

新型叶片-机匣碰摩模型及其验证

陈果¹, 王海飞¹, 刘永泉², 冯国全², 姜广义², 李成刚², 王德友²

(1. 南京航空航天大学 民航学院, 南京 210016;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 针对航空发动机叶片-机匣碰摩故障, 提出了一种新型叶片-机匣碰摩模型, 该模型在传统弹性碰摩模型的基础上, 考虑了叶片数和转静间隙变化对碰摩力的影响, 能够模拟机匣单点、多点、局部及全周, 转子的单点、多点、局部和全周的碰摩规律。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实验器, 进行了叶片-机匣的机匣单点-转子全周的碰摩实验, 发现了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乘积, 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, 倒频谱具有旋转频率及其倍频的倒频率成分, 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。最后, 在此基础上, 仿真计算了多种碰摩模式下的机匣振动特征和规律。

关键词: 航空发动机; 叶片-机匣碰摩; 整机振动; 转子-支承-机匣耦合动力学模型; 机匣加速度信号
中图分类号: V231.92 **文献标志码:** A

A new blade-casing rubbing model and its verification

CHEN Guo¹, WANG Hai-fei¹, LIU Yong-quan², FENG Guo-quan²,
JIANG Guang-yi², LI Cheng-gang², WANG De-you²

(1. College of Civil Aviation,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Shenyang Engine Design and Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: For the aero-engine blade-casing rubbing fault, a new blade-casing rubbing model was put forward. On the basis of traditional elastic rubbing model, the new model considered the effects of blade number and the rotor-stator clearance change on rubbing forces, and it could simulate rubbing faults with various rubbing positions including single-point, multi-points, part and whole-cycle on casing and rotor. The new rubbing model was applied to the rotor-support-casing coupling dynamic model, and the casing acceleration responses under rubbing faults were obtained by the numerical integration approach. The aero-engine rotor tester including casing was used to carry out the rubbing test whose rubbing positions were the single-point on casing and whole-cycle on rotor, and it is found that the rubbing characteristics of the casing vibration acceleration signals have obvious periodic impact characteristics. The impact frequency is the frequency of the blades passing the casing, which equals to the product of the rotational frequency and blade number. There is a blade passing frequency and its multiple-frequency components in the high-frequency band of

收稿日期:2013-11-07

基金项目:国家安全重大基础研究项目(613139); 国家自然科学基金(61179057)

作者简介:陈果(1972—),男,四川武胜人,教授、博士生导师,博士,主要研究方向为航空发动机智能诊断及专家系统、航空发动机整机振动与转子动力学。

spectrum, and the impact is modulated by the rotational frequency. There are obvious quefrency components of rotational frequency components and its multiple frequencies in the signal cepstrum. The simulation results agree well with the test values, and the new blade-casing rubbing model is fully verified. Finally, based on the new blade-casing rubbing model, the other rubbing modes between rotor and casing were simulated, and the casing vibration characteristics were obtained.

Key words: aero-engine; blade-casing rubbing; the whole vibration;
rotor-support-casing coupling dynamic model; casing acceleration signal

目前,碰摩模型主要分为弹性模型^[1]和刚性模型^[2-3],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^[5-6]。

在碰摩故障建模方面,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。刘书国等^[7]基于 LS-DYNA 软件对航空发动机叶片-机匣碰摩过程进行了数值模拟,考虑了实际叶片的叶形特征,分析了叶片顶部在受瞬时碰撞与摩擦载荷(碰摩载荷)共同作用下的动力学响应。Williams^[8]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,并通过实例证明该方法的适用性。根据实验测试和接触动力学仿真获得了叶片-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^[9-12]。Legrand 等^[13]基于机匣与叶盘系统的二维模型,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。Batailly 等^[14]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 乘子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^[15]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^[16]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。Sinha 等^[17]建立了一个叶片-转子模型,考虑了旋转惯性和陀螺效应,通过叶尖碰摩,研究转子的动力稳定性问题。

在关于碰摩故障的特征分析方面,目前研究已经发现碰摩故障所导致的亚谐共振、超谐共振及混沌现象^[3,6,18],也发现了在双转子碰摩中出现的组合频率现象^[19-21],并认为高倍频的出现是判断碰摩故障的必要条件^[1],随着信号分析技术的发展,小波分析^[22]、奇异值降噪^[23]、HHT(Hilbert Huang-transform)^[24]以及分形方法^[25]均被用来提取碰摩故障特征,并取得了许多有价值的结论。

然而,现有的碰摩故障建模研究存在几个不可回避的问题,其一是,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。因此,现有碰摩模型很难模拟出机匣上的单点、多点、局部、全周碰摩,以及转子上的单点、多点局部和全周碰摩现象,从而最终导致仿真出的碰摩故障特征与实际碰摩故障特征存在较大差异;其二是,在整机振动中,碰摩模型未引入到转子-支承-机匣耦合动力学模型,碰摩故障特征未在整机振动中得到体现;其三是,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,提出一种新型叶片-机匣碰摩模型,新模型可以考虑叶片数目以及动态变化的转静间隙,能够实现机匣和转子上的单点、多点、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实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。

1 叶片-机匣碰摩模型

1.1 传统弹性碰摩模型

传统的弹性碰摩模型如图1所示, c 为转静间隙, r 为转子圆盘与机匣间的径向相对位移, 表达式为

$$r = \sqrt{(x_{rp} - x_c)^2 + (y_{rp} - y_c)^2}$$

式中 x_{rp} , y_{rp} 分别为转子圆盘在 x , y 向的振动位移; x_c , y_c 分别为机匣在 x , y 向振动位移。

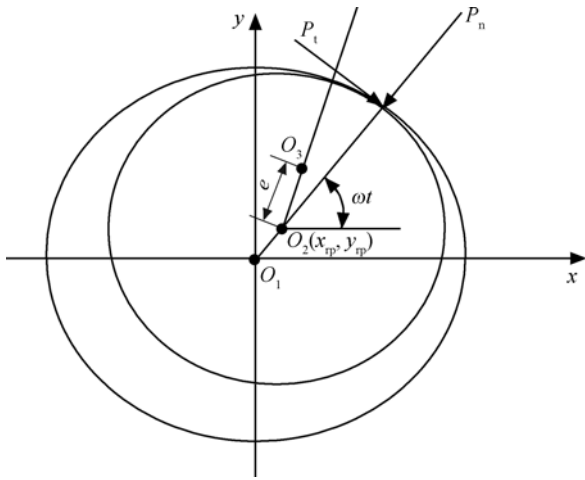


图1 传统弹性碰摩模型

Fig. 1 Traditional elastic rubbing model

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, 则碰摩产生的法向碰摩力 P_n 和切向碰摩力 P_t 为

$$\begin{cases} P_n = k_r(r - c) \\ P_t = fP_n \end{cases} \quad (1)$$

其中 k_r 为碰摩刚度, f 为摩擦因数, 将法向和切向碰摩力分解在 x 和 y 轴, 可以得到

$$\begin{cases} P_x = k_r(1 - c/r)[-(x_{rp} - x_c) + f(y_{rp} - y_c)] \\ P_y = k_r(1 - c/r)[-(y_{rp} - y_c) - f(x_{rp} - x_c)] \end{cases} \quad (2)$$

1.2 新型叶片-机匣碰摩模型

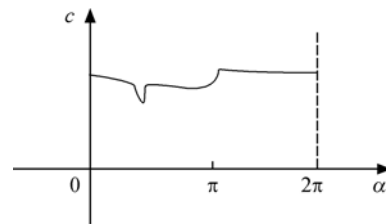
1.2.1 碰摩力模拟

显然, 在传统的弹性碰摩模型中, 一方面未考虑叶片数对碰摩力的影响; 另一方面, 未考虑动态变化的转静间隙对碰摩力的影响. 基于此, 本文提出了一种新型的碰摩模型, 该模型能够考虑叶片数和转静间隙变化对碰摩力的影响, 因此可以模拟单点、多点、局部以及全周等多种碰摩形式的动力学行为。

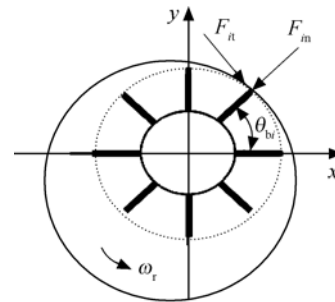
图2为新型叶片-机匣碰摩模型, 设叶片数为 N ; 转速为 ω_r ; 转静间隙分布曲线 $c(\alpha)$; α 为机匣圆周角度。

设 N 个叶片均匀分布, 则在 t 时刻, 第 i 个叶片与 x 轴的夹角为: $\theta_{bi} = 2\pi i/N + \omega_r t$. 设 t 时刻转子振动位移为 x_r , y_r ; 机匣振动位移为 x_c , y_c . 则在转子第 i 个叶片的径向方向上, 叶片和机匣在径向的位移分别为

$$\begin{cases} r_{bi} = x_r \cos \theta_{bi} + y_r \sin \theta_{bi} \\ r_{ci} = x_c \cos \theta_{bi} + y_c \sin \theta_{bi} \end{cases} \quad (3)$$



(a) 转静间隙分布



(b) 转静碰摩力

图2 新型叶片-机匣碰摩模型

Fig. 2 New blade-casing rubbing model

又设在角度 θ_{bi} 处, 转静间隙为 $c(\theta_{bi})$. 则在 t 时刻, 转子第 i 个叶片与机匣的碰摩的判断条件为 $r_{bi} - r_{ci} > c(\theta_{bi})$. 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 ($i=1, 2, \dots, N$) 个叶片上的碰摩力为

1) 法向碰摩力

$$F_{in} = \frac{1}{2} k_r \times$$

$$\{ [r_{bi} - r_{ci} - c(\theta_{bi})] + |r_{bi} - r_{ci} - c(\theta_{bi})| \} \quad (4)$$

则分解在 x 和 y 方向上的碰摩力为

$$\begin{cases} F_{in,x} = -F_{in} \cos \theta_{bi} \\ F_{in,y} = -F_{in} \sin \theta_{bi} \end{cases} \quad (5)$$

2) 切向碰摩力

$$F_{it} = fF_{in} \quad (6)$$

则分解在 x 和 y 方向上的碰摩力为

$$\begin{cases} F_{it,x} = fF_{in} \sin \theta_{bi} \\ F_{it,y} = -fF_{in} \cos \theta_{bi} \end{cases} \quad (7)$$

则 t 时刻,作用于转子第 i 个叶片上的碰摩力为

$$\begin{cases} F_{ix} = F_{ix} + F_{ix} \\ F_{iy} = F_{iy} + F_{iy} \end{cases} \quad (8)$$

显然, t 时刻作用于转子的碰摩力为 N 个叶片碰摩力之和,即

$$\begin{cases} F_x = \sum_{i=1}^N F_{ix} \\ F_y = \sum_{i=1}^N F_{iy} \end{cases} \quad (9)$$

$$c(\alpha) = \begin{cases} D \\ D - A \left[0.5 + 0.5 \cos \frac{\pi(\alpha - \theta)}{\beta} \right] \\ D \end{cases} \quad \begin{cases} |\alpha - \theta| > \beta & 0 < \alpha \leq 2\pi \\ |\alpha - \theta| \leq \beta & 0 < \alpha \leq 2\pi \end{cases} \quad (10)$$

$$c(\alpha) = \begin{cases} D - A \\ D - A \left[0.5 - 0.5 \cos \frac{\pi(\alpha - \theta)}{\beta/2} \right] \\ D \end{cases} \quad \begin{cases} |\alpha - \theta| < \beta/2 & 0 < \alpha \leq 2\pi \\ \beta > |\alpha - \theta| > \beta/2 & 0 < \alpha \leq 2\pi \\ |\alpha - \theta| > \beta & 0 < \alpha \leq 2\pi \end{cases} \quad (11)$$

显然,式(10)模拟的变形范围较小,式(11)模拟的变形量范围更大。

图3为模拟机匣单点碰摩的转静间隙,其中, $A=0.05 \text{ mm}$, $\theta=180^\circ$,原始转静间隙为 0.1 mm 。

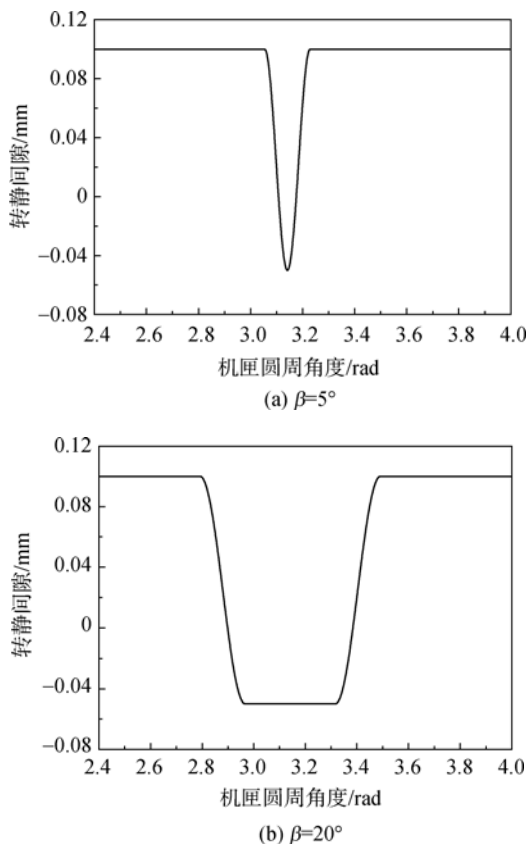


图3 机匣单点碰摩下转静间隙随机匣圆周角度变化曲线
Fig. 3 Curves of rotor-stator clearance varying with casing cycle angle under rubbing of single-point on casing

1.2.2 转静间隙模拟

航空发动机在装配和工作过程中,由于机匣的变形和支承的不同心,将导致机匣某个局部产生碰摩,因此需要模拟转静间隙的变化函数。

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 θ 处,变形量为 A ,则,考虑在 $\pm\beta$ 范围内用余弦函数来模拟,当 $\beta < 5^\circ$ 用式(10)的函数模拟,当 $\beta > 5^\circ$ 用式(11)的函数模拟,设初始间隙为 D 。

$$\begin{cases} |\alpha - \theta| > \beta & 0 < \alpha \leq 2\pi \\ |\alpha - \theta| \leq \beta & 0 < \alpha \leq 2\pi \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} |\alpha - \theta| < \beta/2 & 0 < \alpha \leq 2\pi \\ \beta > |\alpha - \theta| > \beta/2 & 0 < \alpha \leq 2\pi \\ |\alpha - \theta| > \beta & 0 < \alpha \leq 2\pi \end{cases} \quad (11)$$

图3(a)的变形范围为 $\beta = -5^\circ \sim 5^\circ$;图3(b)的变形范围为 $\beta = -20^\circ \sim 20^\circ$ 。

基于单点碰摩思想,可以在机匣多个位置设置局部变形来模拟机匣多点碰摩。

2 含新型叶片-机匣碰摩模型的转子-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实验器进行动力学建模分析。该实验器为沈阳发动机研究所设计研制,实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,在结构上与航空发动机核心机的机匣一致,尺寸缩小为原尺寸的 $1/3$;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-机匣系统。

转子实验器如图4所示。碰摩发生在机匣端。实验时在机匣处设计了4个碰摩螺钉,实现4个部位的碰摩实验,沿机匣相应布置4个加速度传感器以采集机匣加速度信号,如图5所示。实验时用扳手拧碰摩螺栓,使碰摩环产生变形,从而与旋转的叶片产生单点碰摩。当碰摩严重时,将产生碰摩火花。

图6为航空发动机转子实验器的动力学模型,其模型参数见文献[26],参考文献[26]建立的复杂转子-支承-机匣耦合动力学新模型。将机匣处理为不旋转的梁,与转子模型的处理方法相同,

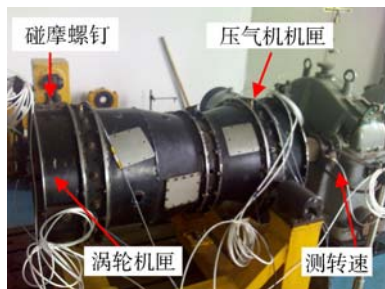


图4 航空发动机转子实验器

Fig. 4 Aero-engine rotor tester

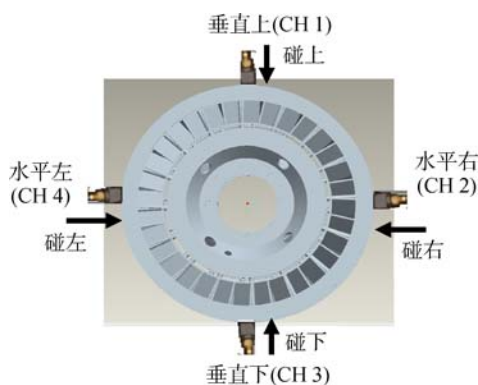


图5 机匣径向测点周向分布

Fig. 5 Radial test points on casing

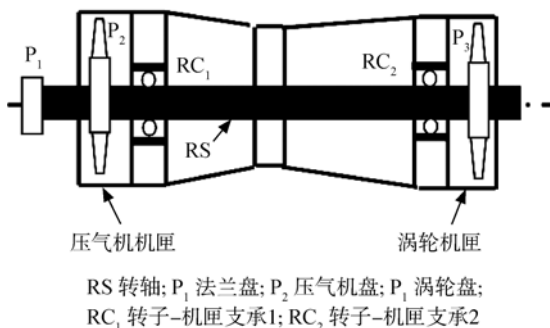


图6 转子-支承-机匣耦合动力学模型

Fig. 6 Rotor-support-casing coupling dynamic model

用有限元方法可以得到机匣的运动微分方程。

转子-机匣支承如图7所示,采用了集总参数

模型,考虑了滚动轴承的非线性,其建模方法为: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_{oi} 为滚动轴承外圈质量; m_{bi} 轴承座质量; k_{ti} 为轴承外圈与轴承座之间的弹性支承刚度; c_{ti} 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7所示,其中 F_{yri} 和 F_{xri} 为转子作用于支承的力, F_{yxi} 和 F_{xci} 为机匣作用于支承的力。参考文献[26],可以列出支承中轴承外圈、轴承座的运动方程。

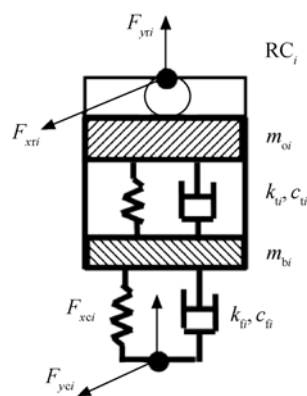


图7 转子-机匣支承

Fig. 7 Rotor-casing support

由于转子-支承-机匣耦合动力学模型自由数较多,且存在大量非线性因素,求取系统非线性响应的唯一有效方法是数值积分法。本文采用 Newmark- β 法和一种改进的 Newmark- β 法(翟方法)相结合的方法[26]对微分方程组进行求解,其中利用 Newmark- β 法对容易形成矩阵的转子和机匣有限元模型进行求解,利用翟方法对不需要形成矩阵的支承连接部件进行求解。该方法的特点是只需要组装单个转子或机匣部件的动力学矩阵,而不需要形成整个系统庞大的矩阵,求解效率很高。流程图如图8所示。

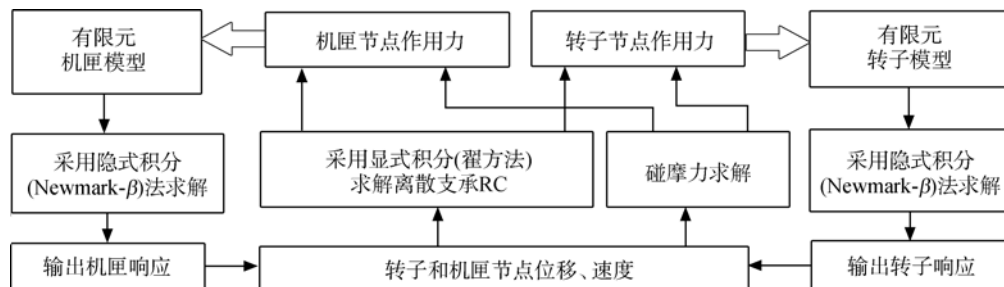


图8 含碰摩的转子-支承-机匣耦合动力学模型求解流程

Fig. 8 Solving flow for rubbing rotor-support-casing coupling dynamic model

3 机匣单点-转子全周的叶片-机匣碰摩故障仿真与实验验证

3.1 计算条件

利用本文方法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实验进行比较.仿真计算条件为:①碰摩刚度 $k_r = 1.2 \times 10^8$ N/m;②原始转静间隙为 0.1 mm;③考虑机匣单点碰摩,在机匣圆周 90° 处转静间隙减小量为 0.15 mm;④叶片数为 32;⑤摩擦因数为 0.3;⑥压气机盘和涡轮盘的偏心距均为 0.3 mm;⑦转速为 1489 r/min.

3.2 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 r/min,即转速频率为 24.8 Hz.机匣振动加速度数据采用美国国家仪器公司 NI USB 9234 数据采集器进行采集,采用频率为 10.24 kHz.下文中机匣振动加速度 a 用 g 量纲归一化, g 为重力加速度, t 为时间, f 为频率.

将仿真结果与实验结果比较,图 9 为机匣单点-转子全周下信号的时间波形,图 10 为图 9 局部放大图.图 11、图 12、图 13 为信号频谱,其中,图 12 为图 11 的局部放大 1,图 13 为图 11 的局部放大 2.图 14 为信号的倒频谱.图 15 表明了仿真计算中机匣和转子上的碰摩位置为机匣单点-转子全周,即转子上每个叶片轮流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.

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乘积;②在频

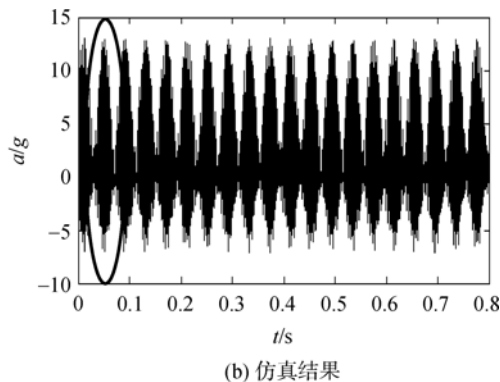
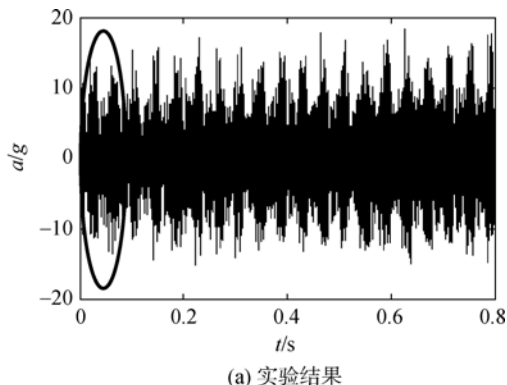


图 9 机匣单点-转子全周下的时间波形

Fig. 9 Time waveform of single-point on casing and whole-cycle on rotor

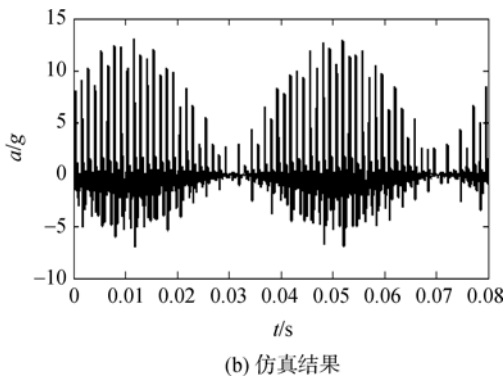
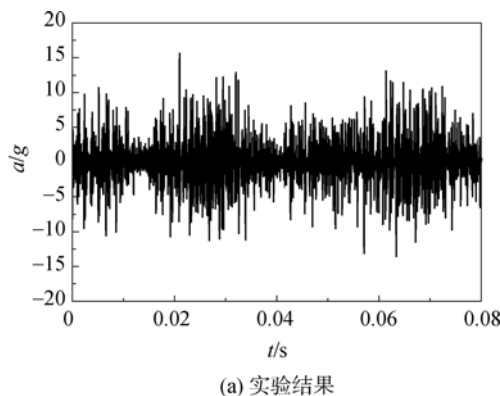


图 10 时间波形(图 9 的局部放大)

Fig. 10 Time waveform (enlargement of Fig. 9)

谱旋转频率高频段出现了叶片通过频率及其倍频,冲击的大小受调制.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.

由于实验条件所限,在实验室仅仅研究了机

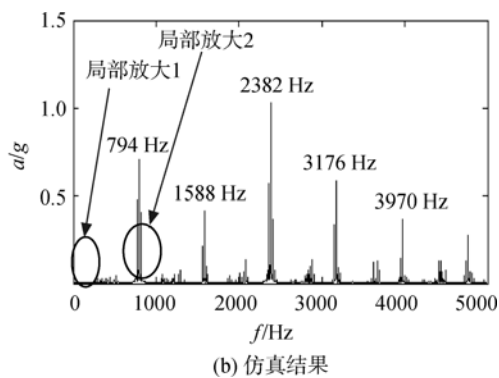
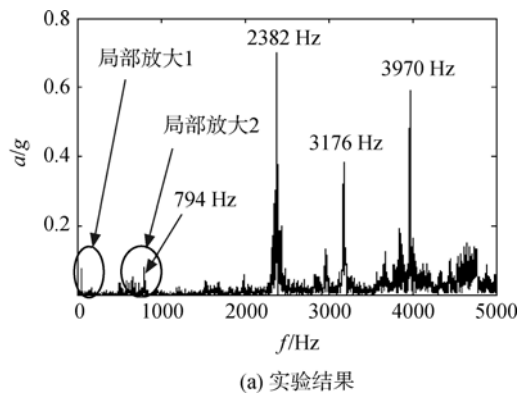


图 11 机匣单点-转子全周下的频谱
Fig. 11 Spectrum of single-point on casing and whole-cycle on rotor

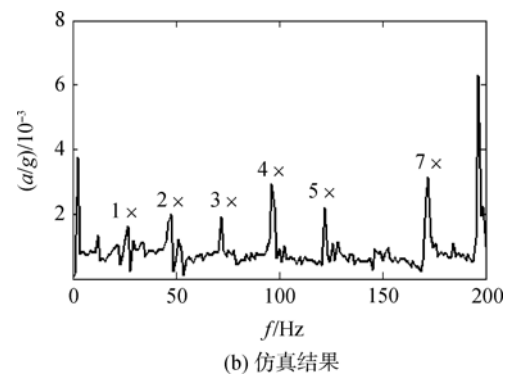
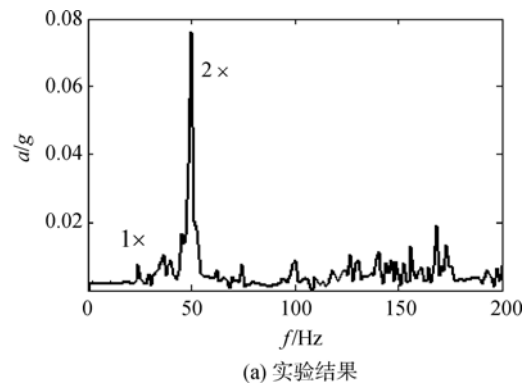


图 12 频谱(图 11 的局部放大 1)
Fig. 12 Spectrum (enlargement 1 of Fig. 11)

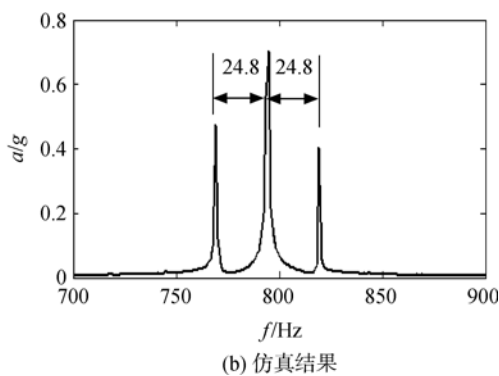
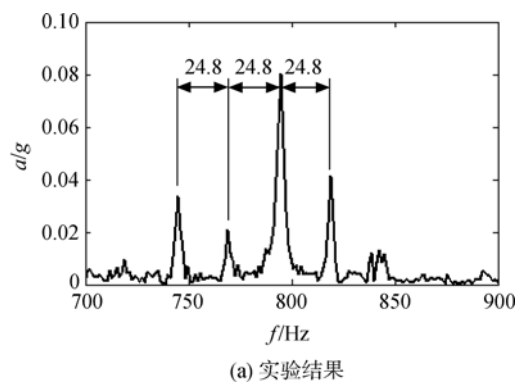


图 13 频谱(图 11 的局部放大 2)
Fig. 13 Spectrum (enlargement 2 of Fig. 11)

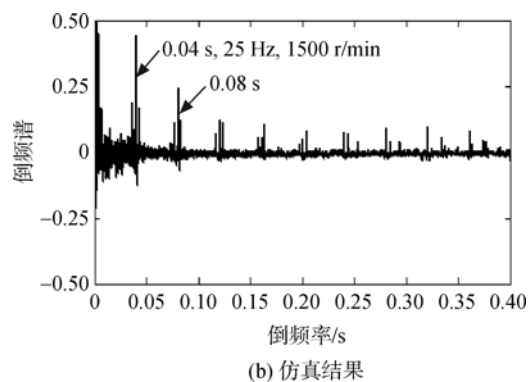
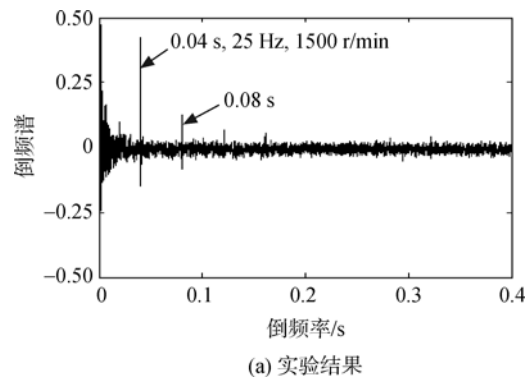
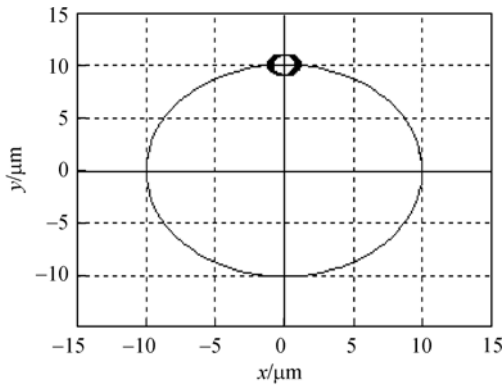
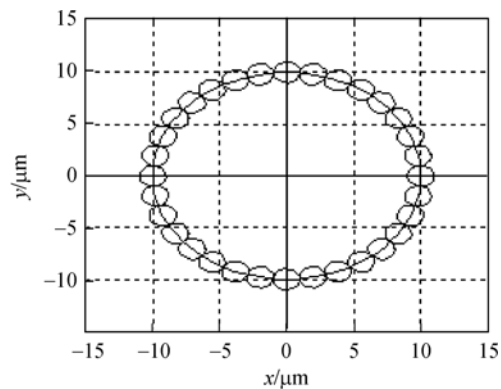


图 14 机匣单点-转子全周下的倒频谱
Fig. 14 Cepstrum of single-point on casing and whole-cycle on rotor



(a) 机匣上碰摩位置



(b) 转子上碰摩位置

图15 机匣单点-转子全周下的碰摩位置

Fig. 15 Rubbing positions of single-point on casing and whole-cycle on rotor

匣单点-转子全周的碰摩实验,而对于机匣单点-转子局部、机匣多点-转子全周、机匣多点-转子局部、机匣局部-转子局部、机匣全周-转子全周碰摩故障实验难于实现,因此,有必要对更多碰摩情况进行模拟仿真。

4 多种碰摩部位下的叶片-机匣碰摩故障仿真分析

4.1 机匣单点-转子局部

计算条件为:①碰摩刚度 $k_r = 1.2 \times 10^8 \text{ N/m}$; ②原始转静间隙为 0.1 mm ; ③考虑单点碰摩,在机匣圆周 90° 处转静间隙减小量为 0.11 mm ; ④叶片数为 32; ⑤摩擦因数为 0.3; ⑥压气机盘和涡轮盘的偏心距均为 0.1 mm ; ⑦转速为 1489 r/min ,即转速频率为 24.8 Hz 。

图16为机匣单点-转子局部下的时间波形,图17为图16时间波形的局部放大,可以看出,在机匣单点-转子局部碰摩状态下,转子旋转一周仅有部分叶片参与碰摩,因此,其在频谱(如图18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强度仍然受到旋转频率的调制,因此在到频谱上仍然具有转频及其倍频的倒频率成分,如图19所示。图20表明了机匣和转子上的碰摩位置为机匣单点-转子局部。

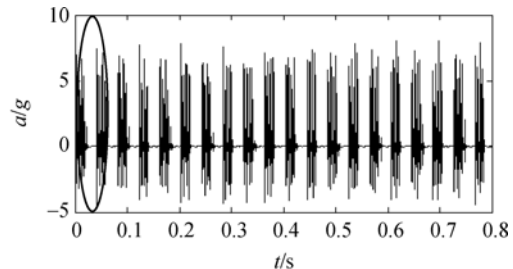


图16 机匣单点-转子局部下的时间波形

Fig. 16 Time waveform of single-point on casing and part on rotor

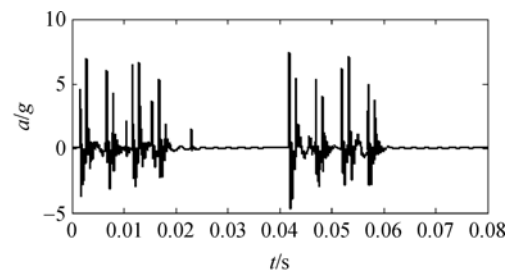


图17 时间波形(图16的局部放大)

Fig. 17 Time waveform (enlargement of Fig. 16)

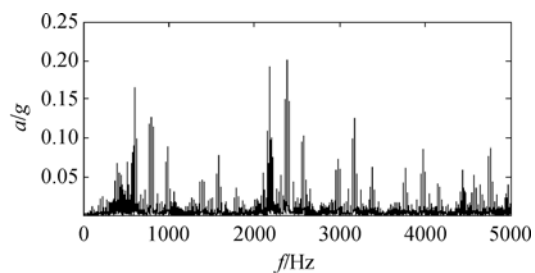


图18 机匣单点-转子局部下的频谱

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

4.2 机匣两点-转子全周碰摩仿真

计算条件为:①碰摩刚度 $k_r = 1.2 \times 10^8 \text{ N/m}$; ②原始转静间隙为 0.1 mm ; ③考虑机匣上两点碰摩,分别在机匣圆周 80° 和 100° 处转静间隙减小量为 0.15 mm ; ④叶片数为 32; ⑤摩擦因数为 0.3; ⑥压气机盘和涡轮盘的偏心距均为 0.3 mm ; ⑦转速为 1489 r/min ,即转速频率为 24.8 Hz 。

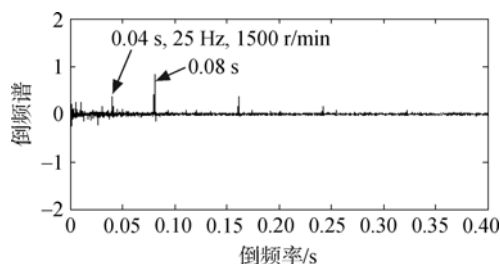
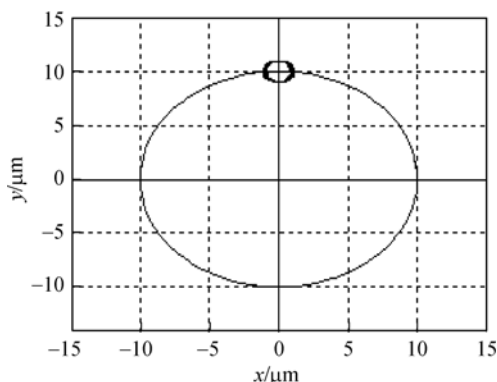
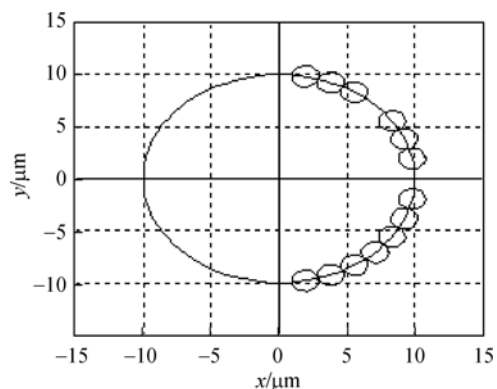


图 19 机匣单点-转子局部下的倒频谱

Fig. 19 Cepstrum of single-point on casing and part on rotor



(a) 机匣上碰摩位置



(b) 转子上碰摩位置

图 20 机匣单点-转子局部下的碰摩位置

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

图 21 为机匣两点-转子全周下的时间波形, 图 22 为图 21 时间波形的局部放大, 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, 该特征与机匣单点-转子全周碰摩规律相同, 因此, 其在频谱(如图 23 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, 因此在到频谱上仍然具有转频及

其倍频的倒频率成分, 如图 24 所示. 图 25 表明了机匣和转子上的碰摩位置为机匣两点-转子全周.

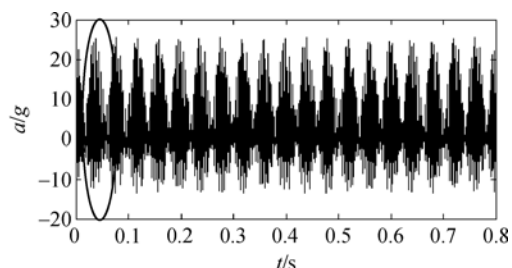


图 21 机匣两点-转子全周下的时间波形

Fig. 21 Time waveform of two-point on casing and whole-cycle on rotor

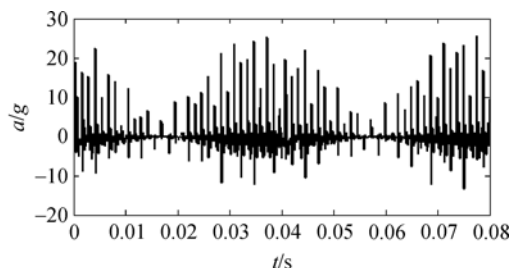


图 22 时间波形(图 21 的局部放大)

Fig. 22 Time waveform (enlargement of Fig. 20)

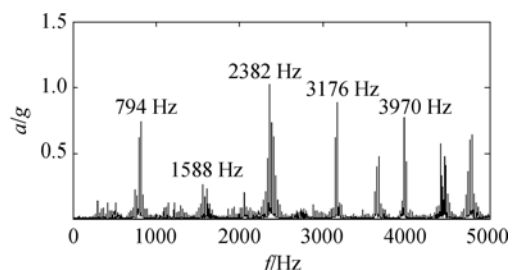


图 23 机匣两点-转子全周下的频谱

Fig. 23 Spectrum of two-point on casing and whole-cycle on rotor

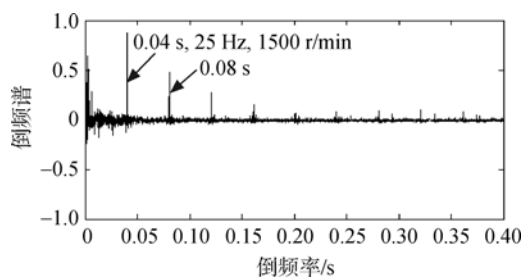
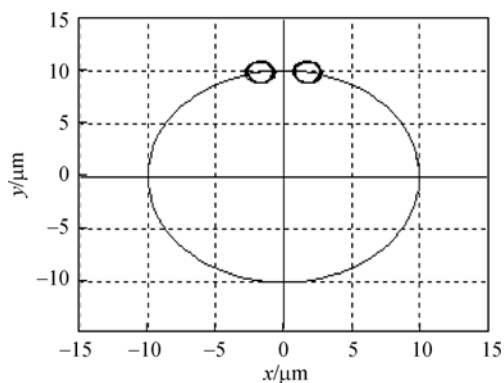
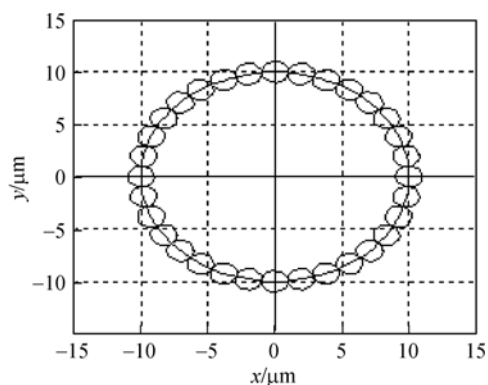


图 24 机匣两点-转子全周下的倒频谱

Fig. 24 Cepstrum of two-point on casing and whole-cycle on rotor



(a) 机匣上碰摩位置



(b) 转子上碰摩位置

图 25 机匣两点-转子全周下的碰摩位置

Fig. 25 Rubbing positions of two-point on casing and whole-cycle on rotor

4.3 机匣两点-转子局部碰摩仿真

计算条件为:①碰摩刚度 $k_r = 1.2 \times 10^8 \text{ N/m}$; ②原始转静间隙为 0.1 mm ; ③考虑机匣两点碰摩,分别在机匣圆周 80° 和 100° 处转静间隙减小量为 0.12 mm ; ④叶片数为 32; ⑤摩擦因数为 0.3 ; ⑥压气机盘和涡轮盘的偏心距均为 0.3 mm ; ⑦转速为 1489 r/min ,即转速频率为 24.8 Hz .

图 26 为机匣两点-转子局部下的时间波形,图 27 为图 26 时间波形的局部放大,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,机匣上两点同时与不同叶片接触碰摩,而参与碰摩的叶片轮流与机匣上两点碰摩,该特征与机匣单点-转子局部碰摩规律相同.因此,其在频谱(如图 28 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,碰摩产生的冲击强度仍然受到旋转频率的调制,因此在到频谱上仍然具有转频及其倍频的倒频率成分,如图 29 所示.图 30 表示了机匣和转子上的碰摩位置为机匣单点-转子局部.显然,机匣两点-转子局部碰摩的特征与机匣单点-转子局

部碰摩特征基本相似.

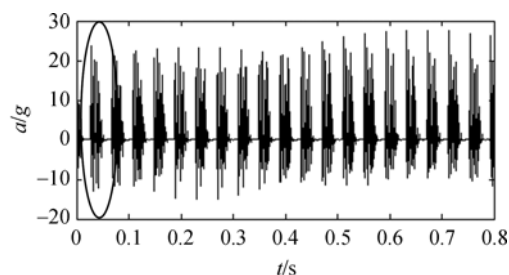


图 26 机匣两点-转子局部下的时间波形

Fig. 26 Time waveform of two-point on casing and part on rotor

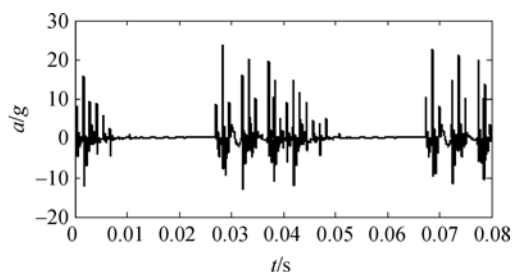


图 27 时间波形(图 26 的局部放大)

Fig. 27 Time waveform (enlargement of Fig. 26)

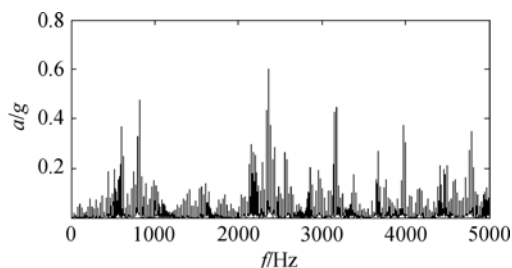


图 28 机匣两点-转子局部下的频谱

Fig. 28 Spectrum of two-point on casing and part on rotor

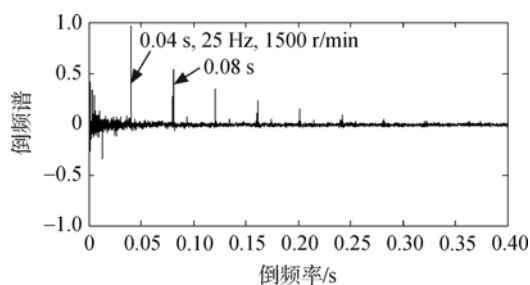
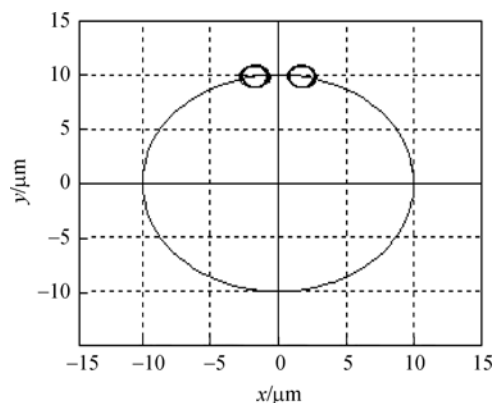
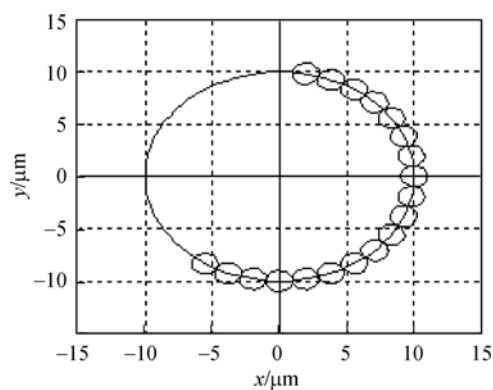


图 29 机匣两点-转子局部下的倒频谱

Fig. 29 Cepstrum of two-point on casing and part on rotor



(a) 机匣上碰摩位置



(b) 转子上碰摩位置

图30 机匣两点-转子局部下的碰摩位置

Fig. 30 Rubbing positions of two-point on casing and part on rotor

4.4 机匣局部-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,碰摩是由于较大的不平衡响应所导致,该现象通常发生在通过临界转速的情况,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 $k_r = 1.2 \times 10^8$ N/m;②原始转静间隙为 0.01 mm;③不考虑机匣变形,转静间隙沿圆周均匀分布;④叶片数为 32;⑤摩擦因数为 0.1;⑥压气机盘和涡轮盘的偏心距为 0.3 mm;⑦转速为 6000 r/min.

图31为机匣局部-转子局部下的时间波形.图32为图31时间波形的局部放大,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33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.而在该碰摩状态下,机匣加速度呈现出周期冲击特征,其周期为旋转周期,且冲击幅值恒定,由周期函数的傅里叶级数可

以知道该周期冲击信号的频谱上必定表现出了转频的许多倍频成分,从而,在倒频谱上也将出现转频及其倍频的倒频率成分,如图34所示.图35表示了机匣和转子上的碰摩位置.

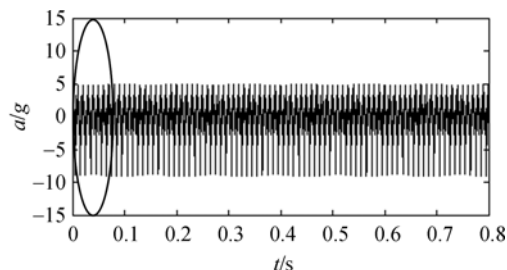


图31 机匣局部-转子局部下的时间波形

Fig. 31 Time waveform of part on casing and part on rotor

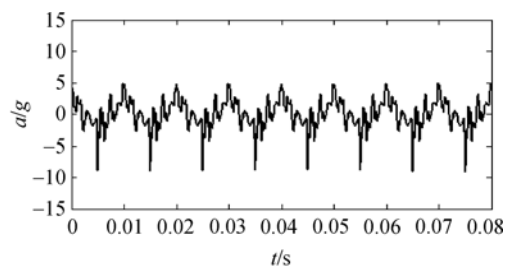


图32 时间波形(图31的局部放大)

Fig. 32 Time waveform (enlargement of Fig. 31)

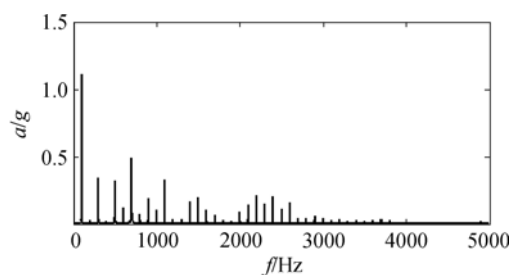


图33 机匣局部-转子局部下的频谱

Fig. 33 Spectrum of part on casing and part on rotor

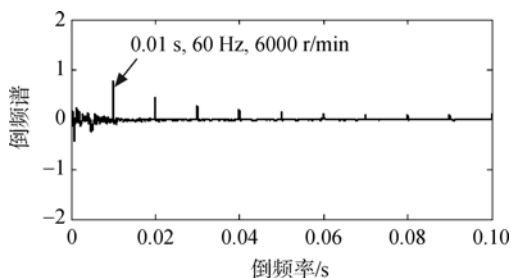
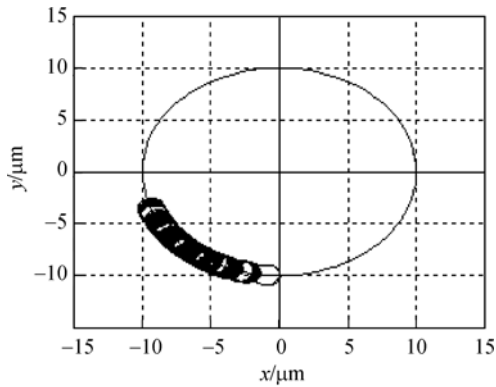
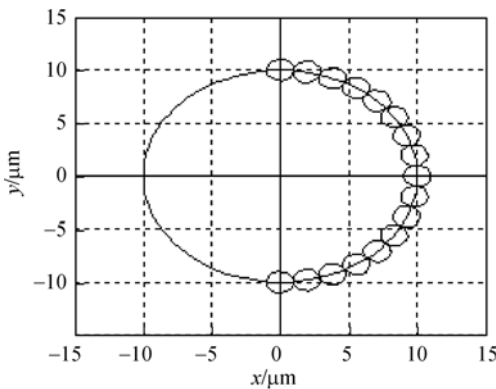


图34 机匣局部-转子局部下的倒频谱

Fig. 34 Cepstrum of part on casing and part on rotor



(a) 机匣上碰摩位置



(b) 转子上碰摩位置

图 35 机匣局部-转子局部下的碰摩位置

Fig. 35 Rubbing positions of part on casing and part on rotor

4.5 机匣全周-转子全周碰摩仿真

该碰摩状态模拟机匣全周-转子全周碰摩,即每时刻转子每个叶片与机匣均接触碰摩,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 $k_r = 1.2 \times 10^8$ N/m;②原始转静间隙为 -0.01 mm,负间隙表示每时刻均碰摩;③考虑转静间隙沿圆周机匣均匀分布;④叶片数为 32;⑤摩擦因数为 0.3;⑥压气机盘和涡轮盘的偏心距均为 0.3 mm;⑦转速为 6000 r/min.

图 36 为机匣全周-转子全周下的时间波形,图 37 为图 36 时间波形的局部放大,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 38 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.

同时,由于叶片与机匣不脱离,因此由碰摩产生的冲击效应也消失了,显然,机匣加速度响应主要由转子不平衡力产生,因此,在频谱上表现出了非常突出的转频分量,基本上没有其他倍频分量;另外,由于叶片与机匣始终接触,叶片相当于成为

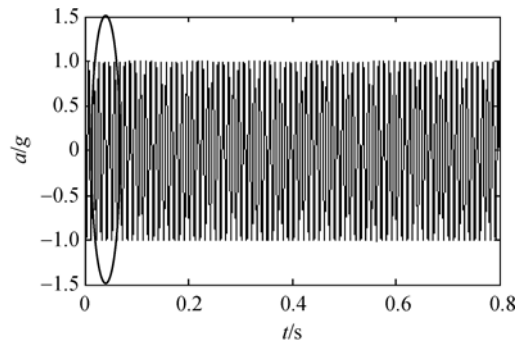


图 36 机匣全周-转子全周下的时间波形

Fig. 36 Time waveform of whole-cycle on casing and whole-cycle on rotor

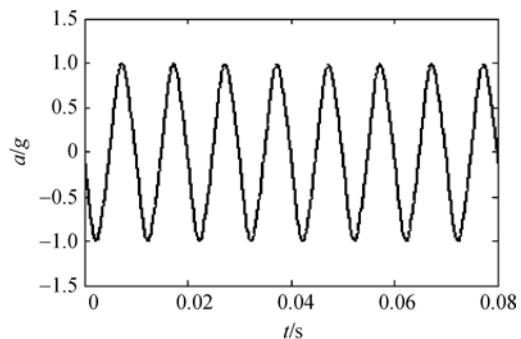


图 37 时间波形(图 36 的局部放大)

Fig. 37 Time waveform (enlargement of Fig. 36)

了机匣的支承,而该支承刚度又是变化的,其变化频率应为叶片数乘以旋转频率,因此,该碰摩状态下还存在由于支承刚度周期变化而产生的变刚度激励,因此,在频谱中仍然具有微弱的倍频分量,在倒频谱上仍然表现出了转频及其倍频的倒频率成分,同时也说明了倒频谱对于检测微弱倍频分量的灵敏性,如图 39 所示. 图 40 表明了每时刻机匣和转子均产生接触的状态.

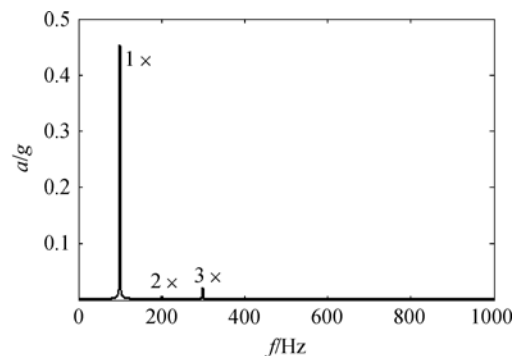


图 38 机匣全周-转子全周下的频谱

Fig. 38 Spectrum of whole-cycle on casing and whole-cycle on rotor

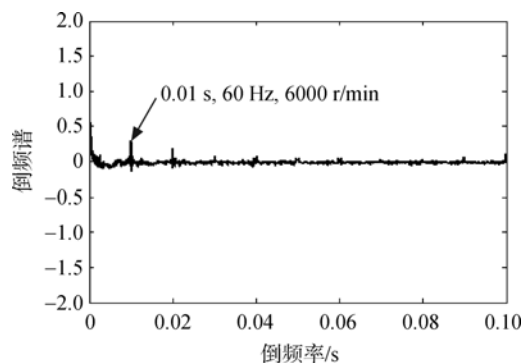
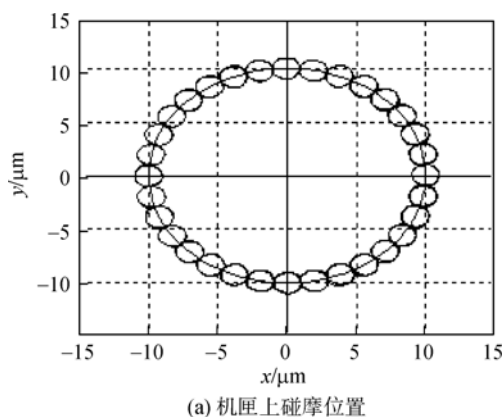
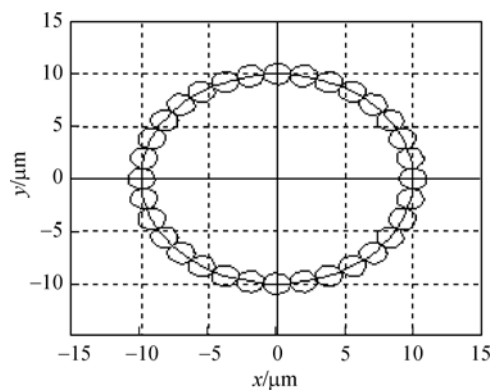


图 39 机匣全周-转子全周下的倒频谱

Fig. 39 Cepstrum of whole-cycle on casing and whole-cycle on rotor



(a) 机匣上碰摩位置



(b) 转子上碰摩位置

图 40 机匣全周-转子全周下的碰摩位置

Fig. 40 Rubbing positions of whole-cycle on casing and whole-cycle on rotor

5 结 论

1) 提出了一种新型叶片-机匣碰摩模型,该模型在传统弹性碰摩模型的基础上,考虑了叶片数和转静间隙变化对碰摩力的影响,能够模拟机匣和转子单点、多点、局部及全周的碰摩规律。

2) 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。本文利用带机匣的航空发动机转子实验器,进行了叶片-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。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乘积,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,倒频谱具有旋转频率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新型叶片-机匣碰摩模型的正确有效性。

3) 利用该模型仿真计算了机匣和转子在其他碰摩接触状态下的机匣加速度响应特征,结果表明:①机匣两点-转子全周碰摩的特征与机匣单点-转子全周相似;②机匣单点-转子局部与机匣两点-转子局部的碰摩特征相似,高频段不具有叶片通过频率及其倍频的特征,但是其冲击强度均受到转速频率的调制;③对于机匣局部-转子局部的碰摩状态,机匣加速度信号具有周期冲击特征,高频段不具有叶片通过频率及其倍频的特征,每个冲击强度均相等,在频谱上表现出许多转频的倍频分量;④对于机匣全周-转子全周的碰摩状态,由于叶片始终与机匣接触,所以机匣响应主要由转子不平衡力激励产生,在频谱上表现出非常突出的旋转频率分量。

参考文献:

- [1] Beatty R F. Differentiating rotor response due to radial rubbing[R]. Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, 1985, 107(2): 151-160.
- [2] Li G X, Paidoussics 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): 492-496.
ZHANG Sijin, LU Qishao, WANG Qi. Analysis of rub-impact events for a rotor eccentric from the case[J]. Journal of Vibration Engineering, 1998, 11(4): 492-496. (in Chinese)
- [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.
LIU Xiandong. Study on rotor-stator rubbing fault and its diagnosis technique in rotating machine[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1999. (in Chinese)
- [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.
CHU Fulei, MA Zhengsong, FENG Guanping. Chaotic behavior of a rub rotor model[J]. Journal of Tsinghua

- University; Science and Technology, 1996, 36(7): 52-57. (in Chinese)
- [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): 022501. 1-022501. 9.
- [7] 刘书国, 洪杰, 陈萌. 航空发动机叶片-机匣碰摩过程的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2011, 26(6): 1282-1288. LIU Shuguo, HONG Jie, CHEN Meng. Numerical simulation of the dynamic process of aero-engine blade-to-case rub-impact[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(6): 1282-1288. (in Chinese)
- [8] 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 Paper GT2011-45495, 2011
- [9] 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(1): 113-149.
- [10] Turner K M, Dunn A M. Simulation of engine blade tip-rub induced vibration[R]. ASME Paper GT2005-68217, 2005.
- [11] Turner K E, Dunn M, Padova M. Airfoil deflection characteristics during rub events [R]. ASME Paper GT2010-22166, 2010.
- [12] 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. TAI Xingyu, MA Hui, TAN Zhen, et al. Research and numerical simulation on dynamic characteristics of blade-casing with impulse loading[J]. Journal of Northeastern University; Natural Science, 2012, 33(12): 1756-1761. (in Chinese)
- [13] 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.
- [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 Sound and Vibration, 2010, 329(26): 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(11): 011010. 1-011010. 11.
- [16] Padovan J, Choy F K. Nonlinear dynamics of rotor/blade/casing rub interactions [J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109(4): 527-534.
- [17] Sinha S K, Ojha S. 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(9): 2253-2283.
- [18] Ehrich F F. High order subharmonic response of high speed rotors in bearing clearance[J]. Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, 1988, 110(1): 9-16.
- [19] 晏砺堂, 王德友. 航空双转子发动机动静件碰摩振动特征研究[J]. 航空动力学报, 1998, 13(2): 173-176. YAN Litang, WANG Deyou. Vibration features from rubbing between rotor and casing for a dual-shaft aero-engine [J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(2): 173-176. (in Chinese)
- [20] 周海仑, 陈果. 航空发动机双转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6): 1284-1290. ZHOU Hailun, CHEN Guo. Dynamic response analysis of dual rotor-ball bearing-stator coupling system for aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6): 1284-1290. (in Chinese)
- [21] 袁惠群, 贺威, 韩清凯. 发动机双转子-机匣耦合系统碰摩故障分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(11): 2401-2408. YUAN Huiqun, HE Wei, HAN Qingkai. Analysis on rubs of double rotor-stator coupling system[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(11): 2401-2408. (in Chinese)
- [22] 宋友, 柳重堪, 李其汉. 基于小波变换的转子动静件碰摩故障诊断研究[J]. 振动工程学报, 2002, 15(3): 200-207. SONG You, LIU Chongkan, LI Qihan. Research on rub-impact fault between rotor and stator using wavelet transform[J]. Journal of Vibration Engineering, 2002, 15(3): 200-207. (in Chinese)
- [23] 何田, 刘献栋, 李其汉. 噪声背景下检测突变信息的奇异值分解技术[J]. 振动工程学报, 2006, 19(3): 399-403. HE Tian, LIU Xiandong, LI Qihan. An improved method of detecting abrupt information based on singularity value decomposition in noise background[J]. Journal of Vibration Engineering, 2006, 19(3): 399-403. (in Chinese)
- [24] 何田, 刘献栋, 李其汉. 改进的 Hilbert-Huang 变换及其在转静子碰摩仿真中得应用[J]. 航空动力学报, 2007, 22(10): 1779-1784. HE Tian, LIU Xiandong, LI Qihan. Improved Hilbert-Huang transform and its application in rotor-stator rub[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(10): 1779-1784. (in Chinese)
- [25] 王美令, 陈果. 基于关联维数和小波能量谱熵的碰摩故障智能诊断[J]. 振动与冲击, 2010, 29(8): 174-177, 197. WANG Meiling, CHEN Guo. Based on correlation dimension and wavelet energy spectrum entropy rubbing intelligent fault diagnosis[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(8): 174-177, 197. (in Chinese)
- [26] 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. CHEN Guo. A coupling dynamic model for whole aero-engine vibration and its verification[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(2): 241-254. (in Chinese)