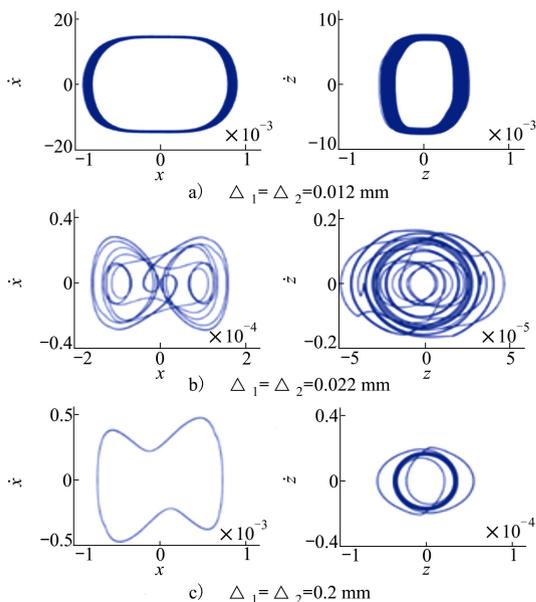


图 12 不同间隙 Δ_1 下的相平面图

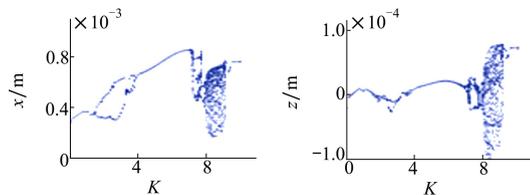


图 13 位移关于间隙比的分岔图

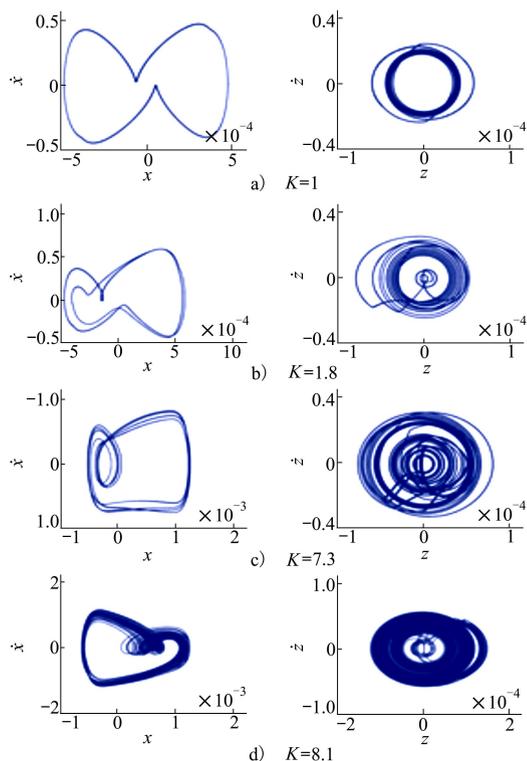


图 14 不同的间隙比 K 下的相平面图

3 结 论

本文考虑了涡轮自带冠叶片间分离和重新接触以及离心刚化效应的影响,推导了考虑非线性弹簧和碰摩复合作用的自带冠叶片的动力学方程,分析了叶冠间隙和非线性刚度对比自带冠叶片振动特性的影响。主要结论如下:

1) 自带冠叶片在不同的非线性刚度比和间隙

比下会出现周期 1,周期 2,周期 3 和混沌运动。

2) 对称间隙下,随着间隙变化,自带冠叶片会出现周期 1,周期 3 和混沌运动。

3) 自带冠叶片出现周期 $p(p=1,2,3)$ 运动的原因是存在一个碰摩周期是激振力周期的 p 倍。

4) 间隙不对称会导致自带冠叶片的运动更加复杂。混沌运动出现在被一定范围的 p 周期运动分离开的特定的参数范围。

参考文献:

- [1] 南国防, 任兴民, 杨永锋, 等. 考虑非线性恢复力的叶冠系统非线性特性分析[J]. 机械科学与技术, 2010, 29(6): 817-821
Nan Guofang, Ren Xingmin, Yang Yongfeng, et al. Nonlinear Characteristic Analysis of the Shrouded Blade of a Turbine Considering Its Nonlinear Resilience[J]. Mechanical Science & Technology for Aerospace Engineering, 2010, 29(6):817-821 (in Chinese)
- [2] 单颖春, 朱梓根. 复杂接触运动下非线性摩擦力的求解[J]. 润滑与密封, 2006, 24(3):73-77
Shan Yingchun, Zhu Zigen. The Solution of Nonlinear Friction Forces when Friction Interfaces Constrained to Complex Contact Motions[J]. Lubrication Engineering, 2006, 24(3):73-77 (in Chinese)
- [3] Ding Q, Chen Y. Analyzing Resonant Response of a System with Dry Friction Damper Using an Analytical Method[J]. Journal of Vibration and Control, 2008, 14(8): 1111-1123
- [4] 武新华, 李卫军. 自带冠叶片冠间接触碰撞减振研究[J]. 汽轮机技术, 2005, 47(1): 41-44
Wu Xinhua, Li Weijun. Research on Damping of Contract or Impaction of Blades' Tips[J]. Turbine Technology, 2005, 47(1): 41-44 (in Chinese)
- [5] Liu Y, Shanguan B, Xu Z. A Friction Contact Stiffness Model of Fractal Geometry in Forced Response Analysis of a Shrouded Blade[J]. Nonlinear Dynamics, 2012, 70(3): 2247-2257
- [6] 漆文凯, 高德平. 带摩擦阻尼装置系统振动响应分析方法研究[J]. 航空动力学报, 2006, 21(1):161-167
Qi Wenkai, Gao Deping. Study of Vibration Response Analysis Method for the Dry Friction Damping Systems[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(1):161-167 (in Chinese)
- [7] Chu S, Cao D, Sun S, et al. Impact Vibration Characteristics of a Shrouded Blade with Asymmetric Gaps under Wake Flow Excitations[J]. Nonlinear Dynamics, 2013, 72(3): 539-554
- [8] Li Z, Huajiang O, Guan Z. Nonlinear Friction-Induced Vibration of a Slider-Belt System[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2016, 138(4): 041006
- [9] Won Hi, Chung J. Stick-Slip Vibration of an Oscillator with Damping. Nonlinear Dynamics, 2016, 86(1): 1-11
- [10] Ma H, Xie F, Nai H, et al. Vibration Characteristics Analysis of Rotating Shrouded Blades with Impacts[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 378: 92-108

Vibration Characteristics Analysis of Integrally Shrouded Turbine Blade Considering Separation and Reattachment

He Bingbing¹, Ren Xingmin¹, He Shangwen², Qin Weiyang¹, Ma Yingang¹

(1.School of Mechanics, Civil Engineering and Architecture, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;)
(2.School of Mechanics & Engineering Science, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: The nonlinear forced vibration responses of integrally shrouded turbine blade considering different contact state are investigated in this paper. A lumped mass model of integrally shrouded turbine blade considering separation and reattachment of adjacent shrouds and centrifugal stiffening effects is established and its dynamic equation is deduced. Collision force is approximated by linear and cubic springs together which is more realistic, and friction force is approximated by an exponential-type velocity-dependent model. Numerical results indicate that integrally shrouded turbine blade displays very complex nonlinear phenomena and it can experience periodic 1, periodic 2, periodic 3, periodic 4 and chaotic vibration. Gap asymmetry leads to more complicated motions of the shrouded blade.

Keywords: integrally shrouded blade; separation; reattachment; nonlinear spring; bifurcation