

某型航空发动机振动值摆动故障诊断*

钱征文, 程礼, 范家栋, 陈卫

(空军工程大学工程学院 西安, 710038)

摘要 针对某型双转子航空发动机拍振振动值摆动的问题, 推导了拍振形成的条件。结合该型发动机的结构特点, 对不同测点的振动信号进行了分析, 确定了拍振产生的原因和振源位置。在此基础上, 对低压转子振动、高压转子振动及附件传动轴的振动 3 个信号的合成规律进行了仿真计算, 提出了该型航空发动机振动值摆动故障的排除方法。结果表明, 该型发动机产生振动值摆动的根本原因是低压转子振动与附件传动轴的振动频率接近, 形成了拍振。降低振动值摆动的有效方法是降低低压转子和附件传动轴的振动量。

关键词 航空发动机; 双转子; 拍振; 摆动; 信号合成
中图分类号 V235

引言

在旋转机械中, 拍振现象时有出现^[1], 一般是由于系统中一个振源的频率接近于另一个振源的频率而引起的^[2-3]。某型航空发动机在地面试车和飞行过程中, 多次发生因振动值摆动而造成振动值超标的振动故障, 具体表现为: 随着低压转速接近某一转速, 振幅摆动的频率越来越小。当低压转速远离该转速时, 振幅摆动的频率增加, 同时伴随振动幅值下降。无论转速增加还是减少都呈现出相同的变化规律。从现象上看, 这种振动值的摆动规律与拍振非常相似。但是, 该型双转子航空发动机的转速差较大, 两个转子的振动不可能形成拍振, 在频谱分析时也没有发现故障原因。该类故障影响了该型发动机的生产和使用, 造成了很大的经济损失。

对于拍振引起的振动问题, 很多学者进行了研究。杨健^[4]和张志新^[5-6]采用一种不解“拍”直接分离两个微速差转子振幅和相位的方法, 研究了双转子系统整机动平衡技术。谭立方^[7]采用解“拍”的信号分离方法对双转子系统整机动平衡技术进行了研究。赵晴^[8]对某压缩机组的拍振进行了分析, 确定了拍振故障报警限。韩军^[9]在理论上对拍振的产生机理和特征进行了分析, 指出拍振与双转子转速差和不平衡量的相位两个因素有关。

受测振位置的限制, 某型双转子航空发动机无论是台架试车还是飞参数据都无法直接测量高、低

压转子的振动, 只能通过安装在机匣上的传感器间接对转子的振动进行测量, 因而前面的拍振信号分离方法均不适用。笔者根据发动机机匣上不同位置测得的振动信号, 结合该型航空发动机的结构特点, 利用信号的时频分析方法对拍振产生的原因和故障排除方法进行研究。

1 拍振特性的理论分析

1.1 基本公式

设两个振动信号分别为

$$x_1 = A_1 \cos(\omega_1 t + \phi_1) \quad (1)$$

$$x_2 = A_2 \cos(\omega_2 t + \phi_2) \quad (2)$$

其中: A_1, A_2 分别为两个振动信号的振幅; ω_1, ω_2 分别为角速度; ϕ_1, ϕ_2 分别为初相位。

拍振信号表示为两个信号叠加, 即

$$X = x_1 + x_2 = A_1 \cos(\omega_1 t + \phi_1) + A_2 \cos(\omega_2 t + \phi_2) \quad (3)$$

经过变换后可得

$$X = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + 2A_1A_2 \cos[(\omega_1 - \omega_2)t + (\phi_1 - \phi_2)]} \cdot \sin\left[\left(\frac{\omega_1 + \omega_2}{2}\right)t + \left(\frac{\phi_1 + \phi_2}{2}\right) + \delta\right] \quad (4)$$

其中: $\delta = \arctg \frac{A_1 - A_2}{A_1 + A_2} \tan\left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{2}t + \frac{\phi_1 - \phi_2}{2}\right)$ 。

由式(4)可知, 合成后的拍振信号 X 可看作圆

* 收稿日期: 2011-04-28; 修改稿收到日期: 2011-09-20

频率为 $\omega_1 - \omega_2$ 的调幅项 $X = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + 2A_1A_2\cos[(\omega_1 - \omega_2)t + (\phi_1 - \phi_2)]}$ 和圆频率为 $\frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$ 的振动信号 $\sin\left[\left(\frac{\omega_1 + \omega_2}{2}\right)t + \left(\frac{\phi_1 + \phi_2}{2}\right) + \delta\right]$ 相乘组成。

1.2 拍振形成条件

由式(3)可知,对于不同角速度 ω_1, ω_2 的两个振动,只有当相位满足一定条件时合成信号才可能出现拍峰、拍谷。当两个振动信号在某一时刻相位相同,同时出现波峰时,拍振信号出现拍峰;当两个振动信号在某一时刻相位相反,一个处于波峰位置,另一个处于波谷位置时,拍振信号出现拍谷。

用相位来表示上述拍峰、拍谷出现的条件。假设在 t_0 时刻信号 X 处于拍峰位置,分别经过时间 t_1, t_2 , 信号 X 处于下一个拍峰、拍谷位置,则有:

1) 拍峰出现的条件

$$\omega_1 t_1 + \phi_1 = 2k_1\pi \quad (5)$$

$$\omega_2 t_1 + \phi_2 = 2k_2\pi \quad (6)$$

其中: k_1, k_2 为正整数。

2) 拍谷出现的条件

$$\omega_1 t_2 + \phi_1 = 2k_3\pi \quad (7)$$

$$\omega_2 t_2 + \phi_2 = (2k_4 - 1)\pi \quad (8)$$

其中: k_3, k_4 为正整数。

式(5)和式(6)、式(7)和式(8)分别相减可得

$$\Delta\omega t_1 + \Delta\phi = 2k_5\pi \quad (9)$$

$$\Delta\omega t_2 + \Delta\phi = (2k_6 - 1)\pi \quad (10)$$

其中: k_5, k_6 为正整数; $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$; $\Delta\phi = \phi_1 - \phi_2$ 。

根据式(9)和式(10),有

1) 当 $\omega_1 = \omega_2$ 时, $\Delta\omega = 0$, 由式(9)和式(10)可知, $\Delta\phi$ 为定值, 只能满足两个条件之一, 不可能同时满足。因此, $\omega_1 = \omega_2$ 时振动信号 X 不能形成拍振。

2) 当 $\omega_1 \neq \omega_2$ 时, 不妨设 $\omega_1 > \omega_2$, 在 t_0 时刻和 $t_0 + t_1$ 时刻, 信号 X 处于两个相邻的拍峰位置, 则有

$$\omega_1 t_1 = 2(k + 1)\pi \quad (11)$$

$$\omega_2 t_1 = 2k\pi \quad (12)$$

其中: k 为正整数。

式(11)和式(12)相减可得

$$\Delta\omega t_1 = 2\pi \quad (13)$$

由式(13)可知, 信号 X 的调幅频率为 $\Delta\omega$, 即 $\omega_1 - \omega_2$, 与式(4)结果吻合。

因为 k 为正整数, $k \geq 1$, 由式(11)~式(13)可知 $0 < \Delta\omega = |\omega_1 - \omega_2| \leq \min(\omega_1, \omega_2)$ (14)

式(14)就是拍振形成的必要条件。利用拍谷出

现时的相位关系分析可以得到相同结论。

2 振动信号分析

2.1 测振位置

以某型航空发动机的4个典型截面的垂直和水平方向作为振动测点, 如图1所示。

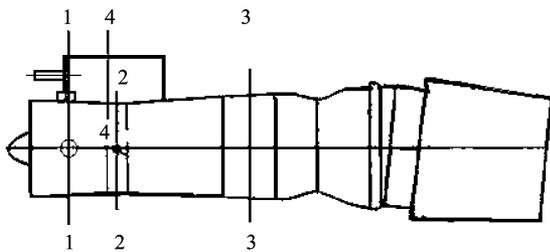


图1 某型航空发动机测振位置示意图

4个典型截面分别为:

1) 1-1 截面: 穿过风扇前支点;

2) 2-2 截面: 穿过中介机匣;

3) 3-3 截面: 穿过低焓后支点;

4) 4-4 截面: 穿过外置附件机匣。

在上述4个测点中, 2-2 截面处有发动机主安装节以及高、低压转子的支点, 该测点的测试信号主要反映了高、低压转子的振动, 在测试中作为主要测点; 其他3个测点在测试过程中根据需要进行选取。

2.2 确定拍振形成的原因

某台发动机在试车时在某一状态下出现了明显的振动值摆动现象, 对其2-2 截面水平振动信号进行测量和分析后(采样频率 $f_0 = 5000$ Hz), 发现有明显的拍振现象出现, 其时域信号和频谱图如图2所示。

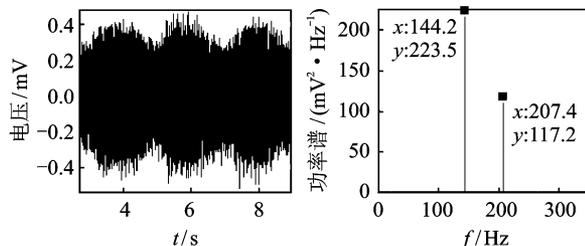


图2 拍振时的振动信号和频谱

由于受到分辨率的限制, 从频谱图中无法直接判断形成拍振的两个振动信号的频率。由分析可知, 拍振的调幅频率为两频率之差。从时域图上可以估算拍振的振幅变化频率约为 0.5 Hz。因此, 形成拍

振的两个频率差为 0.5 Hz,可以排除 144.2 和 207.4 Hz 两个频率的振动信号形成拍振的可能。

利用 MATLAB 软件中的带通滤波器,窗函数选择凯泽窗,在 144.2 和 207.4 Hz 两个频率附近分别对测试的振动信号进行带通滤波,频率范围分别为 120~180 Hz 和 180~240 Hz,发现 144.2 Hz 附近存在拍振。滤波后的时域信号频谱如图 3 所示。可以看出,形成拍振的两个振动频率分别为 144.2 和 143.8 Hz,

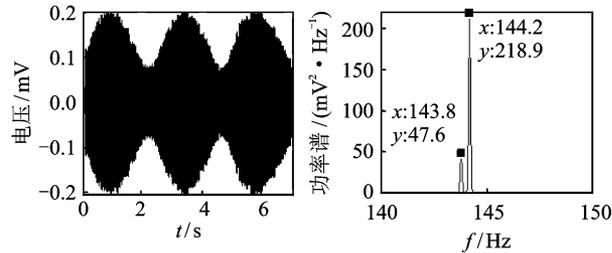


图3 滤波后的振动信号和频谱

对高、低压转子转速进行换算后发现,207.4 Hz 为高压转子的振动频率 f_2 ,144.2 Hz 为低压转子的振动频率 f_1 ,仅从分析难以判断 143.8 Hz 的来源,称其为干扰振动 f_g 。

从双转子发动机内部的传动关系来看,其附件系统的动力均是由高、低压转子提供。因此,干扰振动 f_g 可能与高、低压转子的转速相关。为弄清频率为 143.8 Hz 的振动信号产生原因,对发动机升速过程中 2-2 截面的水平振动信号进行测量和分析,结果如表 1 所示。

表1 升速过程中振动频率的变化

f_1/Hz	f_g/Hz	f_2/Hz	$\beta_1=f_g/f_1$	$\beta_2=f_g/f_2$
53.71	112.30	162.35	2.091	0.692
62.26	118.41	170.90	1.902	0.693
76.90	123.29	178.22	1.733	0.692
89.11	128.17	184.33	1.438	0.695
97.66	129.39	187.99	1.325	0.688
117.19	134.28	192.87	1.146	0.696
129.39	136.72	196.53	1.057	0.696
134.28	137.94	198.97	1.027	0.693
136.72	138.20	199.42	1.011	0.693
139.12	139.16	200.20	1.000	0.695
142.20	141.60	203.25	0.996	0.696
144.71	144.04	207.52	0.995	0.694
147.45	146.48	210.57	0.993	0.695

由表 1 可以看出,随着转子转速的上升, β_1 逐渐减小,而 β_2 基本保持不变。因此,可以初步判断干扰振动与高压转子转速密切相关。对各个转速下 2-2

截面水平振动的时域信号分析后发现,当 f_1 与 f_g 逐渐接近时,拍振强度越来越强。

对没有产生明显拍振现象的某型航空发动机,对升速过程中 2-2 截面的水平振动信号进行测量和分析,结果如表 2 所示。

表2 升速过程中振动频率的变化

f_1/Hz	f_g/Hz	f_2/Hz	$\beta_1=f_g/f_1$	$\beta_2=f_g/f_2$
53.71	112.92	162.96	2.102	0.693
64.70	118.41	170.29	1.830	0.695
73.24	122.07	175.78	1.667	0.694
81.18	126.34	182.50	1.556	0.692
98.88	130.00	187.38	1.315	0.694
119.63	134.89	194.70	1.128	0.693
128.78	135.50	195.31	1.052	0.694
135.50	137.33	197.75	1.014	0.694
137.94	137.46	198.36	0.997	0.693
148.32	142.21	205.08	0.959	0.693
153.81	145.87	205.08	0.948	0.693

由表 2 可以看出,随着转速的上升, β_1 逐渐减小,而 β_2 基本保持不变,并且 β_2 的值与表 1 中基本一致。由此可见,在没有出现明显拍振现象的该型航空发动机中,干扰振动依然存在。

对比表 1 和表 2 可知,无论是否出现明显拍振,干扰振动始终存在,其振动频率约为高压转速的 0.69 倍。对多台该型发动机的振动信号进行测量和分析后可以得到相同的结论。

综合分析可知,某型航空发动机中高压转子 0.69 倍频振动始终存在,与发动机的内部结构有关。拍振是由低压转速 1 倍频振动与高压转子 0.69 倍频振动形成。

2.3 确定形成拍振的振源位置

振动信号中的干扰信号始终与高压转速保持一个恒定的比例,这是由高压转子传动部件的振动引起的。从该型航空发动机的结构来看,高压转子输出的功率用于带动外置附件机匣。

为确定高压转子 0.69 倍频振动的来源,对 4 个典型界面的振动信号均进行了测量。高、低压转子的转速分别为 125 和 186.4 Hz。各个测点振动信号的频谱分析结果如图 4 所示。

由图 4 可以看出,2-2 截面水平振动信号 V_{2x} 主要反映的是低压转子振动、高压转子振动以及高压转子 0.69 倍频振动;2-2 截面垂直振动信号 V_{2y} 主要反映的是低压转子振动和高压转子振动;1-1 截

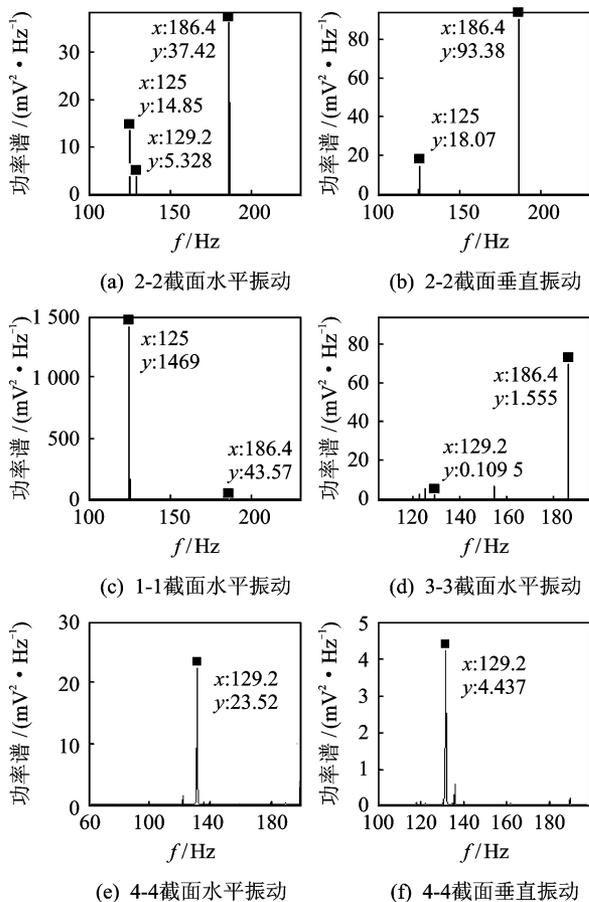


图4 各测点振动信号的频谱

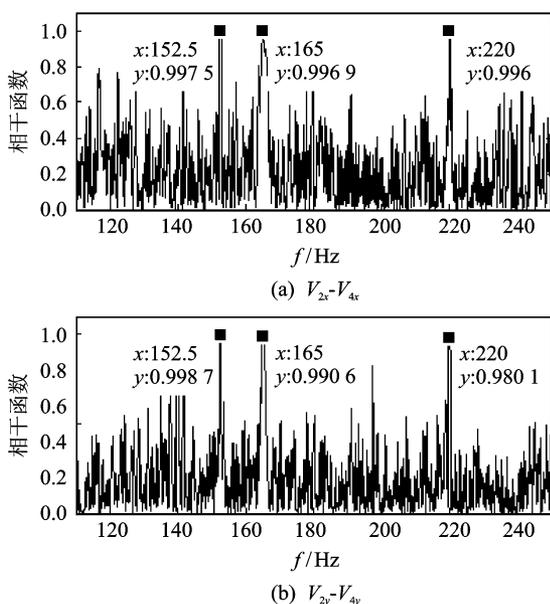


图5 两个测点处振动信号的相关函数

0.69,而其他附件,如离心增压泵、加力燃油泵、油泵调节器、涡轮起动机等的传动比都不符合。因此,可以断定高压转子0.69倍频振动主要是附件传动轴的振动引起的。

3 振动值摆动故障的排除

由分析结果可知,高压转子的0.69倍频振动是由附件传动轴的振动引起。由于附件传动轴与高压转子间的传动比固定,难以改变,根据拍振的形成条件,两者振动频率接近时必然会产生拍振,从而导致发动机振动值的摆动。要解决振动值摆动问题,需要从高、低压转子振动以及附件传动轴振动3个信号间的相互关系入手,通过调整3个振动信号的振动量来消除振动值摆动。

3.1 信号合成

用 x_1, x_2, x_3 分别表示低压转子、附件传动轴和高压转子振动。 x_1, x_2, x_3 分别为

$$\begin{cases} x_1 = A_1 \cos(\omega_1 t + \phi_1) \\ x_2 = A_2 \cos(\omega_2 t + \phi_2) \\ x_3 = A_3 \cos(\omega_3 t + \phi_3) \end{cases} \quad (15)$$

其中: A_1, A_2, A_3 分别为3个振动的振幅; $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ 分别为3个振动的圆频率; ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 分别为3个振动的初相位。

假设在某一状态下,低压转子振动与附件传动轴振动形成了较强的拍振,则此时3个振动频率之

面水平振动信号 V_{1x} 主要反映的是低压转子振动,也包含微弱的高压转子振动;3-3截面水平振动信号 V_{3x} 主要反映的是高压转子振动,也包含微弱的低压转子振动以及高压转子0.69倍频振动;4-4截面水平振动信号 V_{4x} 主要反映的是高压转子0.69倍频振动;4-4截面垂直振动信号 V_{4y} 主要反映的是高压转子0.69倍频振动,也包含微弱高压转子振动和低压转子振动。

为确定 V_{2x}, V_{2y} 与 V_{4x}, V_{4y} 中高压转子0.69倍频振动是否来自于同一振源,对两个测点的信号进行相干分析^[10],结果如图5所示。

由相干分析结果可以看出,各个测点的振动信号中高、低压转子的振动以及高压转子0.69倍频振动的相干系数均达到了0.99左右,因此可以认为各测点振动信号中高、低压转子的振动以及高压转子0.69倍频振动分别来自于相同的振源。由此可见,高压转子0.69倍频振动产生的振源最接近于测点4-4,即外置附件机匣处。

对外置附件机匣中各个附件的传动比进行计算。从结果来看,只有附件传动轴的传动比非常接近

间有如下关系: $|\omega_1 - \omega_2| = \Delta\omega, \omega_2 = 0.693 2\omega_3$ 。其中 $\Delta\omega \ll \min(\omega_1, \omega_2)$ 。

低压转子振动、附件传动轴振动和高压转子振动的合成信号可表示为 $X = x_1 + x_2 + x_3$ 。由于试车台上测振仪表显示的是振动的有效值,可对其作如下变换

$$A_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i^2} \quad (16)$$

其中: N 为数据点数。

对每个采样周期下的信号进行有效值计算就可以得到每个采样周期所对应的振动有效值。

合成振动有效值的摆动值可表示为

$$\Delta A = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n (\max A_{\text{rms},j} - \min A_{\text{rms},j}) \quad (17)$$

其中: n 为采样周期数; $\max A_{\text{rms},j}, \min A_{\text{rms},j}$ 分别为第 j 个采样周期振动有效值的峰、谷值。

3.2 仿真计算

根据某型发动机产生振动值摆动现象时的转子转速,3个振动频率的取值分别为: $\omega_3 = 204 \times 2\pi \text{ rad/s}$, $\omega_2 = 0.693 2\omega_3$, $\omega_1 = 141 \times 2\pi \text{ rad/s}$ 。图6、图7分别是 $A_3 = 2 \text{ mV}$, $A_3 = 10 \text{ mV}$ 时, ΔA 随 A_1, A_2 变化的关系图。

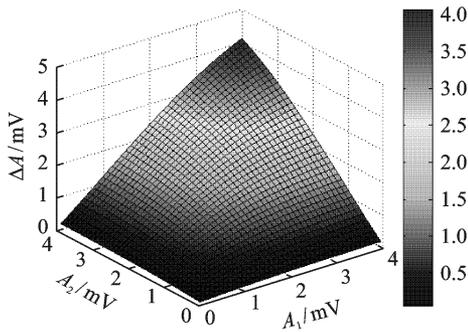


图6 $A_3 = 2 \text{ mV}$ 时 ΔA 随 A_1, A_2 的变化

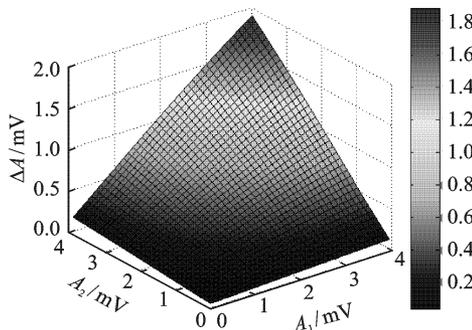


图7 $A_3 = 10 \text{ mV}$ 时 ΔA 随 A_1, A_2 的变化

由图6、图7可以看出,当 A_3 一定时, ΔA 随着 A_1, A_2 的增大而增大,且 ΔA 与 A_1, A_2 中较小的一

个值密切相关;当 $A_1 < A_2$ 时, ΔA 随着 A_1 增大而迅速增大,随着 A_2 的变化较小;当 A_1, A_2 一定时, ΔA 随着 A_3 的增大而增减小。另外,由图还可以看出, ΔA 随着 A_1, A_2 的变化规律是相同的。

图8为 $A_1 = 2 \text{ mV}$ 时 ΔA 随 A_2, A_3 变化的关系图。图9为 $A_2 = 2 \text{ mV}$ 时 ΔA 随 A_1, A_3 变化的关系图。

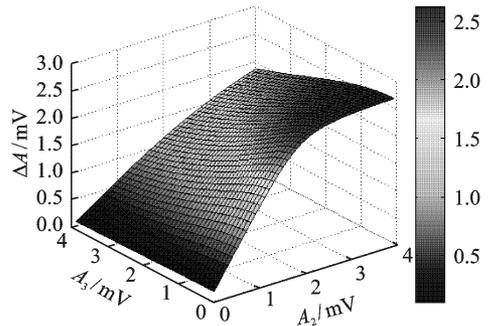


图8 $A_1 = 2 \text{ mV}$ 时 ΔA 随 A_2, A_3 的变化

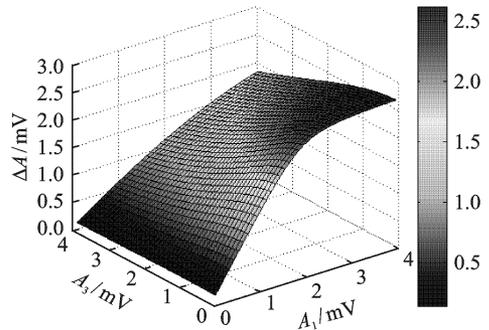


图9 $A_2 = 2 \text{ mV}$ 时 ΔA 随 A_1, A_3 的变化

由图8、图9可以看出, ΔA 随着 A_1, A_2 的减小而减小,随着 A_3 的增大而增减小。对其他转速时的振动进行仿真可以得到相同的变化规律。

综上所述,要减小振动值的摆动,可以通过减小低压转子振动以及高压转子0.69倍频振动(即附件传动轴的振动)来实现,并且后者效果更为明显。

3.3 试验验证

利用上述方法,对某台出现明显拍振故障的发动机进行排查。将该发动机的附件传动轴拆下,重新进行动平衡,减小剩余不平衡量以降低附件传动轴的振动。重新装配后,对该发动机的2-2截面水平振动信号进行测量和分析,其时域信号和频谱图如图10所示。

由图10可以看出,虽然低压转速1倍频振动与高压转子0.69倍频振动的频率非常接近(相差1.3 Hz),但振动信号的时域图上没有出现明显的振动值摆动现象。

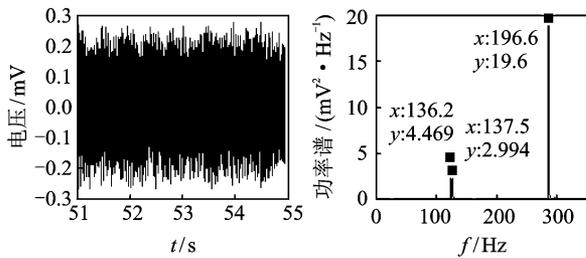


图10 某台发动机的振动信号和频谱

对其他出现拍振现象的发动机,利用上述方法进行调整后,均可以有效地消除振动值的摆动现象,验证了该方法的有效性。

4 结 论

1) 拍振形成的必要条件是两个振动的频率差要小于任意一个振动的频率,并且不为0。

2) 高压转速0.69倍频干扰振动始终存在,低压转速1倍频振动与高压转子0.69倍频振动形成拍振是振动值摆动的根本原因。

3) 形成拍振的转速范围理论上比较宽,具体到每台发动机时,振动值摆动宏观上是否出现,在哪个转速下出现,与高、低压转子振动和附件传动轴的振动大小以及三者间相互比例关系有关。

4) 要消除振动值的摆动现象,可以通过减小低压转子振动以及高压转子0.69倍频振动(即附件传动轴的振动)实现。

参 考 文 献

[1] 屈梁生,何正嘉.机械故障诊断学[M].上海:上海科学技术出版社,1986.

[2] NASA Procedural Requirements (NPR) 8831. 2D. Reliability centered building and equipment acceptance guide[S]. National Aeronautics and Space Administration (NASA), 2004.

[3] Buscarello R T. Practical solutions to machinery and maintenance vibration problems[M]. 4th ed. Denver: Update International, 2002.

[4] 杨健,周保堂.微速差双转子系统振动信号分离法研究[J].中国机械工程,2002,13(8):710-713.
Yang Jian, Zhou Baotang. Research on the separating method of vibration signals for the dual-rotor system with little speed difference in the rotating machinery[J]. China Mechanical Engineering, 2002,13(8):710-713. (in Chinese)

[5] 张志新,金涛,陈爱萍.便携式微速差双转子系统智能化整机平衡仪的开发与研究[J].振动工程学报,2003,16(3):316-320.
Zhang Zhixin, Jin Tao, Chen Aiping. Development and research of a portable and intelligent whole-machine balancing instrument of dual rotor system with little rotation speed difference[J]. Journal of Vibration Engineering, 2003,16(3):316-320. (in Chinese)

[6] 张志新,余志江,贺世正.同轴式微速差双转子系统整机平衡方法研究[J].机械工程学报,2004,40(8):40-44.
Zhang Zhixin, Yu Zhijiang, He Shizheng. Study on whole machine balancing method for coaxial dual-rotor system with little rotating speed difference[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004,40(8):40-44. (in Chinese)

[7] 谭立方,贺世正.一种高效的微速差双转子系统动平衡方法研究[J].振动与冲击,2004,23(2):31-33.
Tan Lifang, He Shizheng. High efficiency dynamic balancing method for dual-rotor system with slight different rotating speeds[J]. Journal of Vibration and Shock, 2004,23(2):31-33. (in Chinese)

[8] 赵晴,贾民平,黄跃光,等.回转机械中的拍频分析[J].东南大学学报:自然科学版,2003,33(3):312-315.
Zhao Qing, Jia Minping, Huang Yueguang, et al. Analysis on the vibration clap-frequency of rotation machinery[J]. Journal of Southeast University: Natural Science Edition, 2003,33(3):312-315. (in Chinese)

[9] 韩军,高德平,胡绚,等.航空发动机双转子系统的拍振分析[J].航空学报,2007,28(6):1369-1373.
Han Jun, Gao Deping, Hu Xuan, et al. Research on beat vibration of dual-rotor for aero-engine[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2007,28(6):1369-1373. (in Chinese)

[10] 胡广书.数字信号处理:理论、算法与实现[M].北京:清华大学出版社,2003.

第一作者简介:钱征文,男,1984年6月生,博士生。主要研究方向为发动机故障监控与诊断、转子动力学。曾发表《含横向裂纹的 Jeffcott 转子刚度分析》(《机械科学与技术》2008年第27卷第10期)等论文。

E-mail:qzwwf21@163.com