

## 含滚动轴承径向游隙的航空发动机 整机振动响应特征分析\*

王海飞, 陈果

(南京航空航天大学 民航学院, 江苏南京 210016)

**摘要:** 针对航空发动机支承系统中各支承处滚动轴承径向游隙对整机振动响应影响的灵敏度问题, 建立了含滚动轴承径向游隙的真实发动机转子-支承-机匣整机振动模型, 转子与机匣采用有限元模型, 支承采用集总质量模型, 分别考虑了四个不同支承处的滚动轴承径向游隙和赫兹接触力的强非线性, 利用数值积分方法求解耦合系统的响应, 分析了整机振动响应特征。对整机振动影响较大的支承 $S_2$ 处, 分析了不同转速下, 转子、滚动轴承外圈、机匣的响应特征; 分析了非线性接触力随时间-滚珠数目变化、以及滚动轴承承载变化规律; 分析了该支承处径向游隙对接触力的影响。结果表明: (1) 转速越高, 随着间隙增大, 机匣加速度振幅跳跃和滞后现象越明显, 且由于滚动轴承的变刚度, 当刚度变化较剧烈时, 系统的固有频率被激发, 即频率锁定现象; (2) 在大间隙下, 转速在两阶临界转速之间, 转子容易出现时而挤压, 时而不挤压滚动轴承外圈的现象, 即不稳定现象, 可以通过减小径向游隙, 从而增加转子的稳定性, 同时减小整机振动。

**关键词:** 径向游隙; 整机振动; 有限元模型; 赫兹接触力; 不平衡力

中图分类号: V231.9 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2016) 05-0945-15

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2016.05.020

## Characteristics Analysis of Aero-Engine Whole Vibration Response with Rolling Bearing Radial Clearance

WANG Hai-fei, CHEN Guo

(College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** For the sensitivity problem of the effects of rolling bearing radial clearance on the whole vibration at different supports in the aero-engine support system, a model is established for a real engine rotor-bearing-casing. The rotor and casing systems are modeled by means of the finite element model. The support systems are modeled by lumped-mass model. Rolling bearing radial clearance and strong-nonlinearity of Hertz contact force at four different supports are considered. The coupled system response is obtained by the numerical integral method. The characteristics of the whole vibration response are analyzed. For the support  $S_2$ , which influences the whole vibration larger, the rotor, outer ring of rolling bearing and casing response characteristics at different rotating speeds are analyzed. The nonlinear contact force law which changed with time and rolling numbers and the changed load law of the rolling bearing are analyzed. The influence on contact force by the radical clearance is analyzed. The results show that the higher the rotating speed, as the clearance increases, the more obviously acceleration amplitude jumps and lags and due to the variable stiffness of the rolling bearing, when the stiffness changes fiercely, the natural frequency is excited, that is frequency-locked phenomenon. When the radical clearance is large and the rotating speed is between two order radical speed, the rotor sometimes squeezes and

\* 收稿日期: 2014-12-28; 修订日期: 2015-02-25。

基金项目: 国家安全重大基础研究项目 (613139); 江苏省研究生培养创新工程 (KYLX\_0295)。

作者简介: 王海飞, 男, 博士生, 研究领域为转子动力学和航空发动机整机振动建模。E-mail: wanghaifei1986318@163.com

sometimes does not squeeze the outer ring, that is, instability phenomenon occurs. Reducing the radial clearance can increase the rotor stability and reduce the whole vibration.

**Key words:** Radial clearance; Whole vibration; Finite element model; Hertz contact force; Unbalanced force

## 1 引言

滚动轴承是航空发动机中重要的部件,由于滚动轴承具有较强的非线性特征,所以对整机振动响应影响较大。

国内外学者对滚珠与滚道之间的间隙和赫兹力进行大量研究。Ehrich<sup>[1,2]</sup>对含滚动轴承间隙的转子进行了动力学研究。Sinou J J<sup>[3]</sup>采用谐波平衡法对滚动轴承支承的不平衡柔性转子非线性动力学响应进行研究。Harsha S P<sup>[4,5]</sup>建立了含滚动轴承支承的高速转子模型,考虑了滚动体与滚道之间的表面粗糙度和间隙导致的非线性接触力,采用 Newmark- $\beta$ 方法求解微分方法的解,分析了转子系统的不稳定性以及混沌现象。Tiwari<sup>[6,7]</sup>研究了带滚动轴承的水平刚性转子,分析了径向间隙对转子不稳定以及混沌动力学行为。Jang<sup>[8]</sup>等研究了转子系统中滚动轴承波纹度,考虑了离心力和滚珠的陀螺力矩效应。Chen<sup>[9]</sup>对滚动轴承模型,充分考虑了轴承间隙、滚珠与滚道之间的非线性赫兹力以及滚动轴承支承刚度变化而产生的 VC 振动,采用数值积分方法获得系统的响应,研究了系统的分叉与混沌运动。Bai<sup>[10]</sup>建立了含间隙和波纹度的滚动轴承转子模型,模型中考虑了滚珠的离心力和陀螺力矩作用,仿真结果与实验结果进行了对比,并对间隙、波纹度,预载和径向力对稳定性影响进行了分析。文献[11]研究了 Jeffcott 转子-滚动轴承系统的非线性动力特性,建立了其非线性动力学方程,并用自适应 Runge-Kutta-Fehlberg 算法对其求解。文献[12]研究了滚动轴承平衡转子系统在不同轴承内间隙量,不同转速下系统的稳定性及其分岔特性和混沌。文献[13]建立了滚动轴承-偏置转子系统涡摆耦合动力学模型,采用数值方法对不同偏置量下,有无考虑圆盘摆振时系统动力学响应进行了计算与比较;分析了轴承游隙变化对不同偏置量的转子动力学性能的影响。文献[14]建立齿轮-转子-滚动轴承传动系统的弯扭耦合非线性动力学模型,分析了转速、偏心量以及轴承游隙等参数对系统振动响应的影响规律。文献[15]建立了含非线性滚动轴承力模型与 Alford 力模型的动力学模型,研究了转子系统的非线性动力学特性。文献[16]针对

常规方法难以准确分析非平稳信号的局限性,提出了基于小波分析的滚动轴承故障诊断方法。文献[17]针对低温液体火箭发动机涡轮泵转子非线性系统开展了轴承支承总刚度对稳定性的影响研究。

从现有的文献可以看出,虽然目前滚动轴承模型较完善,但是现有的研究工作均是基于简单的转子模型,滚动轴承模型未应用于复杂的转子-支承-机匣耦合动力学模型中,因此对考虑含滚动轴承径向游隙的航空发动机整机振动响应特征分析较少。

鉴于此,本文建立了含滚动轴承径向游隙的真实发动机整机模型,基于机匣加速度信号与转子位移信号,分析了径向游隙对整机振动响应的影响规律,研究了对整机响应影响较大的支承  $S_2$  在不同转速下滚动体的受力情况和转子运行规律,探讨了径向游隙对接触力的影响规律。

## 2 某型真实发动机整机动力学模型

### 2.1 某型真实发动机整机模型示意图

图1为某型真实发动机的转子-支承-机匣模型示意图。

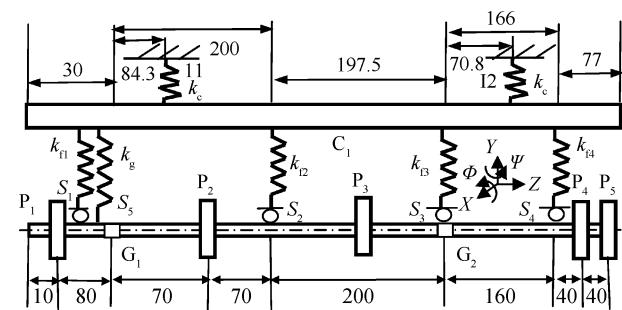


Fig. 1 Rotor-bearing-casing model sketch map of a type of missile aeroengine (mm)

其中,  $P_1$  为风扇盘、 $P_2$  为电机盘、 $P_3$  为压气机盘、 $P_4$  为涡轮盘 1、 $P_5$  为涡轮盘 2;  $C_1$  为机匣;  $G_1$  为风扇轴与压气机轴套齿联轴器、 $G_2$  为压气机轴与涡轮轴套齿联轴器;  $S_1$  为风扇支点、 $S_2$  为压气机前支点、 $S_3$  为压气机后支点、 $S_4$  为涡轮支点、 $S_5$  为电机处支点;  $I_1$  为前安装节、 $I_2$  为后安装节;  $k_g$  为齿轮泵啮合刚度、 $k_{t1}$ ,  $k_{t2}$ ,  $k_{t3}$ ,  $k_{t4}$  为转子-机匣支承刚度、 $k_c$  为机匣-基础连接刚度。

### 2.2 动力学建模

转子模型和机匣模型利用有限元模型<sup>[18,19]</sup>, 转子

通过力和力矩与其他转子、机匣以及支承耦合。具体建模方法,参考文献[18,19]。

转子系统的运动方程为

$$M_s \ddot{q}_s + (C_s - \omega G_s) \dot{q}_s + K_s q_s = Q_s \quad (1)$$

式中  $Q_s$  为系统承受的载荷;  $M_s$  为系统的质量矩阵;  $G_s$  为系统的陀螺力矩矩阵;  $K_s$  为系统的刚度矩阵;  $C_s$  为系统的阻尼矩阵。

本文采用比例阻尼,即  $C_s = \alpha_0 M_s + \alpha_1 K_s$ ,可以得到第  $i$  阶阻尼比为

$$\xi_i = \frac{1}{2} \left( \frac{\alpha_0}{\omega_i} + \alpha_1 \omega_i \right) \quad (2)$$

通过转子任意两阶固有频率和阻尼比,求出  $\alpha_0, \alpha_1$ , 求得系统的阻尼矩阵  $C_s$ 。

### 2.2.1 转子-机匣间的支承连接

对于每个转子与机匣间的支承  $RC_i (i=1, 2, \dots, N)$ , 包括了滚动轴承、挤压油膜阻尼器、轴承座等部件。其中,  $m_{wi}$  为滚动轴承外圈质量;  $m_{bi}$  轴承座质量;  $k_{ui}$  为轴承外圈与轴承座之间的弹性支承刚度,  $c_{ui}$  为轴承外圈与轴承座之间的阻尼系数, 如果存在挤压油膜阻尼器, 则该阻尼为非线性阻尼;  $k_{fi}, c_{fi}$  分别为机匣与轴承座之间的支承刚度和阻尼。如图2所示, 其中  $F_{yRi}$  和  $F_{xRi}$  为转子作用于支承的力,  $F_{yCi}$  和  $F_{xCi}$  为机匣作用于支承的力。设  $i$  个支承  $RC_i$  与转子的第  $m$  个节点和机匣的第  $n$  个节点相连。

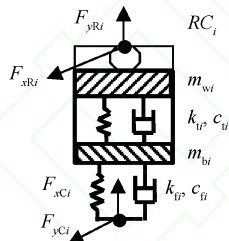


Fig. 2 Rotor-casing support

图3为滚动轴承模型示意图,滚动轴承受到转子的不平衡激励将产生受迫振动,其振动频率为转子的旋转频率,同时,滚动轴承将产生由于轴承总刚度

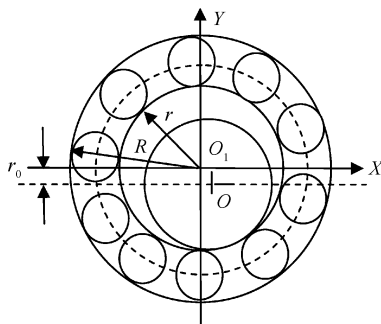


Fig. 3 Rolling bearing model

连续周期变化的VC振动,该振动为参数激励,其振动的原因来自于轴承总体刚度的变化。

本文设定轴承外圈固定在轴承座上,内圈固定在转轴上,设转子第  $m$  个节点位移为  $x_{Rm}$  和  $y_{Rm}$ , 令  $x = x_{Rm} - x_{wi}, y = y_{Rm} - y_{wi}$ , 可以得到转子作用于第  $i$  个支承的轴承力为

$$\begin{cases} F_{xRi} = \sum_{j=1}^N C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} \cdot H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \cos \theta_j \\ F_{yRi} = \sum_{j=1}^N C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} \cdot H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \sin \theta_j \end{cases} \quad (3)$$

式中  $C_b$  为赫兹接触刚度,由内外圈和滚珠的赫兹接触弹性分析可得到。  $H(\cdot)$  是亥维塞函数,当函数变量大于0时,函数值是1,否则为0。  $\theta_j$  为第  $j$  个滚珠处的角度位置,有  $\theta_j = \omega_{cage} \times t + \frac{2\pi}{N_b} (j-1), j=1, 2, \dots, N_b$ , 其中  $N_b$  为滚珠个数。  $\omega_{cage}$  为保持架旋转速度,设外滚道半径为  $R$ ,内滚道半径为  $r$ ,有  $\omega_{cage} = \frac{\omega \times r}{R+r}$ ,  $\omega$  为转轴旋转角速度。因此,滚动轴承外圈的运动微分方程为

$$\begin{cases} m_{wi} \ddot{x}_{wi} + k_{ui}(x_{wi} - x_{bi}) + F_{dxi} = F_{xRi} \\ m_{wi} \ddot{y}_{wi} + k_{ui}(y_{wi} - y_{bi}) + F_{dyi} = F_{yRi} - m_{wi} g \end{cases} \quad i=1, 2, \dots, N \quad (4)$$

其中,  $F_{dxi}$  和  $F_{dyi}$  为阻尼力,如果考虑为粘性阻尼,则

$$\begin{cases} F_{dxi} = c_{ui}(\dot{x}_{wi} - \dot{x}_{bi}) \\ F_{dyi} = c_{ui}(\dot{y}_{wi} - \dot{y}_{bi}) \end{cases} \quad (5)$$

VC 频率为滚珠的通过频率,即  $\omega_{vc} = \omega_{cage} \times N_b = \omega_{rotor} \times B_N, B_N = N_b \times r / (R+r), B_N$  为 VC 频率与旋转频率的比值。本文中的  $B_{N1} = 5.5, B_{N2} = 4.85$ 。

### 2.3 时域数值求解方法

由于转子-支承-机匣耦合系统高度非线性,因此采用数值积分方法求解。本文采用 Newmark- $\beta$ 法和一种改进的 Newmark- $\beta$ 法(新型显示积分法-翟方法)相结合的方法求解,其中利用 Newmark- $\beta$ 法对转子和机匣有限元模型进行求解,求得转子和机匣响应,通过力和力矩作用到支承部件,利用翟方法对连接部件进行求解,求得连接部件的响应,同样通过力和力矩作用到转子和机匣。Newmark- $\beta$ 法需要形成动力学矩阵,但是不要求质量对角化,而翟方法不需要形成动力学矩阵,直接从微分方程求解。该方法的特点是求解效率很高。流程图如图4所示。

### 3 含滚动轴承径向游隙的整机振动仿真分析

#### 3.1 动力学模型参数

转子与机匣有限元参数以及转子-机匣-支承连接参数见表1~表7。

**Table 1 Unit number of rotor and casings**

Fan rotor	Compressor rotor	Turbine rotor	Casing
11	10	11	24

**Table 2 Parameters of rotor**

Parameters	Disc P <sub>1</sub>	Disc P <sub>2</sub>	Disc P <sub>3</sub>	Disc P <sub>4</sub>	Disc P <sub>5</sub>
Mass $m_r$ /kg	3.88	1.41	5.17	10.28	10.28
Cross-polar inertia $J_{ip}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.03	0.003	0.03	0.05	0.05
Cross-equator inertia $J_{ie}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.02	0.002	0.03	0.03	0.03
Elastic modulus $E$ /Pa	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07
Poisson's ratio $\mu$	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
Density $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	7.8	7.8	7.8	7.8	7.8
Proportion damping ratio $a_0$	5	5	5	5	5
Proportion damping ratio $a_1$	1.35	1.35	1.35	1.35	1.35

**Table 3 Parameters of casings**

Wall thickness/mm	Elastic modulus $E$ /Pa	Density $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	Poisson's ratio $\mu$	Proportion damping ratio $a_0$	Proportion damping ratio $a_1$
15	$2.07\times 10^{11}$	$7.8\times 10^3$	0.3	5	$1.35\times 10^{-5}$

**Table 4 Parameters of ball bearing**

Rolling bearing	Outer raceway radius $R$ /mm	Inner raceway radius $r$ /mm	Ball number $N_b$	Contact stiffness $C_b/(\text{N}/\text{m}^{3/2})$	Bearing clearance $r_0/\mu\text{m}$	Outer mass $m_o$ /kg	Bearing carrier mass $m_b$ /kg
S1	39.5	29	13	$12.4\times 10^9$	0	2	10
S2	39.5	29	13	$12.4\times 10^9$	0	2	10
S3	32	17	14	$11.9\times 10^9$	0	2	10
S4	32	17	14	$11.9\times 10^9$	0	2	10

**Table 5 Support parameters of rotor-casing**

Supports	Node of rotor	Casing (node)	$k_i/(\text{N}/\text{m})$	$c_i/(\text{N}\cdot\text{s}/\text{m})$	$k_{ei}/(\text{N}/\text{m})$	$c_{ei}/(\text{N}\cdot\text{s}/\text{m})$
RC <sub>1</sub>	3	2	$1\times 10^8$	2000	$1\times 10^8$	1000
RC <sub>2</sub>	1	9	$1\times 10^8$	2000	$1\times 10^8$	1000
RC <sub>3</sub>	11	16	$1\times 10^8$	2000	$1\times 10^8$	1000
RC <sub>4</sub>	8	22	$1\times 10^8$	2000	$1\times 10^8$	1000

**Table 6 Spring collection parameters of rotor-casing**

Collection	Node of rotor	Casing (node)	$k_{ei}/(\text{N}/\text{m})$	$c_{ei}/(\text{N}\cdot\text{s}/\text{m})$	$k_{er}/(\text{N}/\text{m})$	$c_{er}/(\text{N}\cdot\text{s}/\text{m})$
RK <sub>1</sub>	6	4	$1\times 10^8$	0	$1\times 10^8$	0

**Table 7 Collection parameters of casing-base**

Supports	Node of rotor	Casing (node)	$k_i/(\text{N}/\text{m})$	$c_i/(\text{N}\cdot\text{s}/\text{m})$	$k_{ei}/(\text{N}/\text{m})$
CB <sub>1</sub>	8	$1\times 10^9$	$1\times 10^5$	2000	0
CB <sub>2</sub>	23	$1\times 10^9$	$1\times 10^5$	2000	0

#### 3.2 计算条件

(1)分别考虑支承  $S_1, S_2, S_3, S_4$  处的滚动轴承径向游隙。

(2)输出为机匣在压气机前支承处的水平方向的振动加速度响应、各支承  $S_1, S_2, S_3, S_4$  处转子振动位移响应。

(3)转速范围为  $5\sim 40\text{kr}/\text{min}$ 。

#### 3.3 不同径向游隙下的临界转速分析

图5(a)~(d)分别为仅含不平衡故障下,对支承

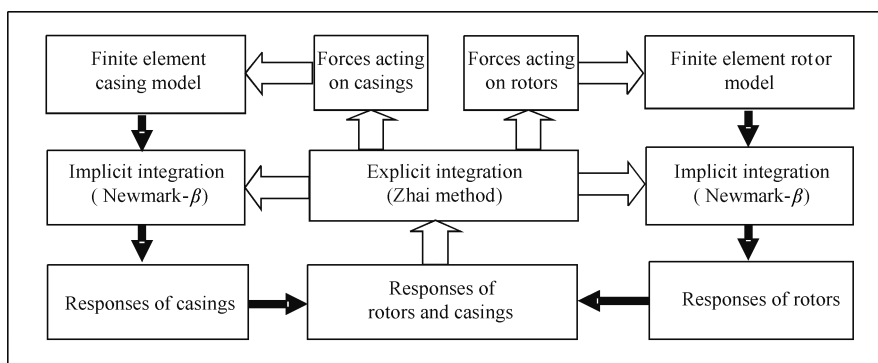


Fig. 4 Solving flow for rotor-support-casing coupling dynamics

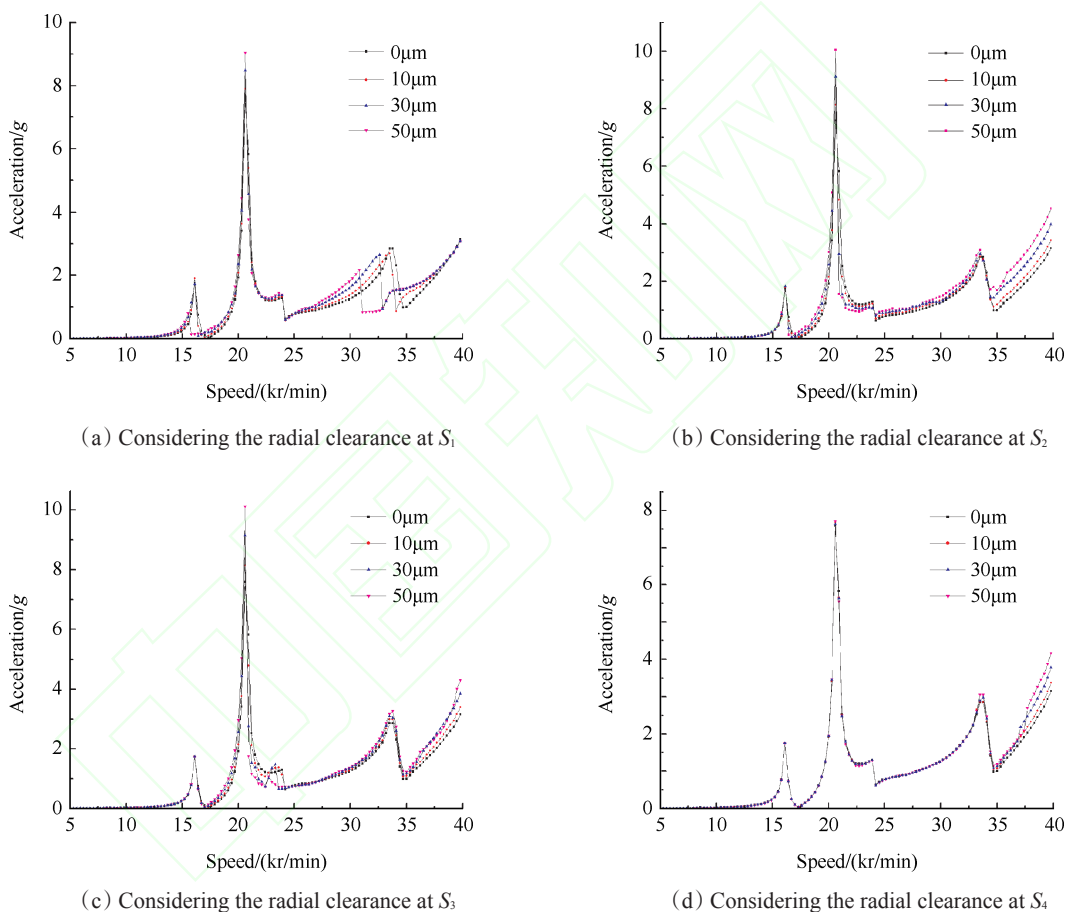


Fig. 5 Amplitude-speed curve of casing acceleration response under different clearances at different supports

$S_1, S_2, S_3, S_4$ 处的滚动轴承,采用不同径向游隙  $0\mu\text{m}$ ,  $10\mu\text{m}$ ,  $30\mu\text{m}$  以及  $50\mu\text{m}$ , 得到机匣节点9横向加速度的振幅-转速曲线,从图中可以看出,(1)前三阶临界转速分别为  $16100\text{r/min}$ ,  $20600\text{r/min}$ ,  $33800\text{r/min}$ ; (2)从第二阶临界转速对应的幅值上,发现支承  $S_2$  与支承  $S_3$  的径向游隙对机匣加速度响应较支承  $S_1$  与支承  $S_4$  的灵敏度明显;(3)对不同位置处的滚动轴承,在不同间隙下,间隙越大,振幅跳跃现象越明显;(4)对于  $S_1$  处,改变径向游隙,前两阶临界转速不变,第三阶临

界转速发生改变,其他支承处径向游隙对临界转速改变不明显。针对临界转速附近的跳跃和滞后现象,本文针对图5(a)第三阶临界转速附近进行详细计算,得到图6的结果。图7为文献[20]的结果,其改变轴承间隙得到的共振曲线与本文的结果一致。文献[20]对单自由度集中质量模型,采用平均法求得系统在主共振情况下的解析解,讨论了系统参数对主共振的影响,发现了改变间隙使得固有频率发生改变。文献[21]对轴承间隙改变共振频率的原因

做出了解释。当共振频率随轴承间隙不变时,共振频率主要决定于轴的刚度;当共振频率随轴承间隙发生变化时,共振频率主要决定于轴承的刚度,表现为极强的非线性特征,跳跃和滞后现象越明显。通过此可以解释图5(a)中前两阶临界转速随着轴承间隙的改变,没有发生变化的原因,主要由于轴承刚度的非线性较弱,对临界转速影响不大。

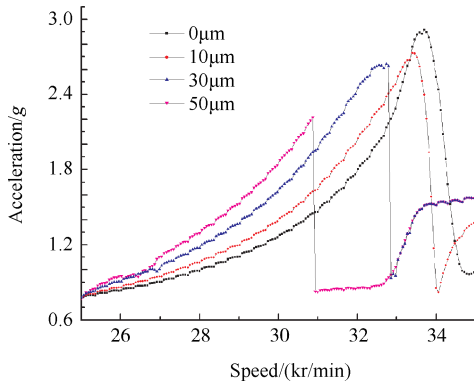


Fig. 6 Enlargement of Fig. 5(a)

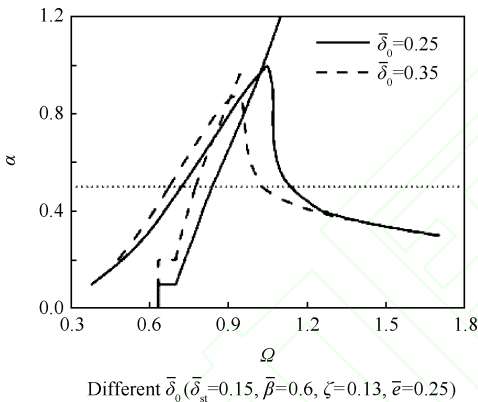


Fig. 7 Result of literature [20]

### 3.4 计算模态分析

对风扇转子节点1施加横向的瞬态力100N,获得机匣节点9加速度响应,以此来模拟锤击法,得到机匣加速度节点9的频率响应,如图8所示。表8为系统前六阶固有频率值。

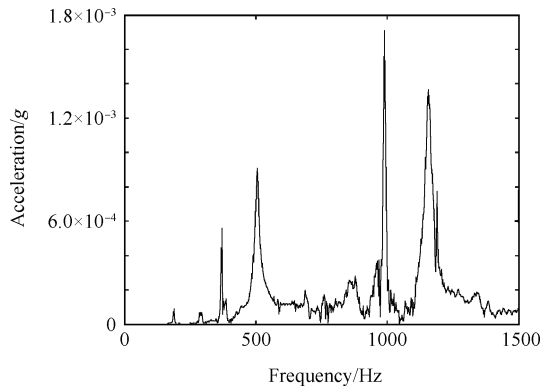


Fig. 8 Frequency response at the ninth node of the casing

Table 8 Natural frequency of the rotor system

Order	1	2	3	4	5	6
Frequency/Hz	187	290	368	505	985	1155

### 3.5 不同转速下的机匣-转子特征分析

针对滚动轴承支承 $S_1, S_2, S_3, S_4$ 的径向游隙均为 $30\mu\text{m}$ ,不考虑径向游隙的影响,分析不同转速下机匣加速度响应三维瀑布图,如图9(a)~(e)所示。从图9中可以看出,(1)对于支承 $S_1$ ,三维瀑布图频率改变不明显;(2)对于支承 $S_2, S_3$ ,三维瀑布图上出现明显的系统的第三阶固有频率 $f_{n3}$ 与第六阶固有频率 $f_{n6}$ ,以及转频 $f_r$ 与第三阶固有频率 $f_{n3}$ 的组合频率;(3)对于支承 $S_4$ ,三维瀑布图出现系统的固有频率 $f_{n6}$ ,该现象被称为涡动现象,或者频率锁定[22]。图10为考虑 $S_2$ 径向游隙下转子的位移响应三维瀑布图,图11为文献[23]的结果,文献[23]分析了由于径向游隙导致的非同步振动响应特征。

图12(a)~(d)为在不同支承 $S_1, S_2, S_3, S_4$ 径向游隙下,压气机支承处的转子位移随转速变化的分岔图。从图12中可以看出,不同支承处的分岔图在临界转速附近均表现出周期运动,转速离临界转速较远,出现不同程度的拟周期、混沌运动;对于支承 $S_2, S_3$ ,在转速高于第二阶临界转速下,拟周期与混沌现象较支承 $S_1, S_4$ 明显。分析表明,支承 $S_2, S_3$ 对转子的稳定性影响较大。

### 3.6 典型转速下转子-外圈的轴心轨迹以及机匣响应特征分析

对整机振动响应影响较大的支承 $S_2$ 处滚动轴承,在含径向游隙 $30\mu\text{m}$ 下,基于不同转速的转子-外圈位移信号和机匣加速度信号,分析转子-外圈运动规律与机匣响应特征。

图13(a)~(d)分别为转速 $2\text{kr/min}$ 下,压气机转子支承处转子与滚动轴承外圈轴承轨迹,其中红色曲线表示滚动轴承外圈轴心轨迹,蓝色表示滚动轴承位置转子节点的轴心轨迹;转子的Poincaré截面图;机匣加速度时域波形及其频谱。从图13(a)可以看出,由于采用多支点支承作用,且径向游隙较大,压气机转子在滚动轴承底部涡动,对滚动轴承外圈不产生挤压作用。从图13(b)可以看出,转子表现出微弱的混沌运动;图13(c),(d)表明,频谱中出现转频 $f_r$ ,转频 $f_r$ 与系统的第三阶临界转速对应频率 $f_{n3}$ 的组合频率成分,高频中出现第六阶临界转速对应频率 $f_{n6}$ 。

图14(a)~(d)为转速 $5\text{kr/min}$ 下,压气机支承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹、转子的Poincaré截面

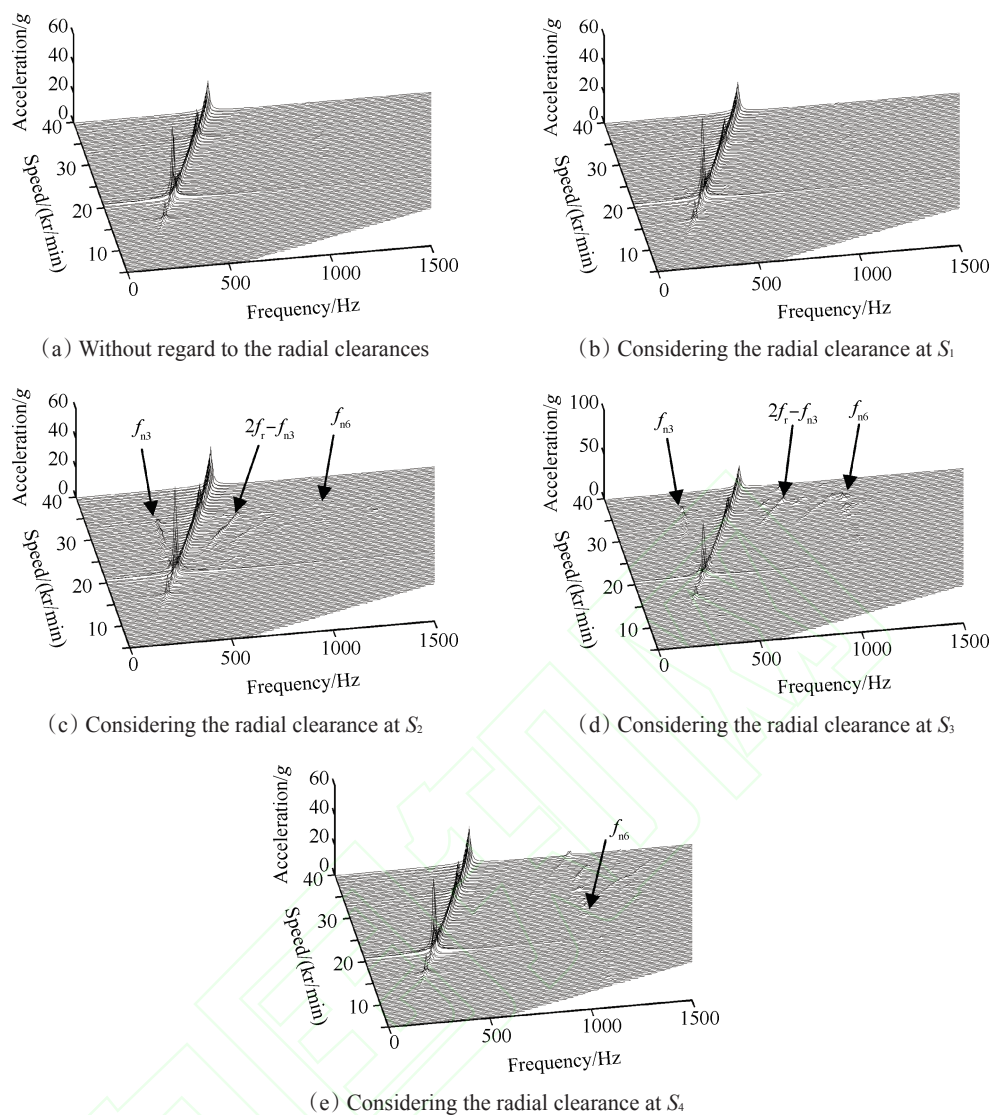


Fig. 9 Cascade plot of casing acceleration response with radial clearance at different supports

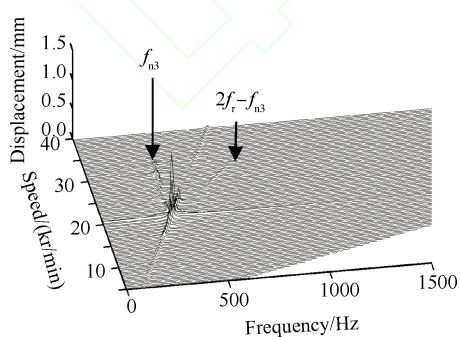


Fig. 10 Cascade plot of rotor displacement response with radial clearance at  $S_2$

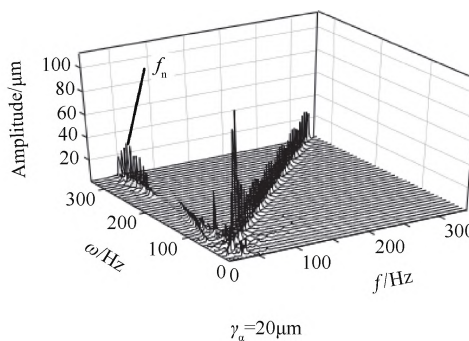


Fig. 11 Result of literature [23]

图、机匣加速度时域波形及其频谱,从图 14(a)中可以看出,压气机转子支承处转子挤压滚动轴承外圈,且在滚道一周内进行涡动,由于接触力较小,故滚动轴承外圈振动较小。从图 14(b)可以看出,转子出现

倍周期运动;图 14(c),(d)为机匣加速度信号及其频谱,在该转速下,频谱中出现转频 $f$ ,转频的倍频与第六阶临界转速对应频率 $f_{n6}$ 。

图 15(a)~(d)为转速 8kr/min 下,压气机转子支

承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹、机匣加速度时域波形及其频谱,图15(a),(b)可以看出,压气机转子支承处转子挤压滚动轴承外圈,且在滚道一周内进行涡动,由于接触力较大,故滚动轴承外圈振动较大,且呈现“波浪状”。从图15(c),(d)表明,频谱中出现转频 $f_r$ ,转频与系统的第六阶临界转速对应频率 $f_{n6}$ 的组合频率成分,高频中出现第六阶临界转速对应频率。

图16(a)~(c)为转速12kr/min下,压气机转子支承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹、机匣加速度时域波形及其频谱,从图16(a)可以看出,压气机转子支承处转子挤压滚动轴承外圈,且在滚道一周内进行涡动,由于接触力较大,故滚动轴承外圈振动进一步增大。图16(b),(c)表明,在该转速下,频谱中出现转频 $f_r$ 与VC1频率。

图17(a)~(c)为转速16.1kr/min下,即第一阶临界转速下,压气机转子支承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹、机匣加速度时域波形及其频谱,从图17(a)可以看出,压气机转子支承处转子挤压滚动轴承外圈,且在滚道一周内进行涡动,由于接触力较大,故滚动轴承外圈振动进一步增大,且呈现椭圆状。

图17(b),(c)表明,在第一阶临界转速下,由于不平衡力较大,机匣加速度信号表现出转频成分 $f_r$ 。

图18为转速20.6kr/min下,即第二阶临界转速下,压气机转子支承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹,从图18可以看出,由于不平衡力继续增加,滚动轴承外圈振动进一步增大。

图19(a)~(d)为转速22.5kr/min下,即通过第二阶临界转速后,压气机转子支承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹、转子的Poincaré截面图、机匣加速度时域波形及其频谱,从图19(a)可以看出,转子与滚动轴承外圈轴心轨迹出现交叉,即转子时而挤压滚动轴承外圈,时而不挤压状态。从图19(b)可以看出,转子的Poincaré截面图出现云片状,即混沌运动。图19(c),(d)表明,由于转频与系统的第三阶临界转速对应频率接近,且出现连续谱,机匣加速度波形出现类似拍振现象,且由于转子的不稳定,滚动轴承的刚度变化较剧烈,激发出系统的第三阶固有频率 $f_{n3}$ 。

图20(a)~(d)为转速30kr/min下,压气机转子支承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹、转子的Poincaré截面图、机匣加速度时域波形及其频谱,从图20

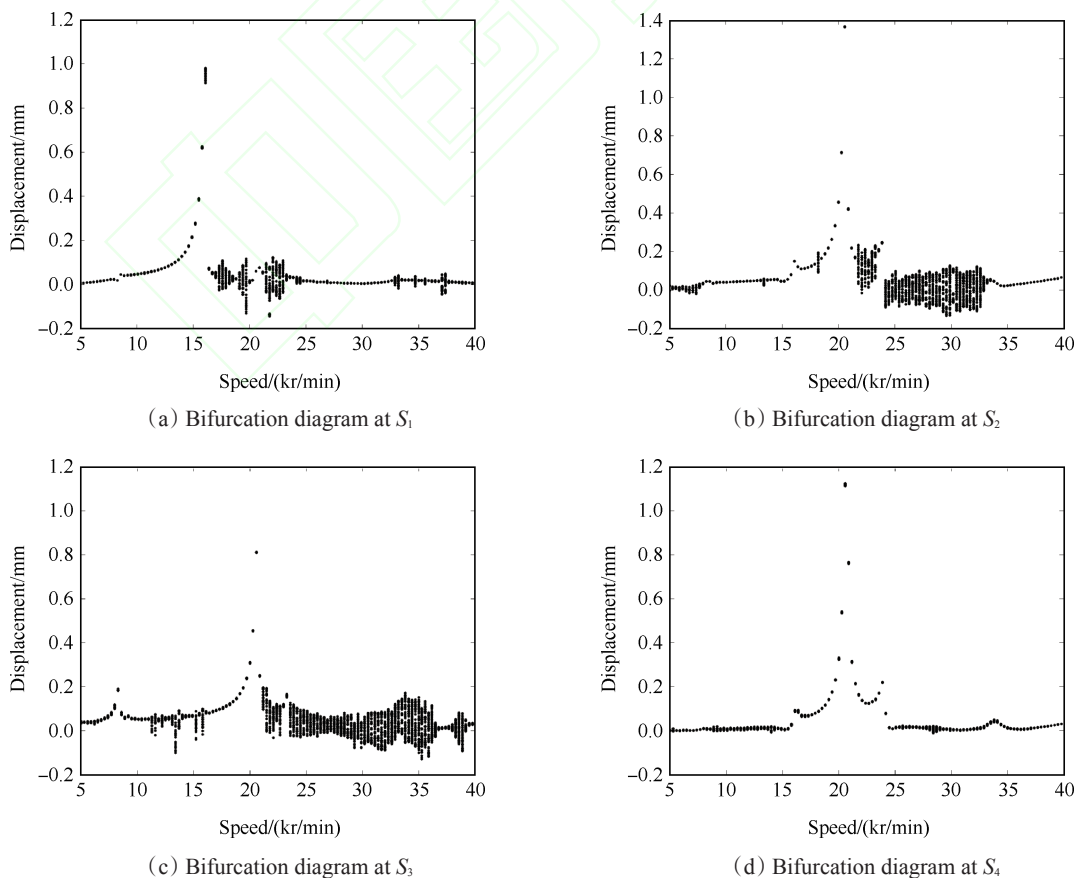


Fig. 12 Bifurcation diagram of the rotor displacement changing with the rotating speeds at different supports



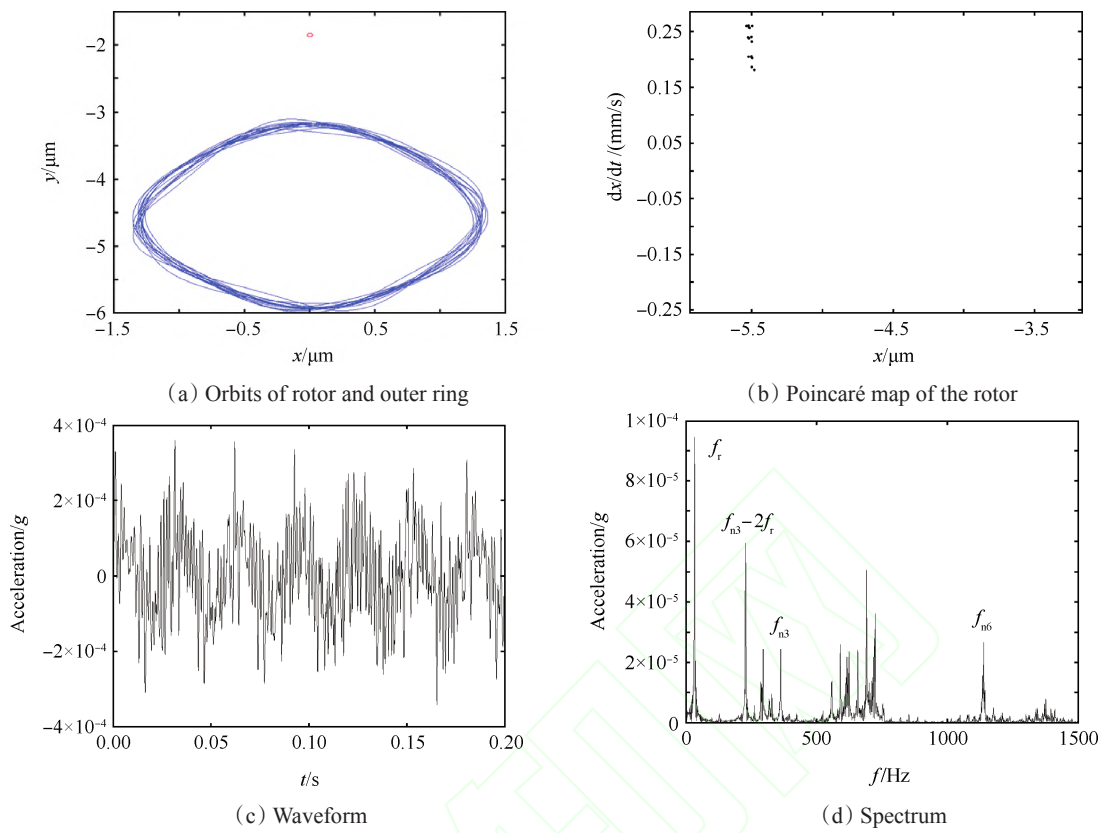


Fig. 13 Orbits of rotor-outer ring, Poincaré map of the rotor and waveform of casing acceleration and spectrum when the rotating speed is 2kr/min

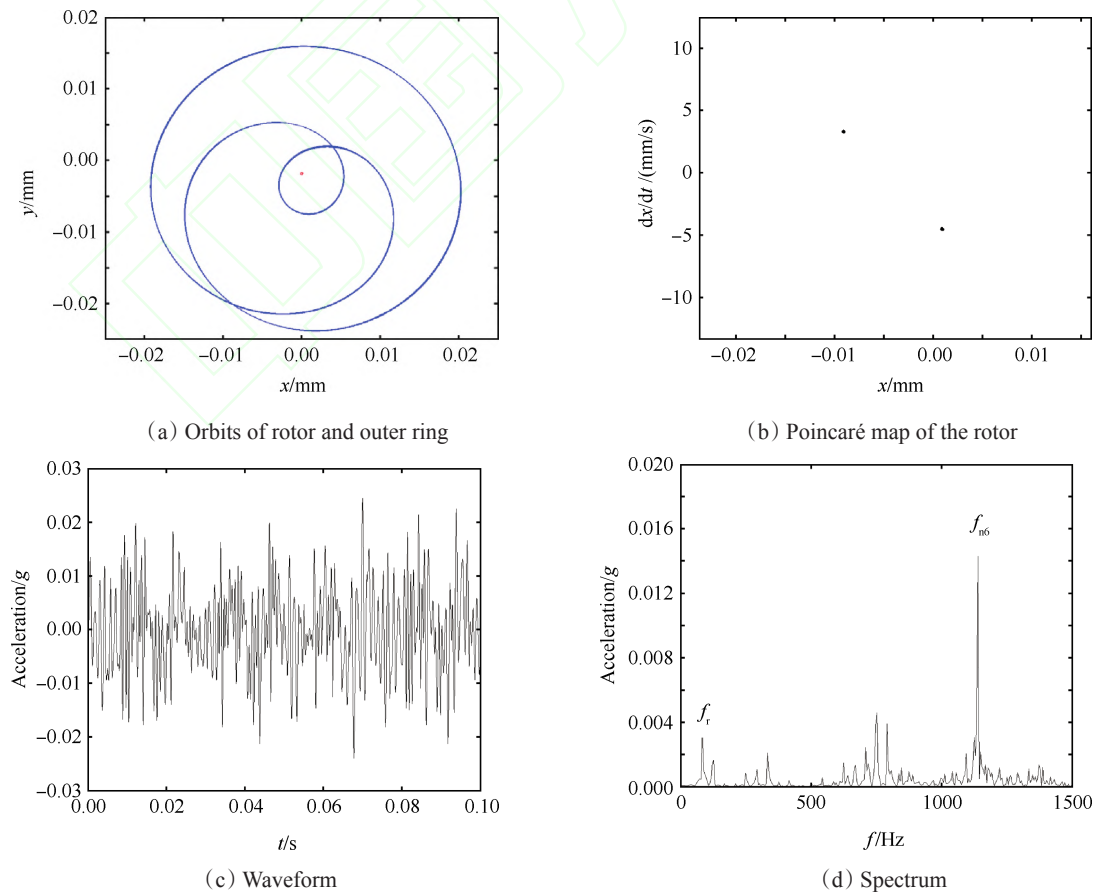


Fig. 14 Orbit of rotor-outer ring, Poincaré map diagram of the rotor and waveform of casing acceleration and spectrum when the rotating speed is 5kr/min

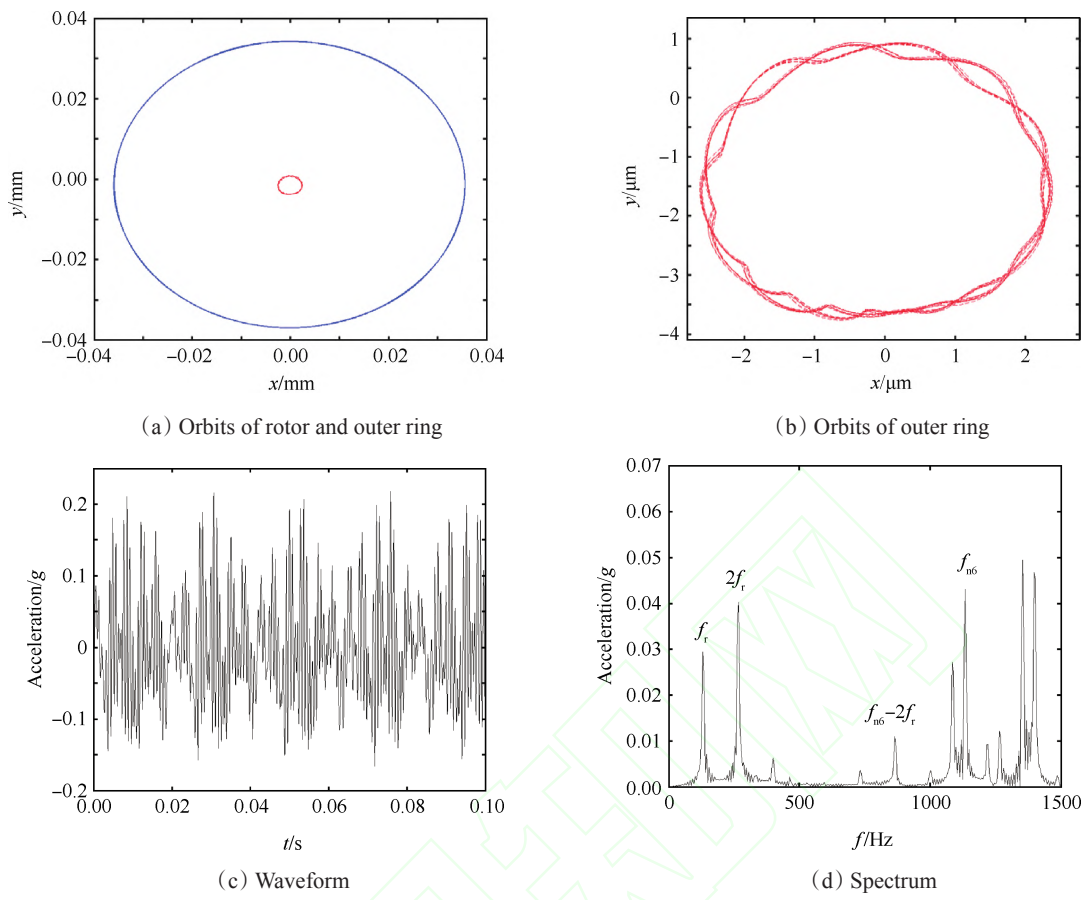


Fig. 15 Orbits of rotor-outer ring, and waveform of casing acceleration and spectrum when rotating speed is 8kr/min

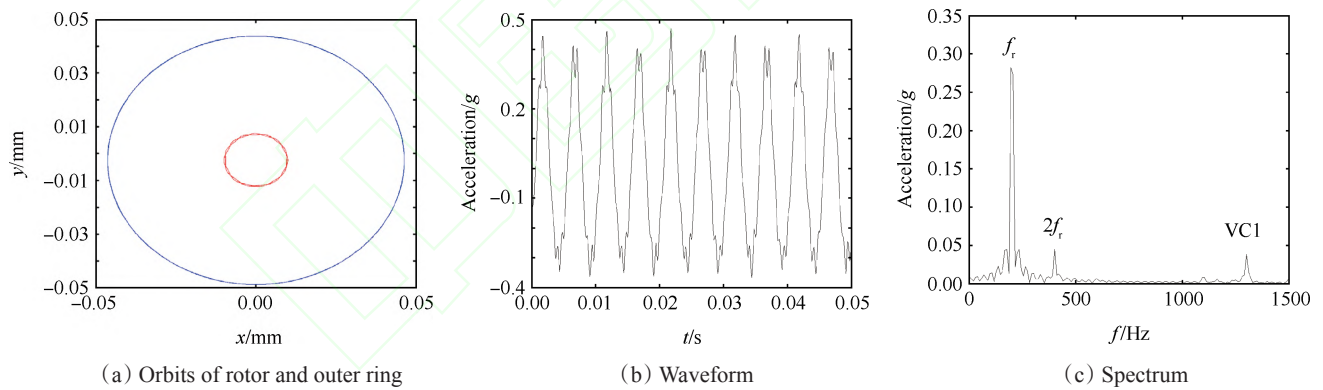


Fig. 16 Orbit of rotor-outer ring, and waveform of casing acceleration and spectrum when speed is 12kr/min

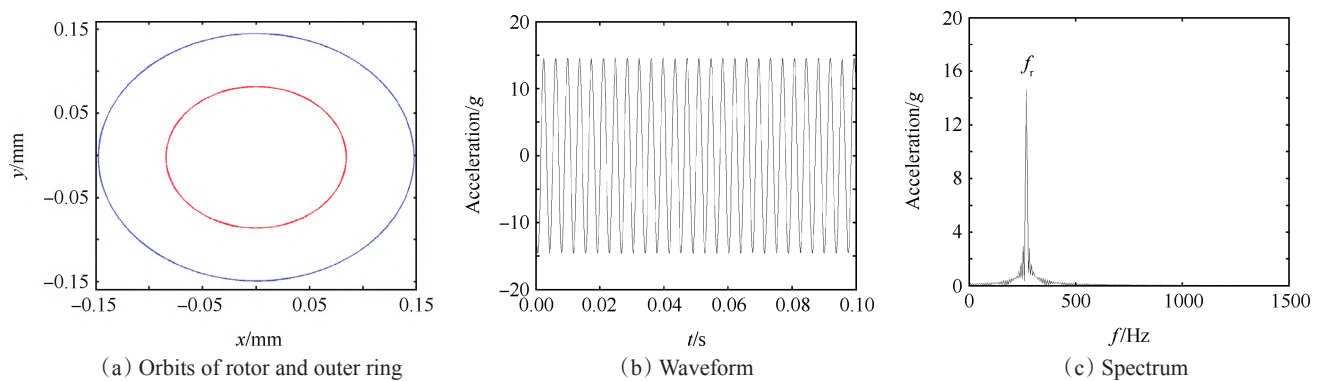


Fig. 17 Orbits of rotor-outer ring, and waveform of casing acceleration and spectrum when speed is 16.1kr/min

(a)可以看出,通过第二阶临界转速后,转速增大,接触力增加,滚动轴承外圈振动增大。从图20(b)可以看出,转子表现出拟周期运动。图20(c),(d)表明,机匣加速度频谱表现出离散谱,即拟周期现象。

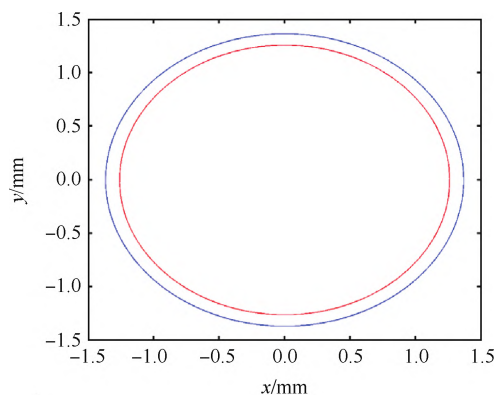


Fig. 18 Orbits of rotor and outer ring when the rotating speed is 20.6kr/min

图21(a)~(c)为转速35kr/min下,即通过第三阶临界转速后,压气机转子支承处转子与滚动轴承外

圈轴心轨迹、机匣加速度时域波形及其频谱,从图21(a)可以看出,由于转速较高,接触力较大,滚动轴承外圈振动较大,转子在滚动轴承内部,沿着滚道一周内进行涡动。图21(b),(c)为机匣加速度信号及其频谱,由于接触力较大,机匣加速度信号表现出转频成分 $f_r$ 。

### 3.7 滚珠受到非线性接触力及滚动轴承接触载荷变化过程

图22(a)~(f)为含滚动轴承 $S_2$ 径向游隙 $30\mu\text{m}$ 下,不同转速下,滚珠受到的非线性接触力随接触时间-滚珠数目变化的三维图,接触时间为一个保持架运动周期。图22(a)~(d)分别表明,转子每个时刻挤压两个、三个、四个以及五个滚珠,对比图15~18发现,当转子一直挤压滚动轴承外圈时,转子的轴心轨迹为椭圆;图22(e),(f)表明,转子时而挤压滚珠,时而不挤压滚珠,对比图19,20发现,当转子时而挤压,时而不挤压滚珠时,转子的轴心轨迹不规则。分析发现,在第一阶临界转速之前,在每个保持架周期内,转子挤压每个滚珠时间相同,挤压的滚珠数目随

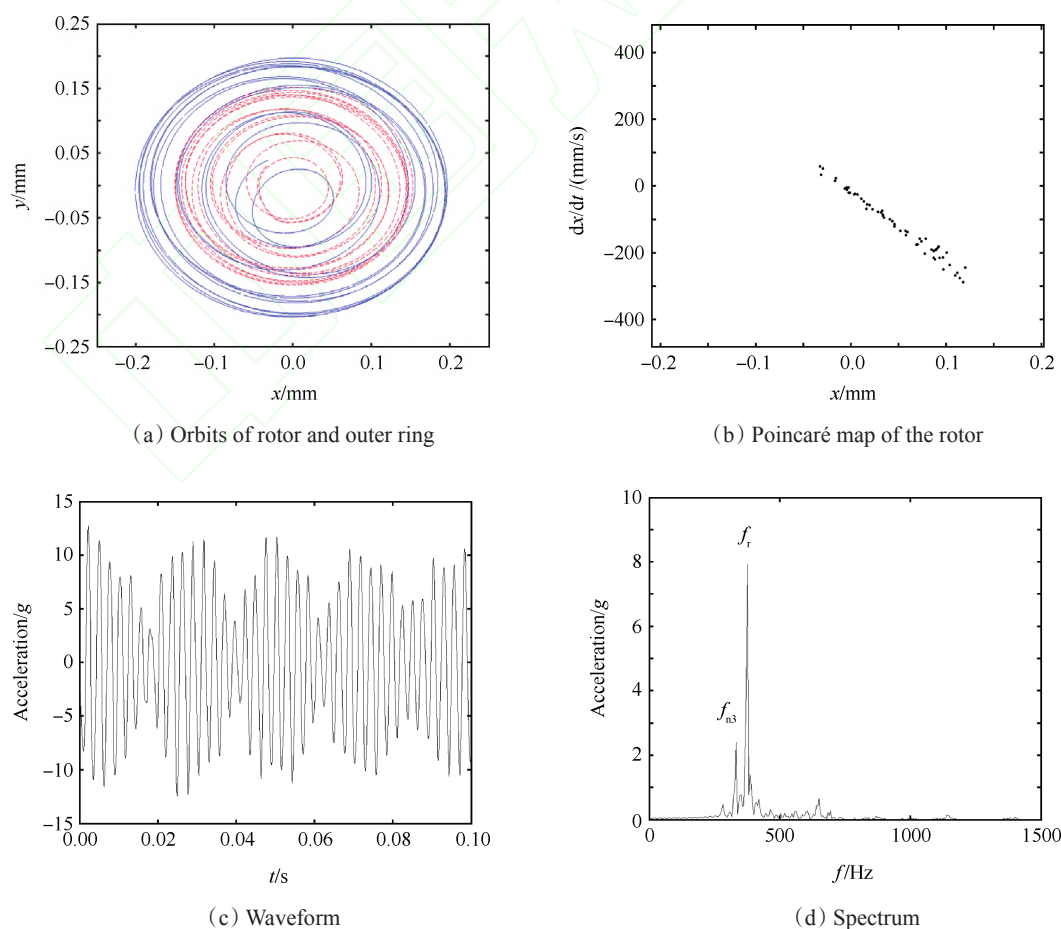


Fig. 19 Orbits of rotor-outer ring, Poincaré map diagram of the rotor and waveform of casing acceleration and spectrum when the rotating speed is 22.5kr/min

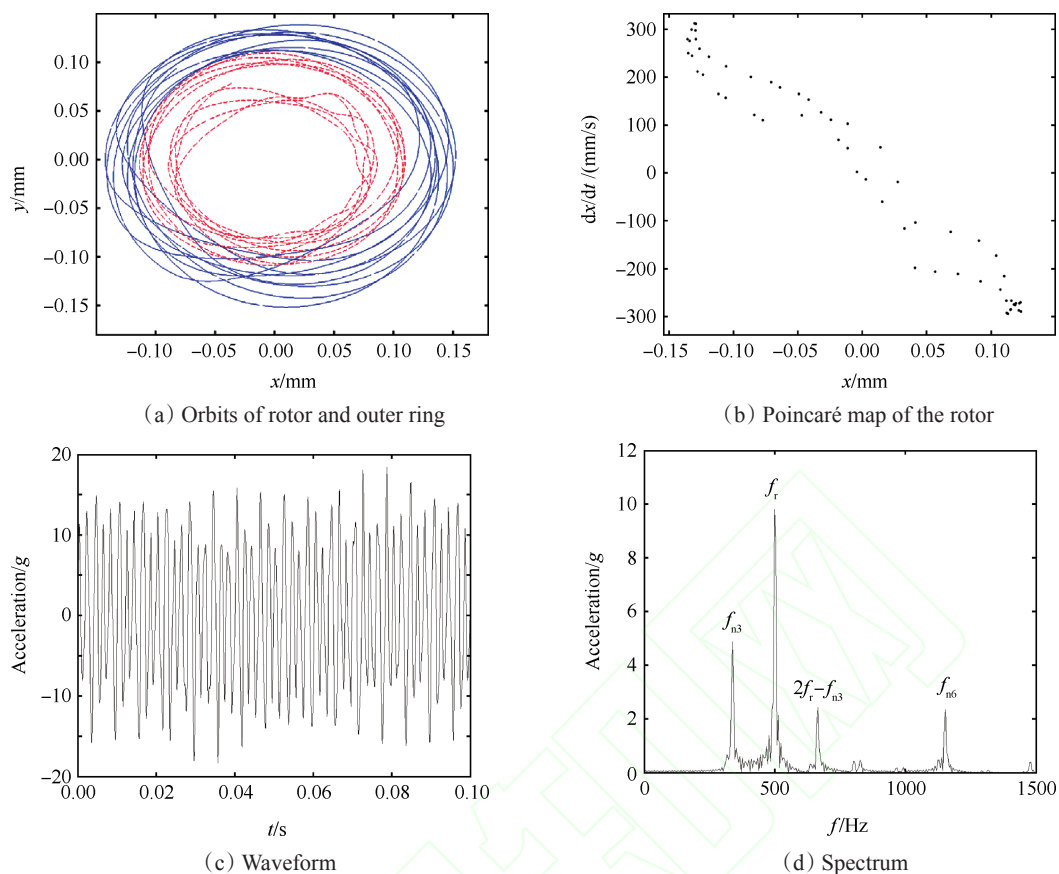


Fig. 20 Orbits of rotor-outer ring, Poincaré map diagram of the rotor and waveform of casing acceleration and spectrum when the rotating speed is 30kr/min

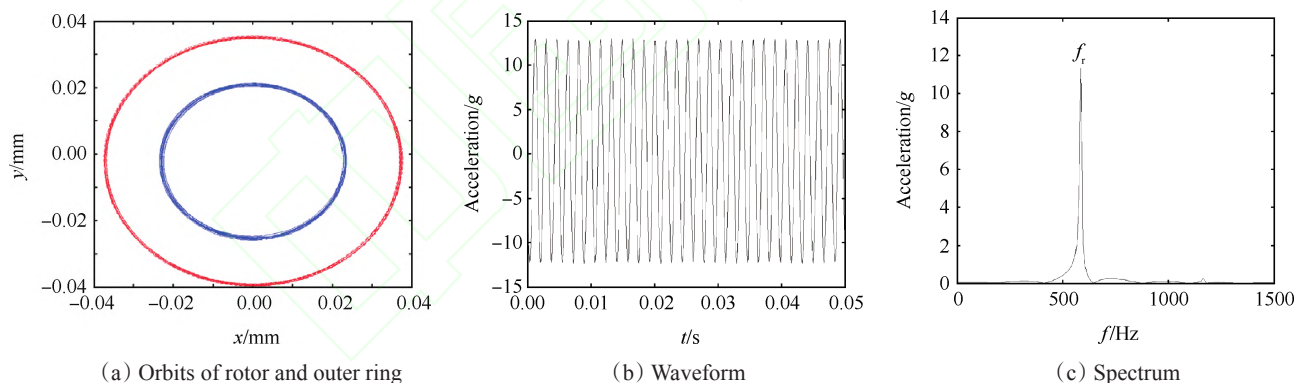


Fig. 21 Orbits of rotor-outer ring, and waveform of casing acceleration and spectrum when the speed is 35kr/min

随着转速升高逐渐增加,属于转子一直挤压滚动轴承外圈的情况,在第二阶与第三阶临界转速之间,转子时而挤压滚动轴承外圈,时而不挤压滚动轴承外圈,属于转子与滚动轴承外圈挤压-不挤压的情况,在每个保持架周期内,转子挤压每个滚珠时间不同,即不稳定现象。

图 23 为含滚动轴承  $S_2$  径向游隙下滚动轴承承载变化过程。图 23(a)~(d) 表明,滚动轴承外圈承受载荷逐渐增大。图 23(e),(f) 表明,滚动轴承外圈出现时而受载,时而不受载的情况。

### 3.8 不同径向游隙对接触力的影响分析

为了研究不同径向游隙对接触力的影响,故对  $0\mu\text{m}$ ,  $30\mu\text{m}$  以及  $50\mu\text{m}$  径向游隙下,在转速  $10\text{kr}/\text{min}$  下,得到滚珠受到的接触力变化过程以及滚动轴承接触载荷变化过程,如图 24,图 25 所示。图 24(a)~(c) 表明,每个时刻转子分别挤压五个、三个和两个滚珠。分析表明,随着径向游隙的增加,滚珠接触个数逐渐减少。图 25(a)~(c) 表明,随着径向游隙的增加,滚动轴承承受的接触力增加,且随时间变化接触力的波动较大。

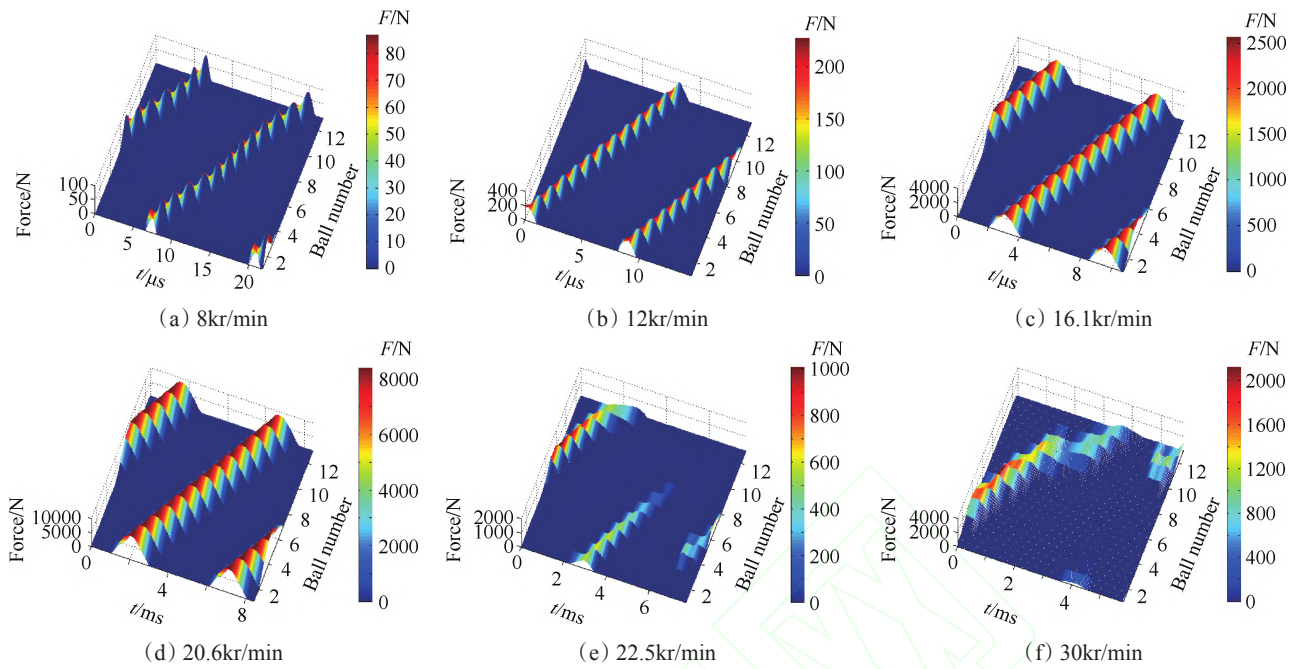


Fig. 22 Evolution of the contact force for each ball at different rotating speed

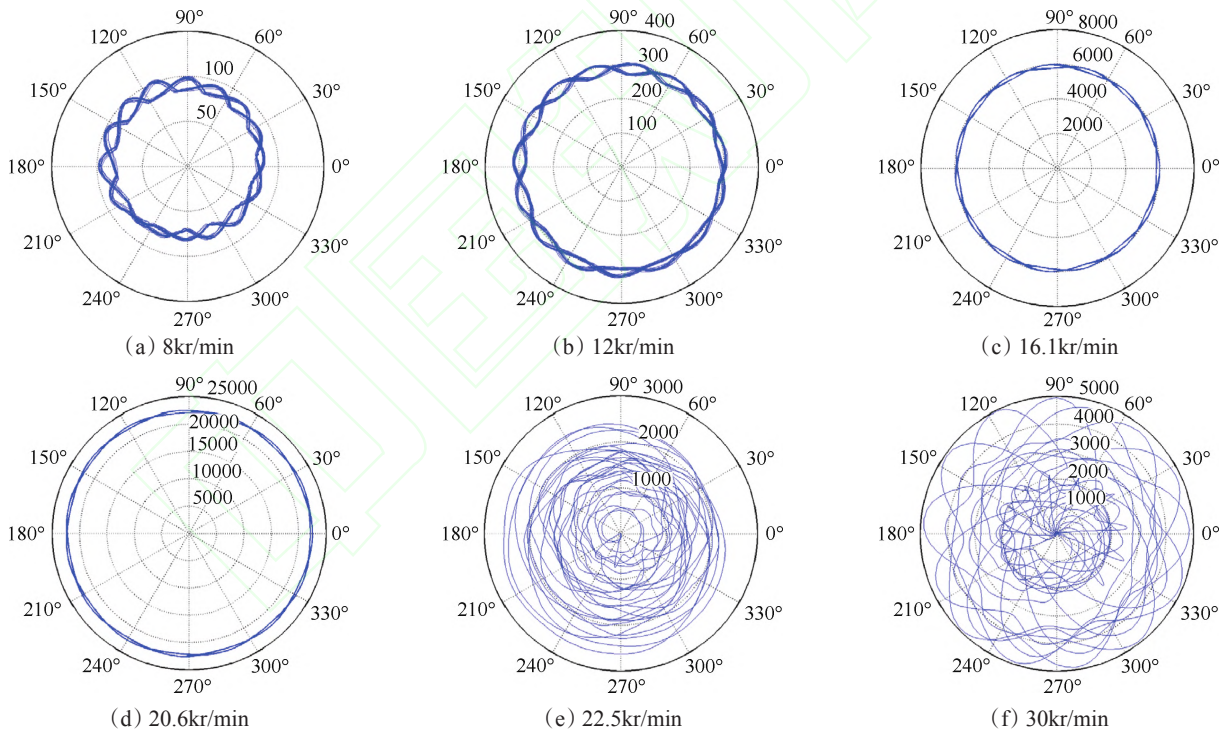


Fig. 23 Evolution of the global contact forces of the rolling bearing at different rotating speed (N)

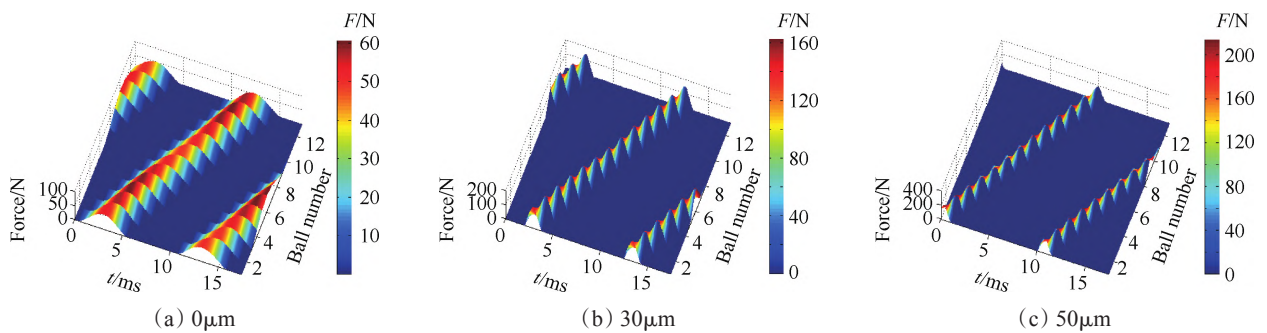


Fig. 24 Evolution of the contact force for each ball in different radial clearances

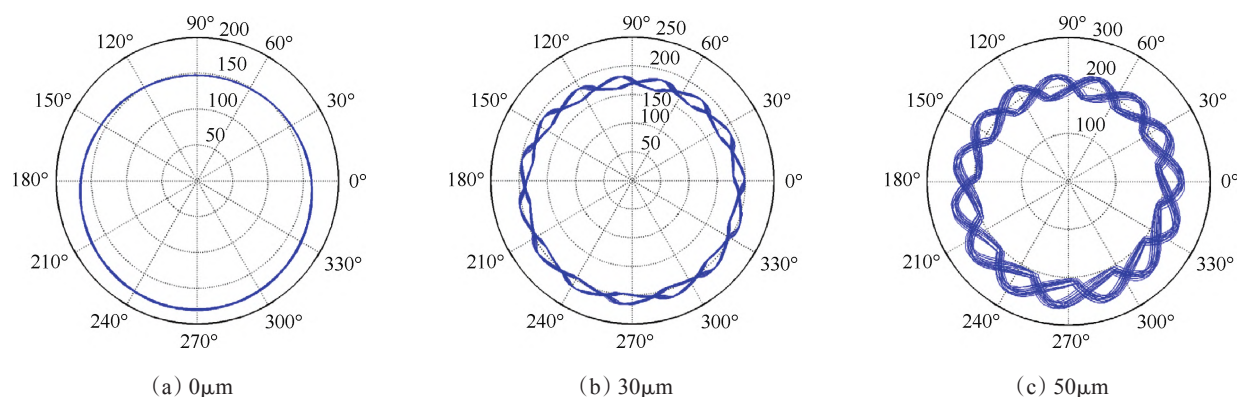


Fig. 25 Evolution of the global contact forces of the rolling bearing in different radial clearances (N)

### 3 结论

通过分析得到如下结论:

(1)分析了不同径向游隙下,机匣加速度的振幅随转速变化规律,找到了对整机振动响应灵敏度较大的支承位置 $S_2, S_3$ ,并且发现了由于径向游隙导致的跳跃和滞后现象,解释了径向游隙改变临界转速的原因。

(2)分析了含径向游隙下,机匣加速度的响应特征,在高速下,由于滚动轴承变刚度,当刚度改变较明显时,转子出现时而挤压,时而不挤压滚动轴承外圈的现象,从而激发了系统的固有频率,即频率锁定现象。

(3)分析了不同转速下,转子-滚动轴承外圈运动特征以及机匣响应特征,结合滚珠受到的非线性接触力随时间-滚珠数目变化、以及滚动轴承外圈承载变化,以此揭示转子、滚动轴承外圈运动规律,从接触力的角度反应径向游隙对整机振动的影响,当滚动轴承外圈周期性受载,整机振动较稳定;当滚动轴承外圈出现时而受载,时而不受载时,整机振动出现不稳定现象。

(4)分析了径向游隙对整机振动响应的影响,减小径向游隙,有利于减小滚动轴承外圈受载的波动性。

#### 参考文献:

- [ 1 ] Ehrich F F, O'Connor J J. Stator Whirl Rotors in Bearing Clearance[J]. *ASME Journal of Engineering for Industry*, 1967: 381-390.
- [ 2 ] Ehrich F F. High Order Subharmonic Response of High Speed Rotors in Bearing Clearance[J]. *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, 1988, 110: 9-16.
- [ 3 ] Sinou J J. Non-Linear Dynamics and Contacts of an Unbalanced Flexible Rotor Supported on Ball Bearings[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2009, 44: 1713-1732.
- [ 4 ] Harsha S P, Sandeep K, Prakash R. Non-Linear Dynamic Behaviors of Rolling Element Bearings Due to Surface Waviness [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, 272: 557-580.
- [ 5 ] Harsha S P. Nonlinear Dynamic Response of a Balanced Rotor Supported by Rolling Element Bearings Due to Radial Internal Clearance Effect [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2006, 41 (6): 688-706.
- [ 6 ] Tiwari M, Gupta K, Prakash O. Effect of a Ball Bearing on the Dynamics of a Balanced Horizontal Rotor [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 238 (5): 723-756.
- [ 7 ] Tiwari M, Gupta K. Dynamics Response of an Unbalanced Rotor Supported on Ball Bearings [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 238(5): 757-779.
- [ 8 ] Jang G, Jeong S W. Vibration Analysis of a Rotation System Due to the Effect of Ball Bearing Waviness [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, 269: 709-726.
- [ 9 ] Chen G, Li C G, Wang D Y. Nonlinear Dynamic Analysis and Experiment Verification of Rotor-Ball Bearings-Support-Stator Coupling System for Aeroengine with Rubbing Coupling Faults [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2010, 132: 1-9.
- [ 10 ] Bai Changqing, Xu Qingyu. Dynamic Model of Ball Bearings with Internal Clearance and Waviness [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 294: 23-48.
- [ 11 ] 王彦生, 张耀强, 张彦斌, 等. 非线性 Jeffcott 转子-滚动轴承系统动力学分析 [J]. *振动、测试与诊断*,

- 2010, 30(4): 367-370.
- [12] 白长青, 许庆余, 张小龙. 考虑径向内间隙的滚动轴承平衡转子系统的非线性动力稳定性[J]. 应用数学和力学, 2006, 27(2): 159-169.
- [13] 梁明轩, 袁惠群, 蔡颖颖, 等. 滚动轴承-偏置转子系统涡摆耦合动力学特性研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(12): 35-41.
- [14] 李朝峰, 周世华, 刘文明, 等. 齿轮-转子-滚动轴承传动系统的弯扭耦合振动[J]. 航空动力学报, 2014, 29(7): 1543-1555.
- [15] 成 枚, 孟 光, 吴秉瑜. Alford力和滚动轴承对转子系统动力特性的影响[J]. 振动与冲击, 2011, 30(12): 164-169.
- [16] 韩 磊, 洪 杰, 王 冬. 基于小波包分析的航空发动机轴承故障诊断[J]. 推进技术, 2009, 30(3): 328-332. (HAN Lei, HONG Jie, WANG Dong. Fault Diagnosis of Aero-Engine Bearings Based on Wavelet Package Analysis [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2009, 30(3): 328-332.)
- [17] 窦 唯, 褚宝鑫, 刘占生. 轴承支承总刚度对液体火箭发动机涡轮泵转子系统稳定性影响研究[J]. 推进技术, 2013, 34(2): 254-262. (DOU Wei, CHU Bao-xin, LIU Zhan-sheng. Effects of Bearing Supporting Stiffness on Dynamic Stability of Turbopump Rotor System in Liquid Rocket Engine [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2013, 34(2): 254-262.)
- [18] 陈 果. 航空发动机整机振动耦合动力学模型及其验证[J]. 航空动力学报, 2012, 27(2): 242-254.
- [19] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册第19分册: 转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000: 208-226.
- [20] 李洪亮, 陈予恕. 含间隙球轴承-转子系统的主共振研究[J]. 航空学报, 2013, 34(6): 1356-1362.
- [21] 何芝仙, 干 洪. 计入轴承间隙时轴-滚动轴承系统动力学行为分析[J]. 振动与冲击, 2009, 28(9): 120-124.
- [22] Muszynska A. Whirl and Whip Rotor/Bearing Stability Problems [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1986, 110: 443-462.
- [23] Jing Wu, Mathias Legrand, Christophe Pierre. Non-Synchronous Vibration of a Jeffcott Rotor Due to Internal Radial Clearance in Roller Bearings [C]. *Seoul: The 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics, KIST*, 2010: 446-453.

(编辑:梅 瑛)