

# 转子轴向碰摩非线性流固耦合动力学特性全自由度分析

袁振伟<sup>1</sup>, 李志农<sup>1</sup>, 王三保<sup>1</sup>, 岳希明<sup>1</sup>, 褚福磊<sup>2</sup>

(1. 郑州大学化工学院, 河南省 郑州市 450001;  
2. 清华大学精密仪器与机械学系, 北京市 海淀区 100084)

## Dynamic Analysis in Full Degrees of Freedom of Rotor's Axial Rub-impact With Consideration of Nonlinear Fluid-structure Interaction Forces

YUAN Zhen-wei<sup>1</sup>, LI Zhi-nong<sup>1</sup>, WANG San-bao<sup>1</sup>, YUE Xi-ming<sup>1</sup>, CHU Fu-lei<sup>2</sup>

(1. School of Chemical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, Henan Province, China;  
2. Department of Precision Instruments and Mechanology, Tsinghua University, Haidian District, Beijing 100084, China)

**ABSTRACT:** Based on a Jeffcott rotor, dynamic characteristics of rotor's axial rub-impact with the consideration of turborotor's nonlinear fluid-structure interaction forces were studied in six degree-of-freedom of the rotor. Dynamic behaviors of the system were analyzed with bifurcation diagrams, waveforms, frequency spectrums, orbits and Poincare maps. Following conclusions were reached. The influences of the nonlinear clearance-excitation fluid force of turborotor on the dynamic behaviors of rotor's axial rub-impact are insignificant. The only effect is the appearances, in the axial response, of the higher order superharmonic components of even-time working frequency at low rotating speeds. At high rotating speeds, the waveforms and frequency spectrums cannot reflect significantly the influences of the weakly-nonlinear clearance-excitation fluid force of turborotor on the dynamic behaviors of rotor's axial rub-impact. But the orbits and Poincare maps can clearly show the influences represented by the slight chaos in the responses.

**KEY WORDS:** rotordynamics; axial rub-impact; dynamic analysis; full degrees of freedom; turborotor; nonlinear fluid-structure interaction

**摘要:** 基于 Jeffcott 转子模型, 用六自由度方法研究了考虑涡轮非线性流固耦合力的转子轴向碰摩动力学特性。通过响应分叉图、波形图、频谱图、轴心轨迹和 Poincare 图分析了在涡轮非线性流固耦合力作用下转子轴向碰摩的动力学表

现。分析表明, 非线性涡轮叶尖间隙流体激励力对转子轴向碰摩的非线性特性影响不很明显, 只是在低转速时轴向振动碰摩响应中会出现更高阶的偶数倍频的超谐波成分。在高转速情况下, 碰摩响应的波形和频谱不能明显反映具有弱非线性的涡轮叶尖间隙流体激励力对轴向碰摩非线性动力学特性的影响, 而轴心轨迹和 Poincare 图则能反映这种影响, 反映出碰摩响应中出现的轻微混沌。

**关键词:** 转子动力学; 轴向碰摩; 动力学分析; 全自由度; 涡轮; 非线性流固耦合

## 0 引言

转子与静子碰摩是转子系统的一种典型故障, 具有径向碰摩和轴向碰摩两种形式, 其中径向碰摩比较常见, 而轴向碰摩则相对较少。尽管引起两种转子碰摩的原因不同, 但是它们都会造成严重的后果。轻者使转子系统发生强烈振动, 影响系统正常工作, 严重时会导致整个转子系统的破坏。因此, 转子碰摩问题很早就引起了工程和学术界的重视, 开展了广泛深入的研究。

关于转子径向碰摩的研究比较多, 而对于转子轴向碰摩的研究则相对比较少。原因有两个方面, 一是工程中单纯转子轴向碰摩的案例比较少, 二是认为转子轴向碰摩对系统的危害性不大。事实上, 转子的轴向碰摩在实际工程中是存在的, 除了会对系统的正常工作造成一定危害外, 还会对系统的安全运行构成潜在的威胁, 之所以对其报道较少是因为转子轴向碰摩往往伴随着径向碰摩而被后者所

基金项目: 国家自然科学基金项目(50775208)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China (50775208).

掩盖。在何正嘉等人所著的《机械故障诊断案例选编》一书中就把转子轴向碰摩列为一种典型机械故障<sup>[1]</sup>。张炜等在文章中把转子轴向碰摩列为涡轮泵转子系统第 4 类故障模式<sup>[2]</sup>。史进渊在发表的一篇文章关于汽轮机通流部分故障诊断模型研究的文章中认为转子轴向碰摩是涡轮机械的一种常见故障<sup>[3]</sup>。丁建良研究了汽轮机轴封轴向碰摩的原因<sup>[4]</sup>。丁千则研究了转子轴向碰摩对单跨双盘转子一轴承系统横向振动的影响。指出, 轴向摩擦会造成系统振动不稳定, 导致产生拟周期、混沌等复杂运动, 其动力学特性与径向碰摩相似。不过, 他的研究是针对由于不合理的设计或安装造成的转子盘面静态倾斜引起的转子盘面与轴向静子壁上两个固定点发生的摩擦, 而没有考虑转子盘面的轴向偏摆振动<sup>[5]</sup>。袁振伟等考虑到转子盘面的轴向偏摆振动, 用包括横向振动、扭转振动和轴向振动全部 6 个自由度的“全自由度方法”对转子轴向碰摩进行了数值仿真研究, 揭示了转子轴向碰摩的动力学特性在全部 6 个自由度上的表现。结论指出, 转子轴向碰摩在横向、扭转和轴向 3 种振动上具有不同的动力学表现, 由转子盘面轴向偏摆振动引起的轴向碰撞特性主要表现在轴向振动上, 而由碰撞产生的摩擦特性则表现在扭转振动上, 轴向振动的动力学特性则是诊断转子轴向碰摩故障的根本依据<sup>[6]</sup>。

流固耦合是涡轮泵转子系统存在的突出现象, 会显著影响系统的动力学性能。从早期发现的滑动轴承油膜振荡, 到 20 世纪 70 年代中期高压压气机和航天飞机主发动机高压燃料涡轮泵所经历的一系列失稳事件, 都反映出流固耦合对转子系统动力学特性的重要影响。这些流固耦合力主要是由液体和气体密封、叶轮以及涡轮等引起的流体动力附加作用力。相关的一些有代表性的研究包括 Black、Child 和 Nelson 分别发表的一系列关于液体和气体密封动力学分析的文献<sup>[7-9]</sup>, Black、Tsujiimoto、Adkins 和 Childs 分别发表的一系列关于叶轮流体动力附加作用力的文献<sup>[10-13]</sup>和 Thomas、Alford、Ulrichs 以及 Martinez-Sanchez 等发表的一系列关于涡轮叶尖间隙流体激励力的文献<sup>[14-17]</sup>。这些文献都从不同的方面研究了转子系统各种流固耦合的动力学特性以及它们对转子系统动力学性能的影响。国内在这方面也进行了一些研究。郭瑞等研究了汽轮机进汽方式对调节级叶顶间隙蒸汽激振力的影响<sup>[18]</sup>。杨建刚等分析了汽流激振对轴系稳定性的影响<sup>[19]</sup>。最近, 袁振伟等根据 Thomas 和 Alford 提出的

涡轮叶尖间隙流体激励力模型(线性模型), 考虑了转子盘面轴向偏摆振动的影响, 得到了一个综合考虑涡轮径向涡动和轴向偏摆的、更加符合实际的涡轮叶尖间隙流体激励力非线性模型<sup>[20]</sup>。

流固耦合尤其是非线性流固耦合与转子系统各种故障现象(多具有非线性特征)相结合会产生复杂的非线性动力学特性。研究这些特性对转子系统动力学设计、动力学分析及故障诊断具有重要意义。本文基于文献[6]采用的全自由度方法, 结合文献[20]建立的涡轮叶间间隙流体激励力非线性模型, 对转子系统由于转子盘面轴向偏摆振动引起的轴向碰摩故障的流固耦合动力学特性进行全自由度分析, 以期得到一些有助于转子系统动力学设计、动力学分析及故障诊断的新结论。

## 1 动力学模型

### 1.1 全自由度轴向碰摩力模型

如图 1 所示, 轴向碰摩力在 6 个自由度上的分量为

$$\begin{cases} F_{ax} = \frac{k_a f_a (R\theta - \delta_a)}{\theta} \theta_y \\ F_{ay} = -\frac{k_a f_a (R\theta - \delta_a)}{\theta} \theta_x \\ F_{az} = k_a (R\theta - \delta_a) \\ M_{ax} = -\frac{k_a R (R\theta - \delta_a)}{\theta} \theta_y \\ M_{ay} = \frac{k_a R (R\theta - \delta_a)}{\theta} \theta_x \\ M_{az} = k_a f_a R (R\theta - \delta_a) \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $k_a$  为轴向碰摩刚度系数;  $f_a$  为轴向碰摩摩擦系数;  $R$  为转子半径;  $\theta$  为转子盘面倾斜角;  $\delta_a$  为静止时转子与静子轴向间隙;  $\theta_x$  和  $\theta_y$  分别为  $\theta$  在  $x$  和  $y$  方向的分量。

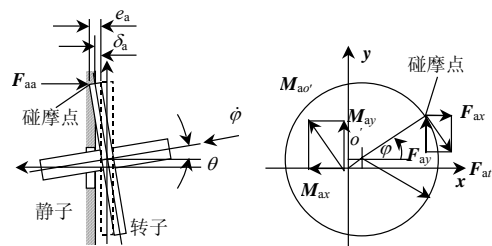


图 1 轴向碰摩力分析示意图

Fig. 1 Sketch of axial rub-impact of rotor

### 1.2 涡轮非线性流固耦合力模型

研究表明<sup>[20]</sup>, 涡轮叶尖间隙流体激励力为一非线性力

$$F_t = -\frac{k_c F_s r_t}{2\pi C_1 R_m L_t \sin \alpha_1} \sqrt{\frac{2\Delta H_t}{C_d}} \int_0^{2\pi} \frac{(C_r - e_r \cos \theta)[C_a - r_t \varphi \cos(\theta + \theta_0)] \cos \theta}{\sqrt{(C_r - e_r \cos \theta)^2 + [C_a - r_t \varphi \cos(\theta + \theta_0)]^2}} d\theta \quad (2)$$

在  $x$  和  $y$  方向的分量可表达为

$$\begin{cases} F_{tx} = -\frac{F_t}{e} y \\ F_{ty} = \frac{F_t}{e} x \end{cases} \quad (3)$$

式中:  $C_r$  为涡轮动静转子平均径向间隙;  $C_a$  为平均轴向间隙;  $e$  为涡轮径向偏心距;  $\varphi$  为涡轮盘面轴向偏斜角;  $r_t$  为涡轮叶尖半径;  $R_m$  为涡轮叶栅平均半径;  $L_t$  为涡轮叶片长度;  $C_1$  为涡轮工质进口流速;  $\alpha_1$  为工质进口角;  $k_c$  为收缩系数;  $C_d$  为局部阻力损失系数;  $\Delta H_t$  为涡轮级压力降;  $F_s$  为理想切向推力;  $\theta_0$  为涡轮偏心与偏斜的相位差。

### 1.3 Jeffcott 转子全自由度动力学模型

基于 Jeffcott 转子模型, 利用 Lagrange 方程可得到系统的全自由度运动方程为<sup>[6]</sup>

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = Q \quad (4)$$

式中  $M = \text{diag}[m, J_d, m, J_d, m, J_p]$ , 为惯性矩阵;

$$C = \begin{bmatrix} c_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{\theta_y} & 0 & \Omega J_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\Omega J_p & 0 & c_{\theta_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_z & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{\theta_z} \end{bmatrix}, \text{ 为阻尼矩阵;}$$

$K = \text{diag}[k_x, k_{\theta_y}, k_y, k_{\theta_x}, k_z, k_{\theta_z}]$ , 为刚度矩阵; 矩阵  $C$  中的  $c_x$ 、 $c_y$ 、 $c_z$ 、 $c_{\theta_x}$ 、 $c_{\theta_y}$  和  $c_{\theta_z}$  为与运动速度  $\dot{x}$ 、 $\dot{y}$ 、 $\dot{z}$ 、 $\dot{\theta}_x$ 、 $\dot{\theta}_y$  和  $\dot{\theta}_z$  对应的阻尼系数, 可凭经验确定; 矩阵  $K$  中的  $k_x$ 、 $k_y$ 、 $k_z$ 、 $k_{\theta_x}$ 、 $k_{\theta_y}$  和  $k_{\theta_z}$  为与运动位移  $x$ 、 $y$ 、 $z$ 、 $\theta_x$ 、 $\theta_y$  和  $\theta_z$  对应的刚度系数, 可用柔度影响系数法通过静力分析得到。  $Q$  为总广义力向量, 包括内耦合力  $Q_c = [0 \ M_{cy} \ 0 \ M_{cx} \ 0 \ M_{cz}]^T$  外耦合力向量  $Q_u = [F_{ux} \ M_{uy} \ F_{uy} \ M_{ux} \ 0 \ M_{uz}]^T$ , 轴向碰摩力向量  $Q_a = [F_{ax} \ M_{ay} \ F_{ay} \ M_{ax} \ F_{az} \ M_{az}]^T$  以及涡轮非线性流固耦合力向量  $Q = [F_{rx} \ 0 \ F_{ry} \ 0 \ 0 \ 0]^T$ 。

内耦合力向量中的内弯扭耦合力定义为

$$\begin{cases} M_{cx} = -J_p \dot{\theta}_y \dot{\theta}_z \\ M_{cy} = J_p (\dot{\theta}_x \dot{\theta}_z + \theta_x \ddot{\theta}_z) \\ M_{cz} = J_p (\dot{\theta}_x \dot{\theta}_y + \theta_x \ddot{\theta}_y) \end{cases} \quad (5)$$

外耦合力向量中的外弯扭耦合不平衡力定义为

$$\begin{cases} F_{ux} = m_1 e_1 [(\Omega + \dot{\theta}_z)^2 \cos(\Omega t + \theta_z + \varphi_1) + \ddot{\theta}_z \sin(\Omega t + \theta_z + \varphi_1)] \\ F_{uy} = m_1 e_1 [(\Omega + \dot{\theta}_z)^2 \sin(\Omega t + \theta_z + \varphi_1) - \ddot{\theta}_z \cos(\Omega t + \theta_z + \varphi_1)] \\ F_{uz} = 0 \\ M_{ux} = m_2 e_2 h [(\Omega + \dot{\theta}_z)^2 \sin(\Omega t + \theta_z + \varphi_2) - \ddot{\theta}_z \cos(\Omega t + \theta_z + \varphi_2)] \\ M_{uy} = -m_2 e_2 h [(\Omega + \dot{\theta}_z)^2 \cos(\Omega t + \theta_z + \varphi_2) + \ddot{\theta}_z \sin(\Omega t + \theta_z + \varphi_2)] \\ M_{uz} = m_1 e_1 [\ddot{x} \sin(\Omega t + \theta_z + \varphi_1) - (\ddot{y} + g) \cos(\Omega t + \theta_z + \varphi_1)] \end{cases} \quad (6)$$

## 2 数值求解

系统相关计算参数如表 1 所示。

将表 1 所示的系统参数代入系统运动方程式 (4), 用四阶 Runge-Kutta 法进行数值求解。

表 1 系统参数

Tab. 1 System parameters

设备	参数	数值
转子	圆盘质量 $m/\text{kg}$	2
	圆盘直径 $D/\text{m}$	0.1
	静不平衡质量偏心距 $e_1/\text{m}$	0
	静不平衡质量偏心相位角 $\varphi_1/\text{rad}$	0
	偶不平衡质量偏心距 $e_2/\text{m}$	$3 \times 10^{-3}$
	偶不平衡质量偏心相位角 $\varphi_2/\text{rad}$	$\pi/3$
	偶不平衡偏心质量偶臂长 $h/\text{m}$	0.005
	转子与静子轴向平均间隙 $\delta_a/\text{m}$	$1 \times 10^{-4}$
转轴	转轴直径 $d/\text{m}$	0.015
	转轴总长度 $L/\text{m}$	0.5
	转轴材料弯曲弹性模量 $E/\text{Pa}$	$2.1 \times 10^{11}$
	转轴材料剪切弹性模量 $G/\text{Pa}$	$7.7 \times 10^{10}$
其他	轴向碰摩刚度 $k_a/(\text{N}/\text{m})$	$2.0 \times 10^6$
	轴向碰摩摩擦系数 $f_a$	0.2

## 3 全自由度动力学分析

### 3.1 分叉图分析

图 2 是一组系统在动不平衡力、轴向碰摩力和非线性涡轮叶尖间隙流体激励力作用下动力学响应各个自由度上以转速为控制参数的分叉图。与文献[6]中的不考虑涡轮叶尖间隙流体激励力时的分叉图相比, 非线性涡轮叶尖间隙流体激励力对轴向碰摩的分叉特性没有明显的影响, 这说明轴向碰摩的非线性特性比较稳定, 没有明显受到具有弱非线性的涡轮叶尖间隙流体激励力的干扰, 各个自由度的响应仍然是在发散以前没有明显分叉, 保持相对

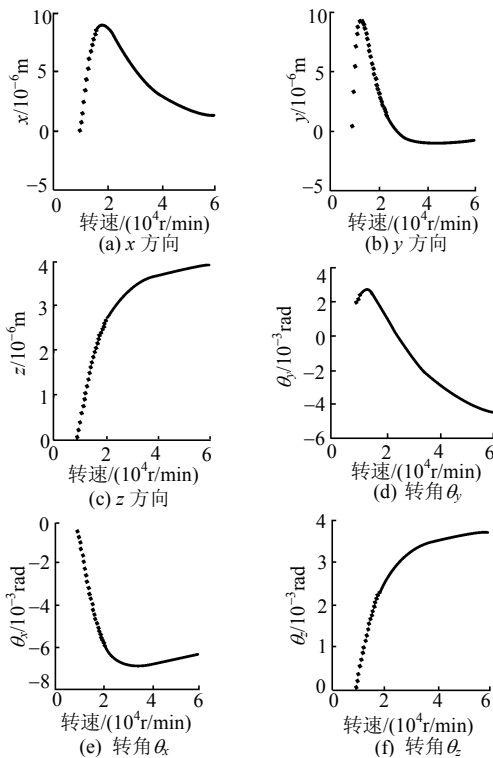


图 2 以转速为控制参数的系统响应分叉图  
Fig. 2 Bifurcation diagrams of system responses

比较稳定的周期运动。

### 3.2 波形、频谱、轴心轨迹和 Poincare 图分析

图 3~8 是系统在不同转速下全部 6 个自由度上的响应的波形、频谱、三维轴心轨迹和 Poincare 图。图 3~5 显示了转速为 9 000 r/min 时系统响应的动力学特征。与文献[6]中的情形相比，横向振动的位

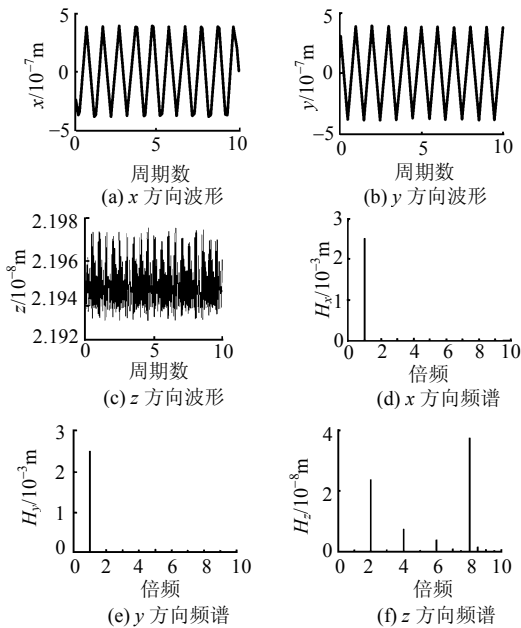


图 3 转速 9 000 r/min 时系统位移响应的波形和频谱图  
Fig. 3 Waveforms and frequency spectrums of displacement responses at 9 000 r/min

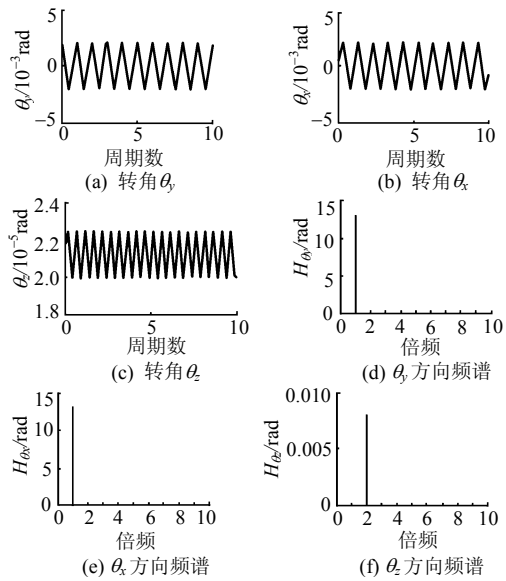


图 4 转速 9 000 r/min 时系统转角响应的波形和频谱图  
Fig. 4 Waveforms and frequency spectrums of angle responses at 9 000 r/min

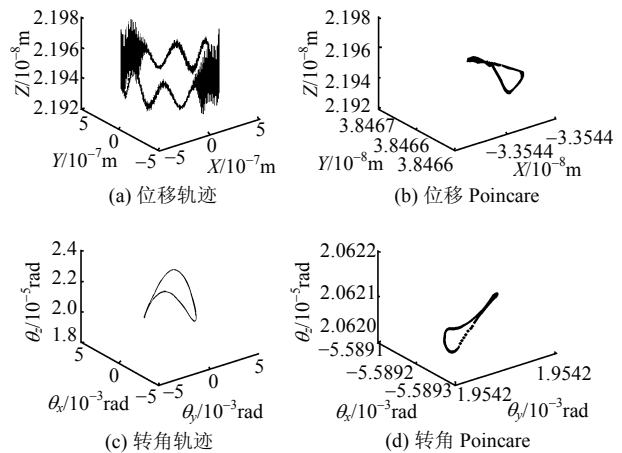


图 5 转速 9 000 r/min 时系统位移和转角响应的轨迹和 Poincare 图

Fig. 5 Orbits and Poincare maps at 9 000 r/min

移响应 $x$ 、 $y$ 和转角响应 $\theta_x$ 、 $\theta_y$ 以及扭转振动的转角响应 $\theta_z$ 的波形和频谱特征几乎不受非线性涡轮叶尖间隙流体激励力的影响，即横向振动仍为同步周期运动，扭转振动仍是 2 倍频的谐波运动；而轴向振动的位移响应 $z$ 则在非线性涡轮叶尖间隙流体激励力的影响下，在原来的 2 倍频和 4 倍频成分基础上增加了 6 倍频和 8 倍频成分，尤其是 8 倍频成分特别突出。这说明在非线性涡轮叶尖间隙流体激励力的影响下，低转速时的轴向碰摩响应中会出现更高阶的偶数倍频的超谐波成分，且主要表现在轴向振动中。同时也表明轴向振动最能表现轴向碰摩的非线性动力学特征。位移轨迹在 $z$ 方向变得稍微有点复杂，位移 Poincare 图也由原来的一条短线变为一条扭曲的空间封闭曲线，这说明系统运动变得比较复

杂。

图 6~8 显示了转速为 59 000 r/min 时系统响应的动力学特征。与文献[6]中的情形相比,全部 6 个自由度上的响应波形和频谱特征几乎没有变化,即横向振动仍为同步周期运动,轴向振动和扭转振动仍是 2 倍频的谐波运动。这说明在高转速情况下,系统轴向碰摩响应的波形和频谱不能明显反映具有弱非线性的涡轮叶尖间隙流体激励力对轴向碰

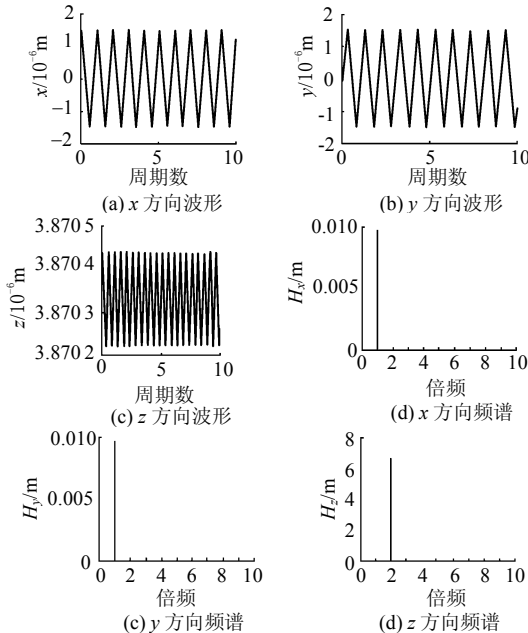


图 6 转速 59 000 r/min 时系统位移响应的波形和频谱图

Fig. 6 Waveforms and frequency spectrums of displacement responses at 59 000 r/min

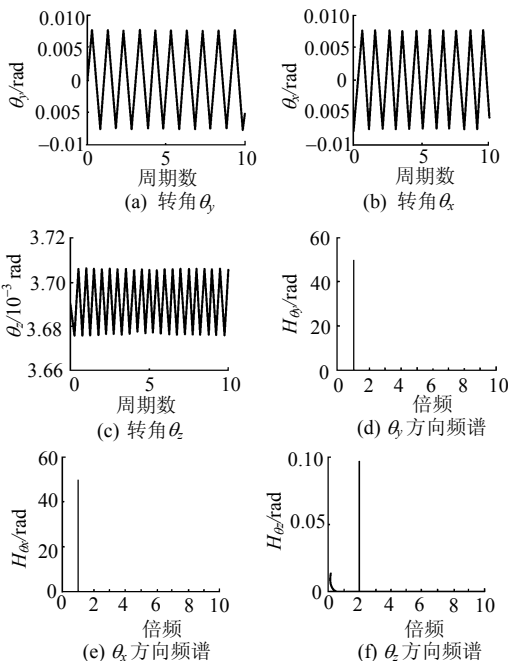


图 7 转速 59 000 r/min 时系统转角响应的波形和频谱图

Fig.7 Waveforms and frequency spectrums of angle responses at 59 000 r/min

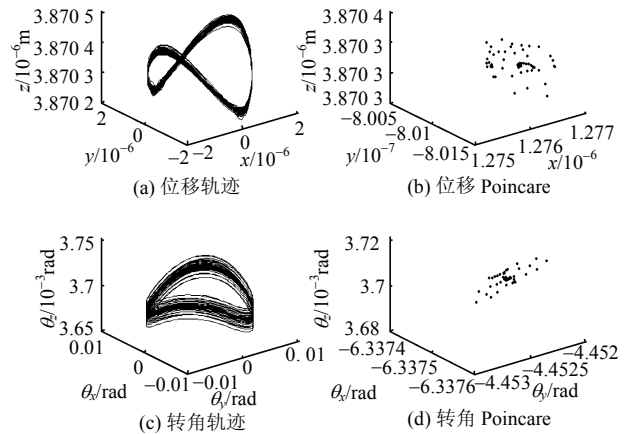


图 8 转速 59 000 r/min 时系统位移和转角响应的轨迹和 Poincare 图

Fig. 8 Orbits and Poincare maps at 59 000 r/min

摩非线性动力学特性的影响。位移轨迹和转角轨迹都在  $z$  方向变得比较复杂,相应的 Poincare 图也出现了轻微的混沌。这表明在高转速情况下,系统轴向碰摩响应的轴心轨迹可以反映具有弱非线性的涡轮叶尖间隙流体激励力对轴向碰摩非线性动力学特性的影响。

### 4 结论

综合以上分析可以得出以下几点结论:

(1) 分叉图分析表明,轴向碰摩的非线性特性比较稳定,没有明显受到具有弱非线性的涡轮叶尖间隙流体激励力的干扰,各个自由度的响应仍然是在发散前没有明显分叉。

(2) 波形和频谱分析表明,在非线性涡轮叶尖间隙流体激励力的影响下,低转速时的轴向碰摩响应中会出现更高阶的偶数倍频的超谐波成分,且主要表现在轴向振动中。在高转速情况下,轴向碰摩响应的波形和频谱不能明显反映具有弱非线性的涡轮叶尖间隙流体激励力对轴向碰摩非线性动力学特性的影响。

(3) 轴心轨迹和 Poincare 图分析表明,在高转速情况下,系统轴向碰摩响应的轴心轨迹和 Poincare 图可以反映具有弱非线性的涡轮叶尖间隙流体激励力对轴向碰摩非线性动力学特性的影响。在非线性涡轮叶尖间隙流体激励力的影响下,高转速时的轴向碰摩响应出现了轻微混沌。

### 参考文献

[1] 何正嘉, 黄昭. 机械故障诊断案例选编[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1991.  
 [2] 张伟, 武翠琴, 黄先祥. 涡轮泵系统故障机理分析及标准模式的建立[J]. 机床与液压, 2002, 6: 224-228.

- Zhang Wei, Wu Cuiqin, Huang Xianxiang. Mechanism analyses and standard pattern constructions of faults in turbopump systems [J]. *Machine Tools and Hydraulic Transmission*, 2002, 6: 224-228(in Chinese).
- [3] 史进渊. 汽轮机通流部分故障诊断模型的研究[J]. *中国电机工程学报*, 1997, 17(1): 29-32.  
Shi Jinyuan. Study of fault diagnosis models for steam turbine blading components[J]. *Proceedings of the CSEE*, 1997, 17(1): 29-32(in Chinese).
- [4] 丁建良. 汽轮机轴封供汽参数对轴封轴向间隙的影响[J]. *江苏电机工程*, 2004, 23(4): 34-35.  
Ding Jianliang. The study of supply steam parameters of turbine gland seal to gland seal gap[J]. *Jiangsu Electrical Engineering*, 2004, 23(4): 34-35(in Chinese).
- [5] 丁千. 转子-轴承系统受轴向摩擦时的振动[J]. *机械强度*, 2002, 26(2): 132-137.  
Ding Qian. Lateral vibration of a rotor/ bearing system with axial rubs[J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2004, 26(2): 132-137(in Chinese).
- [6] Yuan Z W, Chu F L, Hao R J. Simulation of rotor's axial rub-impacts in full degrees of freedom[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2007, 42(7): 763-775.
- [7] Black H. Effects of hydraulic forces on annular pressure seals on the vibrations of centrifugal pump rotors[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1969, 11(2): 206-213.
- [8] Childs D. Dynamic analysis of turbulent annular seals based on hirs' lubrication equation[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1983, 105(3): 437-444.
- [9] Nelson C. Analysis for leakage and rotordynamic coefficients of surface-roughened tapered annular gas seals[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1984, 106(4): 927-934.
- [10] Black H. Lateral stability and vibration of high speed centrifugal pumps[C]. *Proceedings of IUTAM Symposium on dynamics of rotors*. Lyngby, Denmark, 1974.
- [11] Tsujimoto Y, Acosta A, and Brennen C. Two-dimensional unsteady analysis of fluid forces on a whirling centrifugal impeller in a volute[R]. NASA, Huntsville, Alabama, 1984.
- [12] Adkins D. Analysis of hydrodynamic forces of centrifugal pump impellers[D]. California Institute of Technology, California 1985.
- [13] Childs D. Fluid-structure interaction forces at pump-impeller-shroud surfaces for rotordynamic calculations[J]. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 1989, 111(3): 216-225.
- [14] Thomas H. Instabile eigenschwingungen von turbinenläufern angefacht durch die spaltströmungen und beschauflungen[J]. *Bull de L'AIM*, 1958, 71(11): 1039-1063.
- [15] Alford J. Protecting turbomachinery from self-excited rotor whirl [J]. *Journal of Engineering for Power*, 1965: 87(4): 333-344.
- [16] Urlichs K. Leakage flow in thermal turbomachines as the origin of vibration-exciting lateral forces[R]. NASA, Huntsville, Alabama, 1977.
- [17] Martinez-Sanchez M, Jaroux B. Turbine blade tip and seal clearance excitation forces[R]. NASA, Huntsville, Alabama, 1992.
- [18] 郭瑞, 杨建刚. 汽轮机进汽方式对调节级叶顶间隙蒸汽激振力影响的研究[J]. *中国电机工程学报*, 2006, 26(1): 8-11.  
Guo Rui, Yang Jiangan. Effects of admission mode on tip clearance induced steam force in turbine control stage[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2006, 26(1): 8-11(in Chinese).
- [19] 杨建刚, 朱天云, 高伟. 汽流激振对轴系稳定性的影响分析[J]. *中国电机工程学报*, 1998, 18(1): 9-11.  
Yang Jiangan, Zhu Tianyun, Gao Wei. Influence of steam induced vibration on the stability of rotor bearing system[J]. *Proceedings of the CSEE*, 1998, 18(1): 9-11(in Chinese).
- [20] Yuan Z W, Chu F L, Hao R J, Wang S B. Clearance-excitation force of shrouded turbine rotor accounting for pitching motion. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2007, 221(2): 187-194.

收稿日期: 2007-11-11。

作者简介:

袁振伟(1963—), 男, 工学博士, 副教授, 主要研究方向为转子动力学、机械故障诊断及机械强度分析等, yuanzw@zzu.edu.cn;

李志农(1966—), 男, 工学博士, 副教授, 主要研究方向为智能检测与信号处理、机械故障诊断;

王三保(1950—), 男, 工学学士, 副教授, 主要研究方向为化工设备设计及机械强度分析等。

(责任编辑 王庆霞)