

柔性转子无试重模态动平衡测试系统*

贾胜锡¹, 郑龙席^{1,2}, 邓旺群³, 梅庆³

(1. 西北工业大学动力与能源学院 西安, 710072) (2. 先进航空发动机协同创新中心 北京, 100191)

(3. 中国航发湖南动力机械研究所航空发动机振动技术航空科技重点实验室 株洲, 412002)

摘要 针对传统柔性转子动平衡方法需要多次添加试重、多次启动而导致平衡效率低、安全性无法保证的问题, 提出了一种高速柔性转子无试重模态动平衡方法。该方法借助有限元软件计算得到转子的模态特征, 结合测量得到的振动信息, 计算出平衡配重的大小和相位。为了将此方法应用于工程实际, 研制了一套柔性转子无试重模态动平衡软、硬件测试系统。将该系统与国外同类先进测试设备 SIRIUS 对比, 两者之间的相位测量误差为 2.376° 。转速计量表明, 该测试系统的转速测量范围为 $0\sim 60$ kr/min, 最大测量误差为 10%。应用该系统对跨二阶双盘柔性转子实施了无试重动平衡试验, 平衡后一阶振幅下降 60.6%, 二阶振幅下降 74%。试验结果表明, 所研制的无试重模态动平衡系统可有效应用于高速柔性转子的动平衡, 提高平衡效率和安全性。

关键词 柔性转子; 试重; 模态动平衡; LabWindows/CVI; 采样率

中图分类号 TH133.2

引言

转子系统是航空发动机中最重要的部件之一。转子系统过大的振动会造成转动部件严重变形或应力超限, 从而引起发动机故障^[1]。同时, 转子的振动直接影响叶片与机匣之间的间隙, 影响发动机的工作性能与安全性。对转子进行平衡是减小转子系统振动的有效方法之一。目前, 柔性转子动平衡技术已逐步趋于完善, 形成的主要平衡方法有影响系数法和模态平衡法两大类^[2-3]。柔性转子的影响系数法是刚性转子两平面平衡影响系数法的推广。为了使柔性转子在一定的转速范围保持平衡, 就必须选择多个平衡转速, 相应测量点的数目和平衡平面的数目也都要增加, 因此平衡效率低下。此外, 影响系数法需要求解方程组才能得到每个平衡面的平衡质量, 但方程组经常是冗余方程组或矛盾方程组, 必须采用一定的数值方法(如最小二乘法)才能求解这种病态方程组, 这样就无法得到影响系数的可靠解。柔性转子的模态平衡法是根据模态振型叠加原理对转子进行逐阶平衡, 但当转子系统的阻尼较大时, 转子振型将很难测准, 平衡的有效性就会降低。以上两类方法在使用时还有一个共同的缺点, 即需要添加试重。添加试重会增加平衡的工序, 降低平衡效

率。更严重的是, 添加试重的方位具有不确定性, 很可能将试重添加在与转子偏心方位相同的位置, 这势必会增加转子的原有不平衡量, 导致平衡过程中因振动过大而损坏转子的严重后果。

为了克服传统动平衡方法的缺点, 根据模态振型叠加原理, 推导出一种建立在模态动平衡理论基础上的高速柔性转子无试重模态动平衡方法。为了在实际中更加方便且高效地应用所提出的无试重模态动平衡方法, 研制了一套无试重模态动平衡系统。首先, 介绍了无试重模态动平衡的原理和方法; 其次, 介绍了无试重模态动平衡系统的组成及功能; 最后, 对该系统的测量精度和平衡效果进行了试验研究。

1 无试重模态动平衡原理

本节简要介绍无试重模态动平衡原理, 详细理论可参考文献[4-7]。

利用各阶主振型的正交性^[8], 可将转子上的不平衡量按各阶主振型展开, 即有

$$\begin{cases} \mathbf{U}(z) = \sum_{r=1}^{\infty} \mathbf{C}_r m(z) \varphi_r(z) \\ \mathbf{U}_d(z) = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\sum_{k=1}^{N+2} \mathbf{U}_d(z_k) \varphi_r(z_k)}{m_r} m(z) \varphi_r(z) \end{cases} \quad (1)$$

* 航空科学基金资助项目(20112153019)

收稿日期: 2017-03-06; 修回日期: 2017-06-22

其中: $\mathbf{U}(z)$ 为原有转子上的不平衡量; $\mathbf{U}_d(z)$ 为平衡平面上添加的校正质量; $m_r (r=1, 2, \dots, \infty)$ 为模态质量; $\varphi_r(z)$ 为模态振型。

根据模态动平衡原理^[3], 对转子第 r 阶不平衡量进行平衡时, 由轴承支反力和力矩平衡关系可得

$$\begin{cases} C_r + \sum_{k=1}^{N+2} \mathbf{U}_d(z_k) \varphi_r(z_k) / m_r = 0 \\ \int_0^l \mathbf{U}(z) dz + \sum_{k=1}^{N+2} \mathbf{U}_d(z_k) = 0 \\ \int_0^l z \mathbf{U}(z) dz + \sum_{k=1}^{N+2} z_k \mathbf{U}_d(z_k) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

转子的质心偏移曲线为

$$\begin{aligned} \epsilon(z) &= (\mathbf{U}(z) + \mathbf{U}_d(z)) / m(z) = \\ &= \sum_{r=1}^{\infty} ((C_r + \sum_{k=1}^{N+2} \mathbf{U}_d(z_k) \varphi_r(z_k)) / m_r) \varphi_r(z) \end{aligned} \quad (3)$$

根据转子振动与不平衡量间的关系^[8]

$$\begin{cases} s(z) = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\Omega^2}{\sqrt{(\omega_r^2 - \Omega^2)^2 + (2\xi_r \omega_r \Omega)^2}} \cdot \\ \epsilon_r(z) e^{i(-\alpha_r)} \\ \alpha_r = \arctan 2\xi_r \omega_r \Omega / (\omega_r^2 - \Omega^2) \end{cases} \quad (4)$$

其中: ξ_r 为模态阻尼系数。

将式(3)代入式(4)可得

$$\begin{aligned} s(z) &= \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\Omega^2}{\sqrt{(\omega_r^2 - \Omega^2)^2 + (2\xi_r \omega_r \Omega)^2}} \cdot \\ &= (C_r + \sum_{k=1}^{N+2} \mathbf{U}_d(z_k) \varphi_r(z_k) / m_r) \varphi_r(z) e^{i(-\alpha_r)} \end{aligned} \quad (5)$$

由于转子平衡时, 平衡转速选择在临界转速附近, 可认为 $\omega_r = \Omega$ 。平衡前未添加校正质量, 即 $\mathbf{U}_d(z) = 0$, 因此式(5)可简化为

$$s(z) = \frac{1}{2\xi_r} C_r \varphi_r(z) e^{i(-\alpha_r)} \quad (6)$$

结合式(2)和式(6), 采用 $N+2$ 平面法对转子进行平衡时, 校正量应该满足

$$\begin{cases} \sum_{k=1}^{N+2} \mathbf{U}_d(z_k) \varphi_r(z_k) = \\ \begin{cases} -\frac{2\xi_r s(z)}{\varphi_r(z)} e^{i(-\alpha_r)} m(r) & (k=r) \\ 0 & (k \neq r) \end{cases} \\ \mathbf{U}_d(z_1) + \mathbf{U}_d(z_2) + \dots + \mathbf{U}_d(z_{N+2}) = 0 \\ z_1 \mathbf{U}_d(z_1) + z_2 \mathbf{U}_d(z_2) + \dots + z_{N+2} \mathbf{U}_d(z_{N+2}) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

2 无试重模态动平衡方法

分析式(7)可知: $\mathbf{U}_d(z_k)$ 为各平面的校正量, 为

待求量; $\varphi_r(z)$ 为模态振型, 通过有限元计算得到; $m(r)$ 为模态质量, 通过有限元计算得到; ξ_r 为模态阻尼系数, 通过瞬态测试数据计算得到; $s(z)$ 为平衡转速下转子的振动, 通过稳态测试得到。

根据以上分析可以得到无试重模态动平衡的实施步骤, 具体如图 1 所示。

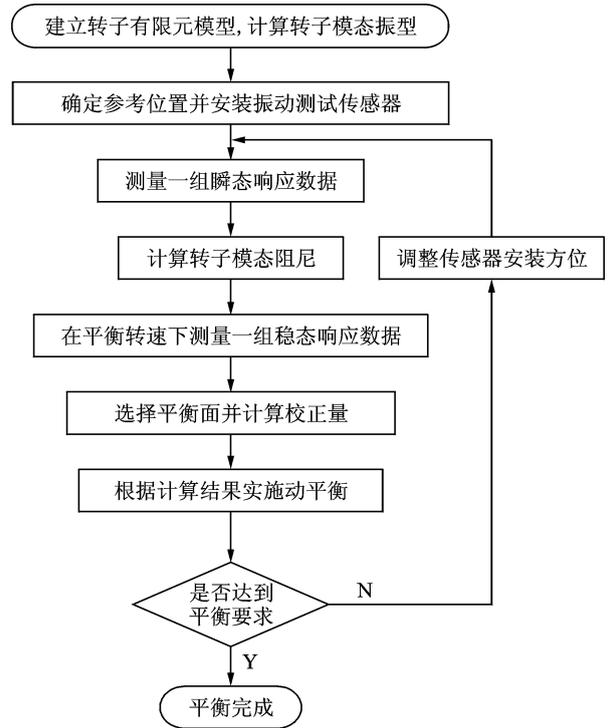


图 1 柔性转子无试重模态动平衡实施步骤

Fig. 1 Flow chart of flexible rotor modal balancing process without trial weights

3 系统硬件设计

高速柔性转子无试重模态动平衡系统的硬件组成如图 2 所示。

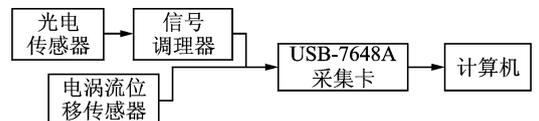


图 2 动平衡系统硬件示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the balancing system hardware

硬件系统采用光电传感器和电涡流位移传感器分别拾取转速信号和幅值信号。电涡流位移传感器包含了前置电子信号处理器, 具有检波滤波、放大和线性修正等功能, 因此无需对其信号进行调理。信号调理器仅对光电传感器的信号进行整形处理, 以便转速测量的需要。处理后的信号经 USB-7648A 采集卡模数转换后进入计算机。该硬件系统最多可

实现8个通道同步采集,其中1个为转速通道,其余7个为振动监测通道。转速测量范围为0~60 kr/min;振动测量线性的量程为0.5 mm,分辨力为0.05 μm ;最高采样频率为500 kHz。

4 系统软件设计

软件系统是在 Microsoft 32 位操作系统下,使用 LabWindows/CVI 8.5 软件开发设计的,它可在 Windows 98/ NT/2000/XP/以及 Windows 7 等环境下运行。

4.1 软件系统总体结构

根据无试重模态动平衡的实施过程,设计了无试重动平衡软件系统。软件系统由文件、参数设置、振动测试、振动分析、无试重动平衡以及帮助功能6个模块组成,各个模块及其功能如图3所示。

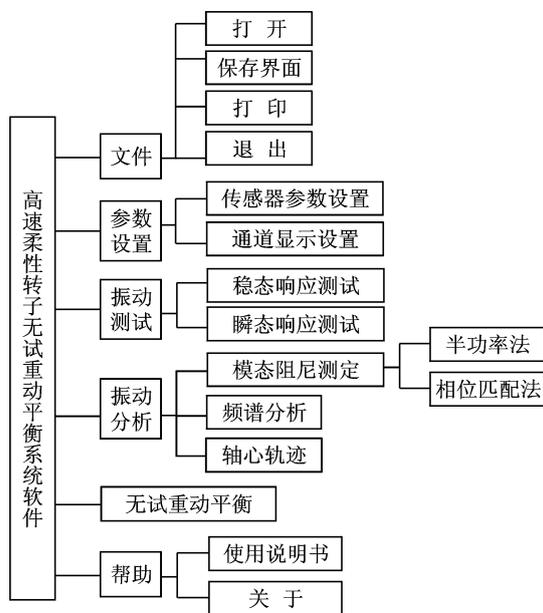


图3 动平衡系统软件总体结构

Fig. 3 Architecture of balancing system software

4.2 采样率确定

由于频率测量的需要,仅仅满足采样定律的采样率是远远不够的。要保证频率测量的准确性,首先要保证不能漏采键相信号。设采样率为 f_s ,信号频率为 f ,用于产生键相信号的反光片宽度为 w ,反光贴片所在位置的转子半径为 r 。为了保证每个转动周期内都能捕捉到键相信号,采样时间间隔 Δt 必须小于键相信号宽度 τ 。

键相信号宽度 τ 与反光贴片宽度 w 、转子半径 r 以及信号频率 f 有如下关系

$$\tau = w/2\pi r f \quad (8)$$

采样时间间隔为

$$\Delta t = 1/f_s \quad (9)$$

由不漏采键相信号的条件 $\Delta t \leq \tau$,可得

$$f_s \geq \frac{2\pi r f}{w} = \frac{2\pi r}{w} \frac{n}{60} \quad (10)$$

由于对信号进行频谱分析时要进行快速傅里叶变换(fast fourier transform,简称FFT),FFT固有的栅栏效应和泄露误差会影响频谱分析的精度^[9-10]。削弱栅栏效应与泄露效应对频谱分析的影响,一般需增加FFT谱线数量。由于增加相应的采样长度将增加所需时间,当被分析的信号是周期信号时,则通过整周期采样技术获取信号的若干个完整周期,进而可以用最少的采样数据得到相对精确的分析结果。因此采样频率为

$$f_s = 2^m \frac{n}{60} \quad (11)$$

考虑到采用频率还要满足式(10)的要求,本系统测量时 m 选择8或9,即转子每转1周采集256或512个点。

4.3 转速测量方法确定

转速测量一般采用测频法(M法)和测周期法(T法)两种^[11]。

M法是指在固定时间内测量转速输出的脉冲个数。设转子每转1周输出 P 个脉冲,在固定的时间 T 内脉冲计数个数为 m_1 ,信号频率为

$$f = m_1/PT \quad (12)$$

由于脉冲计数的误差 Δm_1 一般为 ± 1 个脉冲。因此M法测量频率的相对误差为

$$\left| \frac{\delta f}{f} \right| = \left| \frac{m_1/PT - (m_1 + \Delta m_1)/PT}{m_1/PT} \right| = \left| \frac{\Delta m_1}{m_1} \right| = 1/m_1 = 1/fPT \quad (13)$$

T法是指测出转速输出脉冲的周期 T ,在 T 时间内对固定的时钟脉冲频率 f_s 进行计数。设转子每转1周输出 P 个脉冲,在周期 T 内脉冲计数个数为 m_2 ,则信号频率为

$$f = f_s/Pm_2 \quad (14)$$

同样地,T法的相对误差为

$$\left| \frac{\delta f}{f} \right| = \left| \frac{f_s/Pm_2 - f_s/P(m_2 + \Delta m_2)}{f_s/Pm_2} \right| = \left| \frac{\Delta m_2}{m_2} \right| = 1/m_2 = fP/f_s \quad (15)$$

当采用整周期采样技术时,可进一步推导T法和M法的频率测量误差。假设每次采集数据大小为 N ,转子每转输出脉冲个数为 P ,采样频率与频率的关系为

$$f_s = Qf \quad (16)$$

由式(13)和式(16)可得 M 法的测量误差为

$$\delta_m = \frac{1}{fPT} \geq \frac{1}{fPN/f_s} = \frac{f_s}{fPN} = \frac{Q}{PN} \quad (17)$$

由式(15)和式(16)可得 T 法的测量误差为

$$\delta_T = \frac{1}{m_2} = \frac{fP}{f_s} = \frac{fP}{Qf} = \frac{P}{Q} \quad (18)$$

当 $P=1, Q=256, N=2\ 048$ 时, 可得 $\delta_m = 1/8$, $\delta_T = 1/256$ 。采用整周期采样时, T 法的测量误差更小。因此, 本系统采用 T 法测量转速。

4.4 各模块功能

1) 文件: 文件模块用于实现软件系统和其他应用程序或外部设备的信息链接, 其功能包含打开已保存的测试数据、保存界面、打印以及退出。

2) 参数设置: 软件系统在处理振动信号显示时, 需要将电压信号转化成相应的振幅, 为此, 开发了参数设置模块用来设定相应传感器的转化关系, 并设置各个显示框的坐标名称。

3) 振动测试: 用来进行稳态响应测试和瞬态响应测试。在稳态响应测试中, 对转子振幅响应曲线和转速信号曲线进行实时显示。测试界面中转速信号为脉冲曲线, 程序在后台对该曲线数据进行了处理, 并将转子的实时转速显示界面右上角, 如图 4 所示。在瞬态响应测试中, 对振幅随转速变化的曲线和相位随转速变化的曲线进行实时显示, 如图 5 所示。

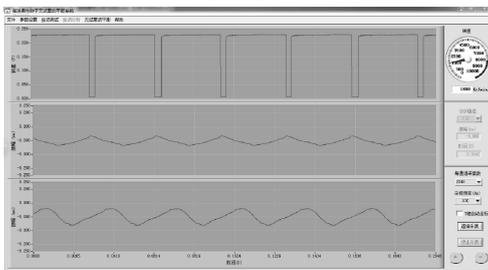


图 4 稳态响应测试界面

Fig. 4 Steady response test interface

4) 振动分析: 振动分析功能用来对测试数据进行处理, 功能包含模态阻尼测定、频谱分析以及轴心轨迹三部分。本系统给出了两种模态阻尼测量方法——传统的半功率法和新建的相位匹配法。相位匹配法根据相位与阻尼的关系确定系统的模拟阻尼, 此方法的优点是无需将转子开过临界转速, 其详细理论可参考文献[12]。当转子平衡之前因为振动过大无法加速越过临界转速, 从而半功率法失效时, 可采用相位匹配法测量模态阻尼。

5) 无试重动平衡: 根据无试重模态动平衡方法的操作流程, 本软件系统创建了如图 6 所示的无试重模态平衡界面, 可实现柔性转子系统的一阶平衡和二阶平衡。无试重动平衡界面按功能分为三部分: a. 输入参数部分, 包含平衡所对应的转速、模态阻尼系数、平衡平面、平衡半径以及参考端振幅和相位等; b. 结果输出部分, 即通过计算后给出平衡平面所需添加配重的大小和相位; c. 振型显示部分, 用于显示应用无试重平衡理论平衡转子系统时所用到的模态振型。

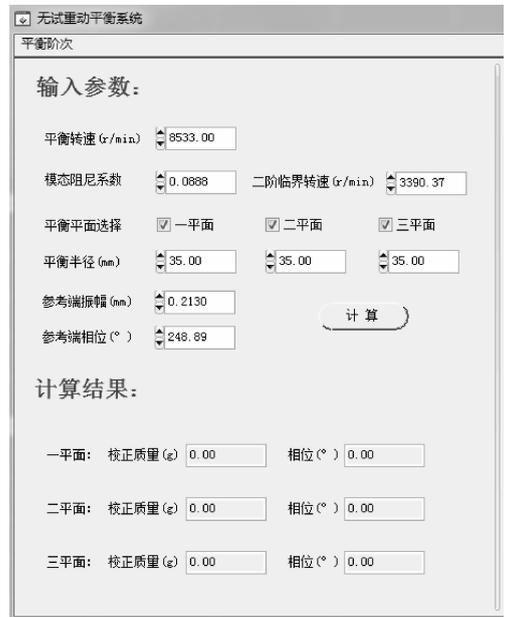


图 6 无试重动平衡界面

Fig. 6 Interface of modal balancing without trial weights

6) 帮助: 用来打开软件的操作说明书, 并查看软件系统的版权、版本以及运行环境等信息。

5 试验验证

5.1 相位测量误差试验

为了考量无试重模态动平衡系统的测量精度, 采用该系统与 DEWESoft 公司同类数据采集设备

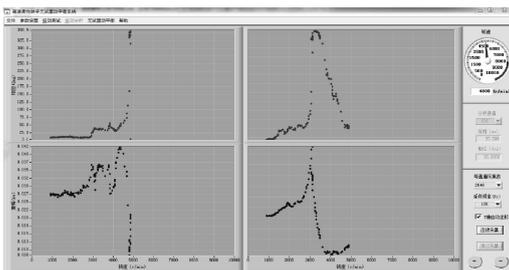


图 5 瞬态响应测试界面图

Fig. 5 Transient response test interface

SIRIUS-ACC8 对实验室模拟转子的相位同时进行测量。采集时两种设备采用相同的采样频率。为了保证傅里叶分析中两组数据的相位参考点相同,均以转速脉冲信号上升沿为基准,截取数个周期的位移数据。对所得位移数据进行傅里叶变换,在傅里叶变换后的结果中找出基频所对应的振幅和相位。

图 7 和图 8 分别表示 SIRIUS 和无试重模态动平衡测试系统所采集的转速脉冲信号和位移信号,对两组数据进行傅里叶变换后得到相位结果如表 1 所示。

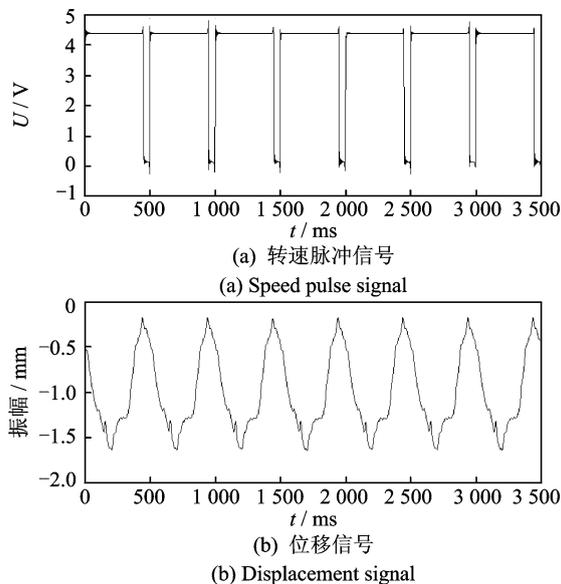


图 7 SIRIUS 采集的转速和位移信号

Fig. 7 Rotation speed and displacement signal obtained by SIRIUS

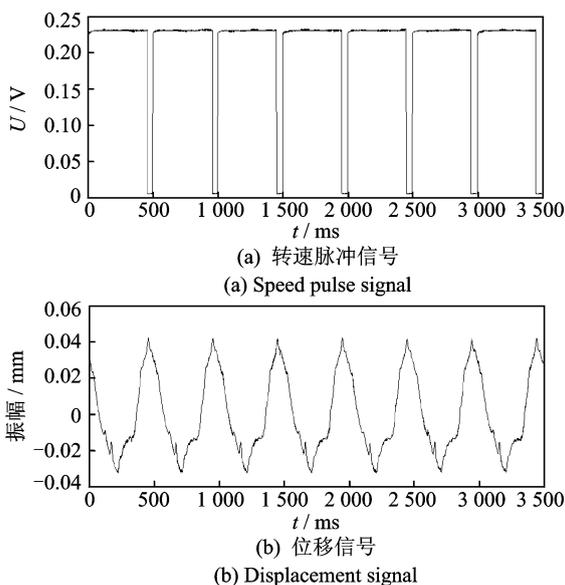


图 8 无试重动平衡系统采集的转速和位移信号

Fig. 8 Rotation speed and displacement signal obtained by the balancing system

表 1 相位计算结果对比

Tab. 1 Comparison of phase calculation results ($^{\circ}$)

名称	SIRIUS	动平衡系统	相位误差
相位	29.939	27.563	2.376

由表 1 可以得出,无试重动平衡系统采集的数据计算出的相位与 SIRIUS 采集的数据计算出的相位基本一致,其测量误差为 2.376° 。产生误差的原因是转速脉冲信号的上升沿并不是从最小值直接上升至最大值,期间会有过渡,因此在数据截取时,难以保证 SIRIUS 的数据和无试重动平衡系统的数据起始点相同,即两种数据的相位参考点存在误差。

5.2 转速计量试验

为了验证系统的转速测量精度,在中航工业北京长城计量测试技术研究所对该系统的转速测量进行了计量。计量范围为 $0\sim 60\text{k r/min}$,计量结果如表 2 所示。

由表 2 可以看出,在转速为 200r/min 时,无试重模态动平衡系统的转速测量误差最大,达到 10% ;除此以外的其余转速测量误差均小于 4% 。综合考虑以上试验结果,认为所研制的无试重模态动平衡系统的测量精度能够满足高速柔性转子的动平衡试验要求。

表 2 无试重模态动平衡系统转速计量结果

Tab. 2 Rotation speed measurement result by the balancing system

标准转速/ ($\text{kr} \cdot \text{min}^{-1}$)	被校转速/ ($\text{kr} \cdot \text{min}^{-1}$)	示值误差/ ($\text{kr} \cdot \text{min}^{-1}$)	误差/ %
0.2	0.18	-0.02	10.0
0.5	0.48	-0.20	4.0
1.0	0.96	-0.04	4.0
2.0	1.98	-0.02	1.0
5.0	4.80	-0.20	4.0
10.0	9.90	-0.10	1.0
20.0	19.80	-0.20	1.0
40.0	39.60	-0.40	1.0
50.0	49.80	-0.20	0.4
60.0	60.00	0	0

5.3 无试重动平衡效果验证

采用该测试系统在实验室双盘柔性转子上开展了跨二阶无试重动平衡试验。转子由 2 个盘和 1 根转轴组成,转轴直径为 10 mm ,跨度为 551 mm ,如图 9 所示。首先,建立转子系统的有限元模型,通过模态分析得到其一阶临界转速及一阶模态振型;其次,开动试验器使转子越过临界转速,根据这组瞬态数据计算出转子系统的模态阻尼系数;最后,将其稳定在临界转速附近,测量一组稳态响应数据,带入

式(7)中计算出所需的平衡校正量。图10给出了平衡前后的瞬态响应对比结果。

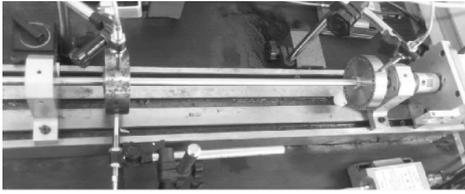


图9 实验室双盘柔性转子

Fig. 9 Laboratory-scale two-disk flexible rotor

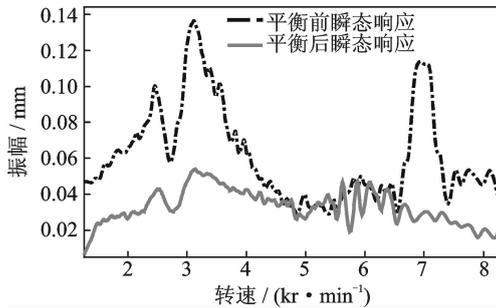


图10 平衡前后转子的瞬态响应曲线对比

Fig. 10 Comparison of transient response before and after balancing

由图10可以看出,转子在整个转速范围内出现了两阶临界转速,分别为3 114和7 010r/min。通过平衡,使一阶临界转速处振幅从0.137 mm降低到0.054 mm,下降了60.6%;二阶临界转速处振幅从0.114 mm降低到0.03 mm,下降了74%。

6 结论

1) 按照无试重模态动平衡的原理和方法,研制了一套高速柔性转子无试重模态动平衡系统,能对转子动力特性进行测量和分析,并根据测量和分析数据计算出转子平衡所需校正量的大小和方位。

2) 相位测量误差对比试验和转速计量结果表明,该系统测量精度高,能够满足高速柔性转子动平衡试验要求。

3) 采用该系统对跨二阶模拟转子进行了无试重模态动平衡试验,平衡后一阶临界转速处振幅下降60.6%,二阶临界转速处振幅下降74%。试验结果表明,所研制的无试重模态动平衡系统可有效应用于高速柔性转子的动平衡,简化了平衡步骤,提高了平衡效率和安全性。

参 考 文 献

[1] 尹泽勇,付才高,李其汉,等. 航空发动机设计手册(第

19册)——转子动力学及整机振动[M]. 北京:航空工业出版社,2000:1-7.

[2] 王正. 转动机械的转子动力学设计[M]. 北京:清华大学出版社,2015:38-49.

[3] 钟一镔,何衍宗,王正,等. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社,1987:207-225.

[4] 郑龙席,李晓丰,刘振侠. 一种高速柔性转子动平衡方法:中国,ZL201010284567[P]. 2011-01-19.

[5] Li Xiaofeng, Zheng Longxi, Liu Zhenxia. Balancing of flexible rotors without trial weights based on finite element modal analysis[J]. Journal of Vibration and Control, 2012, 19(3):461-470.

[6] 李晓丰,郑龙席,刘振侠. 柔性转子无试重模态动平衡方法与试验[J]. 振动、测试与诊断,2013,33(4):565-570.

Li Xiaofeng, Zheng Longxi, Liu Zhenxia. Theoretical and experiment research on balancing of flexible rotors without trial weights[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(4): 565-570. (in Chinese)

[7] 刘钢旗,郑龙席,梅庆,等. 一种跨二阶柔性转子无试重模态平衡方法[J]. 航空学报,2014,35(4):1019-1025.

Liu Gangqi, Zheng Longxi, Mei Qing, et al. Balancing method of flexible rotor across second order without trial weights[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2014, 35(4):1019-1025. (in Chinese)

[8] 安胜利,杨黎明. 转子现场动平衡技术[M]. 北京:国防工业出版社,2000:12-27.

[9] Thompson J K, Tree D R. Leakage error in fast fourier analysis [J]. Journal of Sound and Vibration, 1980, 71(14): 531-544.

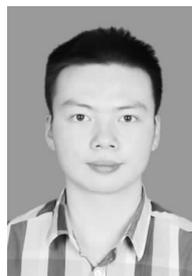
[10] 张思. 振动测试与分析技术[M]. 北京:清华大学出版社,1992:292-375.

[11] 王军,卢青春. 瞬态转速测量方法的研究与改进[J]. 车用发动机,2001(2):31-34.

Wang Jun, Lu Qingchun. Research and improvement of transient speed measurement method[J]. Vehicle Engine, 2001(2): 31-34. (in Chinese)

[12] 郑龙席,刘钢旗,梅庆. 转子系统模态阻尼测定的相位匹配法[J]. 振动、测试与诊断,2014,34(2):218-222.

Zheng Longxi, Liu Gangqi, Mei Qing. Research of measuring rotating mechanical modal damping by phase matching method [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(2): 218-222. (in Chinese)



第一作者简介:贾胜锡,男,1992年2月生,博士生。主要研究方向为航空发动机转子动力学及新概念发动机。曾发表《Dynamic characteristics analysis and optimization design of a simulated power turbine rotor based on finite element method》(《International Journal of Turbo and Jet Engines》2017, Vol. 2017)等论文。

E-mail:jia_sx@163.com