

某型航空发动机振动值波动故障诊断和排除^{*}

丁小飞^{1,2}, 廖明夫¹, 韩方军², 王俨凯¹

(1. 西北工业大学动力与能源学院 西安, 710072)

(2. 中国航空发动机集团沈阳发动机研究所 沈阳, 110015)

摘要 针对某型航空发动机试车过程中的稳态振动波动问题,开展了时域和频域分析,指出振动波动是由于低压 2 倍频和高压基频振动拍振所引起。推导了航空发动机拍振引起的振动响应,建立了某型航空发动机双转子动力学模型,并进行了仿真分析。仿真结果表明,当发动机两个激振力频率相近时,会产生拍振引起振动波动,仿真结果与试验结果相吻合。结合发动机结构及其工作特点,分析了发动机形成低压倍频-高压基频耦合拍振的条件,给出了拍振排除方法,并通过试验验证了方法的正确性。工程上可以通过调整高压和低压转子转差关系,将转速比调整到合理范围内即可消除拍振。

关键词 航空发动机;双转子;拍振;振动波动

中图分类号 V231.96

引言

航空发动机整机振动问题是制约发动机发展、影响发动机结构完整性和可靠性的关键故障之一^[1]。针对航空发动机整机振动的故障特征和识别问题,国内外学者在航空发动机不平衡^[2-3]、不对中^[4-5]、热变形^[6]、碰摩^[7-8]和积油^[9]等方面开展了大量的仿真和试验研究,得到了典型的振动特征和表现。多数工作是基于理论和试验开展的单一影响因素的分析研究,但在实际工作过程中,航空发动机整机振动的特点是多频、多源耦合的振动^[10]。

现代涡扇发动机均采用双转子甚至三转子结构^[11],同时又存在复杂的连接结构,在装配过程中大多数工艺参数难以测量,无法保证装配质量的重复性^[12],导致航空发动机整机振动问题异常复杂。当两个激振源比较接近时,发动机容易出现拍振现象,继而引发发动机振动监测值的波动。

针对拍振问题,韩军等^[13]研究了双转子系统拍振产生的机理和特征,得出拍振与双转子转速差和不平衡量的相位因素有关,当转速差小于工作转速的 20% 时,双转子系统拍振信号的强度较大。钱征文等^[14]研究了某型航空发动机拍振振动值摆动故障机理和排除方法,指出发动机低压转子振动与附件传动轴的振动频率接近,这是形成拍振的原因。马

进锐^[15]针对双源拍振的故障预测进行了研究,提出了预测流程并进行了试验验证。

笔者针对某型航空发动机在外场飞行和地面试车过程中遇到的稳态振动波动故障,对发动机实测振动信号进行了时域和频域信号的分析,对发动机双转子动力学进行了建模和响应分析,指出振动波动是低压 2 倍频和高压基频振动拍振引起的,同时结合发动机工作特点,给出了排除拍振故障的方法,并通过试验验证了该方法的准确性。

1 某航空发动机结构及振动监测方案

1.1 发动机结构简介

某航空发动机为带有中介轴承的双转子结构,是盘、鼓筒和轴组成的混合式转子。发动机共有 5 个支点,其中: K_1 和 K_3 支点为滚珠轴承; K_2 和 K_5 支点为滚棒轴承; K_4 支点为中介轴承,其外环支承在高压转子后轴上,内环支承在低压转子轴上。

低压转子轴向支点跨度大,由风扇轴与低压涡轮轴连接而成,其采用 3 个支点支承,为 1-1-1 支承方式(K_1 , K_2 和 K_5);高压转子为刚性转子,高压压气机和涡轮用螺栓止口连接,其采用 2 个支点支承,为 1-0-1 支承方式(K_3 和 K_4)。发动机结构简图如图 1 所示。

^{*} 中国科协青年人才托举工程资助项目

收稿日期:2022-01-12;修回日期:2023-03-20

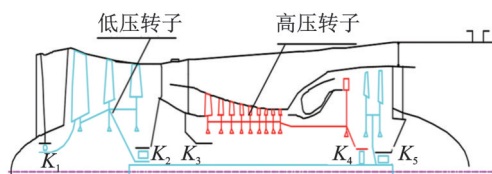


图1 某航空发动机结构简图

Fig.1 Schematic diagram of an aero engine structure

1.2 振动测点布局

航空发动机在台架试车时,一般在承力机匣上布置多个振动传感器,监测发动机试车过程中的振动特征^[16]。某型发动机在台架试车时,在进气机匣、中介机匣和涡轮后机匣3个承力机匣上共布置5个振动测点,各振动测点位置如图2所示,振动测点信息如表1所示。

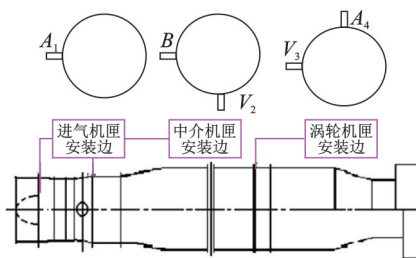


图2 振动测点位置

Fig.2 Location of vibration measuring points

表1 振动测点信息

Tab.1 Information of vibration measuring point

位置	测点	测振方向	监测量	单位
进气机匣	A_1	水平	低压基频振动位移	mm
中介机匣	V_2	垂直	高压基频振动速度	mm/s
	B	水平	振动速度总量	mm/s
涡轮机匣	V_3	水平	高压基频振动速度	mm/s
	A_4	垂直	低压基频振动位移	mm

A_1 , V_2 , V_3 和 A_4 采用窄带滤波跟踪基频分量,滤波范围为 $f \pm 3$ Hz(f 为跟踪的频率)。其中: A_1 和 A_4 监测低压转子基频振动位移分量; V_2 和 V_3 监测高压转子基频振动速度分量; B 测点监测20~500 Hz范围内的振动速度总量。振动测试时,采用定采样率采集,采样率为12.8 kHz。软件频谱分析分辨率为0.25 Hz,能够满足工程振动测试需求。

2 发动机整机振动波动特征

2.1 试车振动情况

某发动机在台架试车时,在某一稳态振动工况

下,发动机测量的振动总量和高压转子基频振动均出现了周期性波动,振动曲线如图3所示。在高压转子转速 $N_2=13\ 220$ r/min的稳态转速台阶,振动总量 B 、高压振动分量 V_2 和 V_3 均出现周期性的近正弦波动情况。具体分析如下:

- 1) 振动总量 B 最大波动范围为11~21 mm/s,且波动幅值呈现出增大的趋势,最大波动量为10 mm/s;
- 2) 高压基频振动分量 V_2 最大波动范围为7~17 mm/s,最大波动量为10 mm/s; V_3 最大波动范围为9~15 mm/s,最大波动量为6 mm/s;
- 3) 低压基频振动分量 A_1 和 A_4 均未表现出振动波动。

数据分析表明,在该转速台阶,高压转子转速 N_2 维持在13 200 r/min,而低压转子转速 N_1 略有变化,从6 684 r/min逐渐降低到6 608 r/min。随着 N_1 的降低, $2N_1$ 与 N_2 越来越接近,振动总量 B 振动波动现象越明显,但其平均值基本未变化。振动波动放大图如图4所示。

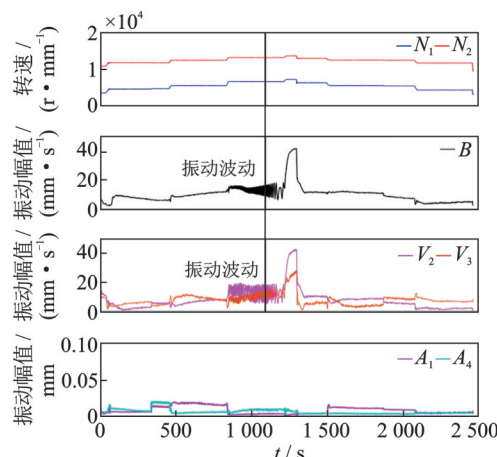


图3 振动曲线

Fig.3 Vibration curve

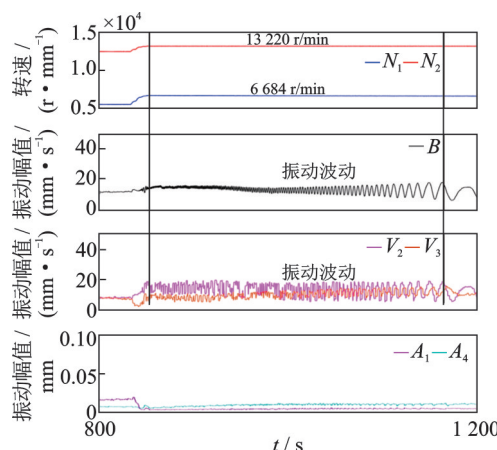


图4 振动波动放大图

Fig.4 Enlarged view of vibration fluctuation

2.2 振动信号时域和频域分析

对振动原始信号和频谱进行分析,以测点B振动信号为例进行说明。图5为B测点在振动波动工况台阶(定义其为工况1)和前一工况台阶(定义其为工况2)的频谱云图。可以看出,主要振动频率成分为低压基频(f_1)、高压基频(f_2)和低压2倍频($2f_1$)。在转速升转过程中, $2f_1$ 逐渐逼近 f_2 ,在工况1时,二者基本重合。

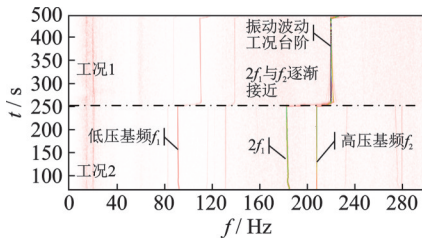


图5 B测点频谱云图
Fig.5 Spectrogram of measuring point B

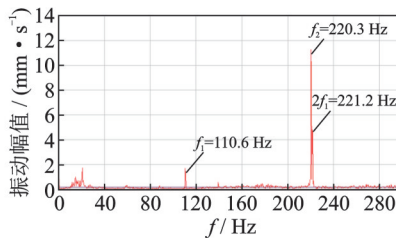


图6 工况1频谱图
Fig.6 Frequency spectrum of Working condition 1

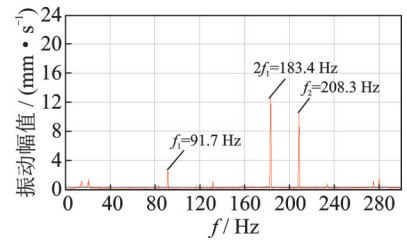


图7 工况2频谱图
Fig.7 Frequency spectrum of Working condition 2

对工况1和工况2原始波形进行带通滤波,滤波范围为 $f_2 \pm 3$ Hz。图8,9分别为工况1和工况2滤波后的波形。可以看出,工况1发生了明显的拍振现象。

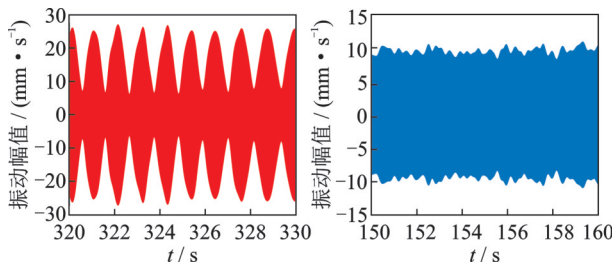


图8 工况1滤波后的波形
Fig.8 The filtered waveform of working condition 1

图9 工况2滤波后的波形
Fig.9 The filtered waveform of working condition 2

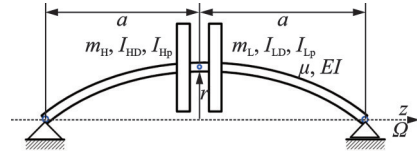


图10 双转子模型

Fig.10 Modal of dual-rotor

别为 β_H 和 β_L 。根据转子运动方程,应用线性叠加原理^[11],求得转子的稳态响应为

$$\begin{cases} x = \frac{m_H}{(m_H + m_L)} \frac{\epsilon_H \Omega_H^2}{\omega^2 - \Omega_H^2} \cos(\Omega_H t + \beta_H) + \frac{m_L}{(m_H + m_L)} \frac{\epsilon_L \Omega_L^2}{\omega^2 - \Omega_L^2} \cos(\Omega_L t + \beta_L) \\ y = \frac{m_H}{(m_H + m_L)} \frac{\epsilon_H \Omega_H^2}{\omega^2 - \Omega_H^2} \sin(\Omega_H t + \beta_H) + \frac{m_L}{(m_H + m_L)} \frac{\epsilon_L \Omega_L^2}{\omega^2 - \Omega_L^2} \sin(\Omega_L t + \beta_L) \end{cases} \quad (1)$$

其中: ω 为转子的临界转速。

设高、低压转差率为

$$\delta_n = (\Omega_H - \Omega_L) / \Omega_H \quad (2)$$

将式(2)代入式(1),可得

$$\begin{cases} x = \sqrt{A^2 + B^2 + 2AB \cos(-\beta_H + \beta_L - \Omega_H \delta_n t)} \times \cos(\Omega_H t + \varphi) \\ y = \sqrt{A^2 + B^2 + 2AB \cos(-\beta_H + \beta_L - \Omega_H \delta_n t)} \times \sin(\Omega_H t + \varphi) \end{cases} \quad (3)$$

3 航空发动机拍振机理分析

3.1 航空发动机双转子拍振响应

为分析双转子系统的拍振响应,建立简支对称双转子模型,如图10所示。转子轴长度 $L=2a$,2个盘安装在轴的中间位置,质量分别为 m_H 和 m_L ,代表高压和低压涡轮,转速分别为 Ω_H 和 Ω_L 。

设高/低压盘质心偏移量分别为 ϵ_H 和 ϵ_L ,相位分

其中:

$$A=\frac{m_H}{(m_H+m_L)}\frac{\epsilon_H\Omega_H^2}{\omega^2-\Omega_H^2};B=\frac{m_L}{(m_H+m_L)}\frac{\epsilon_L\Omega_L^2}{\omega^2-\Omega_L^2};$$
$$\tan\varphi=\frac{A\sin\beta_H+B\sin(\beta_L-\Omega_H\delta_nt)}{A\cos\beta_H+B\cos(\beta_L-\Omega_H\delta_nt)}^\circ$$

当转差率很小时,转子会出现拍振,载波频率为 Ω_H ,调制频率为 $\Omega_H\delta_n$ 。 x 和 y 为拍振的波形函数,拍振波形如 11 所示。可以看出,拍振发生后,振动幅值出现波动现象。

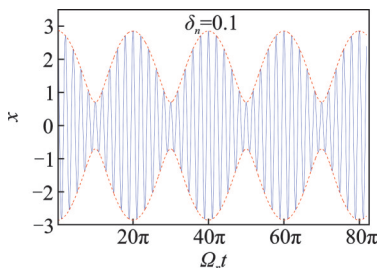


图 11 拍振波形
Fig.11 The beat waveform

3.2 发动机双转子拍振仿真

为深入分析某型航空发动机拍振问题,以高压转子和低压转子不平衡激励代表两个激振源,进行了双转子拍振仿真分析。

根据某发动机结构特征和参数,建立了双转子动力学分析模型,如图 12 所示。建模时转子轴及鼓筒按照截面尺寸简化为梁单元,各级转子叶片和轮盘按其质量与转动惯量简化为集中质量单元,支承(包含轴承、轴承座、承力机匣和安装节系统)等效为弹簧单元。

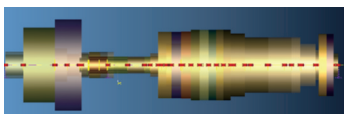


图 12 双转子分析模型
Fig.12 Dynamic analysis model of dual rotor

为研究双转子系统的拍振,仿真分析了两个状态下的振动响应。高压转子激振频率 f_H 和低压转子激振频率 f_L 分别对应 2.2 节中工况 1 和工况 2 下的 f_2 和 $2f_1$,具体仿真计算如表 2 所示。

表 2 仿真计算		
Tab.2 The simulation calculation		
状态	f_L/Hz	f_H/Hz
1	221.2	220.3
2	183.4	208.3

在高压转子和低压转子上施加不平衡量,不平衡量加载位置及大小如表 3 所示,利用瞬态响应计算双转子系统的振动响应。

表 3 不平衡量位置和大小
Tab.3 Unbalance size and location

施加位置	不平衡量/(g•mm)	相位/(°)
风扇 3 级盘	100	0
低涡 1 级盘	100	0
高压 9 级盘	100	0
高涡盘	100	0

仿真得到了状态 1 和状态 2 下 K_3 支点的振动响应,分别如图 13,14 所示。仿真分析结果表明,在状态 1 时 f_H 和 f_L 发生了明显的拍振现象,状态 2 未发生拍振,这与试验结果一致。

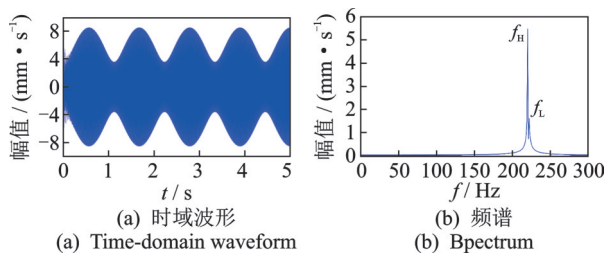


图 13 状态 1 振动响应
Fig.13 Vibration response of state 1

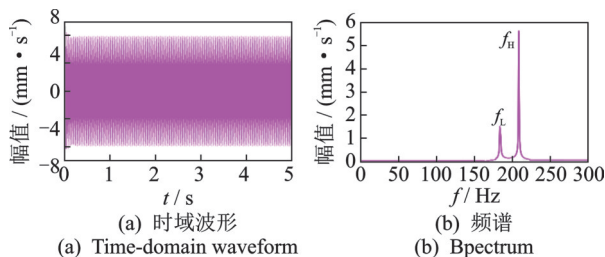


图 14 状态 2 振动响应
Fig.14 Vibration response of state 2

3.3 发动机低压倍频-高压基频拍振形成条件

对于现代先进小涵道比发动机,其低压转子工作转速范围为 3 kr/min~9 kr/min,高压转子工作转速范围为 7 kr/min~15 kr/min。定义高、低压转子转速比 $R=N_2/N_1$,图 15 为某航空发动机实际试车过程中低压转子倍频与工作转速线关系。可以看出,转速比 R 在 1.5~3 之间,高、低压转差较大,故高、低压转子发生拍振的可能性不大。

相关资料指出^[17-18],当发动机两个激振源头接近时,产生拍振的可能性较大。航空发动机低压转子一般为三支点支撑的大跨度柔性转子,支点同心度难以保证,不对中将激发低压转子 2 倍频振动^[19]。

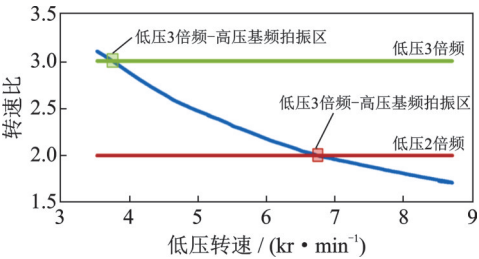


图 15 低压转子倍频与工作转速线关系

Fig.15 The relationship between low pressure rotor frequency multiplication and working speed line

同时,航空发动机支撑系统结构复杂,难以保证各支承的配合紧度,支承松动将引起转子 3 倍频等振动。在实际工作过程中存在低压转子的倍频可能与高压基频接近的情况,低压转子的 2 倍频、3 倍频在特定的工况下与发动机高压转速相当,当发动机在该特定工况或者附近工作时,低压倍频与高压转速频率接近,就会产生拍振。

4 振动波动故障排除

分析表明,某型航空发动机试车过程中振动波动故障主要由低压 2 倍频-高压基频耦合拍振所引起。为避免试车过程中再次出现振动波动,在后续试车过程中,对发动机性能控制规律进行了微调,降低同一工况下低压转子转速 N_1 ,高压转子转速 N_2 基本维持不变,以此改变转速比 R ,避免出现在该工况下出现低压 2 倍频-高压基频耦合拍振现象。

在验证试车过程中,将 $N_2=13\,210\text{ r/min}$ 转速台阶下的 N_1 调整为 $6\,505\text{ r/min}$,此时高、低压转速比 $R=2.03$, f_2 与 $2f_1$ 的频率差为 3.2 Hz 。由图 16 所示的验证试车振动曲线可以看出,调整后发动机全程未出现振动波动现象,排除了发动机拍振问题。

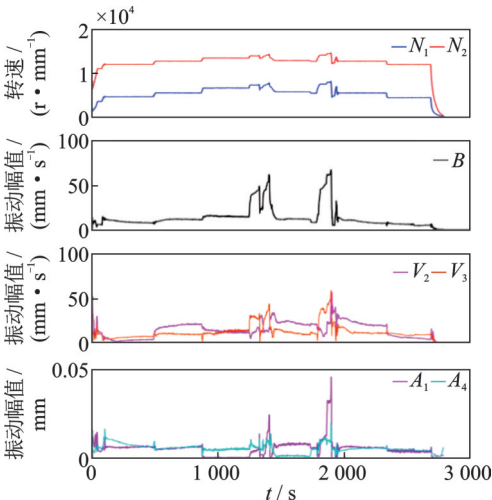


图 16 验证试车振动曲线

Fig.16 Vibration curve for verification test

对其他出现低压倍频-高压基频耦合拍振引起振动波动的发动机,利用上述方法进行排除后,均有效消除了拍振引起的振动波动现象,验证了该方法的正确性。

对 5 台发动机拍振排除前后高、低压转子转速信息进行统计,结果如表 4 所示。由表可知,当该型发动机高、低压转速比 $R=n\pm 0.03$ 时(n 为整数),易发生低压倍频-高压基频耦合拍振。当工作过程中出现拍振引起的振动波动时,可通过调整高压和低压转子转差关系,将 R 调整到合理范围内即可消除拍振。

表 4 N_2 和 N_1 统计结果

Tab.4 Statistics result of N_2 and N_1

发动机	试车次	转速 / (r·min ⁻¹)		R	是否拍振
		N_2	N_1		
1	排除前	13 245	6 618	2.001	是
	排除后	13 243	6 802	1.947	否
2	排除前	12 914	6 482	1.992	是
	排除后	12 900	6 550	1.969	否
3	排除前	13 552	6 795	1.994	是
	排除后	13 576	6 993	1.941	否
4	排除前	10 975	3 680	2.98	是
	排除后	10 936	3 460	3.16	否
5	排除前	10 779	3 591	3.001	是
	排除后	10 801	3 481	3.102	否

5 结 论

1) 某型航空发动机高压转子基频(f_2)和低压转子 2 倍频($2f_1$)非常接近,两者形成拍振是引起振动总量和高压基频振动分量波动的根本原因,振动波动的单峰值与 $2f_1$ 振动幅值相当。

2) 高低压转速比 $R=n\pm 0.03$ 时,易发生低压倍频-高压基频耦合拍振,且 2 个频率越接近,拍振引起的波动现象越明显。工程上可以通过调整高压和低压转子转差关系,将 R 调整到合理范围内即可消除拍振。

3) 拍振引起振动波动时,波动幅值大小与参与拍振的 2 个频率的振幅相关。在发动机装配过程中应该严格控制支点同心度和支承配合紧度,降低低压转子倍频振动幅值,可有效降低振动波动幅值。

参 考 文 献

[1] 李其汉,王延荣,等.航空发动机结构强度设计问题[M].上海:上海交通大学出版社,2014: 20-21.

[2] 陈曦,廖明夫,张霞妹,等.大涵道比涡扇发动机低压

- 转子现场动平衡技术[J]. 航空动力学报, 2017, 32(4): 808-819.
- CHEN Xi, LIAO Mingfu, ZHANG Xiamei, et al. Field balancing technology for low pressure rotors of high bypass ratio turbofan engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(4): 808-819. (in Chinese)
- [3] PENNACCHI P, VANIA A, BACHSCHMID N. Increasing the robustness of fault identification in rotor dynamics by means of M-estimators [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2007, 21(8): 3003-3029.
- [4] 李全坤, 廖明夫, 蒋云帆. 双转子不对中故障振动特性分析[J]. 机械科学与技术, 2014, 33(12): 1916-1920.
- LI Quankun, LIAO Mingfu, JIANG Yunfan. The vibration features analysis of twin spool rotor with misalignment fault[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2014, 33(12): 1916-1920. (in Chinese)
- [5] 张宏献, 李学军, 蒋玲莉, 等. 航空发动机双转子系统不对中研究进展[J]. 航空学报, 2019, 40(6): 37-48.
- ZHANG Hongxian, LI Xuejun, JIANG Lingli, et al. A review of misalignment of aero-engine rotor system [J]. Acta Aeronautica ET Astronautica Sinica, 2019, 40(6): 37-48. (in Chinese)
- [6] 马艳红, 刘海舟, 邓旺群, 等. 具有初始热变形的转子系统振动响应分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2019, 45(2): 227-233.
- MA Yanhong, LIU Haizhou, DENG Wangqun, et al. Vibration response analysis of rotor system with initial thermal deformation[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2019, 45(2): 227-233. (in Chinese)
- [7] 廖明夫, 宋明波, 张霞妹. 转子/机匣碰摩引起的转子弯扭耦合振动[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(5): 1009-1017.
- LIAO Mingfu, SONG Mingbo, ZHANG Xiamei. Coupled bending and torsional vibration due to rotor-casing contact[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(5): 1009-1017. (in Chinese)
- [8] 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-case rub-impact[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2014, 33(4): 614-620. (in Chinese)
- [9] 丁小飞, 曹航, 冯国全, 等. 航空发动机转子盘腔积液振动故障分析[J]. 航空动力学报, 2021, 36(2): 341-351.
- DING Xiaofei, CAO Hang, FENG Guoquan, et al. Vibration fault analysis of aeroengine rotor disk cavity filled with oil[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(2): 341-351. (in Chinese)
- [10] 王俨凯, 廖明夫, 丁小飞. 航空发动机故障诊断[M]. 北京: 科学出版社, 2020: 385-386.
- [11] 廖明夫, 于潇, 王四季, 等. 双转子系统的振动[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(4): 475-480.
- LIAO Mingfu, YU Xiao, WANG Siji, et al. The vibration features of a twin spool rotor system [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(4): 475-480. (in Chinese)
- [12] 刘永泉, 王德友, 洪杰, 等. 航空发动机整机振动控制技术分析[J]. 航空发动机, 2013, 39(5): 1-8, 13.
- LIU Yongquan, WANG Deyou, HONG Jie, et al. Analysis of whole aeroengine vibration control technology[J]. Aeroengine, 2013, 39(5): 1-8, 13. (in Chinese)
- [13] 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)
- [14] 钱征文, 程礼, 范家栋, 等. 某型航空发动机振动值摆动故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(2): 208-213.
- QIAN Zhengwen, CHENG Li, FAN Jiadong, et al. Fault diagnosis of vibration amplitude swing for some kind of aeroengine [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(2): 208-213. (in Chinese)
- [15] 马进锐. 航空发动机故障诊断与振动预测技术研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2015.
- [16] 王俨凯, 张占升, 廖明夫, 等. 基于动力学分析的发动机测振截面选取[J]. 航空动力学报, 2018, 33(6): 1446-1455.
- WANG Yankai, ZHANG Zhansheng, LIAO Mingfu, et al. Section selecting for engine vibration measurement based on dynamic analysis [J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(6): 1446-1455. (in Chinese)
- [17] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2015: 163-167.
- [18] NASA. NPR 8831.2D reliability centered building and equipment acceptance guide[S]. Washington: NASA, 2004.
- [19] 刘永泉, 肖森, 洪杰, 等. 三支点柔性转子系统支承不同心激励特征及振动响应分析[J]. 航空学报, 2017, 38(3): 220470.
- LIU Yongquan, XIAO Sen, HONG Jie, et al. Excitation characteristic and dynamic response of misalignment of flexible rotor system with three supportings[J]. Acta Aeronautica ET Astronautica Sinica, 2017, 38(3): 220470. (in Chinese)



第一作者简介:丁小飞,男,1987年7月生,博士生、研究员。主要研究方向为航空发动机整机振动分析和故障诊断。
E-mail:dingxiaofei00@163.com