

航空发动机叶片高频模态阻尼的实验测试方法

郭雪莲^{1,2}, 范雨², 李琳²

- (1. 中国航天科工集团 北京动力机械研究所, 北京 100074;
2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 以 NASA Rotor37 叶片为对象,研究了航空发动机叶片的高频模态阻尼比的实验测试方法. 实验分析和数值计算均说明:在随机声激励下获得频响曲线将包含由支撑结构振动造成的峰值. 基于此提出在支撑结构上布置多个传感器的实验方案,并以支撑结构的振动峰值位置和能量相对大小来判定叶片振动主导的振动峰值. 用小波阈值收缩法和曲线拟合法对这些振动峰值进行了降噪和模态阻尼比识别,给出了实测模型在 10 kHz 内“叶片主导振动”的模态阻尼比. 结果表明:一般的结构金属材料条件下,叶片结构的高频模态阻尼比的数量级小于 1%,且随频率增加呈下降趋势.

关键词: 阻尼识别; 实验模态分析; 声激励; 高频模态阻尼; 随机振动; 曲线拟合法

中图分类号: V232.4; O329

文献标志码: A

Experimental test method for high-frequency modal damping of turbomachinery blades

GUO Xue-lian^{1,2}, FAN Yu², LI Lin²

- (1. Beijing Power Machinery Research Institute, China Aerospace Science and Industry Corporation, Beijing 100074, China;
2. School of Energy and Power Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: High-frequency modal damping ratio experimental identification of turbomachinery blade was studied using NASA Rotor37 blade. The blade was tested by random acoustic excitation in order to obtain evident high frequency response. It is shown, both numerically and experimentally, that the obtained frequency-response curve at high-frequency also showed the information of the excited modes from the supporting structure. Therefore the vibration of the supporting structure was also monitored by several sensors. Then a data processing approach was proposed to distinguish the blade dominant peaks by comparing the energy transfer ratio of the blade with that of the supporting structure. After wavelet threshold denoising, the blade's modal damping ratios less than 10 kHz were obtained by fitting the blade dominant peaks. Additionally, the results show that the magnitude of blade's high-frequency modal damping is less than 1% when it is produced by general metal materials, and the magnitude has a downward trend along with the frequency.

Key words: damping identification; experimental modal analysis; acoustic excitation; high-frequency modal damping; random vibration; curve-fitting method

收稿日期: 2013-06-08

作者简介: 郭雪莲(1977—),女,辽宁辽阳人,博士生,主要从事旋转机械的气动阻尼及流固耦合动力学研究.

通讯作者: 李琳(1956—),女,河北唐山人,教授、博士生导师,博士,主要从事结构动力学研究. E-mail: feililin@buaa.edu.cn

阻尼是一项重要的结构动力学特性,然而阻尼力与结构运动之间的关系却无法经由有限元方法等手段较精确地给出^[1]. 在工程设计中,对阻尼力的处理常需要通过一些假设,如常见黏性阻尼假设,进一步又有非比例阻尼(模态阻尼矩阵耦合)和比例阻尼(模态阻尼矩阵解耦)之分. 这些假设,尽管为阻尼力提供了一些简便有效的描述方式,仍无法解决相应阻尼参数的取值问题,目前各种假设中阻尼参数的取值多依靠经验. 这些经验取值实际上是结合大量结构低频振动的实验数据给出的,具有一定普适性,但对于高频模态缺乏借鉴意义,更精确的取值只能通过实验测定.

值得注意的是,结构在共振区的响应计算结果对阻尼参数非常敏感(这也是各种阻尼器^[2-6]设计的依据),而航空发动机叶片(文中简称叶片)转速高、激振力复杂,实际上在工作时无法使激振力完全避开所有的模态,尤其是高频模态,对其动力响应的预估在很大程度上将受阻尼参数取值的影响. 而叶片的动力响应,是疲劳寿命和可靠性预估的基础,预估的准确性将深远地影响其后续分析的准确性和可信度^[7].

通过实验手段来确定结构的阻尼参数,须关注如下4个方面:①测试对象,在本文中是航空发动机叶片;②识别目标,结构的阻尼系数矩阵或是结构的模态阻尼比(以及阶次、频率范围);③识别方法,基于时域衰减数据的方法或是基于频响函数的方法;④测试方法,由识别方法确定,锤击法、载荷突卸法(产生时域衰减数据)或是扫频法、稳态激励法、随机激励法(产生频响数据). 这些方面的考虑确定了测试环境的搭建和数据采集/处理的方法.

针对上述问题,在现有文献中已有大量工作. Phani 和 Woodhouse^[8]整理了十余种基于频响函数的阻尼系数矩阵识别方法,将它们归纳为矩阵方法(matrix method)、(复)模态方法(modal method)和改进的矩阵方法(enhanced matrix method),通过数值模拟的方式对比了噪声、模态混叠、空间截断(空间采样点不足)以及模态截断(识别时取相对少的模态)对这些方法精度的影响. 在他们的后续工作^[9]中,设置了一个特殊的三悬臂梁系统对这些识别方法进行了实验测试对比. 结果均表明,噪声对拟合结果的精度会造成不同程度的消极影响,同时拟合技术的复模态方法(如 Adhikari's symmetrized viscous fit method)的精度和稳定性要好于其他方法. 利用频响函数,

还可以识别出各阶模态阻尼比,陈奎孚等^[10-11]提出了一种改进的半功率法,改善了半功率法识别受频域谱线宽度影响而导致的精度问题.

另一类方法着眼于直接从结构自由振动的时序信号中识别模态阻尼比. 基于结构的自由振动曲线,通常只可计算出结构的前2阶模态阻尼^[12-13]. Wang 和 Cheng^[14]发展了一种只利用结构的自由振动信息识别多阶模态参数的方法,其中利用离散的时序数据巧妙地将广义特征值问题转换为一般特征值问题,并利用带噪声的数值算例对该方法进行了验证.

在上述文献中,前提是进行识别的数据中已经明显地包含了所关注的模态信息. 而高频模态响应,在实验室环境下一般不容易激起,这导致其在频响函数和自由振动曲线中的“成分”很小,甚至不具备进行识别的前提,这为航空发动机叶片高频模态阻尼比的测试带来了挑战. 陈茉莉等^[15]以压气机叶片为研究对象,通过突卸载荷的方式确保测得的自由振动中包含高频模态的成分,对4300 Hz以内的前8阶模态阻尼比进行了识别. 由于需识别多阶模态频率,要逐步从原始数据中“消去”已识别模态的影响,操作较为复杂.

本文对一个 Rotor37 叶片模型的高频模态阻尼比进行实验测试分析. 为激起系统的高频模态,采用随机声场作为激振力. 这一方法的关键问题在于支撑结构也同时受到随机声场的激励,对测试结果造成干扰. 为解决这一问题,本文提出了一种根据振动能量的相对高低来排除这一影响的方法,基于此方法从实测数据中识别出了叶片振动主导的模态. 在此基础上对叶片的模态阻尼比进行了识别,最高阶模态频率接近10 kHz.

1 测试环境

带安装面的实际航空发动机叶片如图1所示,是本文的测试对象,其叶型按照 Rotor37 叶片数据进行加工,关注其高频模态阻尼,即测试其在10 kHz以内的所有模态阻尼比. 为达到这一目的,首先需激起叶片在这一频率范围内的所有模态,即要求所采用的激振方式达到:①在高频仍可以输出相当的功率;②激振力分布与测试模态振型均不正交.

为了达到这两点要求,本文采用随机声场对叶片激振. 声波是一种通过媒质传播的压力脉动,在封闭的环境下,由声源产生的压力脉动经过扩散和多次的环境反射,形成了空间均匀分布的声

场环境. 对于受激励的对象而言, 相当于被施加了一种具有一定频率特性的空间分布的动态压力载荷. 这种激振方式有声功率大、声压级高、频谱宽、易控制以及声效率高等优点. 为实现随机声激励, 需要一套由声源系统、气源系统、声学控制系统(信号源、噪声测量与分析设备、控制单元)、噪声环境实验装置(混响室)及消声排气装置等组成的噪声实验环境, 如图 2 所示. 图 3 展示的是实验中所用的电动扬声器, 它利用储气罐内的压缩气体按指定参数产生声场.



图 3 实验中所用的电动扬声器

Fig. 3 Electrodynamic loudspeaker used on experiment



图 1 测试对象: 带安装面的 Rotor37 叶片

Fig. 1 Test object: Rotor37 blade with installing surface

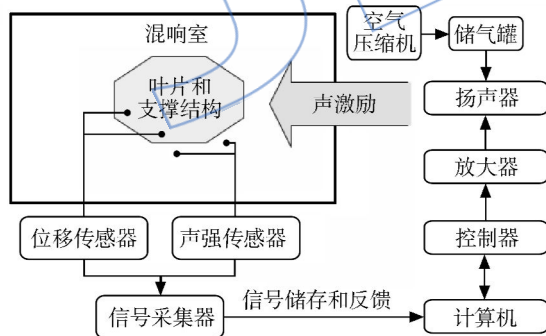


图 2 叶片实验系统的构成

Fig. 2 Constitution of blade experimental system

在混响室中, 靠近地面的声场均匀性较差, 因此需要一些支撑结构将叶片固定在一定的高度上. 本文所用的支撑结构如图 4 所示, 其中叶片与支撑结构之间靠两根长螺栓压紧, 支撑结构与地面之间由两组螺栓连接, 为增加其刚度还在中心支板和安装口上、下方均设置了加强筋.

为了了解与分析支撑结构的影响, 在支撑结构上布置了 6 个测点(18 路通道), 受叶片尺寸的限制, 在叶片上布置了 1 个测点(3 路通道), 如图

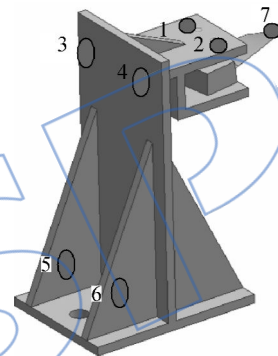
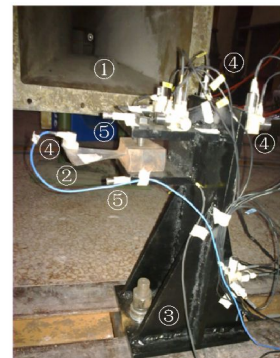


图 4 加速度传感器的分布

Fig. 4 Layout of acceleration sensors

4 所示. 考虑到测试将覆盖较高的频率, 所有测点均采用加速度传感器. 叶片和支撑结构上传感器的布置位置均根据事先进行的数值分析确定, 均是在测试频段内可能出现较明显振动响应的位置. 在混响室中各部件的布局如图 5 所示, 其中在叶片的上、下侧面布置了两个声强传感器, 分别固定在支撑结构上, 在测试时取两路数据的平均值作为声强数据.



①电动喇叭; ②叶片; ③支撑结构;
④加速度传感器; ⑤声强传感器

图 5 混响室内的布置

Fig. 5 Layout in reverberation room

2 数值分析

由于叶片并非直接固定在地面上,而是通过一个支撑结构进行固定,且测试频率范围较广,在这样广的频率范围内叶片的响应中必定包含支撑结构振动模态的贡献,有必要以数值分析为手段在测试前对支撑结构所带来的影响进行评估。

设置了两套有限元模型进行对比:第1套如图6(a)所示,在叶片的安装面上设置理想固支边界条件;第2套如图6(b)所示,将支撑结构也纳入模型中,并在支撑结构与地面的接触面上设置全约束。所用材料均为碳钢,密度为 7800 kg/m^3 ,弹性模量为 200 GPa ,泊松比为 0.3 。分别对两套模型进行模态分析,获得 10 kHz 以内的各阶模态频率,列于表1中。

由表1可知,在理想固支边界条件下,实验叶片在 10 kHz 内仅有4阶模态,而在通过支撑结构

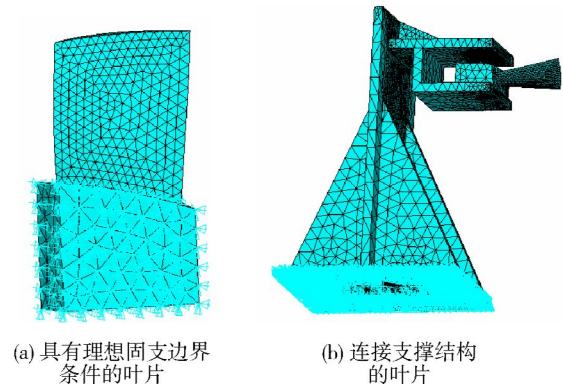


图6 叶片的有限元网格

Fig. 6 Finite element mesh of blade

固定时,在该频段内的模态数量急剧增加至30个。通过对比振型发现,连接支撑结构的第5阶、第14阶、第22阶和第29阶振型以叶片振动主导,且其振型与理想固支边界条件时的1~4阶模态振型分别对应。

表1 两套有限元模型的模态频率对比

Table 1 Comparison of modal frequencies of 2 finite element models

连接支撑结构	模态阶次	1阶	2阶	3阶	4阶	5阶*	6阶	7阶	8阶	9阶	10阶
	固有频率/Hz	284.7	449.6	582.5	1378	1772	2019	2720	3394	2641	3748
理想固支边界条件	模态阶次	1阶									
	固有频率/Hz	1846									
连接支撑结构	模态阶次	11阶	12阶	13阶	14阶*	15阶	16阶	17阶	18阶	19阶	20阶
	固有频率/Hz	4170	4174	4570	4952	5562	5733	6009	6400	6658	6712
理想固支边界条件	模态阶次	2阶									
	固有频率/Hz	5070									
连接支撑结构	模态阶次	21阶	22阶*	23阶	24阶	25阶	26阶	27阶	28阶	29阶*	30阶
	固有频率/Hz	6831	6953	7207	7356	7473	7979	8185	8332	9245	9818
理想固支边界条件	模态阶次	3阶									
	固有频率/Hz	7203									
		4阶									
	固有频率/Hz	9372									

注:标星号并加粗的是以叶片振动主导的模态,其振型与所对应的理想固支边界条件结果一致。

表1中同时还存在大量由支撑引入的振动模态,在这些模态的振型中,叶片和支撑结构同时参与振动,甚至以支撑结构的振动为主导。无论哪一种,都会令频响曲线产生或大或小的峰值,这些振动峰值并不表征叶片的固有特性,因而需要进行辨识和排除。也正因如此,在支撑结构上设置6个测点,使其处于大部分非叶片振动主导振型中支撑结构响应较大的部分,即:加强筋的边上中点,中心支板的顶点和叶片连接处的上侧。

3 数据处理方法

3.1 能量传递率

实验中共有7个测点21路加速度测量信号,数据处理时首先将每个测点上3个方向的数据合成为该测点的合加速度

$$a_i(t) = \sqrt{a_{xi}^2(t) + a_{yi}^2(t) + a_{zi}^2(t)} \quad 1 \leq i \leq 7 \quad (1)$$

其中 $a_{xi}(t)$, $a_{yi}(t)$ 和 $a_{zi}(t)$ 分别是第 i 测点上沿

x, y 和 z 轴的加速度分量. 进一步可利用上述 7 组加速度时序数据分别计算它们的功率谱密度

$$S_i(\omega) = A_i(\omega) A_i^*(\omega) \quad 1 \leq i \leq 7 \quad (2)$$

其中 $A_i(\omega)$ 是 $a_i(t)$ 的离散时间傅里叶变换, $A_i^*(\omega)$ 是 $A_i(\omega)$ 的共轭.

实验中还有两路声强时序信号, 取它们的平均值作为结构所承受的均匀声场的声强. 利用这组时序信号, 同样可得激励的功率谱密度

$$E_0(\omega) = B_0(\omega) B_0^*(\omega) \quad (3)$$

其中 $B_0(\omega)$ 是声强数据的离散时间傅里叶变换, B_0^* 是 $B_0(\omega)$ 的共轭. 虽然理论上随机激励的功率谱密度在各频带上是均匀的, 这样获得的响应频谱就直接反映了系统的传递函数, 但实际中激励能量在频域上总会产生一定的不均匀性, 例如高频段的能量往往要低于低频段. 为了消除这一影响, 引入能量传递率(以下简称传递率)的概念, 将一点加速度功率谱密度除以激励功率谱密度定义为该点的传递率

$$Y_i(\omega) = \frac{S_i(\omega)}{E_0(\omega)} \quad 1 \leq i \leq 7 \quad (4)$$

由于本文的实测对象——叶片在不施加任何人为为阻尼器的前提下可以作为小阻尼系统来对待, 根据随机振动理论, 对于多自由度、小阻尼系统, 第 i 测点随机振动加速度的功率谱密度可以近似表示为^[16]

$$S_i(\omega) = \sum_m S_{mi}(\omega) = \sum_m B_{mi}^2 |H_m(\omega)|^2 E_m(\omega) \quad 1 \leq i \leq 7 \quad (5)$$

其中 $S_{mi}(\omega)$ 是第 i 测点上第 m 阶加速度的功率谱密度, $H_m(\omega)$ 是第 m 阶模态的模态传递函数, B_{mi} 是第 m 阶模态在第 i 测点上的模态位移, $E_m(\omega)$ 是第 m 阶模态激励的功率谱密度. 由于在声场中可认为结构各点上所受的激振力相等, 有

$$E_m(\omega) = \left(\sum_k B_{mk} \right)^2 E_0(\omega) \quad (6)$$

将式(5)和式(6)带入式(4)中, 得

$$Y_i(\omega) = \sum_m \left[B_{mi}^2 |H_m(\omega)|^2 \left(\sum_k B_{mk} \right)^2 \right] \quad 1 \leq i \leq 7 \quad (7)$$

当 ω 在第 l 阶固有频率 ω_{nl} 附近时, 有

$$Y_i(\omega) = B_{li}^2 |H_l(\omega)|^2 \sum_k B_{lk}^2 \quad 1 \leq i \leq 7 \quad (8)$$

式(7)表明, 处于本文所述声场激励下的结构, 其能量传递率(定义于式(4))中包含了结构的全部模态传递函数, 且仅由系统的固有特性决定. 式(8)表明, 能量传递率在某一阶固有频率附近的取值正比于这一阶模态传递函数的功率谱密度, 为模态阻尼

比的识别提供了理论基础.

3.2 叶片主导振动的识别

经过上述计算, 可获得 7 组能量传递率数据, 其中 6 组表征支撑结构的振动情况, 1 组表征叶片的振动情况. 由式(7)可知, 在这 7 组数据中, 均包含支撑结构和叶片所构成的系统的全部模态信息, 体现在图形上, 即具有许多峰值. 而由表 2 可知, 这些模态信息(峰值)中, 有一些是本文所关注的, 是叶片振动主导的模态, 而另一些是需要排除的, 即有支撑结构参与的模态.

为了更直观地表征支撑结构的振动情况, 取 6 组支撑结构上测点的能量传递率在各频率点的最大值为参考

$$Y_{\text{ref}}(\omega) = \max[\{Y_i(\omega), 1 \leq i \leq 6\}] \quad (9)$$

如前所述, $Y_7(\omega)$ 的图形上将存在很多峰值, 表征叶片振动在这些频段内较为突出. 这些叶片振动突出的频段可以分成 2 类:

- 1) 第 1 类, 支撑结构较多地参与了振动, 或与叶片同时发生共振;
- 2) 第 2 类, 仅叶片发生共振, 支撑结构没有明显地参与振动.

仅叶片发生共振, 而参考点没有共振的频段才有可能以叶片振动主导的共振频段. 基于此, 采用如下的方法进行判别:

在频段 $(\omega_{si}, \omega_{ei})$ 内, 若恒有 $Y_7(\omega) > Y_{\text{ref}}(\omega)$, 且叶片的传递率出现峰值, 即只存在一个 ω_b 使

$$\frac{dY_7}{d\omega}(\omega_b) = 0 \quad \omega_b \in (\omega_{si}, \omega_{ei}) \quad (10)$$

这意味着有可能出现叶片振动主导的模态, 则继续考察

- 1) 情况 1, 如果支撑结构的传递率同时也出现了峰值, 即同时还存在一个 ω_s , 满足

$$\frac{dY_{\text{ref}}}{d\omega}(\omega_s) = 0 \quad \omega_s \in (\omega_{si}, \omega_{ei}) \quad (11)$$

则认为该频段是第 1 类频段, 对应的峰值不进行模态阻尼比识别. 在实际操作中, 式(10)和式(11)中导数可由差分计算或根据曲线趋势估算, 只需了解导数零点(峰值)的存在而无须计算精确值.

- 2) 情况 2, 若不满足情况 1, 且

$$\frac{\int_{\omega_{si}}^{\omega_{ei}} Y_7(\omega) d\omega}{\int_{\omega_{si}}^{\omega_{ei}} Y_{\text{ref}}(\omega) d\omega} > 5 \quad (12)$$

则认为在该频段内仅叶片发生了共振, 属于第 2 类频段. 表达式(12)的物理意义是在所考察的频段范围内, 如果叶片振动的能量密度需比参考点的最大

能量密度大5倍以上,则认为在该振动峰值中以叶片振动主导。

3) 情况3,若不满足情况1,且不满足式(12),即虽然叶片传递率出现了峰值而支撑结构的传递率没有出现峰值,但是它们在频带内的能量比小于5,支撑结构仍相当程度地参与了振动,仍判定为第1类频段。

3.3 模态阻尼比的计算

经上述判别,确定了叶片振动主导的共振频段 $(\omega_{si}, \omega_{ei}]$, $i = 1, 2, \dots$ 。由式(8)可知,这些频段内的叶片传递率曲线 $Y_7(\omega)$ 中将只包含某一阶固有频率的传递函数,而模态传递函数中又包含着这一阶的模态阻尼信息,即式(8)可写为

$$Y_7(\omega) = \left| \frac{k_i}{\omega_{ni}^2 - \omega^2 + 2j\xi_i\omega\omega_{ni}} \right|^2 \quad \omega \in (\omega_{si}, \omega_{ei}] \quad (13)$$

其中 k_i 是与第 i 阶振型和模态质量有关的比例系数。根据式(13),即可利用 $Y_7(\omega)$ 的数据进行曲线拟合,从而获得 k_i 、第 i 阶模态阻尼比 ξ_i 和第 i 阶固有频率 ω_{ni} 。

基于上述数据处理方法的分析流程列于表2,除了采用随机激振方法需要考虑的多帧测量取平均和降噪手段外,由于激振形式的特殊性,还定义了形如“加速度功率谱密度/声功率谱密度”的传递率,又须分辨传递率中不同峰值的意义,最终用曲线拟合法确定(叶片振动主导的)模态阻尼比。

表2 本文数据处理方法的主要构成

Table 2 Outlines of proposed data processing method

项目	内容
原始测试数据	多帧随机响应取平均; 各通道时序数据
第1步: 计算功率谱密度	合成加速度,计算加速度功率谱密度; 平均声强,计算声功率谱密度
第2步: 传递率,降噪	参考传递率,叶片传递率; 小波阈值收缩法降噪
第3步: 识别叶片振动峰值	比较传递率; 判别进行模态阻尼比 识别的频段
第4步:拟合模态阻尼	曲线拟合法识别模态阻尼比

4 测试数据和结果

4.1 参考传递率和叶片传递率

在本节中,将按照前述实验方法,结合实测数

据说明实验过程和结果。首先,按图2所示构建测试环境,按图3和图4所示布置传感器、扬声器,连接叶片和支撑结构。再向混响室内施加随机声场,采集加速度时序信号和声强时序信号。采集时以一定时间为1帧,测试了64帧数据进行平均,获得了实现表2流程所需的原始数据。

对原始数据进行合并(式(1)),并分别求其功率谱密度(式(2)和式(3)),可得表征激振能量在频域上分布的声功率谱密度和加速度功率谱密度,如图7所示,此即是表2所述的“第1步”数据处理。同时由图7可见,激振能量虽然在较窄的频域范围内具有一定的随机特性,然而频域上的分布不均匀,导致加速度功率谱并非只与系统的固有特性有关,因而采取手段从加速度数据中消去由激振能量的不均匀性引起的影响是必要的。

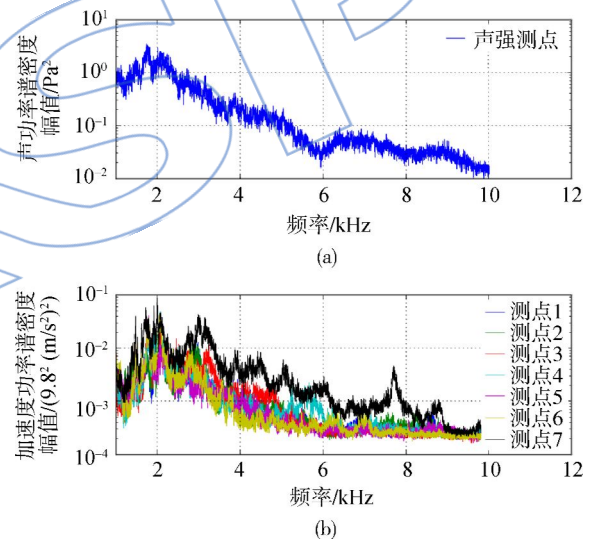


图7 声功率谱密度和加速度功率谱密度(含噪声)

Fig. 7 Acoustic power spectrum density and acceleration power spectrum density (with noise)

式(7)和式(8)说明了,定义形如“加速度功率谱密度/声功率谱密度”的传递率,可消去激振能量的不均匀性造成的影响,且在某一阶固有频率附近可近似认为只包含这一阶模态的信息。按式(4)所定义,分别计算7个测点的传递率,如图8所示。由于这些曲线本身是随机激励而获得的,虽然经历多次平均,仍具有一定的噪声,需要进行降噪处理。由于噪声遍布各频段,类似白噪声,因而采用小波阈值收缩法对传递率数据进行降噪。小波阈值收缩法降噪^[16-17]的主要依据是,小波变换特别是正交小波变换具有很强的“去数据相关性”能力,它能够使信号的能量在小波域内集中在一些大的小波系数中;

而噪声的能量却遍布整个小波域内. 因此, 经小波分解后, 信号的小波系数幅值要大于噪声的小波系数幅值, 可以认为, 小波系数幅值比较大的小波系数一般以信号为主, 而小波系数幅值比较小的小波系数在很大程度上是噪声.

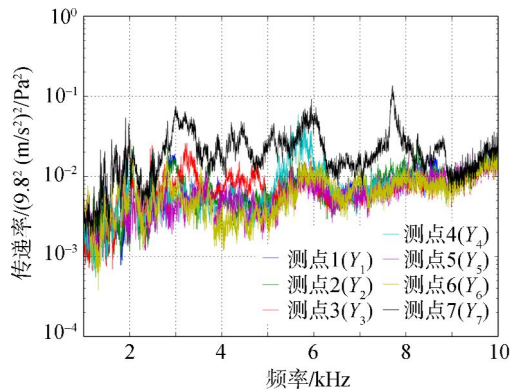


图 8 各测试点上的传递率(含噪声)

Fig. 8 Transfer ratio on every test point (with noise)

在这里采用最常用的 Visu-Shrink 方案, 取全局统一阈值 $\sigma\sqrt{2\lg N}$, 其中 σ 是噪声信号的标准差(可由欲降噪信号的标准化绝对偏差进行估计), N 是信号的长度. 再将阈值收缩(为更真实地保留数据的峰值, 采用硬阈值方案)之后的小波系数作逆变换, 即可获得降噪后的数据, 如图 9 所示. 这便完成了表 2 所述的“第 2 步”数据处理.

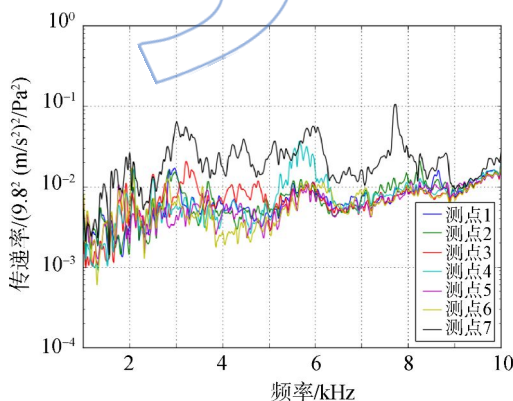


图 9 小波阈值收缩法降噪后各测试点上的传递率

Fig. 9 Transfer ratio on every test point after wavelet threshold denoising

4.2 各响应峰值的判别

图 9 中, 测点 1~测点 6 是支撑结构上测点的传递率, 这些曲线上出现的大量峰值说明了支撑结构在某些频率范围中确实参与了振动; 测点 7 是叶片上测点的传递率, 正是由于支撑结构并不是如理

论分析模型中的“固支”那样不振动, 在叶片振动主导的振动峰值之上又叠加了一些由支撑结构参与振动导致的峰值, 因而需要进行判别.

按式(9), 取图 9 中测点 1~测点 6 的包络线为参考数据. 这样操作的意义是, 一旦支撑结构参与振动, 则测点 1~测点 6 曲线上至少有 1 处出现传递率较大的峰值, 取其包络线的操作将这些峰值全部集合在一条曲线中, 便于与叶片传递率数据进行比较, 如图 10 所示(其中数字标出了要进行判别的峰值, 带星号的是叶片主导振动的峰值).

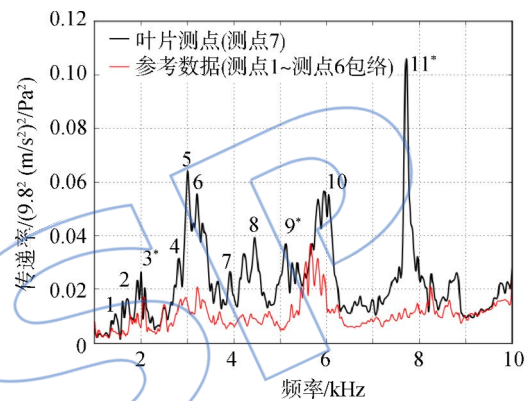


图 10 叶片传递率与参考传递率

Fig. 10 Transfer ratio for blade and for reference

图 10 中还标出了欲进行判别的 11 个峰值, 按照式(10)~式(12)进行计算后的结果列于表 3. 其中, 第 1, 5, 8, 10 等峰值处虽然叶片的传递率较大, 但是根据参考曲线, 支撑结构在这些频段内也参与

表 3 各频段的识别结果

Table 3 Identification results of frequencies bands

序号	起始频率/Hz	结束频率/Hz	频段类别, 能量比	判别结果
1	1440	1540	第 1 类	支撑结构参与振动
2	1650	1710	第 1 类	支撑结构参与振动
3	1970	2000	第 2 类, 5.1	叶片主导共振
4	2970	3050	第 1 类	支撑结构参与振动
5	3100	3150	第 1 类	支撑结构参与振动
6	3150	3250	第 1 类	支撑结构参与振动
7	3850	3950	第 1 类	支撑结构参与振动
8	4410	4500	第 1 类	支撑结构参与振动
9	5050	5160	第 2 类, 10.1	叶片主导共振
10	6000	6100	第 1 类	支撑结构参与振动
11	7650	7780	第 2 类, 12.0	叶片主导共振

了振动,因而无法算作叶片主导的振动.经计算,第3,9,11峰值可认为是由叶片振动主导的,可对其进行后续的模式阻尼比识别.至此,即完成了表2所述的“第3步”数据处理.

4.3 叶片主导振动的模式阻尼比

在图10和表3所示的第3,9,11峰值频段内取叶片测点的传递率数据,分别按照式(13)进行数据拟合,即可获得各阶模式阻尼比和固有频率,表3中加粗的表示叶片主导共振.按此方式拟合所得的各阶模式的固有频率和模式阻尼比列于表4.至此,表2所述的“第4步”数据处理即完成.

表4中还列出了数值分析的结果,表明0~10000 Hz内系统中存在4阶叶片主导振动,而实测数据分析仅得到前3阶叶片主导振动的频率范围,其原因有以下几种可能:

表4 叶片模式识别结果汇总

Table 4 Summary of modal identification results of blade

阶次	计算固有 频率/Hz	实验固有 频率/Hz	实验模式 阻尼比/%
第1阶	1772	1995	1.12
第2阶	4952	5118	0.98
第3阶	6953	7712	0.51
第4阶	9245		

1) 声激励在8 kHz以上的激振能量很低(见图7),叶片响应的数值可能过小以至于传感器没有捕捉到.

2) 高频振动本身容易受到环境因素的影响,可能叶片响应淹没在干扰信号中,无法识别.

3) 可能实际叶片主导的第4阶共振频率已经超出了10 kHz的范围.

5 结 论

本文发展了针对航空发动机叶片高频模态阻尼的测试方法,采用声激励以激起叶片的高频振动响应,进而通过曲线拟合得到叶片的模式阻尼比.然而由于声激励测试环境中的所有结构部件(包括叶片安装座和支撑结构)均受到声场激励,并产生振动响应,因此支撑结构参与振动成为声激励测试的一个技术难点.针对这一问题提出在支撑结构上增设多个加速度传感器,并通过支撑结构是否出现振动峰值、支撑振动能量是否与叶片振动能量量级相同判定条件来分辨叶片振动主导的振动峰值.以

Rotor37叶片为例,具体展示了实测数据处理与分析的过程,实现了对叶片高频模态阻尼比的确定.

此外,对于叶片的高频模态阻尼比,有如下结论:

1) 在一般的结构金属材料条件下,叶片结构的高频模态阻尼比的数量级小于1%.

2) 叶片的模式阻尼比随着固有频率的增大而减小,进入高频段(如大于5 kHz)后这种下降的趋势更为明显.

参考文献:

- [1] 李沛勇,戴圣龙,刘大博,等.材料阻尼及阻尼合金的研究现状[J].材料工程,1999(8):44-48.
LI Peiyong, DAI Shenglong, LIU Dabo, et al. Status of research on material damping and damping alloys[J]. Journal of Materials Engineering, 1999(8):44-48. (in Chinese)
- [2] 郭雪莲,李琳.压气机叶片气动阻尼的改善设计[J].航空动力学报,2012,27(8):1855-1860.
GUO Xuelian, LI Lin. Design method for improving aerodynamic damping of compressor blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(8):1855-1860. (in Chinese)
- [3] 李琳.考虑库仑阻尼时叶盘系统振动响应的求解方法[J].航空动力学报,1998,13(4):366-370.
LI Lin. A solution for dynamic response of shrouded bladed disc with coulomb damping[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(4):366-370. (in Chinese)
- [4] FAN Yu, LI Lin. Vibration dissipation characteristics of symmetrical piezoelectric networks with passive branches [R]. ASME Paper GT2012-69208, 2012.
- [5] 马艳红,洪杰,李其汉.自适应挤压油膜阻尼器支承的转子系统稳态动力特性研究[J].振动工程学报,2004,17(增刊):145-150.
MA Yanhong, HONG Jie, LI Qihan. Statically dynamic characteristic investigation of rotor system supported by a adaptive squeeze film damper with metal rubber outer-ring [J]. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17 (suppl.): 145-150. (in Chinese)
- [6] 朱彬,马艳红,洪杰.金属橡胶刚度阻尼模型理论分析[J].北京航空航天大学学报,2011,37(10):1298-1302.
ZHU Bin, MA Yanhong, HONG Jie. Theoretical analysis on stiffness and damping characteristics of metal rubber [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2011, 37(10):1298-1302. (in Chinese)
- [7] 王梅,陆山,古远兴. Ti17 模拟叶片在空气中的阻尼试验 [J]. 航空动力学报, 2009, 24(10): 2291-2295.
WANG Mei, LU Shan, GU Yuanxing. Analysis of damp trial result of Ti17 simulation blade in air [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(10):2291-2295. (in Chinese)
- [8] Phani A S, Woodhouse J. Experimental identification of viscous damping in linear vibration [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 319(3/4/5):832-849.

- [9] Phani A S, Woodhouse J. Viscous damping identification in linear vibration[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 303(3/4/5): 475-500.
- [10] 陈奎孚, 焦群英. 半功率点法估计阻尼比的误差分析[J]. 机械强度, 2004, 22(4): 510-514.
CHEN Kuifu, JIAO Qunying. Influence of linear interpolation approximation to half power points on the damping estimation precision[J]. Journal of Mechanical Strength, 2004, 22(4): 510-514. (in Chinese)
- [11] 陈奎孚, 张森文. 半功率点法估计阻尼的一种改进[J]. 振动工程学报, 2002, 15(2): 510-514.
CHEN Kuifu, ZHANG Senwen. Improvement on the damping estimation by half power point method[J]. Journal of Vibration Engineering, 2002, 15(2): 510-514. (in Chinese)
- [12] 张强, 陈奎孚, 张森文. 割线法估计阻尼比[J]. 机械强度, 2006, 28(4): 494-497.
ZHANG Qiang, CHEN Kuifu, ZHANG Senwen. Method of secant line to estimate damping ratios[J]. Journal of Mechanical Strength, 2006, 28(4): 494-497. (in Chinese)
- [13] Cooper J E. Extending the logarithmic decrement method to analysis two degree of freedom transient response[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1996, 10(4): 497-500.
- [14] Wang B T, Cheng D K. Modal analysis of MDOF system by using free vibration response data only[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 311(3/4/5): 737-755.
- [15] 陈茉莉, 李舜酩. 基于分布激励突卸的转子叶片阻尼比试验[J]. 航空动力学报, 2009, 24(11): 2521-2526.
CHEN Moli, LI Shunming. Damping ratio experiment study on rotary blade based on distributing excitation unloaded instantaneously[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(11): 2521-2526. (in Chinese)
- [16] 朱位秋. 随机振动[M]. 北京: 科学出版社, 1998.
- [17] 孙延奎. 小波分析及其应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.