

带柔性静子部件的轴承共腔涡轴 发动机碰摩特征

林学森^{1,3}, 李本威¹, 黄 帅², 王景霖³, 张 赞¹

(1. 海军航空大学 航空基础学院, 山东 烟台 264001;

2. 海军装备部驻上海地区军事代表局

海军装备部驻常州地区军事代表室, 江苏 常州 213022;

3. 中国航空工业集团有限公司 上海航空测控技术研究所
故障诊断与健康管理工作航空科技重点实验室, 上海 201601)

摘 要: 为研究具有轴承共腔结构的涡轴发动机在发生转、静子碰摩时转子-机匣系统动力学特征及机匣振动响应特征,建立了简化的转子-机匣碰摩动力学模型,并通过 Runge-Kutta 法进行求解。仿真结果表明:当发生转、静子碰摩时,机匣响应频谱中出现转子高倍频及其组合频率成分,高倍频成分幅值随碰摩程度加重而增大。对该型发动机进行台架试车实验,验证了该模型和结论的有效性。并利用不具有该结构的某第二代涡轴发动机试车的碰摩数据,进一步验证了带柔性静子部件的轴承共腔发动机中双转子间存在运动耦合,为涡轴发动机振动监控与故障诊断提供一定的理论依据。

关 键 词: 涡轴发动机; 双转子; 柔性静子部件; 轴承共腔; 碰摩; 特征频率

中图分类号: V232; TH17

文献标志码: A

Rub-impact characteristics of bearing co-cavity turboshaft engine with flexible static parts

LIN Xuesen^{1,3}, LI Benwei¹, HUANG Shuai²,

WANG Jinglin³, ZHANG Yun¹

(1. Aviation Foundation Institute,

Naval Aviation University, Yantai Shandong 264001, China;

2. Naval Equipment Department in Changzhou Regional Aviation Military Representative office,

Naval Equipment Department in Shanghai Regional Military Representative

Bureau, Changzhou Jiangsu 213022, China;

3. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Fault Diagnosis and Health Management, Shanghai Aeronautical Measurement and Controlling Technology Research Institute, Aviation Industry Corporation of China Limited, Shanghai 201601, China)

Abstract: In order to study the dynamic characteristics of the rotor system and the vibration response characteristics of the casing for the rotor and stator rub of bearing co-cavity structure, a simplified rotor-casing impact dynamics model was established and solved by the

收稿日期: 2019-06-07

基金项目: 国家自然科学基金(51505492); 泰山学者建设工程专项经费

作者简介: 林学森(1990—),男,博士生,主要研究方向为航空发动机测试及健康管理技术。E-mail: lxs60@163.com

引用格式: 林学森,李本威,黄帅,等.带柔性静子部件的轴承共腔涡轴发动机碰摩特征[J].航空动力学报,2019,34(9):1914-1926.
LIN Xuesen, LI Benwei, HUANG Shuai, et al. Rub-impact characteristics of bearing co-cavity turboshaft engine with flexible static parts[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(9): 1914-1926.

Runge-Kutta method. Simulation results showed that when the rotor and stator were rubbed, the frequency doubling and combined frequency of the rotor appeared in the casing response spectrum. Meanwhile, the amplitude of frequency doubling component increased with the degree of rubbing. The bench experiment of this engine was carried out to verify the validity of the model and conclusion. And it was further verified that there was motion coupling between the two rotors in the bearing co-cavity engine with flexible stator parts by utilizing the rubbing data of a second-generation turboshaft engine experiment without this structure. This work may provide some theoretical basis of the vibration monitoring of the turboshaft engine, and it is also beneficial to the fault diagnosis in the future.

Key words: turboshaft engine; dual-rotor; flexible static parts; bearing co-cavity; rub-impact; characteristic frequency

目前第三、第四代航空涡轴发动机正在开展研制与生产,相比于第二代涡轴发动机,其同级别发动机具有较高功质比、较低耗油率和较快状态响应效率等优势。在设计时,除了采用更高的涡轮前温度和优化叶片叶型参数等方案外,第三、四代涡轴发动机普遍采用了缩小转、静子间隙和耐磨涂层等方案来提高转动部件的工作效率。因此,在发动机过渡态和非主要工况时,发动机会偶发转、静碰摩的现象,虽然其不会导致发动机振动总量超限,但应进行重点监控,避免碰摩时间过长和碰摩程度加剧。

近年来,针对航空发动机及各种旋转机械的转、静子碰摩问题,国内外学者结合不同的碰摩形式,开展了碰摩动力学建模仿真、实验器验证实验、商业有限元软件瞬态响应计算、振动信号特征提取等研究,取得了大量成果^[1-2]。韩清凯等^[3]、Mokhtar 等^[4]、Ma 等^[5]、Choi 等^[6]、高艳蕾等^[7]、谭大力等^[8]分别通过动力学建模与实验器模拟对比的方法,研究发现转、静子在单点碰摩时,转子振动响应中 $2\times$ 、 $3\times$ 等高倍频,同时在高于 1 阶临界转速时,出现 $\frac{1}{2}\times$ 和 $\frac{1}{3}\times$ 等系列分数倍频成分,并且在碰摩力增强时,转子基频响应略有下降,高频响应有所增长。Abuzaid 等^[9]、Chu 等^[10]、Ma 等^[11]、Fengqi 等^[12]、吴峰崎等^[13]在研究转、静子在局部碰摩时,发现其除了会激起转子的高倍频和分数倍频率响应外,在碰摩严重时,频谱成分分布更广,成分更加复杂,且反向涡动能量增加,甚至出现涡动频率与旋转频率的和差成分。对于转、静子整周碰摩,其只有摩擦力而没有冲击力,在一般旋转机械中出现较少,孙云岭等^[14]、刘献栋等^[15]、Yu 等^[16]、Dai 等^[17]重点从摩擦能量耗散及摩擦失稳方面对其进行了研究。

以上学者通过对 Jeffcoff 转子等单转子系统的碰摩研究,基本摸清了转、静子碰摩时转子的动力学响应规律。考虑到当前航空燃气涡轮发动机多为带有高低压转子的双转子发动机,因此也有不少学者对该结构发动机的转、静碰摩动力学特征进行了深入研究。Yang 等^[18]利用 Lankarani-Nikravesh 模型模拟双转子发动机低压压气机与机匣的碰摩力,并通过实验器验证仿真结果的有效性,发现在定点碰摩时,双转子系统会出现双转子基频和倍频的和差组合频率。Legrand 等^[19]针对双转子涡扇发动机叶片与机匣碰摩机理的多样性,分析了轴对称结构 K-节波直径模型,发现转子与机匣的碰摩特征随发动机转速变化呈不同形式。Xu 等^[20]综合采用赫兹接触理论、库伦模型和非线性弹簧阻尼模型等建立了碰摩力模型,计算表明碰摩时转子振动复杂,存在内外转子组合频率,并且碰摩转子的基频会被正常转子的 2 倍频调制。Hou 等^[21]提出在信号传递角度研究双转子-机匣系统碰摩时机匣响应问题的一种思路,解释了系统在碰摩时响应信号频谱特征产生的原因。Wang 等^[22]对航空发动机叶片-机匣碰摩时整机动力学响应的有限元及数值仿真分析得出,碰摩发生时振动瞬时幅值增加,并且双转子转速差的频率成分会出现在碰撞基频及其倍频两侧。李勇等^[23]对转静碰摩状态下叶片载荷的测试,证明叶片在各种碰摩力的作用下只受弯矩作用。王四季等^[24]利用双转子实验器,模拟分析了高、低压转子分别及同时碰摩时静子结构的振动响应,通过组合频率的形式判断碰摩发生的位置。

当前研究的双转子系统多是带有中介轴承的强动力学耦合系统,但是对于第三、四代涡轴发动机,燃气发生器与自由涡轮间无中介轴承连接,目前普遍采用带柔性静子部件的轴承共腔结构。该

结构相较于传统前输出式第二代涡轴发动机在减少零部件数量、整机质量和尺寸,以及提高维护性能等方面具有显著优势^[25]。该结构形式使得涡轴发动机双转子间存在一定的运动耦合,但是目前对于其动力学特性及转、静碰摩特征研究较少。本文就某型号涡轴发动机出现碰摩的情况,针对发动机有两个主要转子激励源这一特点^[26-27],通过对简化模型的仿真,研究发动机最典型的叶片-机匣碰摩案例。并且利用两型具有相同技术体系的第二、三代涡轴发动机存在碰摩的试车数据,对比验证仿真结果的有效性,以及带柔性静子部件的轴承共腔结构对转子系统运动的耦合作用。

1 某型涡轴发动机转子-机匣碰摩动力学建模

1.1 转子-机匣简化模型

某型涡轴发动机转子系统主要由燃气发生器转子和自由涡轮转子两部分组成,其中燃气发生器转子采用 1-0-1 的支承方式,自由涡轮转子采用 2-1-0 的支承方式,如图 1(a)所示,将轴承支承刚度阻尼等效后如图 1(b)所示。由于该型发动机的燃气发生器后轴承与自由涡轮的前轴承采用了轴承共腔结构,且其轴承座通过螺栓固定在一段带有柔性静子结构的机匣上,因此形成了两个转子在运动时通过支承产生了一定的耦合现象,其简化动力学模型如图 1(c)所示。

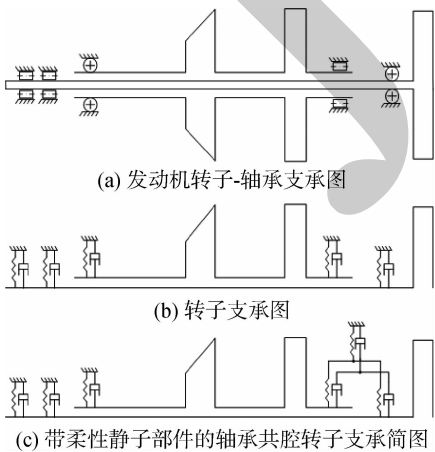


图 1 某型发动机转子-机匣动力学简化模型
Fig.1 Simplified dynamics model of rotor-casing for a certain engine

1.2 转子-机匣碰摩动力学建模

为研究轴承共腔的燃气发生器转子与自由涡轮转子在带有柔性静子结构情况下发生碰摩的转

子与机匣动力学特征,参考文献[26-28]建立该发动机转子转静碰摩的动力学模型如图 2 所示。考虑到带有柔性静子部件的轴承共腔结构对该型发动机双转子间的耦合作用,针对发动机具有两个主要转动部件,即双耦合激励源这一特征,其他方面不做过细考量,将该发动机结构简化为具有双激励源的单质量耦合系统模型。其转子结构为双盘中置,并通过轴承共腔的基础结构实现两者动力耦合。其中燃气发生器转盘质量为 m_g ,自由涡轮转盘质量为 m_f ,机匣质量为 M_c ,转轴为无质量轴。双转子系统多点支承简化为前后两弹性支承,其支承刚度与阻尼分别为 k_{s1} 、 k_{s2} 、 c_{s1} 、 c_{s2} 。发动机与试车台架两点支承的刚度与阻尼分别为 k_{b1} 、 k_{b2} 、 c_{b1} 、 c_{b2} 。由于现代航空发动机机匣多为薄壁结构,当转静碰摩时,机匣会发生弹性变形,其运动十分复杂。在发动机碰摩模型中,认为碰摩力为旋转力,碰摩发生在机匣内壁的某无质量环状结构处,碰摩接触刚度为 k_{fr} ,并通过该结构将碰摩力传递到机匣。在 k_{fr} 中可以建立碰摩力与机匣径向位移的多种关系模型。

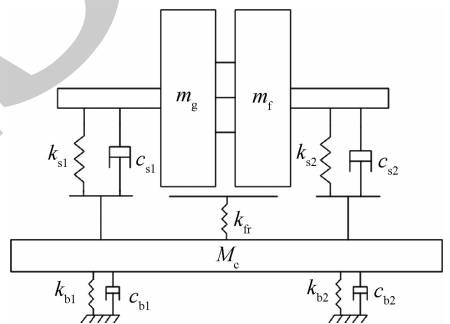


图 2 发动机转、静子碰摩简化模型
Fig.2 Simplified model of engine rotor and stator rubbing

简化后的该型涡轴发动机双转子-机匣系统动力学模型为

$$(m_g + m_f)\ddot{u}_1 + (c_{s1} + c_{s2})\dot{u}_1 + (k_{s1} + k_{s2})u_1 = F_g + F_f + F_{fr} \quad (1)$$

$$M_c\ddot{u}_2 + (c_{b1} + c_{b2})\dot{u}_2 + (k_{b1} + k_{b2})u_2 = F_{fr} \quad (2)$$

式中燃气发生器转子不平衡量产生的离心力为

$$F_g = m_g\epsilon_g\Omega_g^2\cos(\Omega_g t + \phi_g) \quad (3)$$

式中自由涡轮转子不平衡量产生的离心力为

$$F_f = m_f\epsilon_f\Omega_f^2\cos(\Omega_f t + \phi_f) \quad (4)$$

式中 m_g 、 m_f 、 ϵ_g 、 ϵ_f 、 Ω_g 、 Ω_f 、 ϕ_g 、 ϕ_f 分别为燃气发生器转子(下标为 g)与自由涡轮转子(下标为 f)的质量、不平衡量、转速和初始相位。 F_{fr} 为转静碰摩的碰摩力, u_1 和 u_2 分别为转子与机匣响应。

1.3 发动机碰摩力表达形式

碰摩力的表达式有多种,如典型的线性化表达式,即

$$F_{fr} = k_{fr}(\delta - d)(1 - i_{\mu})e^{i\beta} \tag{5}$$

式中 δ 为转静子间相对位移,即 $\delta = u_1 - u_2$; d 为转静子间间隙距离; μ 为碰摩动摩擦系数, i_{μ} 表示碰摩力与接触力方向垂直,相位角 β 通常认为是摩擦点的位置,为一定值。该表达式通常针对接触刚度较大的情况,但是对于第三、第四代发动机,机匣采用薄壁结构,相对较柔性,因此形变量大,此时碰摩力与径向形变量呈奇次幂的关系,即

$$F_{fr} = [k_{fr1}(\delta - d) + k_{fr3}(\delta - d)^3 + \dots] (1 + i_{\mu})e^{i\beta} \tag{6}$$

在发动机使用分解后,发现绝大多数的碰摩发生在转子多个叶片与机匣间,此时碰摩的径向接触力与周向接触力均为旋转力。考虑发动机机匣较转子柔度高,且装配初始转静间隙较小,碰摩径向接触力可以表示成

$$F_{fr} = (k_{fr1}u_1 + k_{fr3}u_1^3 + \dots) \times [\xi_1 \cos(\omega t + \varphi) + \xi_2 \cos(2\omega t + \varphi) + \dots + \xi_n \cos(n\omega t + \varphi)] \tag{7}$$

式中 $\xi_i (i=1,2,\dots,n)$ 为多叶片接触力大小的相对系数,其值取为 $[0,1]$ 间的递减序列,一般取 $n=3$ 。 ω 为碰摩力的旋转频率,与碰摩转子频率一致。 φ 为由摩擦系数决定的摩擦角。由于 u_1 值较小,高阶项更小,因此忽略 u_1^5 、 u_1^7 等高阶项,简化后碰摩力可表示为

$$F_{fr} = (k_{fr1}u_1 + k_{fr3}u_1^3) \times [\xi_1 \cos(\omega t + \varphi) + \xi_2 \cos(2\omega t + \varphi) + \xi_3 \cos(3\omega t + \varphi)] \tag{8}$$

2 发动机碰摩模型仿真分析

联立式(1)~式(4)、式(8),采用 Runge-Kutta 法求解该二元高阶微分方程组的近似值,分析相应碰摩状态时转子与机匣的运动情况,系统的初始参数如表 1 所示。由于模型较为简化,因此初始值设置与发动机实际参数存在差异,其结果仅是为了揭示碰摩状态时双激励转子与机匣的频率特征。另外,该型发动机试车测振采集数据图谱为加速度谱,因此分别将仿真结果 u_1 、 u_2 求 2 阶导数后的频谱作为本文分析的对象。

2.1 燃气发生器转子叶片与机匣碰摩响应

燃气发生器转子由一级离心叶轮和一级燃气涡轮采用圆弧端齿连接,并通过压气机轴使用压紧螺栓连接成整体。为保证单级离心压气机较高

的工作效率,其采用大小叶片技术且叶顶与弧形流道间隙极小,易产生局部碰摩。另外,由于燃气涡轮处于燃烧室后,在过渡状态和某些特定情况下由于涡轮盘及叶片与机匣的膨胀速率差异,也易产生局部碰摩。在产生碰摩时,转子上除受气动力外,主要受燃气发生器转子自身的不平衡力、自由涡轮转子通过轴承共腔的柔性静子部件传递的不平衡力和燃气发生器转子与机匣的碰摩力作用。由于发动机正常稳定工况下气动力为周向对称力,对转子碰摩无明显作用,故忽略。碰摩力如式(8)所示为旋转力,此时转子系统 3 个力合力的表达式如式(9)所示。

$$\sum F = m_g \epsilon_g \Omega_g^2 \cos(\Omega_g t + \varphi_g) + m_i \epsilon_i \Omega_i^2 \cos(\Omega_i t + \varphi_i) + (k_{fr1}u_1 + k_{fr3}u_1^3) \times [\xi_1 \cos(\Omega_g t + \varphi_g) + \xi_2 \cos(2\Omega_g t + \varphi_g) + \xi_3 \cos(3\Omega_g t + \varphi_g)] \tag{9}$$

表 1 模型初始参数
Table 1 Model initial parameters

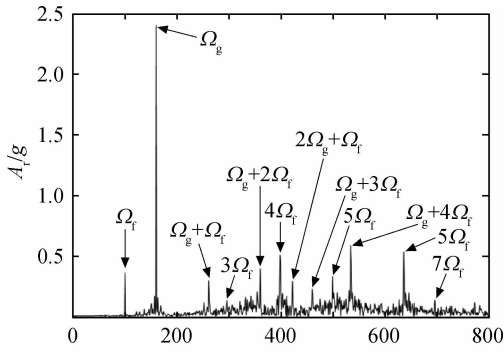
参数		数值及详情
转子	m_g/kg	10
	m_i/kg	10
	$\epsilon_g/10^{-3} \text{ mm}$	3
	$\epsilon_i/10^{-3} \text{ mm}$	4
	$k_{s1}/10^7 \text{ (N/m)}$	5
	$k_{s2}/10^7 \text{ (N/m)}$	5
	阻尼参数 (阻尼比)	D 0.02
	质量参数	M_c/kg 20
机匣	刚度参数	$k_{b1}/10^8 \text{ (N/m)}$ 5 $k_{b2}/10^8 \text{ (N/m)}$ 5
	阻尼参数 (阻尼比)	D 0.02
	质量参数	无质量
碰摩环	刚度参数	$k_{fr2}/10^4 \text{ (N/m)}$ 5 $k_{fr3}/10^2 \text{ (N/m)}$ 5

其中旋转碰摩力的频率与燃气发生器转频 Ω_g 相同, φ_g 为碰摩时的摩擦角,与摩擦系数有关。

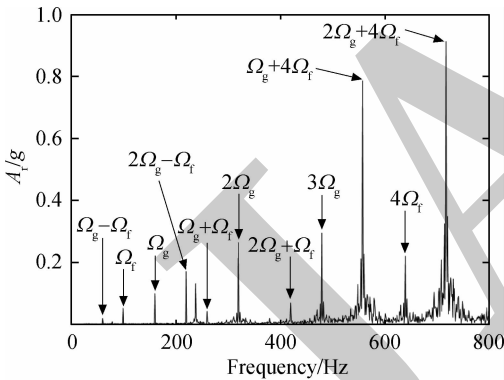
利用 4 阶 Runge-Kutta 法求解式(1)~式(4)、式(9)可得燃气发生器转子碰摩时转子系统运动及机匣运动情况,通过傅里叶变换和微分变

换可得其加速度频谱响应幅值 A_r 与频率的关系如图 3 所示。

从图 3(a)中可以看出,转子响应以基频为主,但是也出现了较为微弱的高倍频和转子和差组合频率成分。而对于机匣响应而言,如图 3(b)中所示,高倍频和转子和差组合频率成分的幅值远高于转子基频的幅值。需要说明的是,由于频谱采用加速度谱,因此其高频幅值相对位移谱与速度谱要更大、更显著。



(a) 转子特征频率



(b) 机匣特征频率

图 3 燃气发生器转子与机匣碰摩特征频率
Fig. 3 Characteristic frequency of gas generator rotor and casing rubbing

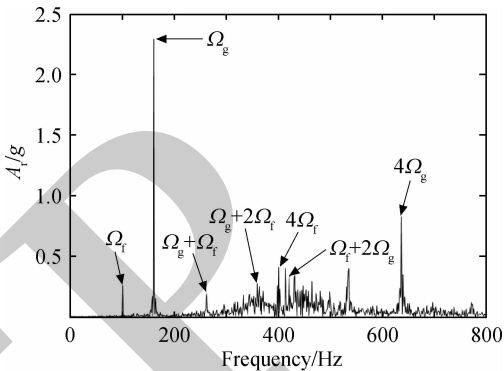
2.2 自由涡轮转子与机匣碰摩响应

自由涡轮转子主要由自由涡轮单级转子组件和自由涡轮轴通过拉紧螺栓组成。由于自由涡轮属于热端部件,且其处于悬臂状态,因此自由涡轮叶片与机匣内壁也易发生碰摩。与燃气发生器转子碰摩类似,自由涡轮转静子碰摩时,此时转子系统 3 个力合力的表达式为

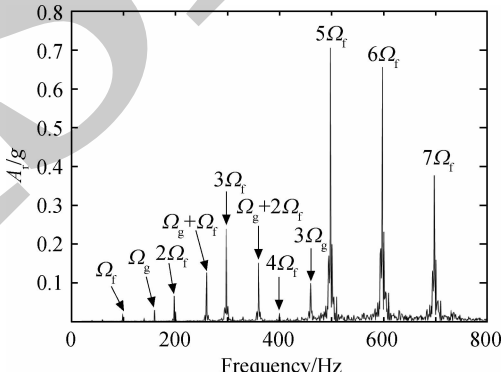
$$\begin{aligned} \sum F = & m_g \epsilon_g \Omega_g^2 \cos(\Omega_g t + \varphi_g) + \\ & m_f \epsilon_f \Omega_f^2 \cos(\Omega_f t + \varphi_f) + (k_{fr1} u_1 + k_{fr3} u_1^3) \times \\ & [\xi_1 \cos(\Omega_f t + \varphi_f) + \xi_2 \cos(2\Omega_f t + \varphi_f) + \\ & \xi_3 \cos(3\Omega_f t + \varphi_f)] \end{aligned} \quad (10)$$

其中旋转碰摩力的频率与燃气发生器转频 Ω_r 相同, φ_f 为碰摩时的摩擦角,与摩擦系数有关。与燃气发生器转子求解方式相同,可得自由涡轮转子与机匣碰摩时转子及机匣的特征频率如图 4 所示。

从图 4(a)、图 4(b)中可以看出,转子响应仍以转子基频响应为主,倍频成分及转子和差组合频率成分较弱,而在机匣特征频率中,高倍频成分及转子和差组合频率成分明显强于转子基频成分。



(a) 转子特征频率



(b) 机匣特征频率

图 4 自由涡轮转子与机匣碰摩特征频率
Fig. 4 Characteristic frequency of free turbine rotor and casing rubbing

2.3 碰摩刚度减小时碰摩响应

在航空发动机的实际生产、使用过程中发现,由于机匣与转子的膨胀(收缩)速率不同,转静子碰摩发生时,其程度在一个碰摩过程中往往是不一样的。为研究不同碰摩程度下转子与机匣响应特征,以自由涡轮转子叶片与机匣碰摩为例,取较小的碰摩环刚度进行仿真,具体参数如表 1 所示,其中 $k_{fr1} = 1 \times 10^4$ N/m 和 $k_{fr3} = 1 \times 10^2$ N/m,仿真结果如图 5 所示。

对比图 4 与图 5 可以看出,碰摩刚度的变化对转子响应的特征频率及响应影响不明显。对于机匣而言,其主要特征频率值变化不大,但其响应

幅值随碰摩刚度变小而减小。将图 4 和图 5 中机匣响应数据统计如表 2 所示,当碰摩刚度减小时,组合频率幅值与燃气发生器基频幅值 A_g 的比值略有减小,减小幅度小于 3%,而倍频幅值与燃气发生器基频幅值 A_g 的比值下降程度较大,下降幅度超过 32%。

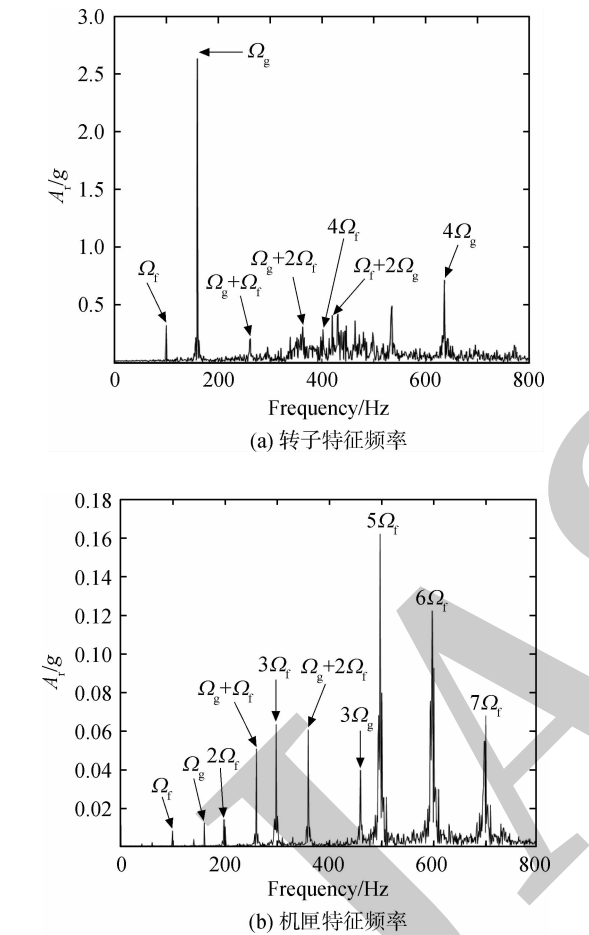


图 5 自由涡轮转子与机匣碰摩刚度减小后特征频率
Fig. 5 Characteristic frequency of free turbine rotor and casing rubbing with stiffness reduction

2.4 机匣响应频率特征理论分析

通过上述仿真结果可以看出,耦合运动双转子在转静碰摩时转子及机匣响应中均出现高倍频及和差组合频率,且机匣响应更为明显。由于绝

$$F_{fr} = k_{frl} [\underbrace{A \cos(\Omega_g t + \alpha_g)}_1 + \underbrace{B \cos(\Omega_f t + \alpha_f)}_2] \times [\underbrace{\xi_1 \cos(\Omega_g t + \varphi_g)}_3 + \underbrace{\xi_2 \cos(2\Omega_g t + \varphi_g)}_3 + \underbrace{\xi_3 \cos(3\Omega_g t + \varphi_g)}_3] \tag{12}$$

由于式(12)中 1 部分与 3 部分的乘积中均为 Ω_g 的倍频,因此重点分析 2 部分与 3 部分乘积的特征,经过三角函数变化化简后,2 部分与 3 部分的乘积 $X(2 \times 3)$ 可得

$$\begin{aligned} X(2 \times 3) = & B \xi_1 \{ \cos[(\Omega_g + \Omega_f)t + \varphi_g + \alpha_f] + \cos[(\Omega_g - \Omega_f)t + \varphi_g - \alpha_f] \} / 2 + \\ & B \xi_2 \{ \cos[(2\Omega_g + \Omega_f)t + \varphi_g + \alpha_f] + \cos[(2\Omega_g - \Omega_f)t + \varphi_g - \alpha_f] \} / 2 + \\ & B \xi_3 \{ \cos[(3\Omega_g + \Omega_f)t + \varphi_g + \alpha_f] + \cos[(3\Omega_g - \Omega_f)t + \varphi_g - \alpha_f] \} / 2 \end{aligned} \tag{13}$$

表 2 碰摩程度对机匣响应的影响

Table 2 Influence of rubbing degree on casing response

序号	碰摩较强		碰摩较弱	
	特征频率	A_r/A_g	特征频率	A_r/A_g
1	Ω_g	1	Ω_g	1
2	Ω_f	0.643	Ω_f	0.68
3	$2\Omega_f$	2.143	$2\Omega_f$	1.44
4	$\Omega_g + \Omega_f$	4.071	$\Omega_g + \Omega_f$	3.96
5	$3\Omega_f$	7.571	$3\Omega_f$	4.96
6	$\Omega_g + 2\Omega_f$	4.786	$\Omega_g + 2\Omega_f$	4.72
7	$4\Omega_f$	0.714	$4\Omega_f$	0.24
8	$3\Omega_g$	7.143	$3\Omega_g$	3.12
9	$5\Omega_f$	22.286	$5\Omega_f$	12.64
10	$6\Omega_f$	20.713	$6\Omega_f$	9.52
11	$7\Omega_f$	11.857	$7\Omega_f$	5.24

大多数航空发动机的振动监控采用在机匣上安装振动传感器的方法,因此研究碰摩发生时机匣的振动响应显得尤为重要。针对双转子系统转、静碰摩时机匣的特征频率组成,当前存在两种观点。一种是以文献[23]和文献[27]等为代表认为高压转子(相当于本文的燃气发生器转子)碰摩时机匣出现 $k\Omega_h \pm \Omega_l$ 频率成分,低压转子(相当于本文的自由涡轮转子)碰摩时机匣出现 $k\Omega_l \pm \Omega_h$ 频率成分;另一种是以文献[27]和文献[29]等为代表认为高、低压转子碰摩时机匣都会出现 $k\Omega_h \pm l\Omega_l$ 频率成分,其中 k 和 l 为自然数。为探究此问题,结合文中第 2.1~2.3 节的仿真结果,分析如下:

1) 当碰摩较弱时,转子系统的横向振动以双转子基频振动的叠加值为主,在理想状态下,可以忽略掉其高阶成分,此时转子运动 u_{ideal} 可表示为

$$u_{ideal} = A \cos(\Omega_g t + \alpha_g) + B \cos(\Omega_f t + \alpha_f) \tag{11}$$

将 u_{ideal} 表达式代入式(8)中,可得转静碰摩力 F_{fr} 为

由式(2)、式(12)和式(13)可以得出,燃气发生器转子转静碰摩时,机匣的振动可以等效为受 $N\Omega_g$ 与 $k\Omega_g \pm \Omega_f$ 多个频率激振源的受迫振动,此时第一种观点的结论成立。

2) 在航空涡轴发动机中,由于发动机转子通常工作在 2 阶临界转速之上,转子表现为绝对柔性,且在装配中存在不对中等因素,转子系统的横向振动包含转子基频和高倍频成分,此时转子运

动 $u_{actual1}$ 可表示为

$$u_{lactual} = \sum_{i=1}^n A_i \cos(i\Omega_g t + \alpha_g) + \sum_{i=1}^m B_i \cos(i\Omega_f t + \alpha_f) \tag{14}$$

将 $u_{actual1}$ 表达式代入式(8)中,为方便表示,取 $i=2$,同上述分析可得式(15)~式(16)。

$$F_f = k_{f1} [\underbrace{A_1 \cos(\Omega_g t + \alpha_{g1}) + A_2 \cos(2\Omega_g t + \alpha_{g2})}_1 + \underbrace{B_1 \cos(\Omega_f t + \alpha_{f1}) + B_2 \cos(2\Omega_f t + \alpha_{f2})}_2] \times \underbrace{[\xi_1 \cos(\Omega_g t + \varphi_g) + \xi_2 \cos(2\Omega_g t + \varphi_g) + \xi_3 \cos(3\Omega_g t + \varphi_g)]}_3 \tag{15}$$

$$\begin{aligned} X(2 \times 3) = & B_1 \xi_1 \{ \cos[(\Omega_g + \Omega_f)t + \varphi_g + \alpha_{f1}] + \cos[(\Omega_g - \Omega_f)t + \varphi_g - \alpha_{f1}] \} / 2 + \\ & B_2 \xi_1 \{ \cos[(\Omega_g + 2\Omega_f)t + \varphi_g + \alpha_{f2}] + \cos[(\Omega_g - 2\Omega_f)t + \varphi_g - \alpha_{f2}] \} / 2 + \\ & B_1 \xi_2 \{ \cos[(2\Omega_g + \Omega_f)t + \varphi_g + \alpha_{f1}] + \cos[(2\Omega_g - \Omega_f)t + \varphi_g - \alpha_{f1}] \} / 2 + \\ & B_2 \xi_2 \{ \cos[(2\Omega_g + 2\Omega_f)t + \varphi_g + \alpha_{f2}] + \cos[(2\Omega_g - 2\Omega_f)t + \varphi_g - \alpha_{f2}] \} / 2 + \\ & B_1 \xi_3 \{ \cos[(3\Omega_g + \Omega_f)t + \varphi_g + \alpha_{f1}] + \cos[(3\Omega_g - \Omega_f)t + \varphi_g - \alpha_{f1}] \} / 2 + \\ & B_2 \xi_3 \{ \cos[(3\Omega_g + 2\Omega_f)t + \varphi_g + \alpha_{f2}] + \cos[(3\Omega_g - 2\Omega_f)t + \varphi_g - \alpha_{f2}] \} / 2 \end{aligned} \tag{16}$$

由式(2)、式(15)和式(16)可以得出,燃气发生器转子转静碰摩时,机匣的振动可以等效为受 $N\Omega_g$ 与 $k\Omega_g \pm l\Omega_f$ 多个频率激振源的受迫振动,此时第二种观点的结论成立。另外由于余弦函数的对称性,机匣振动中也可能产生 $\pm k\Omega_g \pm l\Omega_f$ 的频率成分,其中 k 和 l 均为自然数。

综上所述,在转子系统运动刚性较强,且碰摩、不对中、转子弯曲、支承松动等程度微弱情况时,可以用 $k\Omega_g \pm \Omega_f$ 和 $k\Omega_f \pm \Omega_g$ 的频率成分判断转子系统碰摩状态并定位碰摩转子位置;而在涡轴发动机上或存在其他故障时,由于转子运动包含多倍频成分,所以机匣振动中会出现 $\pm k\Omega_g \pm l\Omega_f$ 的频率成分,此时较难仅靠此方法定位碰摩位置,还需要进行多传感器融合判断或采用其他有效的特征提取及诊断算法。

3 涡轴发动机转静碰摩振动特征分析

3.1 转、静子碰摩实验与筛选简述

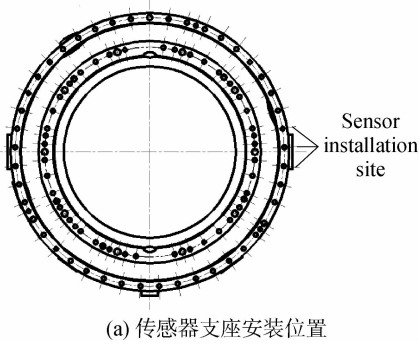
航空涡轴发动机为追求主要工作状态下的高效率与可靠性,在加减速和机载使用过程中的非长时间工作点状态,偶尔会出现转、静子碰摩现象。为研究此问题,挑选 4 台某型涡轴发动机新机进行试车实验,装配前仔细检查转子叶尖及机匣流道无碰摩产生的擦痕。实验试车流程为该型发动机的工厂典型验收试车流程,每台机约完成

3~5 次试车流程后进行分解检查,过程中记录测振数据并检查分解后叶片及机匣碰摩情况。反复进行上述实验,共获得 41 次试车测振数据,及每台机 2 次试车后分解检查结果。

由于该型涡轴发动机尺寸较小,故仅选取燃烧室与进气机匣结合面水平方向额外加装测振支座,如图 6(a)位置,这与发动机台架测试传感器位置处于同一截面,有利于两者相互校验有效性。测振传感器采用 B&K 高温高精度加速度传感器,如图 6(b),测试系统采用东华测试公司的 DHDAS(Dong-Hua test real time data measurement and analysis software system)动态信号测试分析系统。所得图谱为加速度幅值谱,快速傅里叶变换(FFT)加窗类型为矩形窗,谱线数为 12800,分辨率为 1.526 Hz,隔值为 0.1 Hz。

通过对测振数据的分析并结合分解检查的情况,经专家认定该型发动机在较低状态下易发生轻微碰摩情况,虽不影响发动机正常使用,但需要持续有效监控。本次实验碰摩发生概率为 6/41,取某次典型碰摩发生后的发动机试车振动总量统计。如图 7 所示,发动机测振试车时,分别在 4 个典型稳定工况停留 5 min,此 4 个工况分别为燃气发生器设计转速的 68%、81%、94%和 100%,有效稳态测振总时长 20 min。分别计算各稳定转速的 30、90、150、210 s 和 270 s 前后各 1 s 内振动总量有效值的均值,进行统计并采用线性回归分析

进行拟合。在发动机常用工况 94% 转速及 100% 转速时,转子由于定心性,振动总量呈现先下降后趋于稳定的特点。但是在较低转速时,特别是 81% 转速下,振动总量呈增大的趋势。



(a) 传感器支座安装位置



(b) 高温传感器安装

图 6 实验传感器安装示意图

Fig. 6 Sensor installation diagram in experiment

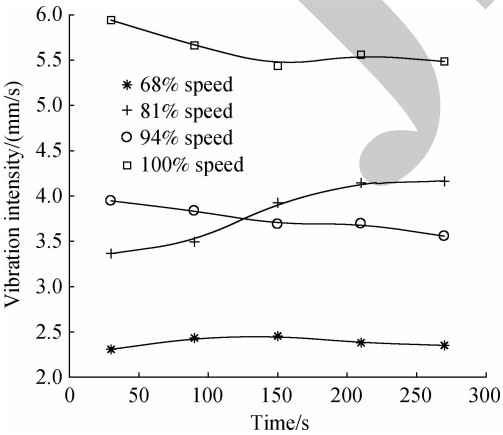
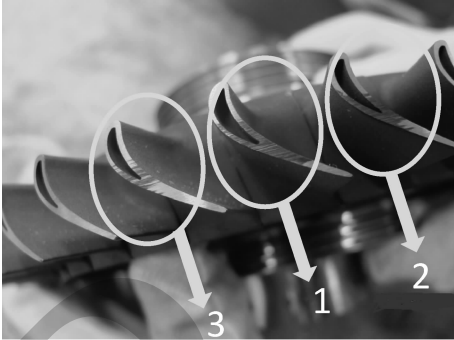


图 7 稳定工况发动机振动总量均值变化

Fig. 7 Mean value change of total vibration of engine under steady condition

分解后发现转子叶片及机匣流道内壁的碰摩如图 8 所示。由图 8(a)可以看出,转子仅 3 个叶片与机匣产生碰摩,碰摩程度由 1~3 递减,符合

文中第 1.3 节中碰摩力的描述形式。机匣碰摩部位出现在对半机匣连接处,此位置受热后变形与其他位置有明显差异,是碰摩易发部位,在设计制造时应予以重视。



(a) 转子叶顶碰摩



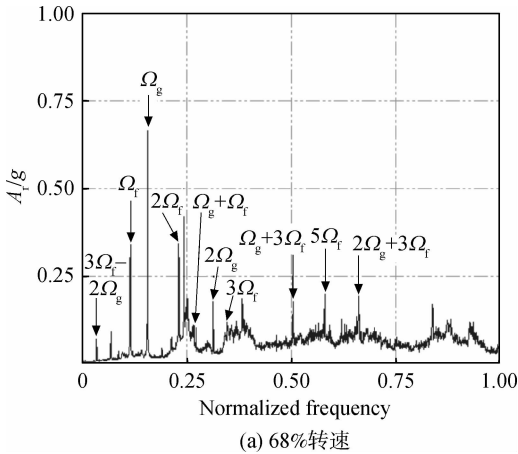
(b) 机匣内壁碰摩

图 8 发动机转子-机匣碰摩图

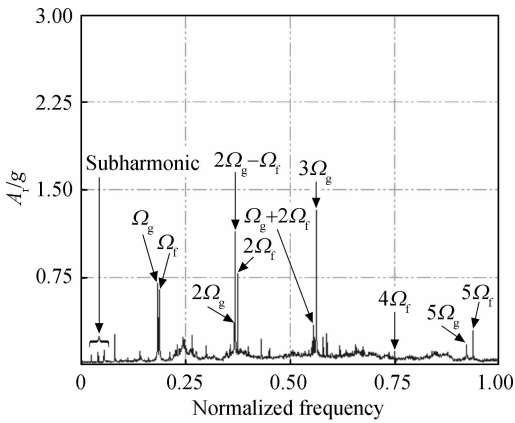
Fig. 8 Diagram of engine rotor-casing rubbing

3.2 碰摩状态的发动机实测数据分析

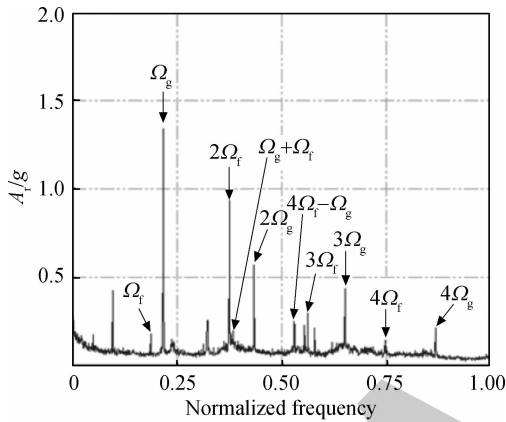
结合图 7 发动机稳定工作振动总量均值变化图,分别对 4 个稳定状态进行频谱分析,如图 9 所示,列出了所有 $\pm k\Omega_g \pm l\Omega_f$ (k, l 均为 $[0, 5]$ 的自然数) 的频率成分。从图中可以看出,低状态下发动机转子倍频及组合频率成分较为显著,而在发动



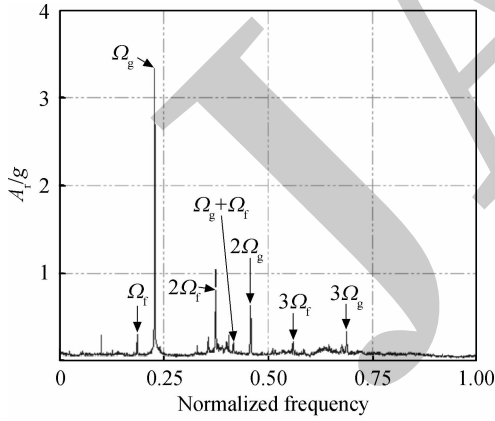
(a) 68%转速



(b) 81%转速(前期)



(c) 94%转速



(d) 100%转速

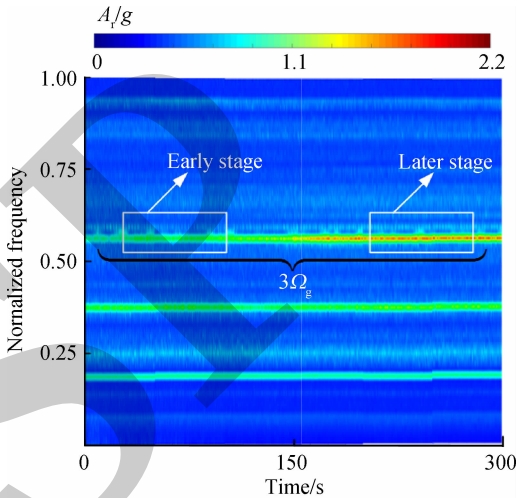
图 9 发动机稳定工况频谱分析

Fig. 9 Spectrum analysis of engine steady condition

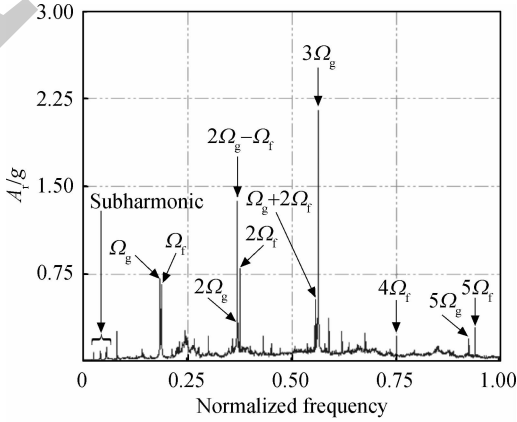
机常用工作点及设计点时,发动机振动以转子基频成分为主。特别是对于 81%转速状态,存在组合频率和自由涡轮的倍频成分高于基频的现象,且在低频部分出现次谐波的成分,具有显著的碰摩特征。

由图 7 可知,81%转速状态发动机振动总量有增大趋势,因此对该转速状态全过程进行时频分析,如图 10 中(a)所示,并对该状态后期进行频

谱分析,如图 10(b)所示。通过对比图 10 和图 9 (b),可以明显看出在 300s 内,发动机转速稳定,转子基频响应基本不变, $2\Omega_g - \Omega_t$ 和 $4\Omega_t$ 频率的响应略有增大,而 $3\Omega_g$ 的频率响应则有显著增大,加速度幅值增大 60%,此时基本可以判定该状态下燃气发生器转子发生转静碰摩。该状态下发动机振动总量增大值主要是由 $3\Omega_g$ 分量增大贡献的,该现象与文中第 2.3 节仿真结果有较强的吻合度,验证了前者仿真的有效性。



(a) 稳定300 s振动时频图



(b) 81%转速(后期)

图 10 81%转速振动分析图

Fig. 10 Vibration analysis of 81% speed

为排除传感器安装在发动机上所可能导致的局部共振影响,特进行装机状态下的敲击实验,其结果如图 11 所示,图中辅助虚线为 81%转速时,与敲击振峰相近的倍频位置。从图 11(b)中可以看出,在 $3\Omega_g$ 频率附近无响应峰值,基本可以排除局部共振带来的影响。

通过实验发现,由于该型涡轴发动机采用输出轴功率恒定的控制方式,在较低状态下,当燃气

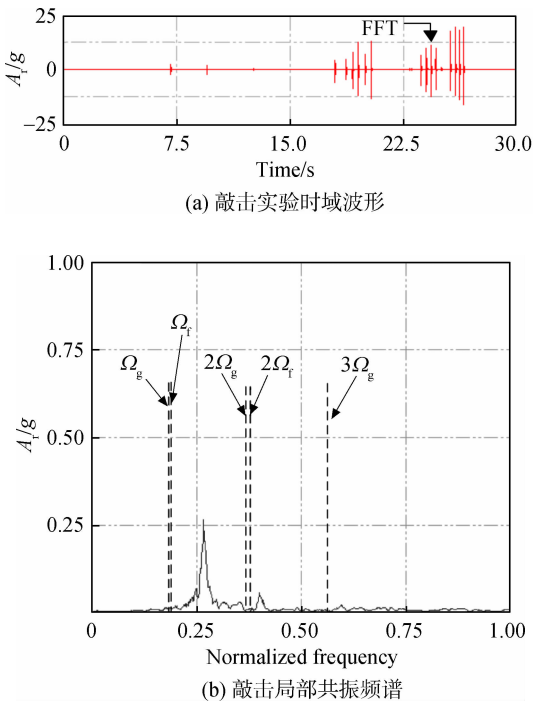


图 11 敲击实验振动分析

Fig. 11 Vibration analysis of knock experiment

发生器转速恒定,自由涡轮转速随负载功率变化而自动调节。如图 9(b)所示,在该次试车中,发动机 81%转速时,自由涡轮转速与燃气发生器转子转速基本相等。根据双转子发动机拍振的基本理论,推测其可能出现拍振现象,因此采用窗函数法 FIR(finite impulse response)滤波器对不同状态振动信号进行转子基频带宽滤波,得到滤波后的振动时域如图 12 所示。

对比图 12(a)~图 12(d)可以发现,图 12(b)中波形符合双转子系统拍振特征,且其波形幅值约为转子基频之和,即 $A \approx A_{g_base} + A_{f_base}$ 。图 12(b)中幅值略大于双转子基频幅值的原因是滤波时基频附近存在变频带杂波,从而导致滤波后幅值增大。因此,发动机在该状态下发生转、静碰

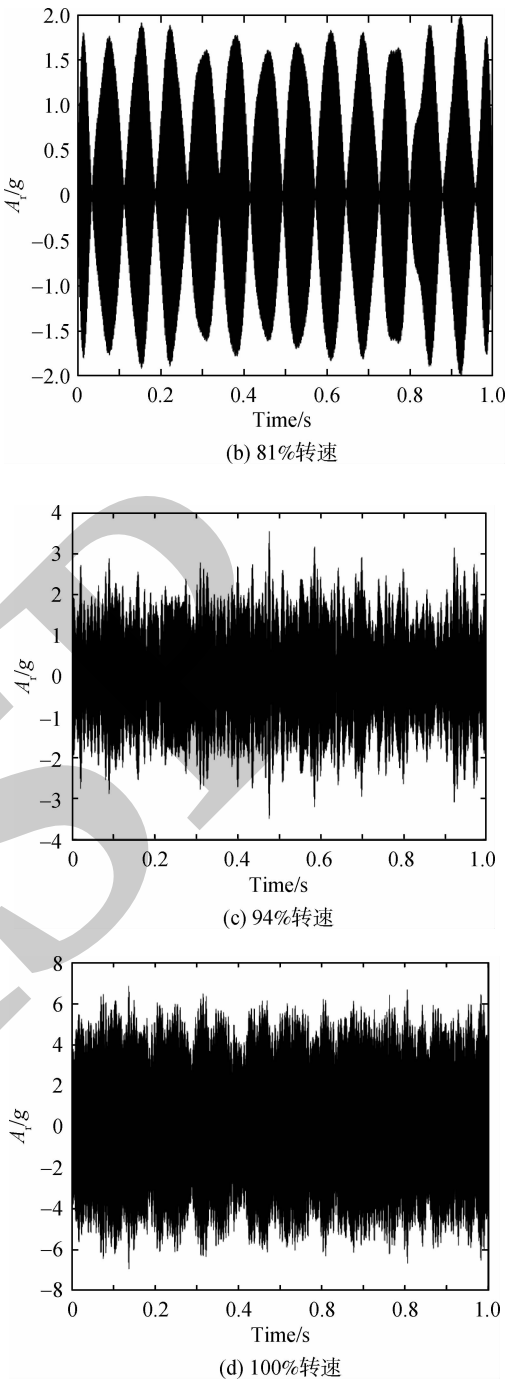


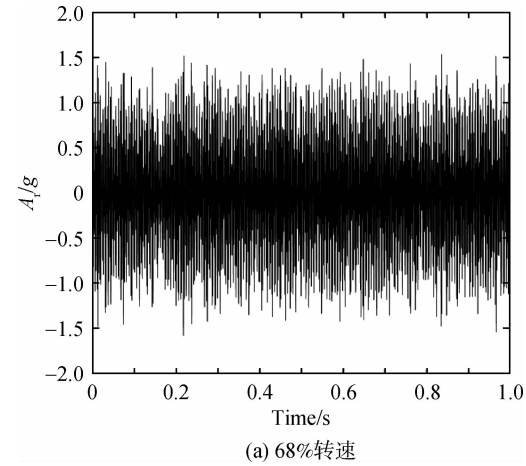
图 12 发动机各状态基频滤波时域图

Fig. 12 Time domain diagram of basic frequency filtering for each state of the engine

摩,其原因除了之前分析的机匣连接处变形不协调外,拍振波形也放大了转子振动的幅值。

3.3 型号 B 涡轴发动机实测数据对比分析

前述实验为带有柔性静子部件的轴承共腔涡轴发动机机匣响应频率分析,其特征与前述仿真结果一致。为进一步验证带柔性静子部件的轴承共腔涡轴发动机与传统不带该结构涡轴发动机双转子间运动耦合关系和发生碰摩时机



匣频率特征的区别,选取某不带该结构的涡轴发动机进行对比。为表示区别,前述的带有柔性静子部件的轴承共腔涡轴发动机为型号 A 发动机,不带该结构的涡轴发动机为型号 B 发动机。A、B 两型发动机的技术体系相同,型号 B 发动机为某二代涡轴发动机,其自由涡轮转子的传动齿轮位于发动机后,通过额外的传动轴将动力向前传递,发动机转子-机匣简图如图 13 所示。对比图 1 可以看出,B 型发动机双转子的轴承座均安装在机匣上,相互之间无紧密配合,因此 B 型发动机的动力学特征为双单转子运动的简单叠加,转子间无运动耦合。

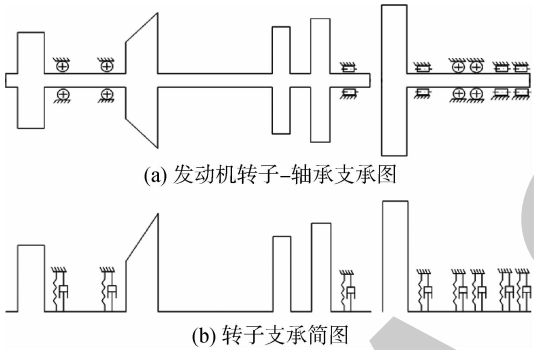


图 13 B 型发动机转子-机匣动力学简化模型
Fig. 13 Dynamical simplified model of rotor-casing of type B engine

在以往生产、使用过程中,发现 B 型发动机在低状态下也会偶发碰摩现象,如图 14 所示为某次发生碰摩时的低转速稳定状态频谱图。由图 14(b)可以看出,该型发动机在碰摩发生时,主要表现为出现较强的 $2\Omega_g$ 和 $3\Omega_g$ 等倍频成分,其加速度幅值超过基频幅值的 50%。及次谐波频率成分,图中存在微弱的组合频率的原因是发动机机匣为薄壁结构,非绝对刚性,造成双转子振动频

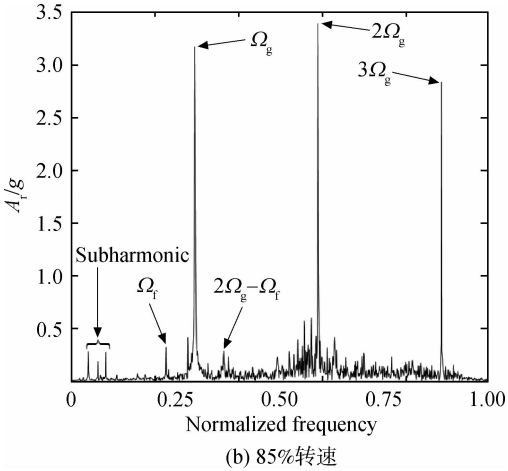


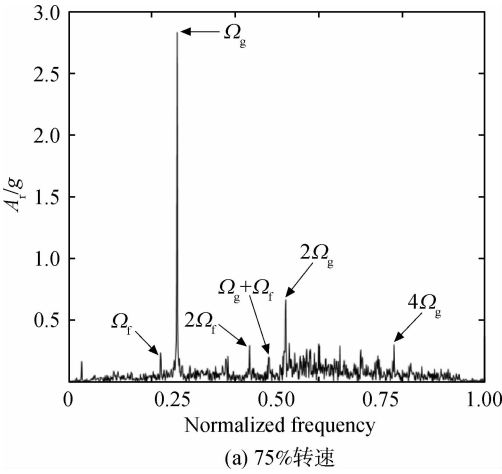
图 14 B 型涡轴发动机振动频谱
Fig. 14 Vibration frequency spectrum of type B turboshaft engine

率相互调制而形成的。

4 结 论

本文通过对第三代某型带柔性静子部件的轴承共腔涡轴发动机的结构分析,建立了转子-机匣系统碰摩动力学模型,通过仿真分析、原理公式推导及不同型号发动机碰摩实验实测数据对比,得出以下结论:

- 1) 针对该型涡轴发动机有两个主要激振源的特点,建立了简便、有效的转子-机匣碰摩动力学模型,表明了柔性静子部件与轴承共腔结构的组合使用具有与传统双转子系统中中介轴承类似的动力学特性,在设计与使用过程中应予以关注;
- 2) 通过建模分析、测振信号处理以及分解检查等方法,判断某三代涡轴发动机在燃气发生器 81% 状态时会偶发转子燃气发生器转子叶片与机匣的局部偏摩,偏摩由对半机匣连接处变形不协调和双转子拍振等因素共同作用导致;
- 3) 在双转子-机匣碰摩时,对于转子运动刚性较强,且碰摩、不对中、转子弯曲、支承松动等程度微弱情况时,可以用 $k\Omega_g \pm \Omega_r$ 和 $k\Omega_r \pm \Omega_g$ 的频率成分判断转子系统碰摩状态并定位碰摩转子位置;而在柔性转子机械上或存在其他故障时,由于转子运动包含多倍频成分,所以机匣振动中会出现 $\pm k\Omega_g \pm l\Omega_r$ 的组合频率成分,组合频率成分幅值的大小可作为是否产生碰摩的依据,但是碰摩点的确定需要结合时频分析进行倍频变化趋势研究;
- 4) 运动相互耦合的双转子系统在转子-机匣碰摩时,其频谱特征随碰摩程度的变化而变化:碰



摩程度严重时,机匣振动频谱中组合频率成分响应幅值略有增大,转子倍频幅值增大显著;碰摩程度减弱时其响应特征相反。

参考文献:

[1] 陈予恕,张华彪.航空发动机整机动力学研究进展与展望[J].航空学报,2011,32(8):1371-1391.
CHEN Yushu,ZHANG Huabiao. Review and prospect on the research of dynamics of complete aero-engine systems[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,2011,32(8):1371-1391. (in Chinese)

[2] 马辉,杨健,宋溶泽,等.转子系统碰摩故障实验研究进展与展望[J].振动与冲击,2014,33(6):1-12.
MA Hui,YANG Jian,SONG Rongze,et al. Review and prospect on the research of rub-impact experiment of rotor systems[J]. Journal of Vibration and Shock,2014,33(6):1-12. (in Chinese)

[3] 韩清凯,于涛,王德友.故障转子系统的非线性振动分析与诊断方法[M].北京:科学出版社,2010.

[4] MOKHTAR M A,DARPE A K,GUPTA K. Analysis of stator vibration response for the diagnosis of rub in a coupled rotor-stator system[J]. International Journal of Mechanical Sciences,2018,144:392-406.

[5] MA H,LU Y,WU Z,et al. Vibration response analysis of a rotational shaft-disk-blade system with blade-tip rubbing[J]. International Journal of Mechanical Sciences,2016,107:110-125.

[6] CHOI Y. On the contact of partial rotor rub with experimental observations[J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2001,15(12):1630-1638.

[7] 高艳蕾,李勇,王德友.转子-机匣系统碰摩故障特征试验研究[J].航空发动机,2002,28(4):16-21.
GAO Yanlei,LI Yong,WANG Deyou. Experimental investigation of rotor-to-casing rubbing fault[J]. Aeroengine,2002,28(4):16-21. (in Chinese)

[8] 谭大力,王俨凯.某船用燃气轮机故障的动力学分析[J].中国造船,2009,50(3):104-112.
TAN Dali,WANG Yankai. Dynamic analysis of fault for marine gas turbine[J]. Shipingbuiding of China,2009,50(3):104-112. (in Chinese)

[9] ABUZAIID M A,ELESHAKY M E,ZEDAN M G. Effect of partial rotor-to-stator rub on shaft vibration[J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2009,23(1):170-182.

[10] CHU F,LU W. Experimental observation of nonlinear vibrations in a rub-impact rotor system[J]. Journal of Sound and Vibration,2005,283(3):621-643.

[11] MA H,YU T,HAN Q. Time-frequency features of two types of coupled rub-impact faults in rotor systems[J]. Journal of Sound and Vibration,2009,321(3/4/5):1109-1128.

[12] FENGQI W,MENG G. Compound rub malfunctions fea-

ture extraction based on full-spectrum cascade analysis and SVM[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2006,20(8):2007-2021.

[13] 吴峰崎,孟光,荆建平.基于加速度信号全谱分析的转子碰摩故障特征提取实验研究[J].振动与冲击,2006,25(2):44-47.
WU Fengqi,MENG Guang,JING Jianping. Identification of rubbing faults of rotor system based on analysis of acceleration spectrum[J]. Journal of Vibration and Shock,2006,25(2):44-47. (in Chinese)

[14] 孙云岭,张永祥,常汉宝.基于定子振动的转子碰摩故障诊断方法研究[J].振动工程学报,2009,22(4):391-394.
SUN Yunling,ZHANG Yongxiang,CHANG Hanbao. Method of rotor rub-impact diagnosis based on stator vibration signal[J]. Journal of Vibration Engineering,2009,22(4):391-394. (in Chinese)

[15] 刘献栋,李其汉,杨绍普.质量偏心旋转机械整圈碰摩的稳定性及其 HOPF 分叉[J].振动工程学报,1999,12(1):42-48.
LIU Xiandong,LI Qihan,YANG Shaopu. The stability and Hopf Bifurcation in the annular impact-rub of rotating machinery with imbalance[J]. Journal of Vibration Engineering,1999,12(1):42-48. (in Chinese)

[16] YU J J. On occurrence of reverse full annular rub[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2011,134(1):012505.1-012505.8.

[17] DAI X,JIN Z,ZHANG X. Dynamic behavior of the full rotorstop rubbing: numerical simulation and experimental verification[J]. Journal of Sound and Vibration,2002,251(5):807-822.

[18] YANG Y,CAO D,YU T,et al. Prediction of dynamic characteristics of a dual-rotor system with fixed point rubbing: theoretical analysis and experimental study[J]. International Journal of Mechanical Sciences,2016,115/116:253-261.

[19] LEGRAND M,PIERRE C,CARTRAUD P,et al. Two-dimensional modeling of an aircraft engine structural bladed disk-casing modal interaction[J]. Journal of Sound and Vibration,2009,319(1):366-391.

[20] XU H Z,WANG N F,JIANG D X,et al. Dynamic characteristics and experimental research of dual-rotor system with rub-impact fault[EB/OL]. [2019-05-01]. <http://dx.doi.org/10.1155/2016/6239281>,11 pages.

[21] HOU L,CAO S,GAO T,et al. Vibration signal model of an aero-engine rotor-casing system with a transfer path effect and rubbing[J]. Measurement,2019,141:429-441.

[22] WANG N,LIU C,JIANG D,et al. Casing vibration response prediction of dual-rotor-blade-casing system with blade-casing rubbing[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2019,118:61-77.

[23] 李勇,姜广义,王德友,等.转静件碰摩状态下的叶片振动载荷和振动特性测试分析[J].航空动力学报,2008,23(11):1988-1992.

LI Yong,JIANG Guangyi,WANG Deyou,et al. Test analysis of blades vibration characteristics on the condition of rotor and stator rubbing[J]. Journal of Aerospace Power, 2008,23(11):1988-1992. (in Chinese)

[24] 王四季,廖明夫,蒋云帆,等. 对转双转子局部碰摩故障实验[J]. 推进技术,2013,34(1):31-36.

WANG Siji,LIAO Mingfu,JIANG Yunfan,et al. Experimental study on local rub-impact fault of counter-rotating dual-rotor[J]. Journal of Propulsion Technology,2013,34(1):31-36. (in Chinese)

[25] 王强,李维. 前功率输出式涡轴发动机涡轮结构布局改进[J]. 燃气涡轮试验与研究,2010,23(3):27-30.

WANG Qiang,LI Wei. Improvement of turbine structure for turboshaft engine with front output shaft[J]. Gas Turbine Experiment and Research,2010,23(3):27-30. (in Chinese)

[26] 岳国金,晏砺堂,李其汉. 转子碰摩的振动特征分析[J]. 航空学报,1990,11(10):499-502.

YUE Guojin,YAN Litang,LI Qihan. Vibration feature analysis of rubbing rotors[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,1990,11(10):499-502. (in Chinese)

[27] 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 aeroengine[J]. Journal of Aerospace Power,1998,13(3):173-176. (in Chinese)

[28] 王俨凯,王理,廖明夫,等. 双转子发动机转子_机匣碰摩振动特征研究[J]. 机械科学与技术,2014,33(4):614-620.

WANG Yankai,WANG Li,LIAO Mingfu,et al. Exploring vibration characteristics of dual-rotor engine's rotor-to-casing rub-impact[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engine,2014,33(4):614-620. (in Chinese)

[29] 雷晓波,徐艳芝,李志鹏. 基于机匣应变的航空发动机碰摩故障识别[R]. 南昌:中国航空学会第9届动力年会,2018.

(编辑:王碧琚)