

转子系统模态阻尼测定的相位匹配法*

郑龙席¹, 刘钢旗¹, 梅庆², 李晓丰¹, 刘继华¹

(1. 西北工业大学动力与能源学院 西安, 710072) (2. 航空发动机振动技术航空科技重点实验室 株洲, 412002)

摘要 模态阻尼是转子系统达到每一阶模态振型时所表现出来的一种系统阻尼, 是研究转子系统动力学特性的一个重要参数。在分析模态阻尼传统测量法——半功率法缺点的基础上, 提出了一种新的模态阻尼测量方法——相位匹配法。相位匹配法的原理是: 建立目标函数, 利用数值计算, 对试验获得的相位随转速变化的数据进行最小距离估计, 从而确定出转子振动系统的阻尼系数。在转子试验器上进行了试验研究, 测得了系统的模态阻尼系数, 其大小与半功率法测量结果接近。理论分析和试验结果表明, 相对于半功率法, 相位匹配法具有安全性高、稳定性强的优点。

关键词 转子; 模态阻尼; 半功率法; 相位匹配法

中图分类号 TB535.1; TH113

引言

随着现代化工业突飞猛进的发展, 转子系统向高速化、大功率发展, 其性能不断提高, 同时人们对转子-支承系统的安全性要求也越来越高^[1], 因此, 关于转子系统动力学特性的研究也更加深入。其中, 一种主要的研究方法就是对真实的转子系统动力学特性进行数值模拟, 数值模拟时需要知道转子系统的各个参数, 阻尼系数就是其中一个必须控制的参量。与此同时, 在越来越受到关注的无试重动平衡^[2]中, 转子系统的阻尼系数也是一个必须测量的参数。再者, 利用阻尼可以控制振动和冲击, 阻尼在振动过程中使系统能量耗散。在现代航空发动机、工业压缩机、涡轮增压器的转子系统支承结构中都会装有挤压油膜阻尼器, 阻尼耗散激励力所做的功限制了系统的振幅。

由此可见, 阻尼在振动系统中有着非常重要的作用。国内最早对转子系统阻尼测量的研究大部分都停留在质量弹簧系统上^[3], 随着科学发展的需求也逐渐地出现了一些新的测量方法^[4]。国外对转子系统阻尼的测量更多地采用了传统半功率法^[5-6]。半功率法是用振动系统简谐振动的振幅放大因子来推算衰减系数。其在试验测量中, 必须将转子系统

加速到临界转速以上, 得到振幅随转速的变化曲线, 进而获得该幅频线上的两个半功率点, 然后计算出该系统的阻尼系数。实际的转子系统在平衡前其振幅往往是比较大的, 尤其在临界转速处, 振幅会突然增大, 振动加剧, 容易造成转子系统的损坏。有的转子系统在平衡之前甚至是不能顺利达到临界转速以上, 这时候传统半功率法就失效了。

因此, 为了避免要求转子系统超过临界转速, 笔者提出了一种新的模态阻尼测量方法——相位匹配法, 并进行了相应的试验测量。分析结果表明, 该方法测量过程简单、安全、可靠, 具有一定的推广价值。

1 相位匹配法理论分析

单自由度系统的振动微分方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (1)$$

其中: m 为质量; $F(t)$ 为激振力; c 为阻尼系数; t 为时间; k 为刚度系数; x 为质量 m 离开平衡位置的位移。

方程两边同时除 m 可得

$$\ddot{x} + 2\omega_n \xi_n \dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F(t)}{m} \quad (2)$$

其中: $\xi_n = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$ 为(第 n 阶)模态阻尼系数; $\omega_n =$

* 航空科学基金资助项目(20112153019)

收稿日期: 2013-02-25; 修回日期: 2013-04-15

$\sqrt{\frac{k}{m}}$ 为系统无阻尼自然频率。

此处仅考虑外界激励为简谐力时的受迫振动。虽然这是最简单的情况,但一般情况下转子系统受到的动载皆为周期性激励,它经傅里叶分解可表示为简谐函数的级数。因此,把外载视为简谐力并不失一般性。设简谐力为

$$F(t) = F_0 \cos \omega t \quad (3)$$

将式(3)代入式(2),则有

$$\ddot{x} + 2\omega_n \xi_n \dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F_0 \cos \omega t}{m} \quad (4)$$

其解为

$$x = X \cos(\omega t - \varphi) \quad (5)$$

其中

$$X = \frac{\frac{F_0}{m}}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\omega_n \omega \xi_n)^2}} \quad (6)$$

$$\varphi = \arctg \frac{2\eta \xi_n}{1 - \eta^2} \quad (7)$$

其中:频率比 $\eta = \frac{\omega}{\omega_n}$ 。

根据式(7), ξ_n 取多组不同的值时,即可绘制出多组相位角 φ 随转速的变化曲线,如图1所示。建立如下目标函数

$$L = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |\varphi(L)_i - \varphi(S)_i| \quad (8)$$

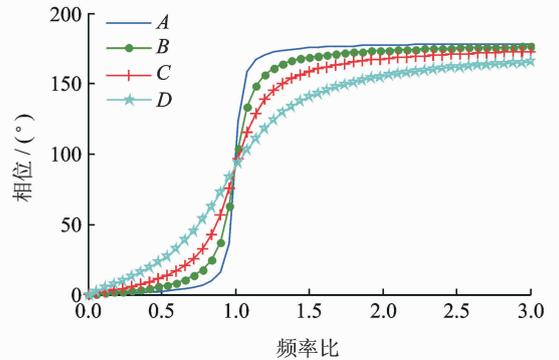
其中: $\varphi(S)_i$ 是由试验获得与转速一一对应的离散的相位角数据,在已知系统临界转速情况下,可将其转化成与频率比一一对应的量。

根据式(7)可知,取定一个模态阻尼系数,对应每一个频率比都有一个相应的相位角 $\varphi(L)_i$ 。因此,试验测量得到的相位角和理论计算得出的相位角可以通过频率比联系起来。

文中从 0.01~0.1(一般材料阻尼系数的范围)每次递增 0.000 1 取定一个模态阻尼系数,把这个阻尼系数和试验数据中得出的频率比代入式(7),计算每一个频率比下的相位角并与试验值做差,再把这些差值的绝对值求和如式(8)所示。 L 在模态阻尼系数 0.01~0.1 范围内必有极小值,这个极小值所对应的模态阻尼系数就是用相位匹配法测量得出的该系统的模态阻尼系数。

考虑到相位随转速变化曲线为近似中心对称图形,且相位随转速变化曲线是和阻尼系数一一对应的,那么在测量时只需关注临界转速附近以及临界转速以下试验与理论曲线的匹配程度,就可以确定

出系统的模态阻尼系数。这也是该方法不需要经过临界转速的依据。



A 表示 $\xi_n = 0.03$; B 表示 $\xi_n = 0.08$; C 表示 $\xi_n = 0.16$; D 表示 $\xi_n = 0.34$

图1 相位随频率比的变化关系

Fig. 1 The relationship of phase change with frequency ratio

2 试验测量

试验装置采用 CUT 转子振动试验台(图2),以及采样频率达 100 kHz 的多通道采集系统,工作转速为 0~10⁴ r/min。支承用自动调位滑动轴承。振动监测用湖南航空天瑞仪表电器公司生产的电涡流位移传感器,其线性范围为 0.25~0.75 mm。转速测量用美国 Monarch Instrument 公司生产的光电传感器,测量范围为 0~2.5×10⁴ r/min。



图2 CUT 转子振动试验台

Fig. 2 Rig of CUT rotor

试验系统的简化模型如图3所示。在轮盘处 x 和 y 方向安置两个电涡流位移传感器,将信号调在其线性范围内,用光电传感器对准贴有反光片的轮盘,获取脉冲信号测量转速。所有试验装置安装完成后,接通电源并打开采集系统,逐渐提高转速,同时获取升速过程中试验数据。最后降低转速直至为零,关闭采集系统,切断总电源。

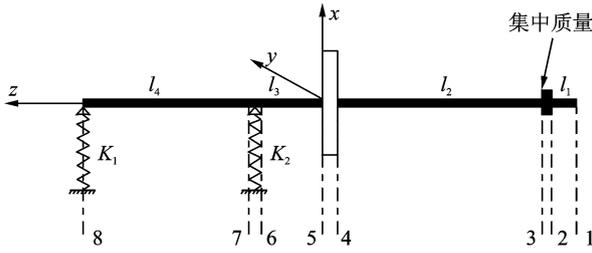


图 3 单盘悬臂转子模型

$l_1 = 1.65 \text{ cm}; l_2 = 16.35 \text{ cm}; l_3 = 5.2 \text{ cm}; l_4 = 15 \text{ cm}; \rho = 8.4 \text{ g/cm}; m_{\text{pan}} = 613 \text{ g}; m_{\text{ji}} = 130 \text{ g}; E = 206 \text{ Gpa}; d_{\text{pan}} = 7.5 \text{ cm}; d_{\text{zuo}} = 0.8 \text{ cm}; K_1 = K_2 = 5.63 \times 10^8 \text{ n/m}$

Fig. 3 The model of single plate cantilever rotor

根据前文分析,运用相位匹配法测量转子系统阻尼时,只需关注临界转速以下试验数据与理论值的匹配程度,从而避免将转子系统开过临界转速。应用相位匹配法的测量原理,对图 2 所示的转子系统进行 3 组测量,测量步骤与过程见图 4,其中,传感器应尽量靠近轴承安装,以便减少转轴在旋转时晃摆过大而引起的附加误差。目标函数 L 随阻尼系数的变化曲线测量结果如图 5 所示。

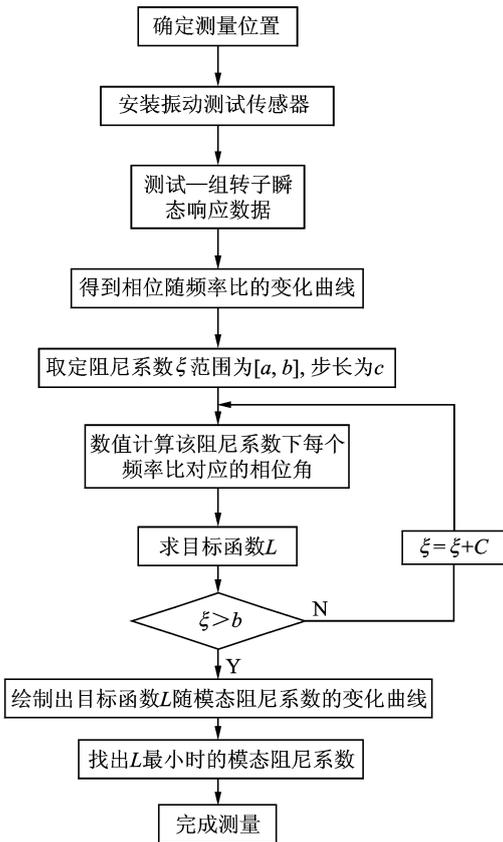
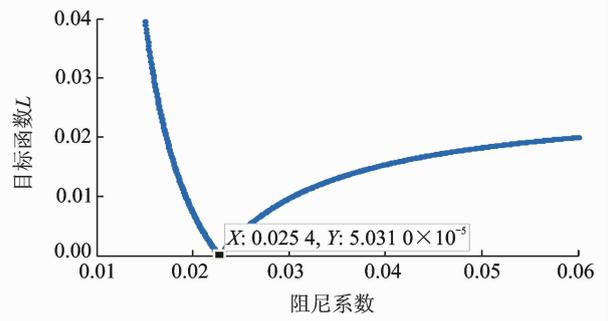
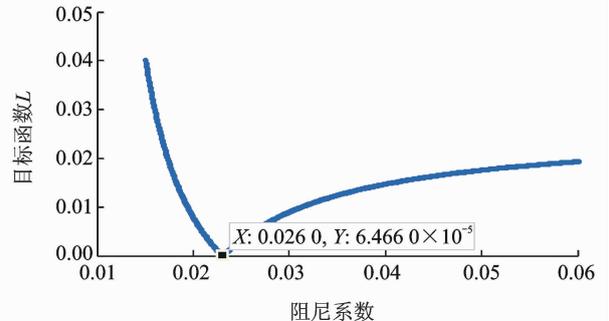


图 4 相位匹配法测量流程图

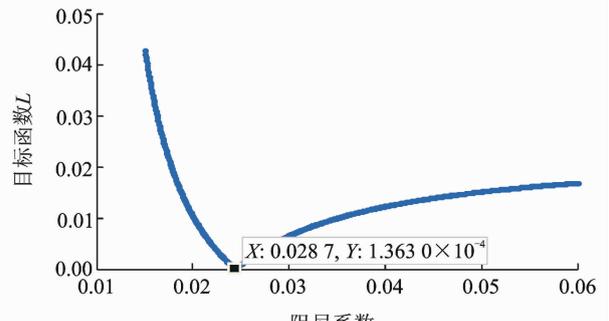
Fig. 4 Phase matching method measuring process



(a) 测量 1
(a) First



(b) 测量 2
(b) Second



(c) 测量 3
(c) Third

图 5 相位匹配法测量

Fig. 5 Measurement of phase matching method

以上各图绘制出了目标函数随模态阻尼系数的变化曲线。显然在给定的范围内,目标函数 L 存在最小值,读出最小值所对应的模态阻尼系数见表 1。

表 1 相位匹配法测量结果

Tab. 1 Results of phase matching method

编号	试验 1	试验 2	试验 3	平均值
模态阻尼系数	0.025 4	0.026 0	0.028 7	0.026 7

对上述的转子系统,用半功率法进行测量,将得到的 3 组振幅随转速的变化关系绘制如图 6 所示。

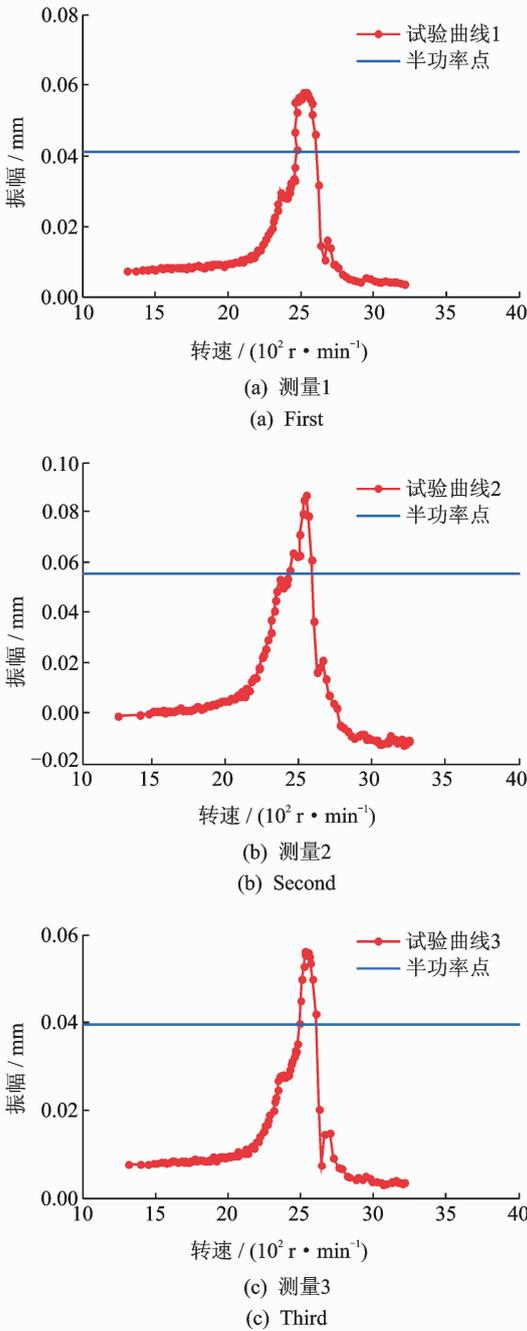


图 6 半功率法测量

Fig. 6 Measurement of half power method

对 3 种试验结果数据进行处理,用 MATLAB 编程求解出两个半功率点的转速 ω_1 和 ω_2 以及临界转速 ω_{cr} ,并根据半功率法求解模态阻尼系数公式

$$\xi = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_{cr}}$$

得出 3 种试验结果见表 2。

对比两种方法的测量结果,半功率法为 0.026 8,相位匹配法为 0.026 7,以半功率法测量结果为准,相对误差为 0.373%。由此可知,相位匹配法测量结果是可靠的、正确的。

表 2 半功率法测量结果

Tab. 2 Results of half power method

编号	$\omega_{cr}/$ ($r \cdot \min^{-1}$)	$\omega_1 /$ ($r \cdot \min^{-1}$)	$\omega_2 /$ ($r \cdot \min^{-1}$)	模态阻尼 系数
试验 1	2 539.7	2 468.9	2 607.1	0.027 2
试验 2	2 549.8	2 436.8	2 595.4	0.031 1
试验 3	2 529.6	2 490.6	2 603.5	0.022 3
平均值				0.026 8

在测量过程中,由于方法本身的缺陷会引入一定的误差。首先,半功率法是通过转子系统的振幅变化来推算衰减系数从而得出模态阻尼系数,然而系统振幅的变化是阻尼、自身变形以及刚度变化等众多因素综合作用的结果^[1],阻尼只是其中的一个主要因素,采用滑动轴承的转子转速变化时其支承刚度也会发生变化^[7]。因此,这些其他因素对振幅的影响也就造成了阻尼测量误差;其次,在小阻尼情况下,半功率法的 $\Delta\omega$ 的精度很难提高^[8],也会造成测量误差增大;最后,由转子动力学可知,转子系统振幅随转速的变化受加速度的影响^[9-10],在试验中无法保证加速度是一个常值的情况下,振幅的变化也就成了一个不确定量。因此,半功率法通过振幅变化得出的阻尼系数稳定性也会较差,表 2 中 3 次测量结果中最大相差达 0.008 8。而相位匹配法,首先,不需要转子系统经过其临界转速,提高了测量的安全性;其次,由式(7)可知,相位角随转速的变化只和阻尼有关,那么在试验测量中也就避免了其他因素的影响,提高了模态阻尼测量的精度;最后,从试验结果看,3 次测量最大相差只有 0.003 3,相比半功率法降低了 62.5%,提高了测量的稳定性。

3 结束语

笔者提出了一种新的模态阻尼系数测量方法——相位匹配法。首先,对同一转子模型,分别使用半功率法和相位匹配法进行模态阻尼系数测量,测量结果接近,证明了相位匹配法测量的正确性和可靠性;其次,由理论分析和试验测量过程可知,相位匹配法不需要转子系统经过临界转速,提高了测量的安全性,解决了因转子系统临界转速处振动过大,半功率法失效的问题;最后,两种方法都进行了 3 组试验,相位匹配法三组测量结果更加接近,最大值与最小值相差较小,相对于半功率法提高了测量的稳定性。

参 考 文 献

- [1] 顾家柳. 转子动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985:181-192.
- [2] 郑龙席, 李晓丰, 刘振侠. 一种高速柔性转子动平衡方法: 中国, 201010284567[P]. 2011-01-19.
- [3] 宫建平. 阻尼系数的测定[J]. 晋中学院学报, 2011, 28(3):1-3.
Gong Jianping. Measurement of damping coefficient [J]. Journal of Jinzhong College, 2011, 28(3):1-3. (in Chinese)
- [4] 金路, 廖明夫, 宋明波. 转子在临界转速点的振动和阻尼比的估计方法[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(3): 502-504.
Jin Lu, Liao Mingfu, Song Mingbo. Vibration of rotors at critical speed and estimation method of damping ratio[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(3): 502-504. (in Chinese)
- [5] Gupta K, Singh S P. Damping measurements in fiber reinforced composite rotors [J]. Indian Institute of Technology, 1998, 211(3): 513-520.
- [6] Hunter C C, Malsen E H, Barrett L E. Damping ratio estimation techniques for rotor dynamic stability measurements[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 131(1):1-11.

- [7] Sinha J K, Friswel M I, Lees A W. The identification of the unbalance and the foundation model of a flexible rotating machine from a single run down[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2002, 16(2-3):255-271.
- [8] 李德葆, 陆秋海. 工程振动试验分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004:126-128.
- [9] Gregory L R. Theoretical and experimental investigation of the response of a rotor accelerating through critical speed[D]. Monterey, California: Naval Postgraduate School, 1995.
- [10] 郑龙席, 李晓丰. 单双盘转子稳态和瞬态响应对比分析[J]. 风机技术, 2009(5):3-6.
Zheng Longxi, Li Xiaofeng. Research of rotor steady and transient response comparative analysis of single and double disc[J]. Wind Turbine Technology, 2009(5):3-6. (in Chinese)



第一作者简介: 郑龙席, 男, 1970年12月生, 教授、博士生导师。主要研究方向为航空发动机的结构、强度、振动、寿命及可靠性。曾发表《某微型涡喷发动机现场瞬态动平衡技术》(《振动、测试与诊断》2008年第28卷第3期)等论文。
E-mail: lgqmaxwell@163.com.

《振动、测试与诊断》被《中国学术期刊文摘》收录

近日,《中国学术期刊文摘》(简称 CSA)通过对全国近 5 000 种科技期刊的学术指标统计和专家评审综合评估,确定了 500 余种优秀科技期刊为收录源期刊,内容涉及自然科学、医药科学、农业科学、工程与技术科学等学科。本刊将于 2014—2015 年度被收录其中。

