

# 考虑多叶片-机匣多点变形转静碰摩模型的 机匣响应特征与验证\*

王海飞, 陈 果

(南京航空航天大学 民航学院, 江苏 南京 210016)

**摘要:** 针对航空发动机叶片-机匣碰摩故障, 提出了一种考虑多叶片-机匣耦合振动下的转静碰摩故障模型, 该模型在通用的弹性碰摩模型的基础上, 考虑了多个叶片与圆盘之间的耦合作用、叶片与叶片之间的耦合作用、叶片与机匣之间碰摩故障以及叶片与机匣之间转静间隙变化对碰摩力的影响, 能够模拟机匣单点、局部及整圈, 转子的局部和整圈的碰摩规律。将所提出的碰摩模型运用于转子-支承-机匣耦合动力学模型中, 利用数值积分获取碰摩故障下的机匣加速度响应规律。利用带机匣的航空发动机转子试验器, 进行了转子叶片-机匣的机匣单点-转子全周的碰摩实验, 仿真和实验取得了很好的一致性, 验证了所提出的叶片-机匣碰摩新模型的正确有效性。并利用该模型仿真了其他碰摩状态下的碰摩故障特征和碰摩力随时间变化规律。

**关键词:** 航空发动机整机振动; 叶片-机匣碰摩; 转子-支承-机匣耦合动力学模型; 机匣加速度信号; 碰摩力

中图分类号: V231.9 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2016) 01-0128-18

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2016.01.018

## Casing Response Characteristics and Its Verification Considering Multiple Blades-Casing Multiple Point Deformation Rotor-Stator Rubbing Model

WANG Hai-fei, CHEN Guo

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

**Abstract:** For the aircraft engine blade-casing rubbing fault, a new aero-engine multiple blades-casing rubbing model which considers multiple blades-casing coupling vibration is put forward, based on the general elastic rubbing model. The new model considers the coupling action between the multiple blades and disk, the blade and blade coupling, blade and casing rubbing fault and the rotor-stator clearance change on rubbing forces, and it can simulate single point, part and whole-cycle rubbing faults on casing, part and whole-cycle rubbing faults on rotor. The new rubbing model is applied to the rotor-support-casing coupling model, and the casing acceleration responses under rubbing faults are obtained by the numerical integration approach. The aero-engine rotor tester with casing is used to carry out the rubbing experiment whose rubbing positions are the single point rubbing fault on casing and whole-cycle rubbing fault on rotor. The simulation results are found to agree well with the experimental results and the new blade-casing rubbing model is fully verified. Finally, the other rubbing faults with various rubbing positions are simulated, and their rubbing characteristics as well as the law

\* 收稿日期: 2014-09-14; 修订日期: 2014-11-20。

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); 中央高校基本科研业务费专项资金资助。

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

of rubbing force variations with time are found out.

**Key words:** Whole aero-engine vibration; Blade-casing rubbing; Rotor-support-casing coupling dynamic model; Casing acceleration signal; Rubbing force

## 1 引言

目前,碰摩模型主要分为弹性模型<sup>[1]</sup>和刚性模型<sup>[2,3]</sup>,其中弹性模型假设静子是完全弹性的,不考虑碰撞效应;而刚性模型是基于静子完全刚性,不计碰摩过程静子变形的假设,文献[4]的研究表明,对于航空发动机而言,由于静子机匣大多采用薄壁结构,所以碰摩时与转子接触的静子部分质量远小于转子质量,选择弹性模型更加合适,因此,目前弹性模型已经被广泛应用于航空发动机碰摩故障建模和分析<sup>[5,6]</sup>。

近年来,碰摩故障的研究更加深入地考虑了实际叶片的结构特征。Williams<sup>[7]</sup>提出了一个新的叶片机匣碰摩建模方法,该模型包括了机匣内衬磨损的精细模型,基于时间积分的方法,适用于各种初始条件,并通过实例证明该方法的适用性。刘书国等<sup>[8]</sup>基于隐式-显式相结合的积分方法对航空发动机叶片-机匣碰摩过程进行了数值模拟,考虑了结构的低频线性稳态响应和碰摩引起的高频非线性瞬态响应。Legrand等<sup>[9]</sup>基于机匣与叶盘系统的二维模型,采用显式时间积分序列结合拉格朗日乘法考虑接触约束,并且与谐波平衡法进行了对比,研究了叶盘系统在机匣 $k$ 节径模态振型下的接触问题,分析了转速对叶片-机匣接触碰摩的影响。根据实验测试和接触动力学仿真获得的叶片-机匣局部接触碰摩力数据,通过分析发现叶片-机匣单点或局部碰摩的接触力类似于周期性脉冲力,根据这一特定碰摩情况,一些学者提出了基于脉冲力模型的碰摩故障模拟方法<sup>[10-13]</sup>。Batailly等<sup>[14]</sup>将叶盘系统与机匣分别简化为直梁和曲梁,并采用模态坐标转化的方法将离散后的多自由度方程简化为少自由度的方程,基于Lagrange乘法研究了叶尖与机匣的碰摩问题,并提出了“直接接触法则”。Legrand等<sup>[15]</sup>基于一个分段线性的塑性本构关系,研究了内侧带有可磨损涂层的机匣与叶尖接触的特性,研究结果表明可磨损涂层影响叶片响应的频率成分,叶尖和涂层磨损过程中的初始间隙对叶片的振幅影响很大。Padovan等<sup>[16]</sup>假定机匣为刚性,将叶片简化为悬臂梁,推导出了压缩机叶片的法向碰摩力表达式,并讨论了各系统参数对单叶片和多叶片碰摩动力学特性的影响。Sunil K等<sup>[17]</sup>建立了

一个叶片-转子模型,考虑了由于轴弯曲和叶片向盘内-外弯曲效应引起的旋转惯性力和陀螺效应,通过叶尖碰摩力传递,研究转子的动力稳定性问题。

然而,现有的模型未充分考虑由于机匣变形或转子中心偏移而导致的转静间隙不均匀的现象,从而最终导致仿真出的碰摩故障特征与实际故障特征存在较大差异;碰摩模型未直接应用于转子-支承-机匣耦合模型,仿真碰摩故障在整机振动中所体现出得故障特征;现有碰摩故障特征多是基于转子振动位移提取的,而对静子机匣的加速度特征分析很少,然而,对于航空发动机,机匣加速度信号几乎是判断碰摩故障的唯一依据,因此,分析机匣加速度碰摩故障特征具有重要工程实用价值。

本文在现有弹性碰摩模型的基础上,提出一种考虑叶片振动与机匣多点变形转静碰摩故障模型,模型中考虑了多叶片与圆盘之间的耦合作用,叶片与叶片之间的耦合作用,多个叶片与机匣之间碰摩故障以及叶片与机匣之间转静间隙变化对碰摩力的影响,能够实现机匣和转子上的单点、局部和全周碰摩故障仿真,并将该新模型运用于转子-支承-机匣耦合动力学模型,仿真碰摩故障下的整机振动响应,并利用航空发动机转子试验器验证了机匣单点和转子全周下的碰摩故障特征和规律,并在此基础上,仿真计算了机匣局部、全周以及转子局部的多种组合状态下的碰摩故障,提取了碰摩故障下的机匣加速度特征,分析了碰摩力随时间变化规律。

## 2 叶片振动与机匣多点变形转静碰摩故障模型

### 2.1 通用的弹性碰摩模型

通用的弹性碰摩模型如图1所示。设 $c$ 为转静间隙, $e$ 为偏心距, $\omega$ 为转速, $r$ 为转子圆盘与机匣间的径向相对位移, $r = \sqrt{(x_p - x_c)^2 + (y_p - y_c)^2}$ ,当 $r < c$ 时,不发生碰摩,当 $r \geq c$ 时,发生碰摩,假设摩擦符合库仑摩擦定律,则碰摩产生的法向力和切向力为

$$\begin{cases} P_N = k_r(r - c) \\ P_T = f \cdot P_N \end{cases} \quad (1)$$

式中 $k_r$ 为定子径向刚度, $f$ 为摩擦系数。

将法向和切向碰摩力分解在 $x$ 和 $y$ 轴,可以得到

$$\begin{cases} P_x = k_r(1 - \delta/r)[-(x_p - x_c) + f \cdot (y_p - y_c)] \\ P_y = k_r(1 - \delta/r)[- (y_p - y_c) - f \cdot (x_p - x_c)] \end{cases} \quad (2)$$

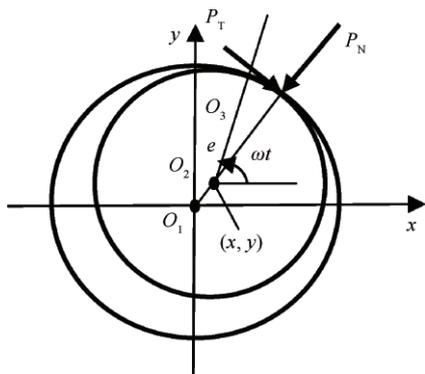


Fig. 1 Elastic rubbing model

2.2 叶片-圆盘耦合动力学模型

图2为圆盘-叶片耦合动力学模型,设OXYZ为整体坐标系,O为圆盘的中心,X轴为转子的轴线方向,Z轴和Y轴分别为整体坐标下的水平和垂直方向,圆盘以定转速ω绕X轴旋转,o'x'y'z'为局部坐标系,o'为叶片与转子接触面的中心,将叶片考虑为悬臂梁,采用矩形单元<sup>[18]</sup>模拟,x'为圆盘的径向方向,y'和z'分别为局部坐标下,叶片横截面的水平和垂直方向。

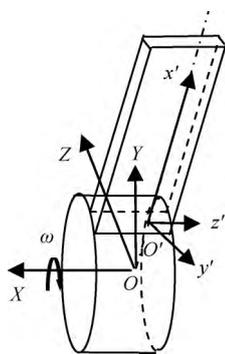


Fig. 2 Coupling dynamic model between disk and blade

2.2.1 整体坐标系与局部坐标系之间的变换矩阵

将圆盘对应的节点在整体系O-XYZ下的坐标转换到叶片在局部坐标系o'x'y'z'下的坐标,其变换矩阵为

$$A_4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta_j) & \sin(\theta_j) \\ 0 & -\sin(\theta_j) & \cos(\theta_j) \end{bmatrix}, A_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta_{yj}) & \sin(\theta_{yj}) \\ 0 & -\sin(\theta_{yj}) & \cos(\theta_{yj}) \end{bmatrix},$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} \cos(\theta_{yj}) & 0 & -\sin(\theta_{yj}) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\theta_{yj}) & 0 & \cos(\theta_{yj}) \end{bmatrix}, A_1 = \begin{bmatrix} \cos(\theta_{yj}) & \sin(\theta_{yj}) & 0 \\ -\sin(\theta_{yj}) & \cos(\theta_{yj}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中θ<sub>j</sub>为第j个叶片的角位移,θ<sub>j</sub>=ωt+2π(j-1)/N;θ<sub>xj</sub>,θ<sub>yj</sub>以及θ<sub>zj</sub>分别为叶片所在的局部坐标系相对整体坐标系的转角。

由整体坐标系变换到叶片的局部坐标系下,正变换矩阵为T=A<sub>1</sub>·A<sub>2</sub>·A<sub>3</sub>·A<sub>4</sub>,相应地由局部坐标系变换到整体坐标系下,逆变换矩阵为T<sup>-1</sup>=(A<sub>1</sub>·A<sub>2</sub>·A<sub>3</sub>·A<sub>4</sub>)<sup>-1</sup>。线位移向量、线速度以及角位移均采用以上变换矩阵。将角速度由整体坐标系变换到局部坐标系时,各个坐标下的分量<sup>[19]</sup>为

$$\omega_1 = \omega i_0 + \theta_x X + \theta_y Y + \theta_z Z = \dot{\theta}'_x x' + \dot{\theta}'_y y' + \dot{\theta}'_z z' \quad (4)$$

其中

$$\dot{\theta}'_z = \omega \cos(\theta_z) \cos(\theta_y) + \dot{\theta}_x - \dot{\theta}_z \sin(\theta_y) \quad (5)$$

$$\dot{\theta}'_x = \omega(\cos(\theta_z) \sin(\theta_y) \sin(\theta_x) - \sin(\theta_z) \cos(\theta_x) + \dot{\theta}_z \cos(\theta_y) \sin(\theta_x) + \dot{\theta}_y \cos(\theta_x)) \quad (6)$$

$$\dot{\theta}'_y = \omega(\cos(\theta_z) \sin(\theta_y) \cos(\theta_x) + \sin(\theta_z) \cos(\theta_x) + \dot{\theta}_z \cos(\theta_y) \cos(\theta_x) - \dot{\theta}_y \cos(\theta_x)) \quad (7)$$

2.2.2 叶片和圆盘间的弹性连接

对于叶片与圆盘之间的弹性连接B-D<sub>k</sub>(k=1, 2, ..., N),设叶片i第一个节点与圆盘j第k个节点相连:连接线刚度为k<sub>br</sub>,角刚度为k<sub>bα</sub>;径向阻尼为c<sub>br</sub>,角向阻尼为c<sub>bα</sub>;设叶片i第一个节点的位移为x<sub>i1</sub>,y<sub>i1</sub>,z<sub>i1</sub>,x<sub>αi1</sub>,y<sub>αi1</sub>,z<sub>αi1</sub>;速度为ẋ<sub>i1</sub>,ẏ<sub>i1</sub>,ż<sub>i1</sub>,ẋ<sub>αi1</sub>,ẏ<sub>αi1</sub>,ż<sub>αi1</sub>;设圆盘j第k个节点的位移为x<sub>jk</sub>,y<sub>jk</sub>,z<sub>jk</sub>,x<sub>αjk</sub>,y<sub>αjk</sub>,z<sub>αi1</sub>;速度为ẋ<sub>jk</sub>,ẏ<sub>jk</sub>,ż<sub>jk</sub>,ẋ<sub>αjk</sub>,ẏ<sub>αjk</sub>,ż<sub>αi1</sub>。则作用于叶片i节点1上的力和力矩F<sub>ix1</sub>,F<sub>iy1</sub>,F<sub>iz1</sub>,M<sub>ix1</sub>,M<sub>iy1</sub>,M<sub>iz1</sub>。

$$\begin{cases} F_{ix1} = k_{br1}(x_{jk} - x_{i1}) + c_{br1}(\dot{x}_{jk} - \dot{x}_{i1}) \\ F_{iy1} = k_{br2}(y_{jk} - y_{i1}) + c_{br2}(\dot{y}_{jk} - \dot{y}_{i1}) \\ F_{iz1} = k_{br3}(z_{jk} - z_{i1}) + c_{br3}(\dot{z}_{jk} - \dot{z}_{i1}) \\ M_{ix1} = k_{ba1}(x_{αjk} - x_{αi1}) + c_{ba1}(\dot{x}_{αjk} - \dot{x}_{αi1}) \\ M_{iy1} = k_{ba2}(y_{αjk} - y_{αi1}) + c_{ba2}(\dot{y}_{αjk} - \dot{y}_{αi1}) \\ M_{iz1} = k_{ba3}(z_{αjk} - z_{αi1}) + c_{ba3}(\dot{z}_{αjk} - \dot{z}_{αi1}) \end{cases} \quad (8)$$

而在整体坐标下,作用于圆盘j第k个叶片上的力和力矩F<sub>jxk</sub>,F<sub>jyk</sub>,F<sub>zjk</sub>,M<sub>jxk</sub>,M<sub>jyk</sub>,M<sub>zjk</sub>为

$$\begin{bmatrix} F_{jxk} & F_{jyk} & F_{zjk} & M_{jxk} & M_{jyk} & M_{zjk} \end{bmatrix} = T^{-1} \cdot \begin{bmatrix} F_{ix1} & F_{iy1} & F_{iz1} & M_{ix1} & M_{iy1} & M_{iz1} \end{bmatrix} \quad (9)$$

2.3 叶片-叶片耦合力学模型

图3为叶片与叶片之间耦合模型,考虑相邻叶片第二个节点之间的弹性耦合作用,则第二个叶片对第一个叶片的作用力矩为:M<sub>b1</sub>=k(θ<sub>z2</sub>-θ<sub>z1</sub>),第N个叶片对第一个叶片的作用力矩为:M<sub>b2</sub>=k(θ<sub>zN</sub>-θ<sub>z1</sub>);第j+1个叶片对第j个叶片的作用力矩为:F<sub>b1</sub>=k(θ<sub>z(j+1)}</sub>-θ<sub>zj</sub>),第j-1个叶片对第j个叶片的作用力矩为:M<sub>b2</sub>=k(θ<sub>z(j-1)}</sub>-θ<sub>zj</sub>);第一个叶片对第N个叶片的作用力矩为:M<sub>b1</sub>=k(θ<sub>z1</sub>-θ<sub>zN</sub>),第N-1个叶片对第N个叶片的作用力矩为:M<sub>b2</sub>=k(θ<sub>z(N-1)}</sub>-θ<sub>zN</sub>)。则叶片第二个节点y方向的作用力为:M<sub>b1</sub>+M<sub>b2</sub>。其中,k为叶

片之间耦合角向刚度,  $\theta_j$  为第  $j$  个叶片  $z$  方向的角位移。

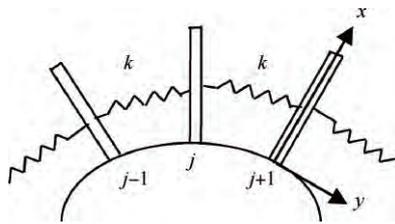


Fig. 3 Coupling model between two blades

2.4 多叶片振动与机匣多点变形转静碰摩模型

机匣采用和圆盘同样的处理方式,将机匣碰摩节点由整体坐标系转换到叶片所在的局部坐标系,从而得到机匣碰摩节点径向位移  $x_b$ 。通过机匣碰摩节点与叶尖间隙,判断是否产生碰摩,具体建模方法如下所述。

在通用的弹性碰摩模型基础上,本文提出了一种考虑多叶片-机匣耦合振动碰摩力模型,该模型中考虑了多叶片与圆盘之间的耦合作用,叶片与叶片之间的耦合作用,多个叶片与机匣之间碰摩故障以及叶片与机匣之间转静间隙变化对碰摩力的影响,可以模拟单点、多点(局部)以及全周等多种碰摩形式的动力学行为。

图4为多叶片-机匣碰摩模型,设转子叶片数为  $N$ ;转速为  $\omega$ ;转静间隙分布曲线  $c(\alpha)$ ;碰摩刚度为  $k_r$ ;摩擦系数为  $f$ 。

设  $N$  个叶片均匀分布,则在  $t$  时刻,第  $i$  叶片与  $x$  轴的夹角为:  $\theta_{bi} = 2\pi i/N + \omega t + \theta_x$ 。其中:  $\theta_x$  为转子绕  $X$  轴的扭转角。

又设,在角度  $\theta_{bi}$  处,转静间隙为  $c(\theta_{bi})$ 。则在  $t$  时刻,转子第  $i$  叶片与机匣碰摩的判断条件为:  $r_{bi} - r_{ci} < c(\theta_{bi})$ 。显然,不满足碰摩条件,则碰摩力为零,碰摩后,作用于转子第  $i$  ( $i=1, 2, \dots, N$ ) 个叶尖上的碰摩力为:

法向力

$$F_{iN} = k_r(r_{bi} - r_{ci} - c(\theta_{bi})) \quad (10)$$

切向力

$$F_{iT} = fF_{iN} = fk_r(r_{bi} - r_{ci}) \quad (11)$$

而作用于机匣上的作用力为

$$\begin{bmatrix} F_{iy} \\ F_{iz} \\ F_{ix} \end{bmatrix} = T^{-1} \cdot \begin{bmatrix} F_{iN} \\ F_{iT} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

式中  $T$  为机匣所在整体坐标系向叶片局部坐标系转换的变换矩阵,  $F_{ix}, F_{iy}, F_{iz}$  分别为碰摩力在机匣所在整体坐标下的分量。

每个  $t$  时刻,通过判断  $N$  个叶片与机匣是否发生碰摩,得到机匣受到的作用力和力矩

$$\begin{aligned} F_{cx} &= \sum_{i=1}^N F_{ix}, F_{cy} = \sum_{i=1}^N F_{iy}, F_{cz} = \sum_{i=1}^N F_{iz}, \\ M_{cx} &= \sum_{i=1}^N M_{ix}, M_{cy} = \sum_{i=1}^N M_{iy}, M_{cz} = \sum_{i=1}^N M_{iz} \end{aligned} \quad (13)$$

2.5 转静碰摩模拟

(1) 机匣单点碰摩模拟

机匣单点碰摩可以通过将机匣某个位置设置一个局部变形来实现,设在角度  $\theta$  处,变形量为  $A$ ,则,考虑在  $\pm \beta^\circ$  范围内用余弦函数来模拟,即

$$c(\alpha) = \begin{cases} D, & |\alpha - \theta| > \beta \\ D - A \left[ 0.5 + 0.5 \cos \frac{\pi(\alpha - \theta)}{\beta} \right], & |\alpha - \theta| \leq \beta \end{cases} \quad (14)$$

$(0 < \alpha \leq 2\pi)$

图5(a)为模拟机匣单点碰摩的转静间隙,其中,  $A=0.05\text{mm}$ ,  $\theta=180^\circ$ ,  $\beta=5^\circ$ 。原始间隙为  $0.1\text{mm}$ 。

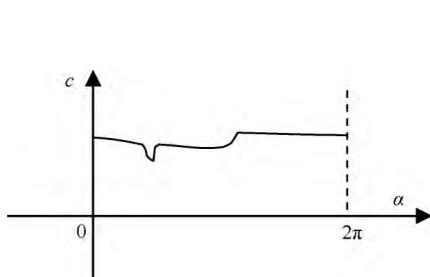
(2) 机匣多点碰摩模拟

基于单点碰摩思想,在机匣多个位置设置局部变形可以模拟多点碰摩。

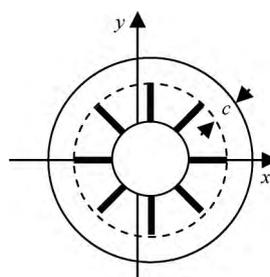
(3) 机匣局部碰摩模拟

机匣设置局部变形

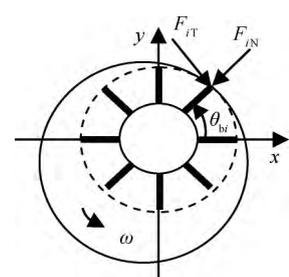
$$c(\alpha) = \begin{cases} D - A, & |\alpha - \theta| < \beta/2 \\ D - A \left[ 0.5 - 0.5 \cos \frac{\pi(\alpha - \theta)}{(\beta/2)} \right], & \beta > |\alpha - \theta| > \beta/2 \\ D, & |\alpha - \theta| > \beta \end{cases}$$



(a) Clearance between rotor and stator



(b) Clearance



(c) Rubbing force

Fig. 4 Multi blade-casing rubbing model

(15)

图5(b)为机匣局部碰摩模拟的转静间隙,其中,  $A=0.05\text{mm}$ ,  $\theta=180^\circ$ ,  $\beta=20^\circ$ 。原始间隙为0.1mm。

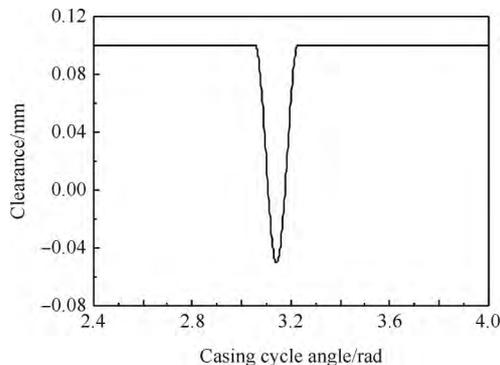
(4)由于转静子件不同心引起的碰摩

由于转静子间的不同心,将引起转静偏摩。设叶尖相对于机匣沿着径向的位移为  $\Delta x \cos\theta + \Delta y \sin\theta$ 。 $\Delta x, \Delta y$ 分别为叶尖相对机匣水平方向和垂直方向的位移,  $\theta$ 为叶片相对整体坐标系下的角度。

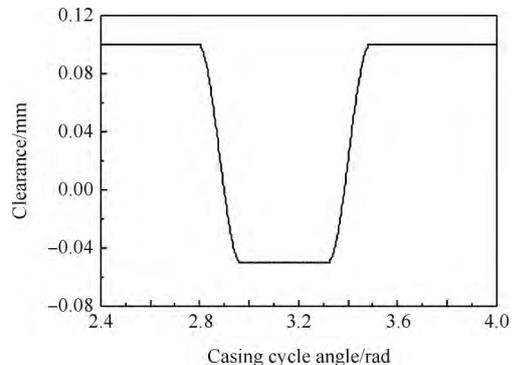
### 3 含叶片振动-机匣变形转静碰摩模型的转子-支承-机匣耦合动力学模型

为了进行航空发动机碰摩故障仿真计算,本文针对带机匣的航空发动机转子试验器进行动力学建模分析。该试验器为沈阳发动机研究所设计研制,试验器充分考虑了航空发动机机匣的薄壁结构以及转子-轮盘-叶片结构,在结构设计上,首先考虑支承分布、机匣刚度分布和力的传递特征,在外形上与发动机核心机的机匣一致,尺寸缩小三倍;内部结构作了必要简化,将核心机简化为0—2—0支承结构形式,并设计了可调刚度支承结构以调整系统的动特性;多级压气机简化为单级的盘片结构,在结构上形成了转子-支承-叶盘-机匣系统。

试验器如图6所示。碰摩发生在涡轮机匣端。



(a) Casing single point rubbing



(b) Casing local rubbing

Fig. 5 Relationship curve between rotor-stator clearance and casing cycle angle

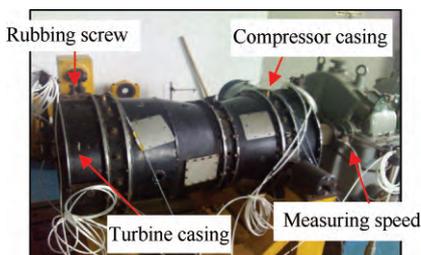


Fig. 6 Aero-engine rotor tester

实验时在涡轮机匣处设计了四个碰摩螺钉,实现四个部位的碰摩实验,沿涡轮机匣相应布置四个加速度传感器以采集机匣加速度信号,如图7所示。实验时用扳手拧碰摩螺栓,使碰摩环产生变形,从而与旋转的涡轮叶片产生单点碰摩。当碰摩严重时,将产生碰摩火花。

### 3.1 动力学建模

图8为航空发动机转子试验器的动力学模型,其模型参数见文献[20]。转子模型和机匣模型利用有限元梁模型<sup>[20]</sup>,转子通过力和力矩与其他转子、机匣以及支承耦合。图9为含碰摩故障的转子-支承-机匣耦合系统的求解流程图,具体建模方法,见文献[20]。

### 4 机匣单点-转子全周的叶片-机匣碰摩故障仿真与实验验证

#### 4.1 计算条件

叶片参数如下:叶片长度  $l=50\text{mm}$ ,宽度  $b=20\text{mm}$ ,高度  $h=7\text{mm}$ ,划分的单元数  $N=4$ ,叶片与圆盘之间的耦合刚度  $k_{br1}=1 \times 10^7 \text{N/m}$ ;  $k_{br2}=1 \times 10^8 \text{N/m}$ ;  $k_{br3}=1 \times 10^8 \text{N/m}$ ;  $c_{br1}=c_{br2}=c_{br3}=500 \text{N} \cdot \text{s/m}$ ;  $k_{\alpha r1}=k_{\alpha r2}=k_{\alpha r3}=1 \times 10^4 \text{N/m}$ ;  $c_{\alpha r1}=c_{\alpha r2}=c_{\alpha r3}=0 \text{N} \cdot \text{s/m}$ ;叶片与叶片之间的耦合刚度  $k=1 \times 10^4 \text{N/m}$ 。

利用本文所建立的叶片-机匣碰摩模型、叶片-

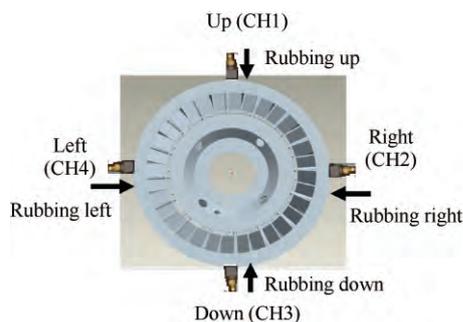


Fig. 7 Acceleration test points on turbine casing

叶片耦合模型、叶片-圆盘耦合模型以及转子-支承-机匣耦合动力学模型进行碰摩故障下的整机振动响应分析,仿真计算在机匣单点和转子全周下的碰摩故障机匣加速度响应,并与机匣单点-转子全周的碰摩故障试验进行比较,已验证本文模型的正确有效性。

仿真计算条件为:(1)碰摩刚度: $k_r=1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ ;(2)碰摩间隙: $c=0.15 \text{mm}$ ;(3)考虑单点碰摩,间隙减小量 $d_r=0.2 \text{mm}$ 及发生位置为 $90^\circ$ ;(3)叶片数32;(4)摩擦系数0.3;(5)压气机盘和涡轮盘的偏心距:0.3mm;(4)转速1489r/min。

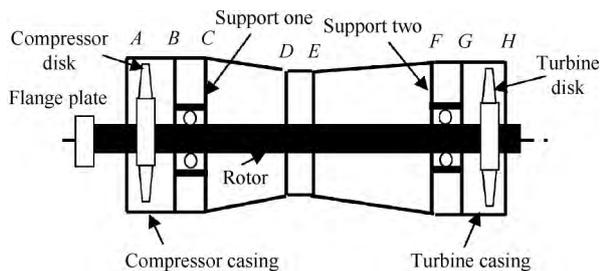


Fig. 8 Rotor-support-casing coupling dynamic model

#### 4.2 实验与仿真比较分析

对航空发动机转子试验器进行单点碰摩实验,碰摩点为垂直上方,选择与涡轮机匣相连的中间机

匣垂直上方的测点数据进行分析。实验转速为 $1489 \text{r/min}=24.8 \text{Hz}$ ,图10为信号的时域波形,其中,图11为图10局部放大图。图12,图13,图14为信号频谱,其中,图14为图12的局部放大1,图13为图12的局部放大2。图15为信号的倒频谱。

图16表明了仿真计算中机匣和转子上的碰摩位置。从图16中可以看出,在该条件的仿真计算中,机匣为单点碰摩,转子上为全周碰摩,即转子上每个叶片轮齿与机匣接触并发生碰摩。实验中发生的碰摩情况也与此相同。图17为叶片与机匣之间的碰摩力随时间变化过程。从图17中可以看出,随着时间的变化,叶片轮齿与机匣发生碰摩。

对于实验和仿真结果可以得出以下结论:(1)机匣振动加速度信号的碰摩特征具有明显的周期冲击特征,其冲击频率为叶片通过机匣的频率,在数值上等于旋转频率与叶片数的积;(2)在频谱高频段出现了叶片通过频率及其倍频,冲击的大小受旋转频率调制,在频谱上表现为,在叶片通过频率及其倍频两侧出现了以旋转频率为间隔的边频带族;(3)在频谱低频段出现了旋转频率的倍频分量;(4)从信号的倒频谱图中可以明显看出转频及其倍频的倒频率成

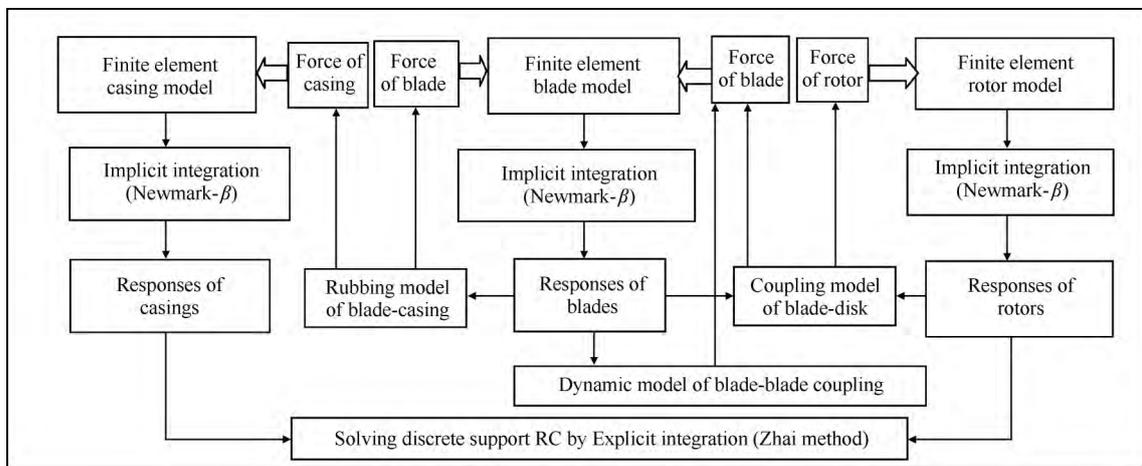


Fig. 9 Solving flow for rotor-support-casing coupling dynamics with rubbing fault

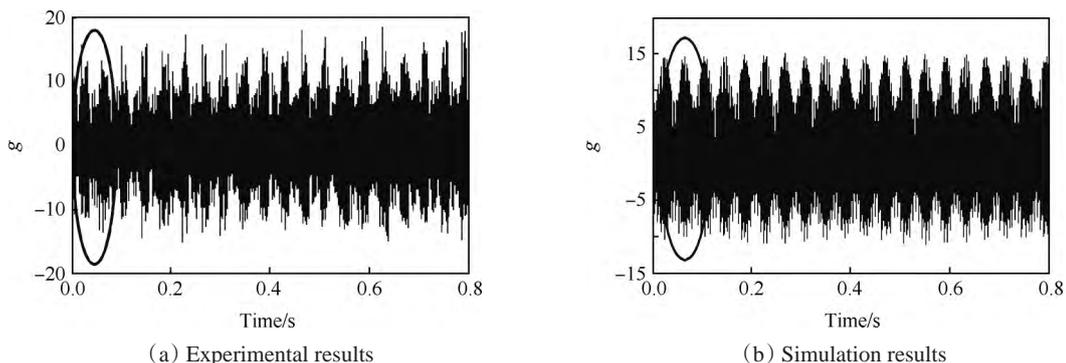


Fig. 10 Waveform of single-point on the casing and whole-cycle on rotor

分。实验和仿真均反映了该特征和规律,从而验证了本文碰摩模型的正确有效性。(5)从碰摩力随时

间、叶片序号变化可以看出,叶片与机匣之间轮流发生碰摩。

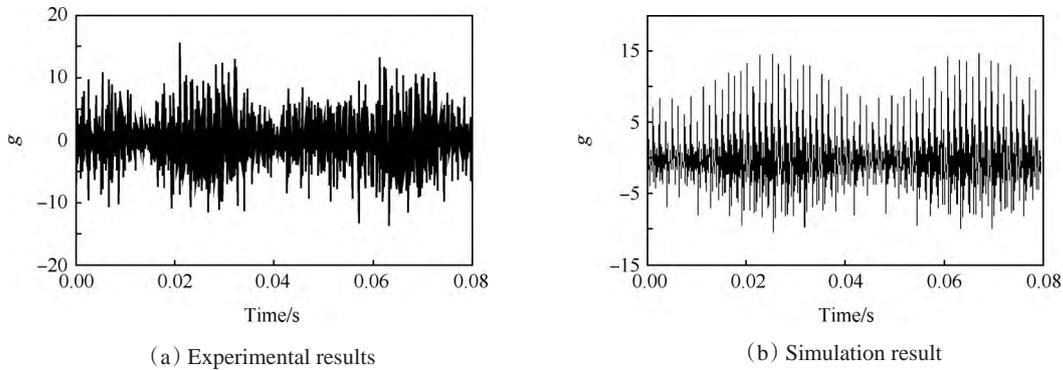


Fig. 11 Waveform (the enlargement of Fig. 10)

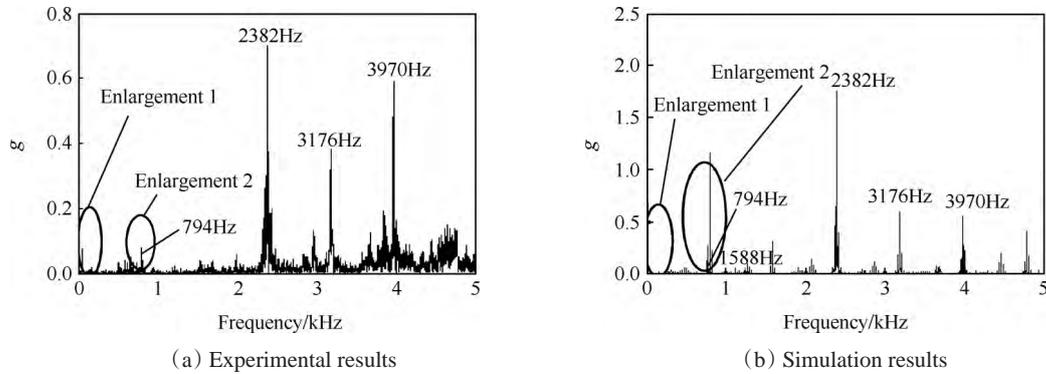


Fig. 12 Spectrum of single-point on the casing and whole-cycle on rotor

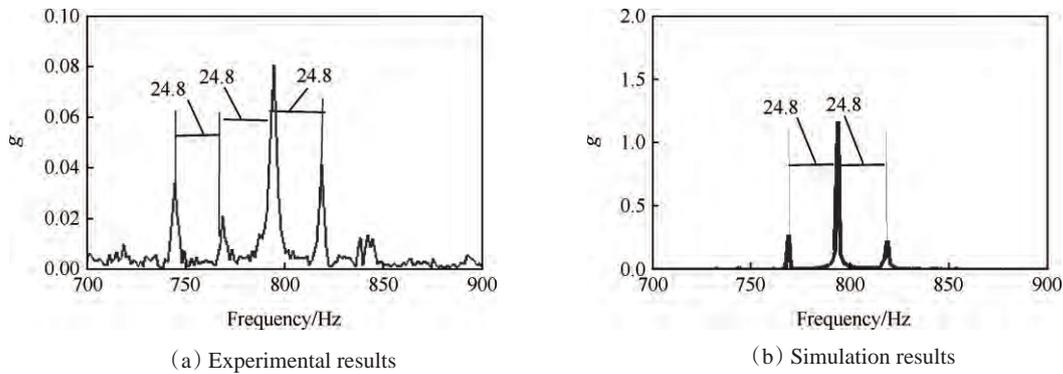


Fig. 13 Spectrum (enlargement 2 of Fig. 12)

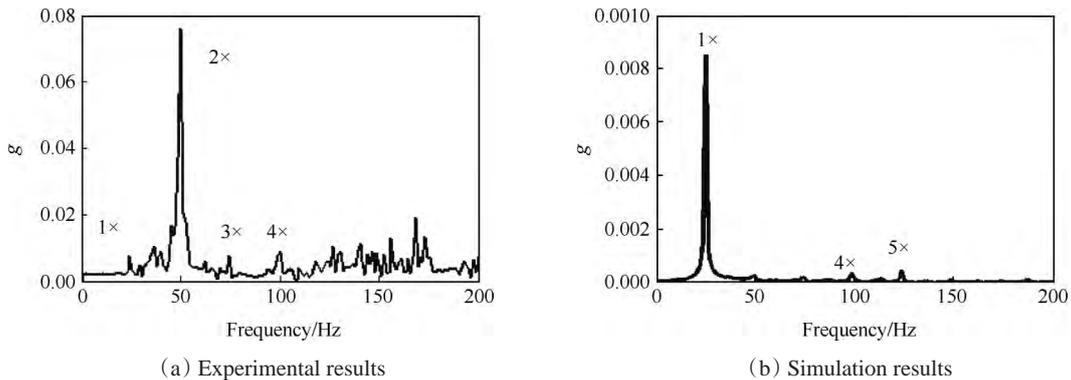


Fig. 14 Spectrum (enlargement 1 of Fig. 12)

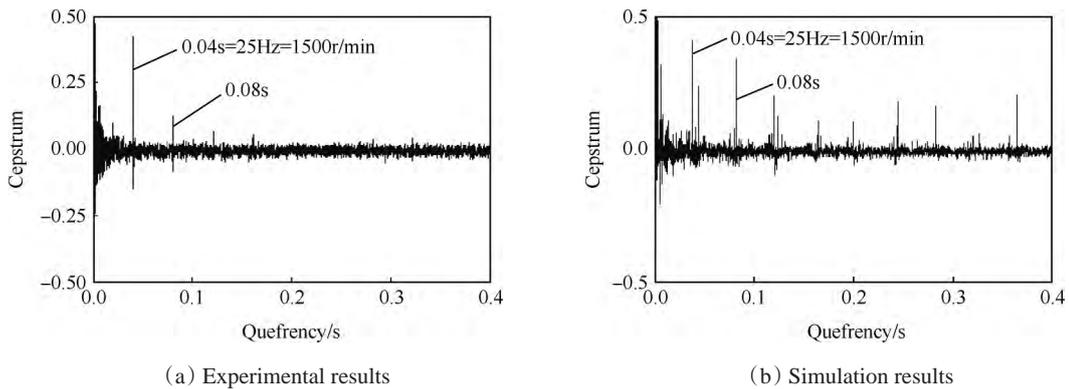


Fig. 15 Cepstrum of Fig. 10

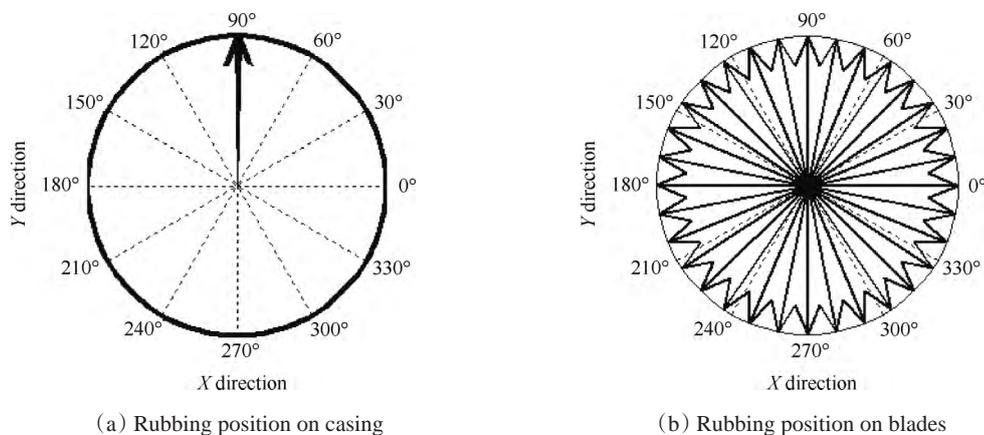


Fig. 16 Rubbing positions of single-point on the casing and whole-cycle on rotor

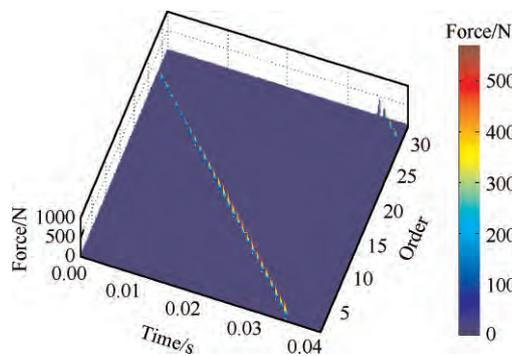


Fig. 17 Evolution of rubbing force of single-point on the casing and whole-cycle on rotor

## 5 多种碰摩部位下的叶片-机匣碰摩故障仿真分析

### 5.1 机匣单点-转子局部碰摩

仿真计算条件为:(1)碰摩刚度: $k_t=1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ ;(2)碰摩间隙: $c=0.15 \text{mm}$ ;(3)考虑单点碰摩,间隙减小量 $\delta_c=0.16 \text{mm}$ 及发生位置为 $90^\circ$ ;(3)叶片数32;(4)摩擦系数0.3;(5)压气机盘和涡轮盘的偏心距: $0.3 \text{mm}$ ;(4)转速1489r/min。

图18为机匣加速度时间波形,可以看出,在机

匣单点-转子局部碰摩状态下,转子旋转一周仅有一部分叶片参与碰摩,在频谱(如图19(a)所示)上的高频分量仍具有叶片通过频率及其倍频的分布规律,由于碰摩产生的冲击强度仍然受到旋转频率的调制,因此在倒频谱上仍然具有转频及其倍频的倒频率成分,如图19(b)所示。图20表示了机匣和转子上的碰摩位置。图21为叶片与机匣之间的碰摩力随时间、叶片序号变化过程。从图21中可以看出,随着时间的变化,部分叶片轮流与机匣发生碰摩。

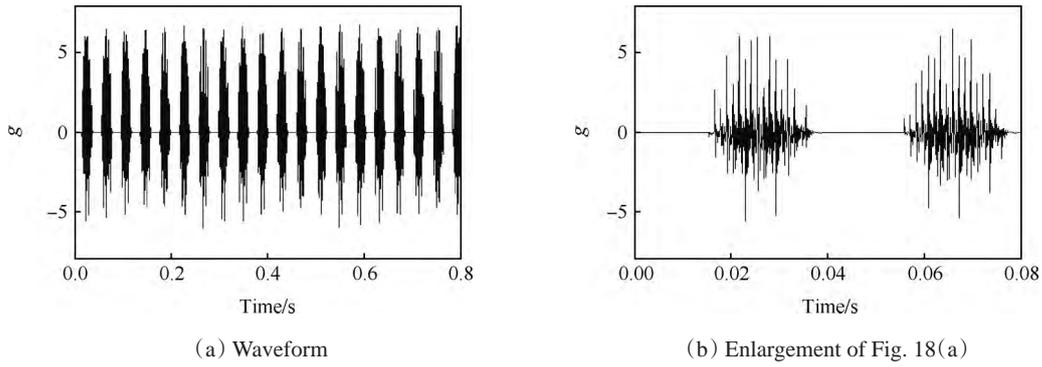


Fig. 18 Waveform of single-point on the casing and part on rotor

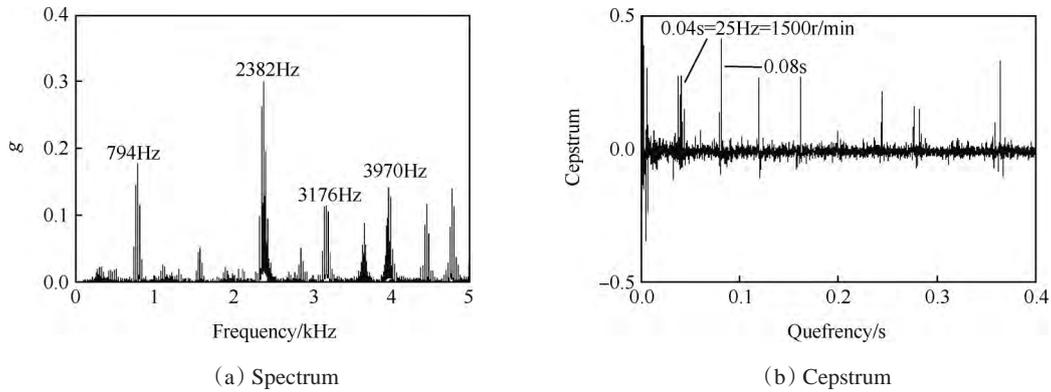


Fig. 19 Spectrum and cepstrum of single-point on the casing and part on rotor

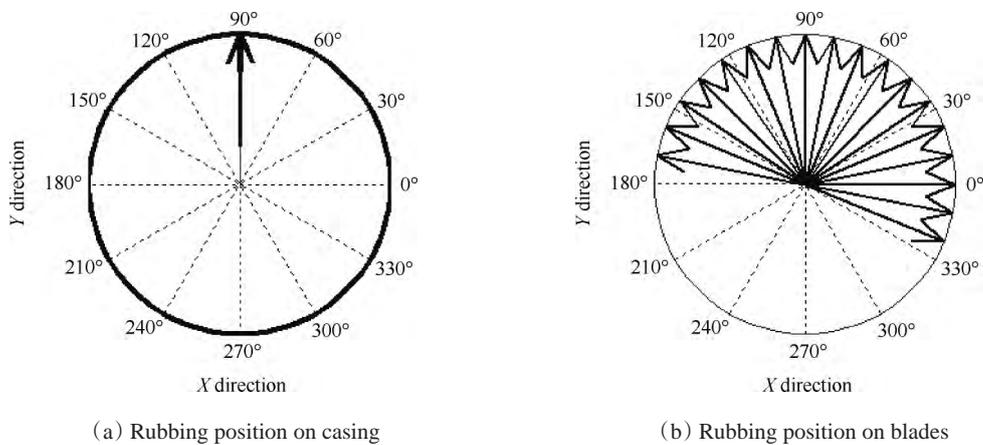


Fig. 20 Rubbing positions of single-point on the casing and part on rotor

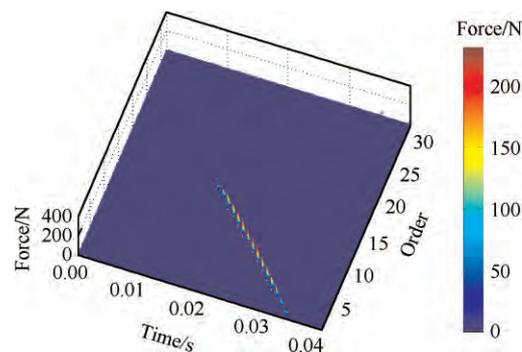


Fig. 21 Evolution of rubbing force of single-point on the casing and part on rotor

### 5.2 机匣两点-转子全周碰摩

计算条件为:(1)碰摩刚度: $k_t=1.5\times 10^7\text{N/m}$ ;(2)碰摩间隙: $c=0.15\text{mm}$ ;(3)考虑两点碰摩,间隙减小量及位置: $80^\circ, \delta_c=0.2\text{mm}$ ;  $100^\circ, \delta_c=0.2\text{mm}$ ;(4)叶片数:32;(5)摩擦系数:0.3;(6)压气机盘和涡轮盘的偏心距:0.3mm;(7)转速为1489r/min=24.8Hz。

图22为机匣加速度时间波形,可以看出,在机匣两点-转子全周碰摩状态下,转子旋转一周,机匣上两点同时与不同叶片接触碰摩,而每个叶片轮流

与机匣上两点碰摩,因此,其在频谱(如图23(a)所示)上的高频分量仍表现为叶片通过频率及其倍频的分布规律,碰摩产生的冲击强度仍然受到旋转频率的调制,因此在倒频谱上仍然具有转频及其倍频的倒频率成分,如图23(b)所示。图24表示了机匣和转子上的碰摩位置。图25为叶片与机匣之间的碰摩力随时间变化过程。从图25中可以看出,随着时间、叶片序号的变化,每两个叶片轮流与机匣发生碰摩。

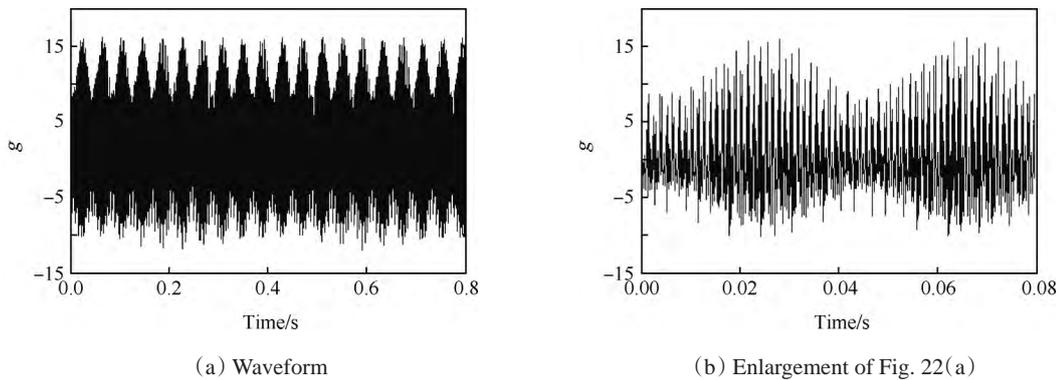


Fig. 22 Waveform of two points on the casing and whole-cycle on rotor

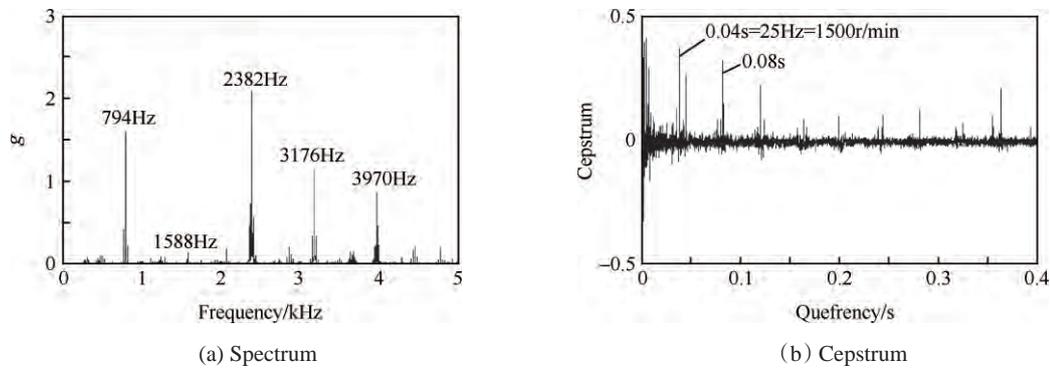


Fig. 23 Spectrum and cepstrum of two points on the casing and whole-cycle on rotor

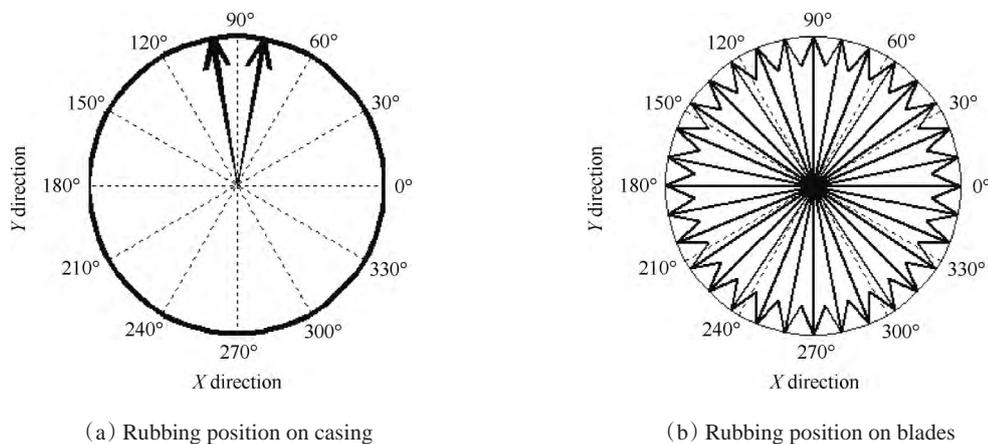


Fig. 24 Rubbing positions of two points on the casing and whole-cycle on rotor

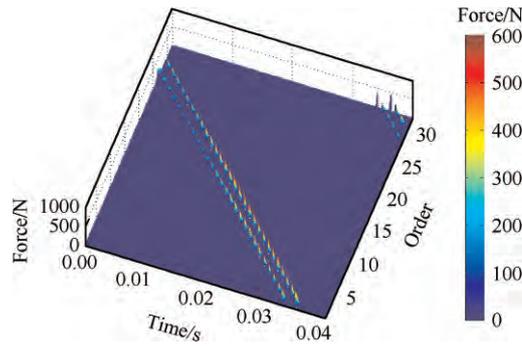


Fig. 25 Evolution of rubbing force of two points on the casing and whole-cycle on rotor

### 5.3 机匣两点-转子局部碰摩仿真

计算条件为:(1)碰摩刚度: $k_r=1.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ ; (2)碰摩间隙: $c=0.15 \text{ mm}$ ; (3)考虑机匣两点碰摩,间隙减小量及位置分别为: $\delta_c=0.16 \text{ mm}, 80^\circ, \delta_c=0.16 \text{ mm}, 100^\circ$ ; (4)叶片数:32; (5)摩擦系数为0.3; (6)压气机盘和涡轮盘的偏心距为0.3mm; (7)转速为1489r/min=24.8Hz。

图26为机匣加速度时间波形,可以看出,在机匣两点-转子局部碰摩状态下,转子旋转一周仅有一部分叶片参与碰摩,因此,其在频谱(如图27(a)

所示)上的高频分量仍具有叶片通过频率及其倍频的分布规律,由于碰摩产生的冲击强度仍然受到旋转频率的调制,因此在倒频谱上仍然具有转频及其倍频的倒频率成分,如图27(b)所示。图28表示了机匣和转子上的碰摩位置。显然,机匣两点-转子局部碰摩的特征与机匣单点-转子局部碰摩特征相似。图29为叶片与机匣之间的碰摩力随时间、叶片序号变化过程。从图29中可以看出,随着时间的变化,部分叶片中,每两个叶片轮流与机匣发生碰摩。

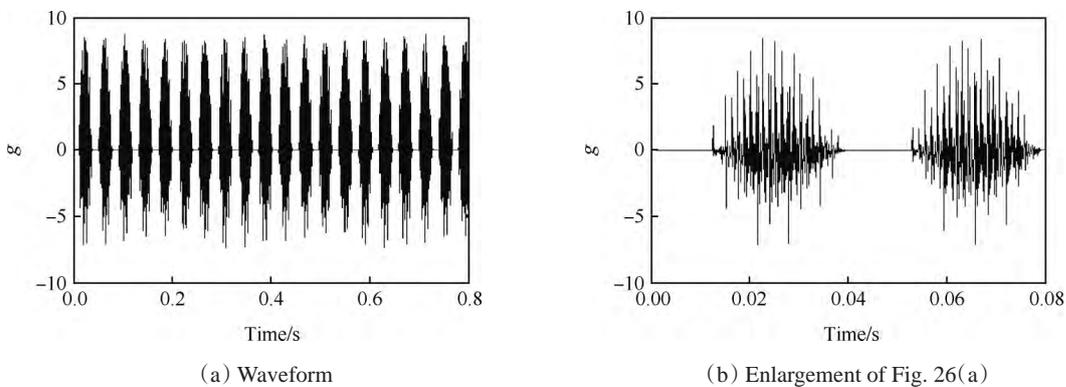


Fig. 26 Waveform of two points on the casing and part on rotor

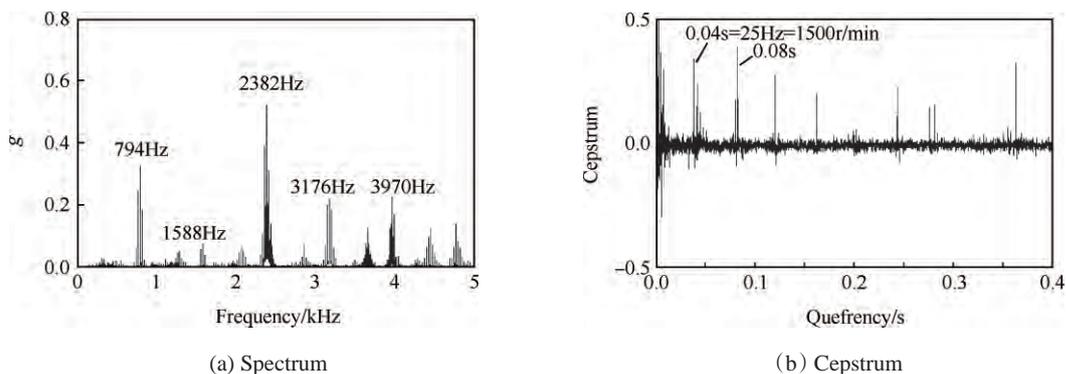


Fig. 27 Spectrum and cepstrum of two points on the casing and part on rotor

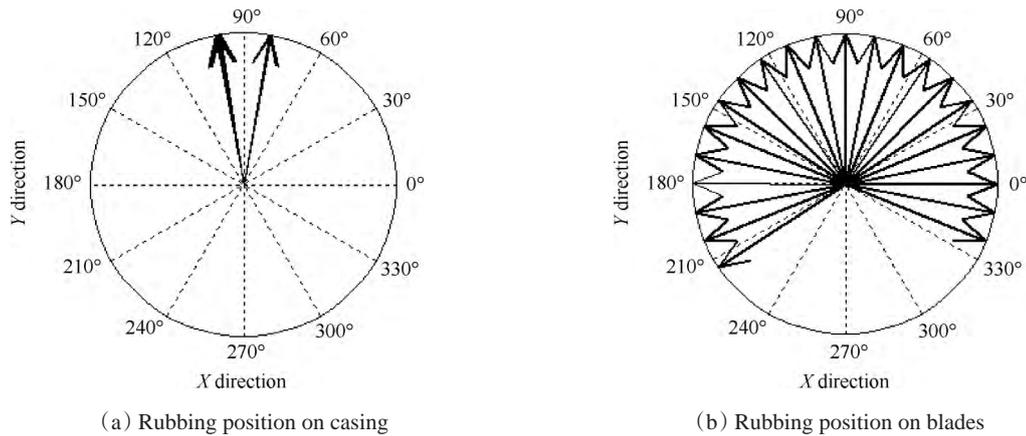


Fig. 28 Rubbing positions of two points on the casing and part on rotor

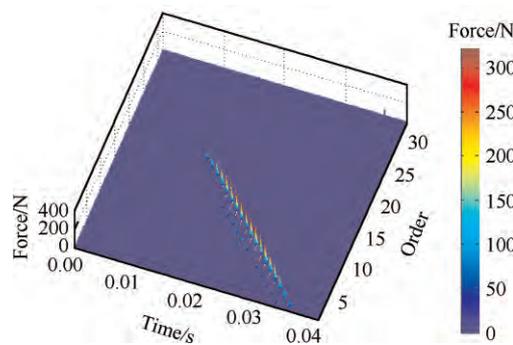


Fig. 29 Evolution of rubbing force of two points on the casing and part on rotor

5.4 机匣局部-转子全周(偏摩)仿真

该碰摩状态即为工程中常见的转子偏摩,为转子偏向机匣一侧而产生的机匣局部-转子全周碰摩。仿真计算条件为:(1)碰摩刚度: $k_t=1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ ; (2)原始碰摩间隙: $c=0.15 \text{mm}$ ;  $\delta_c=0.1 \text{mm}$ ; (3)考虑偏摩,转子向 X 方向移动 0.1mm,即  $\Delta x=0.3 \text{mm}$ ,  $\Delta y=0.0 \text{mm}$ ; (4)叶片数:32; (5)摩擦系数:0.3; (6)压气机盘和涡轮盘的偏心距:0.3mm; (7)转速为 1199r/min=20Hz。

图 30 为机匣加速度时间波形,可以看出,在机

匣局部-转子全周碰摩状态下,转子旋转一周,每个叶片均与机匣该区域接触,在频谱(如图 31(a)所示)上的高频分量具有叶片通过频率及其倍频的分布规律,由于碰摩产生的冲击强度仍然受到旋转频率的调制,因此在倒频谱上仍然具有转频及其倍频的倒频率成分,如图 31(b)所示。图 32 表示了机匣和转子上的碰摩位置。图 33 为叶片与机匣之间的碰摩力随时间、叶片序号变化过程。从图 33 中可以看出,随着时间的变化,每个叶片轮流与机匣发生碰摩。

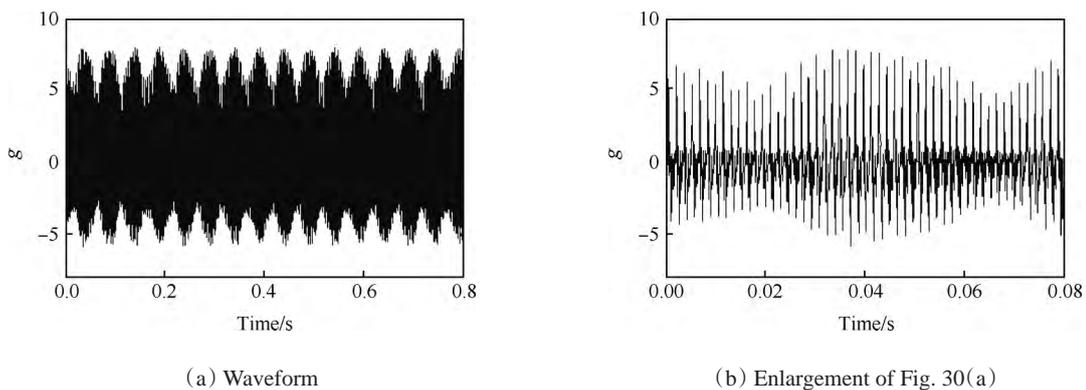


Fig. 30 Waveform of part on the casing and whole-cycle on rotor

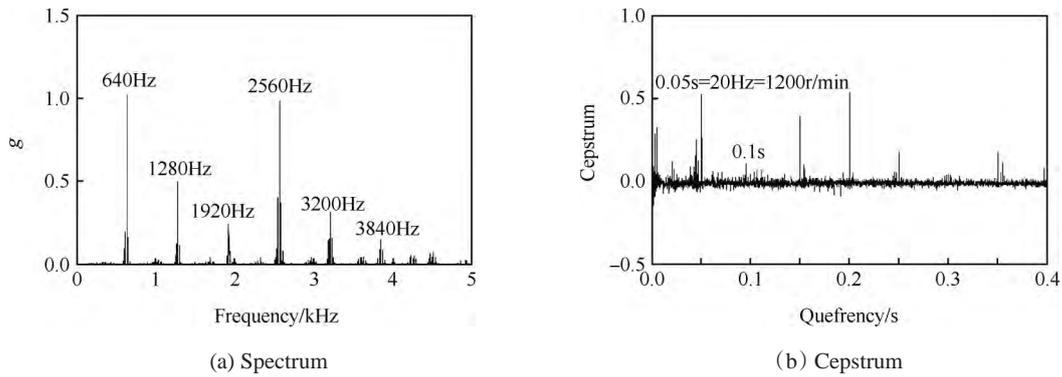


Fig. 31 Spectrum and cepstrum of part on the casing and whole-cycle on rotor

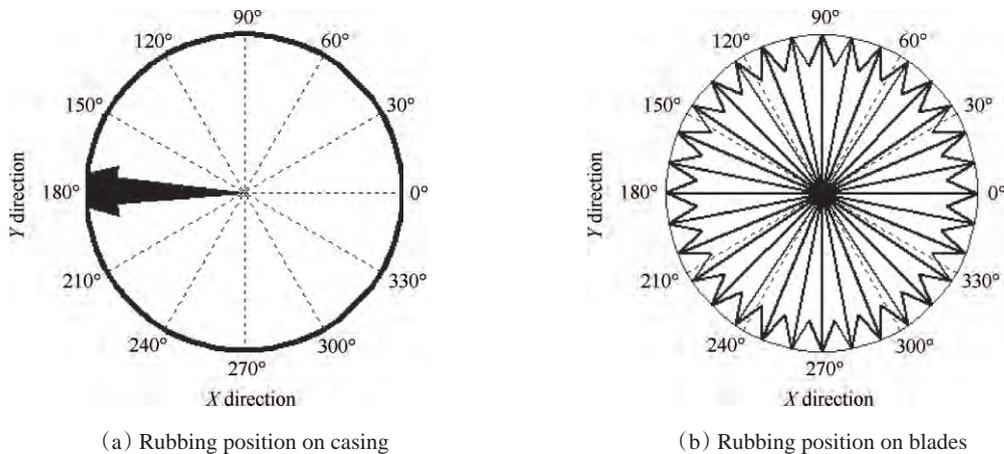


Fig. 32 Rubbing positions of part on the casing and whole-cycle on rotor

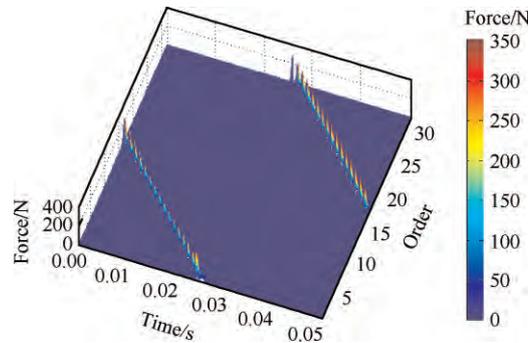


Fig. 33 Evolution of rubbing force of part on the casing and whole-cycle on rotor

5.5 机匣局部-转子局部(偏摩)仿真

该碰摩状态也为工程中常见的转子偏摩,在仿真中应用转子偏向机匣一侧而产生的机匣局部-转子局部碰摩。仿真计算条件为:(1)碰摩刚度: $k_c=1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ ;(2)原始碰摩间隙: $c=0.15 \text{mm}$ ; $\delta_c=0.1 \text{mm}$ ;(3)考虑偏摩,转轴向X方向移动0.01mm,即 $\Delta x=0.01 \text{mm}$ , $\Delta y=0.0 \text{mm}$ ;(4)叶片数为32;(5)摩擦系数为0.3;(6)压气机盘和涡轮盘的偏心距:0.3mm;(7)转速为1199r/min $\approx 20 \text{Hz}$ 。

图34为机匣加速度时间波形,可以看出,在机匣

局部-转子局部碰摩状态下,转子旋转一周,一部分叶片与机匣该区域轮流接触,在频谱(如图35(a)所示)上的高频分量具有叶片通过频率及其倍频的分布规律,由于碰摩产生的冲击强度仍然受到旋转频率的调制,因此在倒频谱上仍然具有转频及其倍频的倒频率成分,如图35(b)所示。图36表示了机匣和转子上的碰摩位置。图37为叶片与机匣之间的碰摩力随时间、叶片序号变化过程。从图37中可以看出,随着时间的变化,部分叶片中,每个叶片轮流与机匣发生碰摩。

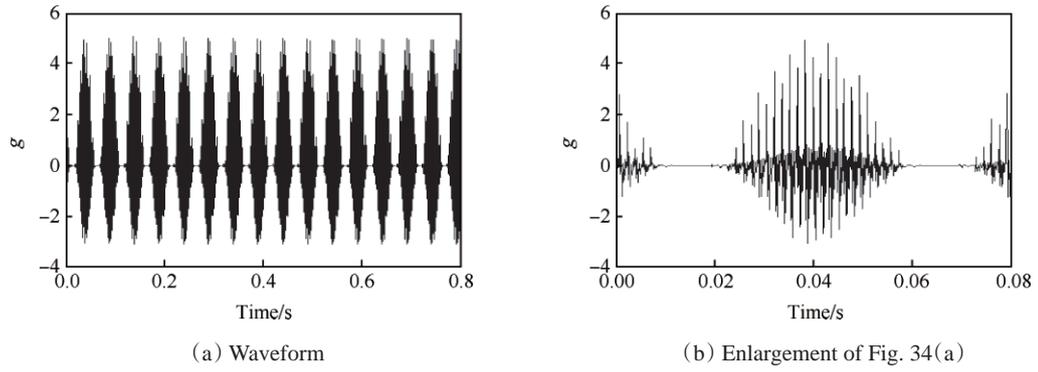


Fig. 34 Waveform of part on the casing and part on rotor

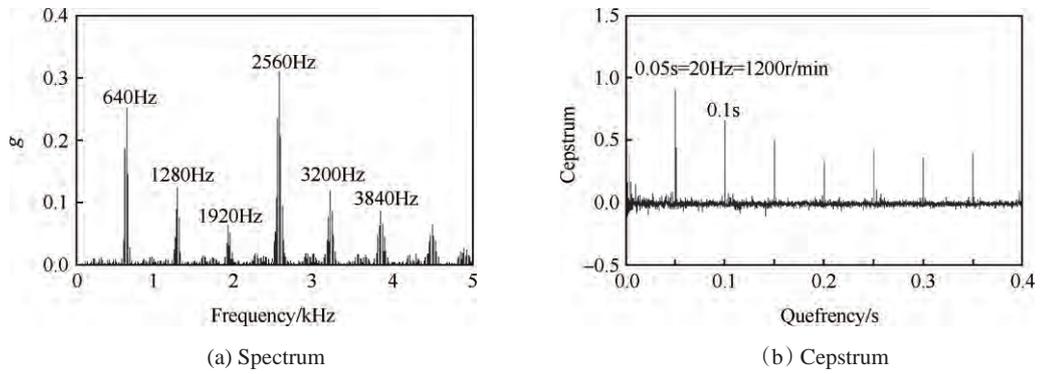


Fig. 35 Spectrum and cepstrum of part on the casing and part on rotor

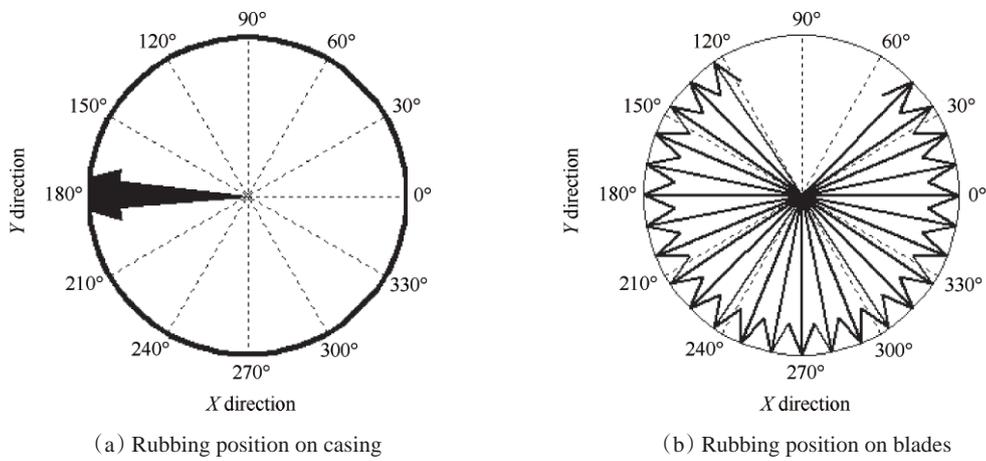


Fig. 36 Rubbing positions of part on the casing and part on rotor

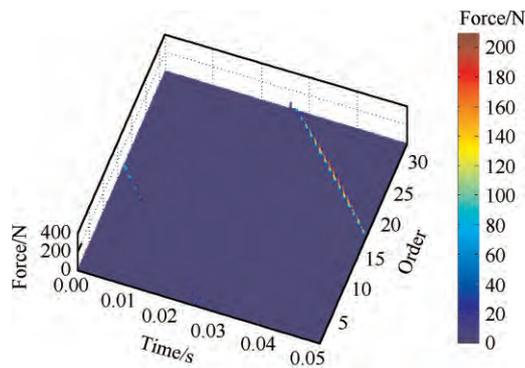


Fig. 37 Evolution of rubbing force of part on the casing and part on rotor

### 5.6 机匣局部(沿全周变化)-转子局部碰摩仿真

该碰摩状态将转静间隙考虑为均匀分布状态, 由于在临界转速附近较大不平衡响应而导致的转静碰摩现象, 其特点是机匣上为不断变化的局部区域碰摩, 转子也为一部分转子参与碰摩。在仿真中考虑转子在临界转速附近碰摩。仿真计算条件为:(1)碰摩刚度:  $k_r=1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ ; (2)原始碰摩间隙:  $c=0.08\text{mm}$ ; (3)不考虑机匣变形, 转静间隙沿圆周均匀分布; (4)叶片数: 32; (5)摩擦系数: 0.3; (6)压气机盘和涡轮盘的偏心距: 0.3mm; (7)转速为 6kr/min。

图 38 为机匣加速度时间波形, 可以看出, 在机匣

局部(沿全周变化)-转子局部碰摩状态下, 由于机匣碰摩位置不固定, 转子旋转一周, 叶片与机匣轮流接触的现象就不存在了, 因此, 其在频谱(如图 39(a)所示)上的高频分量就失去了叶片通过频率及其倍频的分布规律, 但是, 由于碰摩产生的冲击仍具有周期性, 其周期为旋转周期, 因此在频谱上表现出了许多倍频成分, 倒频谱上仍然具有转频及其倍频的倒频率成分, 如图 39(b)所示。图 40 表示了机匣和转子上的碰摩位置。图 41 为叶片与机匣之间的碰摩力随时间、叶片序号变化过程。从图 41 中可以看出, 随着时间的变化, 四个叶片同时与机匣发生碰摩。

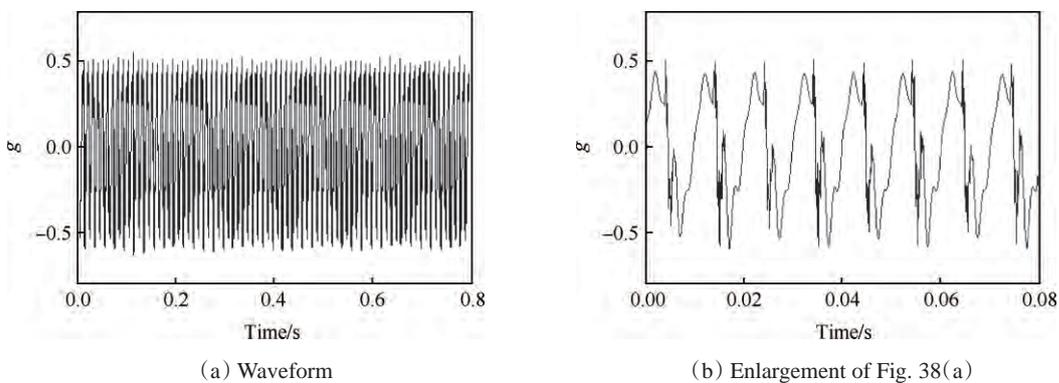


Fig. 38 Waveform of part on the casing (changing along whole-cycle on the casing) and part on rotor

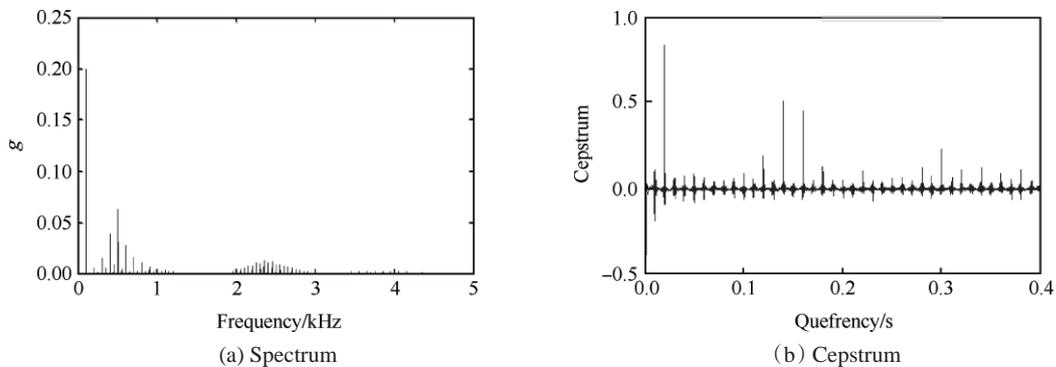


Fig. 39 Spectrum and cepstrum of part on the casing (changing along whole-cycle on the casing) and part on rotor

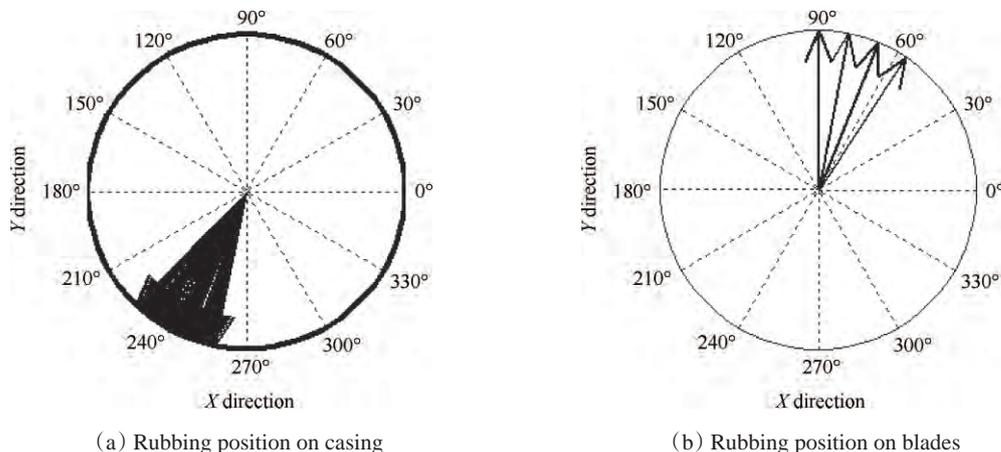


Fig. 40 Rubbing positions of part on the casing (changing along whole-cycle on the casing) and part on rotor

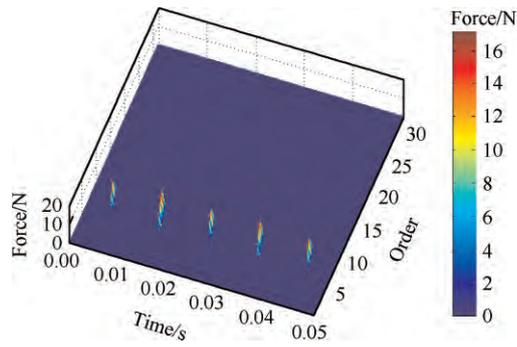


Fig. 41 Evolution of rubbing force of part on the casing (changing along whole-cycle on the casing) and part on rotor

5.7 机匣全周-转子全周碰摩仿真

该碰摩状态模拟机匣全周碰摩,碰摩区域不仅分布在整个机匣圆周上,而且每时刻碰摩位置均为全周,转子所有叶片也均与机匣碰摩,当然,在实际中基本上不可能发生。仿真计算条件为:(1)碰摩刚度:  $k_t=1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ ; (2)原始碰摩间隙:  $c=-0.2\text{mm}$ ,负间隙表示一直碰摩;(3)考虑间隙沿圆周机匣均匀分布;(4)叶片数:32;(5)摩擦系数:0.3;(6)压气机盘和涡轮盘的偏心距:0.3mm;(7)转速6kr/min。

图42为机匣加速度时间波形,可以看出,该碰摩状态下,由于每时刻转子每个叶片均与机匣接触,显

然不存在叶片轮流冲击机匣的现象,因此,其在频谱(如图43(a)所示)上基本上不出现高频分量,失去了叶片通过频率及其倍频的分布规律,而机匣加速度响应随转子旋转一周变化一次,因此,在频谱的低频段表现出了突出的转频分量,基本上没有倍频分量。在倒频谱上仍然表现出了转频及其倍频的倒频率成分,说明倒频谱对于检测微弱倍频分量的灵敏性,如图43(b)所示。图44表示了某时刻机匣和转子上的碰摩位置,不同时刻,机匣和转子上的碰摩区域将变化。图45为叶片与机匣之间的碰摩力随时间、叶片序号变化过程。从图45中可以看出,随着时间的变化,所有叶片同时与机匣发生碰摩。

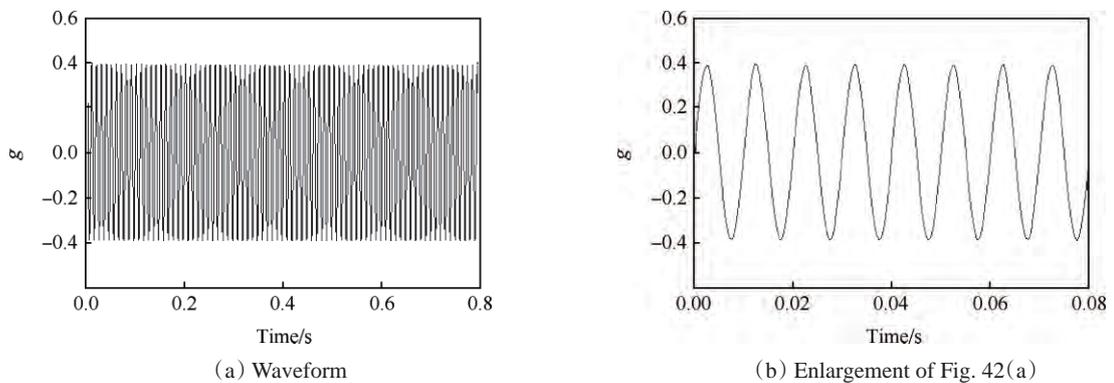


Fig. 42 Waveform of whole-cycle on the casing and whole-cycle on rotor

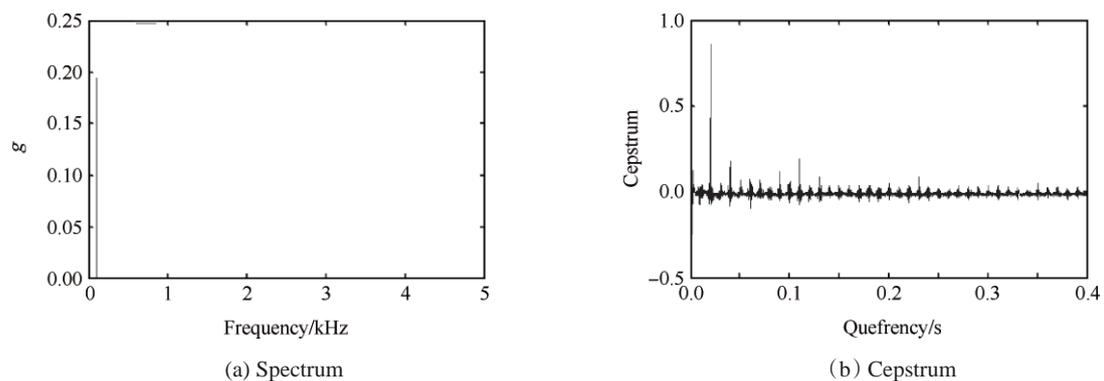


Fig. 43 Spectrum and cepstrum of whole-cycle on the casing and whole-cycle on rotor

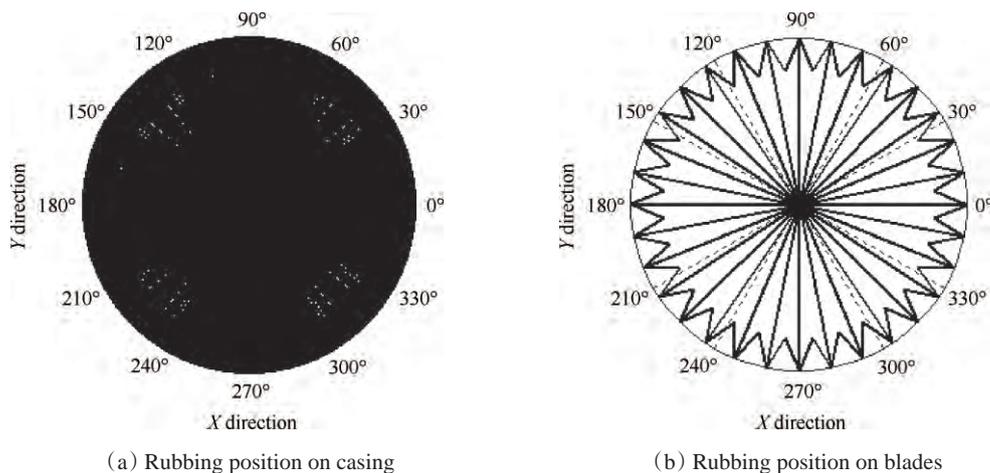


Fig. 44 Rubbing positions of whole-cycle on the casing and whole-cycle on rotor

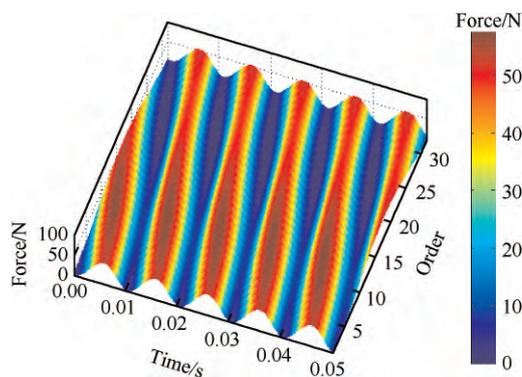


Fig. 45 Evolution of rubbing force of whole-cycle on the casing and whole-cycle on rotor

## 6 结论

本文提出了一种多叶片-叶片多点变形转静碰摩模型,采用数值积分算法获取机匣加速度响应,通过分析得到如下结论:

(1)发现了在机匣单点-转子全周的碰摩状态下,机匣振动加速度信号的碰摩特征具有明显的周期冲击特征,其冲击频率为叶片通过机匣的频率,在数值上等于旋转频率与叶片数的积,在频谱上出现了叶片通过频率及其倍频,冲击的大小受旋转频率调制,倒频谱具有转频及其倍频的倒频率成分。仿真和实验结果的一致性充分表明了本文提出的叶片-机匣碰摩新模型的正确有效性。

(2)利用该模型仿真计算了机匣单点、局部及整圈、转子的局部和整圈碰摩接触状态下的机匣加速度响应特征以及碰摩力随时间的变化过程。结果表明,不同的接触状态将影响叶片冲击机匣的效应,在频谱上表现出高倍频分量的变化,但是不论何种碰摩状态,其冲击强度均受到转速频率的调制,因此,

在倒频谱上均具转频及其倍频的倒频率成分。

## 参考文献:

- [ 1 ] Beatty R F. Differentiating Rotor Response Due to Radial Rubbing[J]. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 1985, 107(2), 151-160.
- [ 2 ] Li G X, Paidoussis M P. Impact Phenomena of Rotor-Casing Dynamic System [J]. *Nonlinear Dynamics*, 1994, 5(1): 53-70.
- [ 3 ] 张思进, 陆启韶, 王 琪. 转子与定子几何不对中引起的碰摩分析[J]. *振动工程学报*, 1998, 11(4): 492-456.
- [ 4 ] 刘献栋. 旋转机械转静件碰摩故障及其诊断技术的研究[D]. 北京:北京航空航天大学, 1999.
- [ 5 ] 褚福磊, 马正松, 冯冠平. 碰摩转子系统的混沌特征[J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 1996, 36(7): 52-57.
- [ 6 ] 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(2).
- [ 7 ] Williams R J. Simulation of Blade Casing Interaction Phenomena in Gas Turbines Resulting from Heavy Tip Rubs Using an Implicit Time Marching Method [R]. *ASME GT 2011-45495*.
- [ 8 ] 刘书国, 洪 杰, 陈 萌. 航空发动机叶片-机匣摩擦过程的数值模拟[J]. *航空动力学报*, 2011, 26(6): 1282-1288.
- [ 9 ] Legrand M, Pierre C, Peseux B. Structural Modal Interaction of a Four Degree of Freedom Bladed Disk and Casing Model[J]. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2010, 5(4): 13-41.
- [ 10 ] Sinha S K. Non-Linear Dynamic Response of a Rotating Radial Timoshenko Beam with Periodic Pulse Loading at the Free-End [J]. *International Journal of Nonlinear Mechanics*, 2005, 40: 113-149.
- [ 11 ] Turner K, Adams M, Dunn M. Simulation of Engine Blade Tip-Rub Induced Vibration[C]. *Nevada: Power for Land, Sea and Air Proceedings of GT2005, Ren-Tahoe*, 2005.
- [ 12 ] Turner K, Dunn M, Padova M. Airfoil Deflection Characteristics During Rub Events[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(1).
- [ 13 ] 太兴宇, 马 辉, 谭 祯, 等. 脉冲力加载下的叶片-机匣动力学特性研究[J]. *东北大学学报(自然科学版)*, 2012, 33(12): 1756-1761.
- [ 14 ] Batailly A, Legrand M, Cartraud P, et al. Assessment of Reduced Models for the Detection of Modal Interaction through Rotor Stator Contacts[J]. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2010, 329: 5546-5562.
- [ 15 ] Legrand M, Barailly A, Pierre C. Numerical Investigation of Abradable Coating Removal in Aircraft Engines through Plastic Constitutive Law[J]. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2012, 7(1).
- [ 16 ] J Padovan, F K Choy. Nonlinear Dynamics of Rotor/Blade/Casing Rub Interactions[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1987, 109: 527-534.
- [ 17 ] Sunil K Sinha. Rotordynamic Analysis of Asymmetric Turbofan Rotor Due to Fan Blade-Out Event with Contact-Impact Rub Loads[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2013, 332:2253-2283.
- [ 18 ] 徐 斌, 高跃飞, 余 龙. MATLAB有限元结构动力学分析与工程应用[M]. 北京:清华大学出版社, 2009.
- [ 19 ] 张 文. 转子动力学理论基础 [M]. 北京:科学出版社, 1990.
- [ 20 ] 陈 果. 航空发动机整机振动耦合动力学新模型及其验证[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(2):241-254.

(编辑:朱立影)