

某型发动机支承松动故障机理分析与试车数据验证

廖仲坤¹,王海飞²,张璋¹,陈果²,邵伏勇¹

(1. 中国航天科工飞航技术研究院 北京动力机械研究所,北京 100074;
2. 南京航空航天大学 民航学院,江苏 南京 210016)

摘要:针对某型弹用涡扇发动机振动超标问题,建立了一维有限元梁模型进行仿真与模拟,结合实际试车数据进行了故障分析和仿真,验证了故障原因在于工作转速内存在临界转速,在较大的不平衡力作用下,松动故障被激发。针对机匣加速度信号,研究了不对称刚度模型下松动故障的冲击特征,发现了松动故障所引发的机匣加速度时域波形特征的不对称性以及频谱中出现倍频特征,与实际弹用涡扇发动机试车数据非常一致。结果表明:振动故障是由于支承刚度不足,导致在临界转速附近出现松动故障。

关键词:航空发动机;整机振动;松动故障;故障分析;松动特征

中图分类号:V21 文献标识码:A 文章编号:1671-654X(2014)03-0036-06

Mechanism Analysis of Certain Engine Support Looseness Fault and Test Data Verification

LIAO Zhong-kun¹, WANG Hai-fei², ZHANG Zhang¹, CHEN Guo², SHAO Fu-yong¹

(1. Beijing Power Machinery Research Institute Aerodynamic Technology Academy of China Aerospace Science and Industry Corporation, Beijing 100074, China;

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

Abstract: Certain missile turbofan engine vibration was over standard, so a one-dimensional finite element beam model was established to simulate. The data from test were combined for fault analysis and simulation, which was verified that there was critical speed at working speed. Looseness fault would be excited under larger unbalanced force. In this paper, shock features of asymmetric stiffness model to casing acceleration signal were analyzed, discovering that looseness would lead to asymmetrical features of acceleration time domain wave and multiple frequency features of frequency spectrum, which was consistent with the data from test. Asymmetric stiffness looseness model was verified to be more fit for aeroengine looseness fault model. The results show vibration fault is caused by improper support stiffness, which leads to looseness fault near the critical speed.

Key words: aero-engine; vibration of the whole engine; looseness fault; fault analysis; looseness features

引言

通常弹用涡扇发动机由于装配控制精度不够,会出现转子不平衡、支承松动、转子不对中、临界转速共振以及转静碰摩等故障,从而导致整机振动超标,极大地影响弹用涡扇发动机的可靠性和安全性。

为了厘清转子系统各种故障的机理,国内外很多学者对整机建模以及故障仿真分析^[1-8]作了大量研究。故障仿真与实际航空发动机排故存在较大差异,理论分析缺乏与实际涡扇发动机振动数据的比较和验证,因此分析结果难于应用于实际情况。针对试车数

据,国内也作出大量试车数据分析^[9-15],但是缺乏理论分析。

本文针对某型弹用涡扇发动机试车数据在28 000~30 000 r/min之间出现振动超标的问题,进行排故分析。首先,发现了在工作转速内存在临界转速;然后,针对某型弹用涡扇发动机,建立了含松动故障的涡扇发动机整机有限元模型。在模型中,考虑了轴承座与机匣之间松动故障,运用数值积分方法得出系统的响应,从时域和频域分析了松动故障的机匣加速度响应特征。最后将仿真结果与某型弹用涡扇发动机试车

收稿日期:2014-02-21 修订日期:2014-05-06

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

作者简介:廖仲坤(1974-),男,北京市人,高级工程师,主要研究方向为航空发动机结构与振动分析。

数据进行对比,验证了支承松动故障建模的正确性。仿真和实验表明:该次试车振动故障是由于支承刚度不足,导致在临界转速附近出现松动故障。

1 某次试车数据分析

图1为某次试车增速以及减速过程, \$V_1\$ 为转速 24 000 r/min, \$V_2\$ 为转速 26 200 r/min, \$V_3\$ 为转速 30 000 r/min, \$V_4\$ 为试车减速过程。由图中可以看出,由 \$V_2\$ 增大到 \$V_3\$ 过程中,机匣加速度振动幅值陡增。

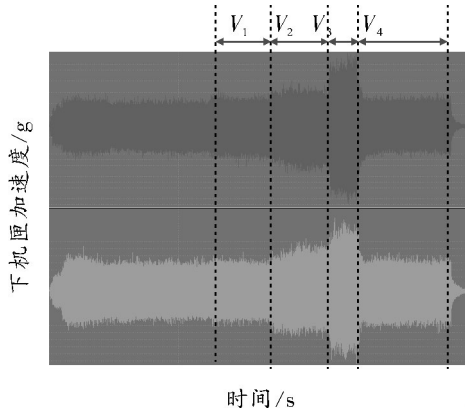


图1 某次试车过程

图2为某试车数据水平测点的1倍频、2倍频、3倍频及4倍频随转速的变化曲线,测点为压气机支承对应的压气机机匣水平方向的测点。可以看出:在转速升高的过程中,1倍频增加,从图2所示的水平方向的振动值来看,在转速28 000 r/min下,1倍频振幅为7 g;在转速30 000 r/min下,1倍频振幅为18 g,相比1倍频,其他高倍频分量很小。因此,可以初步判断出引起振动超标的原因在于:一方面是由于30 000 r/min附近出现了临界转速;另一方面是由于过大的不平衡量所致。然而,由不平衡激励机理可以知道,由不平衡量激发的不平衡响应与转速平方成正比,因此,如果28 000 r/min下1倍频振幅为7 g;则在转速30 000 r/min下,1倍频振幅应为 $7 \times (30\,000^2/26\,000^2) = 9.5\text{ g} < 18\text{ g}$ 。

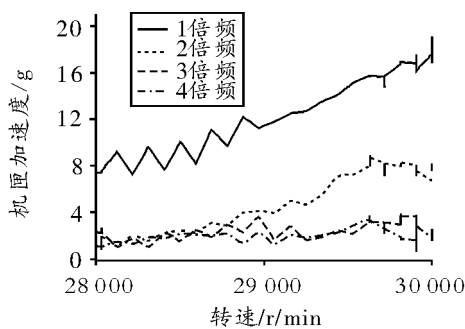


图2 机匣横向加速度振幅-转速曲线

由此可见,该发动机在30 000 r/min附近出现了临界转速。为了分析引发系统在30 000 r/min附近出现临界转速的原因,需要对该型发动机进行振动仿真分析。

2 航空发动机整机动力学模型

2.1 某型弹用航空发动机模型示意图

图3为某型弹用航空发动机的转子-支承-机匣模型示意图。其中, \$P_1, P_2, P_3, P_4, P_5\$ 分别为风扇盘、电机盘、压气机盘、涡轮盘1、涡轮盘2; \$C_1\$ 为机匣; \$G_1, G_2, G_3\$ 分别为风扇轴与传动轴套齿联轴器、传动轴与压气机轴套齿联轴器、压气机轴与涡轮轴套齿联轴器; \$S_1, S_2, S_3, S_4\$ 分别为风扇支点、压气机前支点、压气机后支点、涡轮支点; \$I_1, I_2\$ 分别为前安装节、后安装节; \$k_g\$ 为齿轮泵啮合刚度; \$k_{f1}, k_{f2}, k_{f3}, k_{f4}\$ 为转子-机匣支承刚度; \$k_c\$ 为机匣-基础连接刚度。

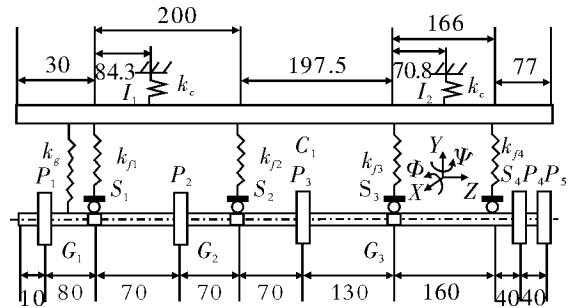


图3 某型弹用航空发动机的转子-支承-机匣

2.2 动力学建模

2.2.1 转子系统的动力学模型

图4为本文转子的有限元梁模型,其中转子节点上的力和力矩分别为整机中部件之间的耦合力和力矩,设转子的自由度为:

$$\mu_s = [x_A, y_A, \theta_{xA}, \theta_{yA}, x_B, y_B, \theta_{xB}, \theta_{yB}]^T$$

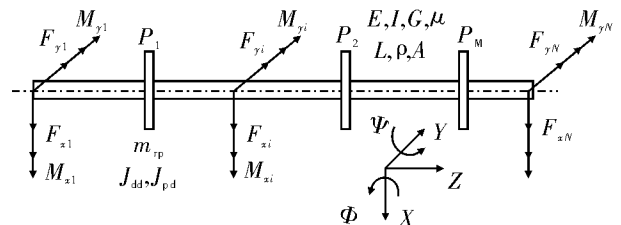


图4 有限元转子动力学模型

转子系统的运动方程为:

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

式中 \$M_s, C_s, G_s, K_s, Q_s\$ 分别表示系统的质量矩阵、系统的阻尼矩阵、系统的陀螺力矩矩阵、系统的刚度矩阵、系统所承受的载荷。

本文采用比例阻尼,即 $C_s = \alpha_0 M_s + \alpha_1 K_s$,可以得

到第 i 阶阻尼比为:

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

通过转子任意两阶固有频率和阻尼比, 求出 α_0 , α_1 求得系统的阻尼矩阵 C_s 。

2.2.2 机匣模型

本文假设机匣为不旋转的梁, 得到机匣的运动方程为:

$$M_c \ddot{q}_c + C_c \dot{q}_c + K_c q_c = Q_c \quad (3)$$

式中 M_c C_c K_c Q_c 为机匣的质量矩阵、机匣的阻尼矩阵、机匣的刚度矩阵、机匣承受的载荷。

2.2.3 转子-机匣间的支承连接

对于每个转子与机匣间的支承 RC_i ($i = 1, 2, \dots, N$), 包括了滚动轴承、挤压油膜阻尼器、轴承座等部件。其中 m_{wi} 为滚动轴承外圈质量; m_{bi} 为轴承座质量; 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 5 所示, 其中 F_{yRi} 和 F_{xRi} 为转子作用于支承的力, F_{yCi} 和 F_{xCi} 为机匣作用于支承的力。本文考虑轴承座与机匣之间的松动。

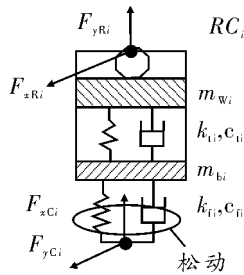


图 5 转子-机匣支承

本文设定轴承外圈固定在轴承座上, 内圈固定在转轴上, 设转子第 m 个节点位移为 x_{Rm} 和 y_{Rm} , 令 $x = x_{Rm} - x_{wi}$ $y = y_{Rm} - y_{wi}$ 根据参考文献 [8], 可以得到转子作用于第 i 个支承的轴承力为:

$$F_{xRi} = \left[\sum_{j=1}^N C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} \times H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \cos \theta_j \right]$$

$$F_{yRi} = \left[\sum_{j=1}^N C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} \times H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \sin \theta_j \right] \quad (4)$$

式中: C_b 为赫兹接触刚度, 由内外圈和滚珠的赫兹接触弹性分析可得到。 $H(\cdot)$ 是亥维塞函数, 当函数变量大于 0 时, 函数值是 1, 否则为 0。 θ_j 为第 j 个滚珠处的角度位置, 有 $\theta_j = \omega_{\text{Cage}} \times t + \frac{2\pi}{N_b} (j-1)$ $j = 1, 2, \dots, N_b$ 其中 N_b 为滚珠个数。 ω_{Cage} 为保持架旋转速度, 设

外滚道半径为 R , 内滚道半径为 r , 有 $\omega_{\text{Cage}} = \frac{\omega \times r}{R+r}$ ω 为转轴旋转角速度。因此, 滚动轴承外圈的运动微分方程为:

$$m_{wi} \ddot{x}_{wi} + k_{ti} (x_{wi} - x_{bi}) + F_{dxi} = F_{xRi}$$

$$m_{wi} \ddot{y}_{wi} + k_{ti} (y_{wi} - y_{bi}) + F_{dyi} = F_{yRi} - m_{wi} g$$

$$(i = 1, 2, \dots, N) \quad (5)$$

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

$$F_{dxi} = c_{ti} (\dot{x}_{wi} - \dot{x}_{bi})$$

$$F_{dyi} = c_{ti} (\dot{y}_{wi} - \dot{y}_{bi}) \quad (6)$$

2.2.4 轴承座松动故障建模

通常, 松动故障建模中考虑对称刚度与非对称刚度两种模型^[2-10], 但是目前对松动故障的刚度建模没有统一定义, 为此本文对两种情况进行仿真分析。

设轴承座和机匣之间的等效刚度 k_{j0} , 考虑为在轴承座与机匣间的相对位移条件下分段线性化, 设轴承座的松动量为 δ 。则分段刚度 k_f 为不对称刚度:

$$k_f = \begin{cases} k_{j0} & (x_b - x_c > \delta) \\ k_{j0}/5 & (0 \leq x_b - x_c \leq \delta) \\ 5k_{j0} & (x_b - x_c < 0) \end{cases} \quad (7)$$

2.3 转子-机匣间的弹性连接

设转子第 i 个节点与机匣第 j 个节点采用弹性连接, 径向刚度为 k_{gx} k_{gy} , 径向阻尼为 c_{gx} c_{gy} , 角向刚度为 $k_{g\alpha}$ $k_{g\beta}$, 角向阻尼为 $c_{g\alpha}$ $c_{g\beta}$, 设转子的第 i 个节点的位移为 x_{ri} y_{ri} ϕ_{ri} ψ_{ri} , 速度为 \dot{x}_{ri} \dot{y}_{ri} $\dot{\phi}_{ri}$ $\dot{\psi}_{ri}$, 设机匣的第 j 个节点的位移为 x_{cj} y_{cj} ϕ_{cj} ψ_{cj} , 速度为 \dot{x}_{cj} \dot{y}_{cj} $\dot{\phi}_{cj}$ $\dot{\psi}_{cj}$, 则左右在转子节点 i 上的力和力矩 F_{xi} F_{yi} M_{xi} M_{yi} , 左右在机匣上的节点 j 上的力和力矩 F_{xj} F_{yj} M_{xj} M_{yj} 为:

$$F_{xi} = k_{gx} (x_{cj} - x_{ri}) + c_{gx} (\dot{x}_{cj} - \dot{x}_{ri})$$

$$F_{yi} = k_{gy} (y_{cj} - y_{ri}) + c_{gy} (\dot{y}_{cj} - \dot{y}_{ri})$$

$$M_{xi} = k_{g\alpha} (\phi_{cj} - \phi_{ri}) + c_{g\alpha} (\dot{\phi}_{cj} - \dot{\phi}_{ri})$$

$$M_{yi} = k_{g\beta} (\psi_{cj} - \psi_{ri}) + c_{g\beta} (\dot{\psi}_{cj} - \dot{\psi}_{ri})$$

$$F_{xj} = -F_{xi}$$

$$F_{yj} = -F_{yi}$$

$$M_{xj} = -M_{xi}$$

$$M_{yj} = -M_{yi} \quad (8)$$

2.4 转子-转子间的联轴器连接以及机匣-基础间连接

左转子与右转子之间的联轴器连接以及机匣与基础间的连接, 具体力学关系参考文献 [8]。

2.5 时域数值求解方法

本文采用 Newmark- β 法和一种改进的 Newmark- β 法(新型显示积分法——翟方法)相结合的方法求解, 其求解流程图如图 6 所示。

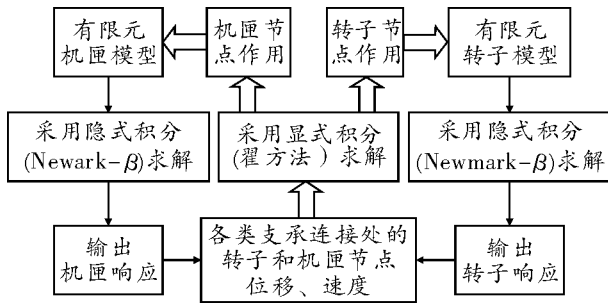


图6 转子-支承-机匣动力学求解流程图

2.6 动力学模型参数

基于图3的尺寸,其他详细参数见表1~表9。

表1 转子与机匣单元数

风扇转子	压气机转子	涡轮转子	机匣
11	10	11	24

表2 转子参数

参数	盘P ₁	盘P ₂	盘P ₃	盘P ₄	盘P ₅
质量/kg	3.88	1.41	5.17	10.28	10.28
极惯性矩/J _{dp} /kg·m ²	0.03	0.003	0.03	0.05	0.05
赤道惯性矩/J _{dd} /kg·m ²	0.02	0.002	0.03	0.03	0.03
弹性模量/E/10 ¹¹ Pa	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07
泊松比/μ	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
密度/ρ/kg/m ³	7 800	7 800	7 800	7 800	7 800
比例阻尼系数/α ₀	5	5	5	5	5
比例阻尼系数/α ₁ /10 ⁻⁵	1.35	1.35	1.35	1.35	1.35

表3 机匣参数

壁厚/mm	弹性模量/E/Pa	密度/ρ/kg/m ³	泊松比μ	比例阻尼系数α ₀	比例阻尼系数α ₁
15	2.07 × 10 ¹¹	7.8 × 10 ³	0.3	5	1.35 × 10 ⁻⁵

表4 滚动轴承参数

滚动轴承	外滚道半径	内滚道半径	滚珠个数N _b	接触刚度C _b /(N/m ^{3/2})	轴承间隙r ₀ /um	外圈质量m _{ec} /kg	轴承座质量m _b /kg
S1	39.5	29	13	12.4 × 10 ⁹	0	2	10
S2	39.5	29	13	12.4 × 10 ⁹	0	2	10
S3	32	17	14	11.9 × 10 ⁹	0	2	10
S4	32	17	14	11.9 × 10 ⁹	0	2	10

表5 转子-机匣支承参数

支承	转子节点	机匣节点	k _r /N/m	c _r /N·s/m	k _f /N/m	c _f /N·s/m
RC1	3	2	1 × 10 ⁸	2 000	1 × 10 ⁸	1 000
RC2	1	9	1 × 10 ⁸	2 000	1 × 10 ⁸	1 000
RC3	11	16	1 × 10 ⁸	2 000	1 × 10 ⁸	1 000
RC4	8	22	1 × 10 ⁸	2 000	1 × 10 ⁸	1 000

表6 转子-机匣连接参数

连接	转子节点	机匣节点	k _{gx} /N/m	c _{gx} /N·s/m	k _{gy} /N/m	c _{gy} /N·s/m
RK1	6	4	1 × 10 ⁸	0	1 × 10 ⁸	0

表7 机匣-基础连接参数

连接	机匣节点	k _c /N/m	k _a /N·m/rad	c _c /N·s/m	c _a /N·ms/rad
CB1	8	1 × 10 ⁹	1 × 10 ⁵	2 000	0
CB2	23	1 × 10 ⁹	1 × 10 ⁵	2 000	0

表8 转子-转子连接参数

联轴器名称	线刚度k _t /N/m	线阻尼c _t /N·s/m	角刚度k _{At} /N·m/rad	角阻尼c _{At} /N·m·s/rad
GC1	3.6 × 10 ⁸	0	2.7 × 10 ⁵	0
GC2	3.3 × 10 ⁸	0	2.5 × 10 ⁵	0

表9 机匣-机匣连接参数

名称	X向刚度k _{cx} /N/m	X向阻尼c _{cx} /N·s/m	Y向刚度k _{cy} /N/m	Y向阻尼c _{cy} /N·s/m	角刚度k _{Ac} /N·m/rad	角阻尼c _{Ac} /N·m·s/rad
CB_F	1 × 10 ⁸	2 000	1 × 10 ⁸	2 000	1 × 10 ⁵	0
CB_R	1 × 10 ⁶	2 000	1 × 10 ⁸	2 000	0	0

3 松动故障仿真分析

3.1 计算条件

- 1) 考虑轴承座和机匣的水平与垂直方向的松动, 松动量为 1 μm;
- 2) 考虑风扇支点和压气机前支点松动;
- 3) 输出为机匣在压气机前支点处的振动加速度水平和垂直方向的响应;
- 4) 转速范围为 10 000 ~ 30 000 r/min。

3.2 多重自相关分析

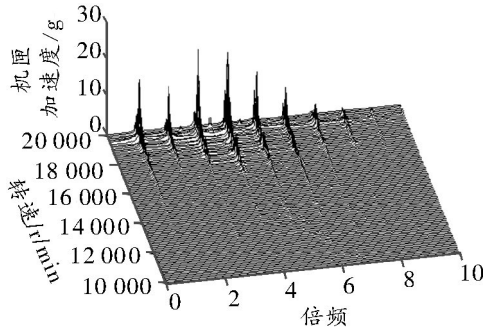
当信号微弱、噪声能量很大时,利用多重自相关技术实现信号滤波,从而有效检测出转子系统中信号中所蕴含的微弱周期成分,以及提取出所感兴趣的频率成分及其倍频成分。

航空发动机转子振动信号具有周期性,将多重子相关时域监测方法应用于发动机转子振动分析,这是由于这种方法可在正弦信号频率位置的条件下有效提高周期性微弱信号的监测能力,把埋没于噪声中的周期信号提取出来,检测出的信号幅值具有较高的精度。其计算步骤为:

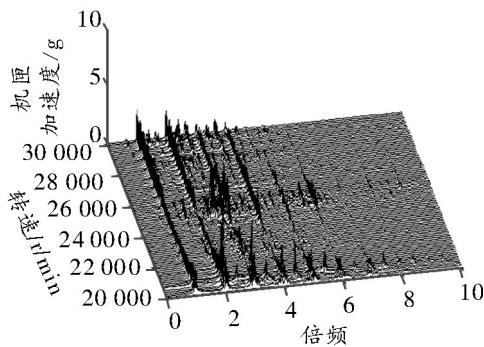
- 1) 截取 2N 点的平稳随机信号 x(n) 得 x_{2N}(n),对 x_{2N}(n) 作 FFT 得到 X_{2N}(k) k=0, 1, 2, …, 2N-1;
- 2) 求 X_{2N}(k) 的幅值平方除以 N 即: |X_{2N}(k)|²/N;
- 3) 对 |X_{2N}(k)|²/N 作 IFFT,得到相关函数;
- 4) 将以上步骤重复 n 次,即得到 n 重自相关降噪。

3.3 不对称刚度下不同转速下的机匣加速度特征分析

图7(a)、(b)为按照不对称公式(7)得到的不同转速下机匣节点9横向加速度的三维瀑布图,从图中可以明显看出,在高于第二阶临界转速出现超谐共振,在高转速下出现亚谐共振。



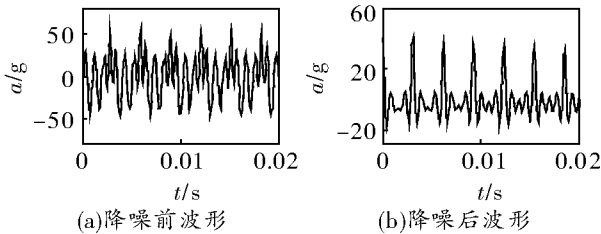
(a) 转速10000~20000 r/min



(b) 转速20000~30000 r/min

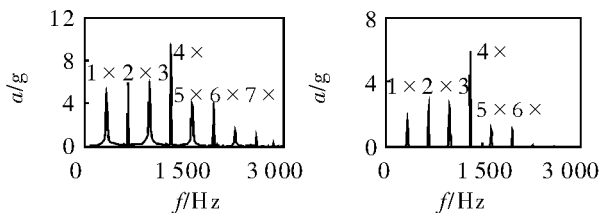
图7 不同转速下机匣加速度响应瀑布图

图8(a)、(c)为转速19500 r/min下机匣加速度响应的时域波形以及频谱,从图中可以看出,加速度响应由于松动故障引起的高倍频以及分频。图8(b)、



(a)降噪前波形

(b)降噪后波形



(c)降噪前频谱

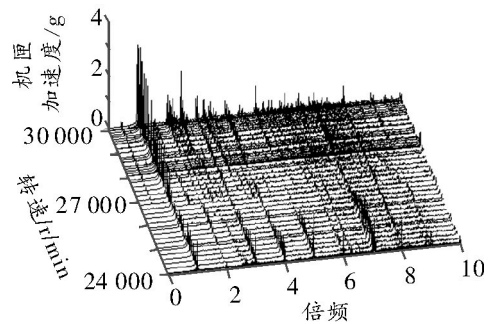
(d)降噪后频谱

图8 转速19500 r/min

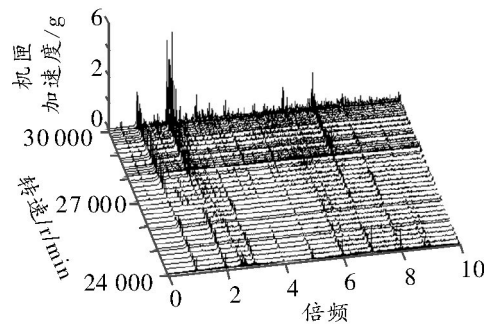
(d)为转速19500 r/min下机匣加速度响应通过一重自相关降噪得到的时域波形以及频谱,从图中可以看出,机匣加速度出现明显的冲击特征,波形上下不对称,呈现“截头状”波形,从机匣加速度时域波形判定为松动故障的典型特征。

4 试车数据验证分析

图9(a)、(b)为试车数据水平和垂直测点的三维瀑布图,测点为压气机支承对应的压气机机匣水平和垂直方向的两个测点。可看出机匣加速度信号存在高倍频以及分频成分;图10(a)、(c)为转速24000 r/min下机匣加速度响应时域波形以及频谱图,从图中可以看出,时域波形故障特征不明显,频域出现倍频以及分频特征;图10(b)、(d)为转速为24000 r/min下机匣加速度响应通过一重自相关降噪得到的时域波形以及频谱图,从图中可以看出,机匣加速度出现明显的冲击特征,波形上下不对称,呈现“截头状”波形,并且频谱

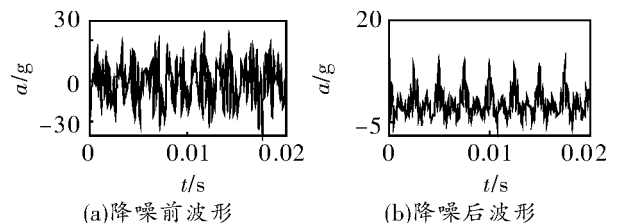


(a) 测点1(水平测点)



(b) 测点2(垂直测点)

图9 不同测点机匣加速度响应瀑布图



(a)降噪前波形

(b)降噪后波形

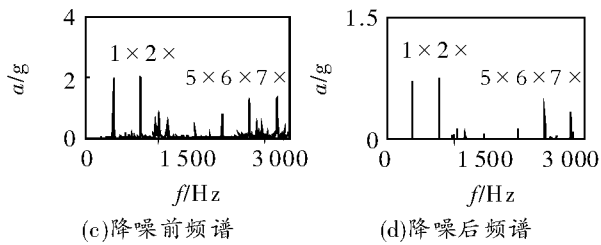


图10 转速24 000 r/min

图上存在高倍频成分,由此可见,实际发动机试车数据表现出的振动特征与不对称刚度下的松动特征非常相近,表明该发动机存在松动故障。

5 结论

1) 针对某弹用涡扇发动机试车数据,发现在工作转速30 000 r/min存在振动超标,通过分析表明,在工作转速30 000 r/min附近存在临界转速。

2) 针对某弹用涡扇发动机,建立了其整机振动有限元动力学模型,模型中考虑滚动轴承的非线性,采用了多种支承连接,即:转子-机匣间的支承连接、转子间的联轴器连接、转子与机匣间弹性连接等。

3) 建立了轴承座与机匣之间不对称刚度松动模型,利用数值仿真方法得到了松动故障下的发动机机匣加速度响应。

4) 将计算结果与试车数据进行对比,仿真的故障特征与试车的故障特征非常相似。时域波形出现明显的冲击特征,上下不对称,呈现“截头状”波形,频谱图上出现明显的高倍频成分。该特征可以为发动机故障诊断提供定性判断支承松动故障的依据。另外,仿真与试车数据比较结果也表明了不对称刚度松动模型的正确性。

5) 通过该试车数据以及仿真表明:振动故障是由于支承刚度不足,导致在临界转速附近出现松动故障。

参考文献:

[1] 马辉,汪博,太兴宇,等.基于接触分析的转定子系统整周

碰摩故障模拟[J].工程力学,2013,30(2):365-371.

[2] Chu F L, Zhang Z S. Periodic, Quasi-periodic and Chaotic Vibrations of a Rub-impact Rotor System Supported on oil film Bearings [J]. International Journal of Engineering Science, 1997, 35(10/11): 963-973.

[3] 陈果. 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡/松动耦合故障非线性动力学[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3): 82-88.

[4] 段吉安, 黄志开. 旋转机械松动故障的非线性力学模型[J]. 中南工业大学学报, 2002, 33(1): 78-81.

[5] 刘杨, 太兴宇, 赵倩, 等. 转子系统不对中-碰摩耦合故障的动力学特性[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2013, 34(4): 564-568.

[6] 刘献栋, 何田, 李其汉. 支承松动的转子系统动力学模型及其故障诊断方法[J]. 航空动力学报, 2005, 20(1): 54-59.

[7] 刘杨, 太兴宇, 马辉, 等. 双盘三支撑转子轴承系统松动/碰摩耦合故障分析[J]. 航空动力学报, 2013, 28(5): 977-982.

[8] 陈果. 航空发动机整机振动耦合动力学模型及其验证[J]. 航空动力学报, 2012, 27(2): 242-254.

[9] 姜广义, 王娟, 姜睿. 航空发动机风扇机匣振动故障分析[J]. 航空发动机, 2011, 37(5): 38-44.

[10] Ma Hui, Zhao Xueyan, Teng Yunnan, et al. Analysis of Dynamic Characteristics for a Rotor System with Pedestal Looseness [J]. Shock and Vibration, 2011, 18: 13-27.

[11] 杨东, 刘忠华. 某航空发动机转子弹性支承松动振动故障诊断研究[J]. 测控技术, 2007, 26(4): 7-13.

[12] 黄庆南, 杨养花, 申秀丽, 等. 某型发动机涡轮转子前、后挡板连接螺钉松动故障分析[J]. 航空发动机, 2004, 30(4): 45-47.

[13] 可成河, 巩孟祥, 宋文兴. 某型发动机整机振动故障诊断分析[J]. 航空发动机, 2007, 33(1): 24-26.

[14] 杨玲, 王克明, 张琼. 某型航空发动机整机振动分析[J]. 沈阳航空工业学院学报, 2008, 25(5): 9-15.

[15] 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, 27(4): 16-21.

(上接第35页)

[6] 黄成涛, 王立新. 遥控模式下无人机系统纵向飞行品质评定[J]. 飞行力学, 2013, 39(4): 427-431.

[7] Foster T M, Bowman J W. Dynamic Stability and Handling Qualities of Small Unmanned Aerial Vehicles [R]. AIAA-2005-1023, 2005.

[8] 高金源, 李陆豫, 冯亚昌, 等. 飞机飞行品质[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.

防工业出版社, 2003.

[9] Giorgio Guglieri, Barbara Pralio, Fulvia Quagliotti. Flight Control System Design for a Micro Aerial Vehicle [J]. Engineering & Aerospace Technology, 2006, 78(2): 87-97.

[10] 周自全. 飞行试验工程[M]. 北京: 航空工业出版社, 2010.