

doi: 10.12068/j.issn.1005-3026.2019.12.017

# 基于实测响应反推标定非接触磁场激振器激振力

孙伟<sup>1,2</sup>, 王进<sup>1,2</sup>

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819;

2. 东北大学 航空动力装备振动及控制教育部重点实验室, 辽宁 沈阳 110819)

**摘要:** 为了拓宽非接触磁场激振器的使用范围,急需对该激振器作用在结构件上激振力的大小进行标定.以悬臂梁试件为例,提出一种基于实测结构件响应以及采用优化技术来标定非接触磁场激振器激振力的方法.首先,给出了非接触磁场激振力的标定原理及方法,即通过迭代计算最小化实测与有限元分析获得的悬臂梁振动响应偏差来反推确定激振力幅.然后,简要描述基于 ANSYS 软件创建悬臂梁有限元模型及求解振动响应的方法.接着,给出了利用 ANSYS 软件的优化模块来实现相关激振力幅反推标定的迭代求解过程.最后,针对一款非接触磁场激振器,利用所描述的方法对该激振器激振力幅进行了标定,获得了相关标定曲线以及电压与激振力幅之间的函数关系,展示了所提出方法的有效性.

**关键词:** 非接触磁场激振器;振动响应;激振力;反推辨识;标定方法

中图分类号: TB 535 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2019)12-1760-07

## Inverse Identification and Calibration of the Excitation Force of Non-contact Magnetic Field Exciter Based on Measured Response

SUN Wei<sup>1,2</sup>, WANG Jin<sup>1,2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. Key Laboratory of Vibration and Control of Aero-Propulsion Systems, Ministry of Education, Northeastern University, Shenyang 110819, China. Corresponding author: SUN Wei, E-mail: weisun@mail.neu.edu.cn)

**Abstract:** To broaden the usable range of non-contact magnetic field exciter, it is urgent to calibrate the amplitude of excitation force acting on structure. A method was proposed to calibrate the excitation force of non-contact magnetic field exciter, which was based on the measured response of cantilever beam and used optimization technique. Firstly, the calibration principle and method of excitation force were presented. The iterative calculation was utilized to minimize the vibration response deviation between measurement and finite element analysis. Next, the methods for creating finite element model and solving vibration response based on ANSYS software were briefly described. Then, the iterative process of calibrating excitation force amplitude was described with the use of optimization module of ANSYS software. At last, the excitation force amplitude of non-contact magnetic field exciter was calibrated according to the proposed method. The calibration curves and the functional relationship between voltage and excitation force were obtained, which demonstrated the effectiveness of the method proposed.

**Key words:** non-contact magnetic field exciter; vibration response; excitation force; inverse identification; calibration method

非接触磁场激振器是轻质实验件振动测试常用激振源之一,目前已在航天、航空以及汽车等多领域广泛使用.例如, Kenyon 等<sup>[1]</sup>使用非接触磁

场激振器对整体叶盘进行振动响应测试,验证了一种用来预测失谐整体叶盘稳态最大响应的理论. Jones 等<sup>[2]</sup>采用非接触磁场激振器搭建了整体

叶盘行波激励实验台,并对整体叶盘进行了模态测试和振动响应测试. Cox 等<sup>[3]</sup>使用非接触磁场激振器确定了转子受迫振动响应和失谐模态. Berruti 等<sup>[4]</sup>采用非接触磁场激振器搭建了“Octopus”静态实验台,旨在计算含阻尼器整体叶盘的非线性动态响应.

新型微位移激励设备压电陶瓷激振器同样应用非常广泛<sup>[5]</sup>. Kruse 等<sup>[6]</sup>使用压电陶瓷激振器对整体叶盘进行阶次激励,研究其受迫振动响应. Judge 等<sup>[7]</sup>利用压电陶瓷激振器搭建了整体叶盘阶次激振平台并基于该平台研究了整体叶盘由于随机失谐而产生的模态局部化现象. Ivancic 等<sup>[8]</sup>利用压电陶瓷对硬涂层悬臂薄板进行激励,辨识该悬臂薄板的固有频率和模态阻尼比.但是,压电陶瓷激振器会不可避免地给被测试件引入附加质量和附加刚度,导致测试结果不够准确<sup>[9]</sup>.

相对于压电陶瓷激振器,非接触磁场激振具有较好的技术优势,一方面其不向系统引入附加刚度及质量,另一方面还具有动态响应快、工作频率宽以及可多个激振器同时使用的优点.但是,这种激振器也有一个很大的技术缺陷,即作用于结构件上的力幅难以确定,从而导致无法直接应用于结构件振动响应的预测研究中.因此,为了拓宽非接触磁激振器的使用范围,亟需一种切实可行的激振力幅标定方法. Jones 等<sup>[2]</sup>基于其自主开发的整体叶盘行波激振平台对非接触磁场激振器激振力幅进行了标定. 李晖等<sup>[10]</sup>研究了基础激励作用下压电陶瓷的激振幅度标定方法. 然而,上述标定方法涉及到很多专业设备,且具体标定流程较为复杂,效率偏低.

本文提出了一种基于实测响应并利用工程有限元软件 ANSYS 反推非接触磁场激振器激振力的标定方法,详细地阐述了标定方法的原理及标定流程. 利用该标定方法对一款非接触磁场激振器激振力进行了标定,证明了该方法的有效性和准确性.

## 1 激振力反推标定原理及方法

### 1.1 标定原理

非接触磁场激振器激振力的标定原理示意图如图 1 所示,主要存在 3 个对应关系:非接触磁场激振器激振力与对有限元模型施加的集中载荷之间的对应关系;实测响应与预测响应之间的对应关系;有限元谐响应分析及优化计算与振动测试实验过程之间的对应关系.

基于 ANSYS 有限元谐响应分析来预测某一激励频率和激振力幅作用下的悬臂梁的振动响应. 当悬臂梁指定响应分析点的响应幅值与实验测试拾振点振动响应幅值一致,就可以将谐响应分析时输入的激振力等效为非接触磁场激振器在某激励电压下的激振力,根据此对应关系建立“激振力-激励电压”的拟合曲线,即可完成对非接触磁场激振器激振力的标定.

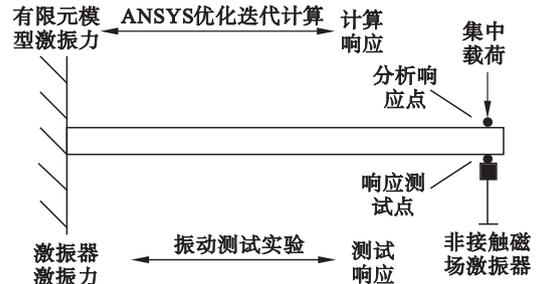


图 1 非接触磁场激振器激振力的标定原理示意图  
Fig. 1 The calibration schematic diagram of excitation force of non-contact magnetic field exciter

### 1.2 标定流程及方法

基于实测响应反推标定非接触磁场激振器激振力的流程如图 2 所示.

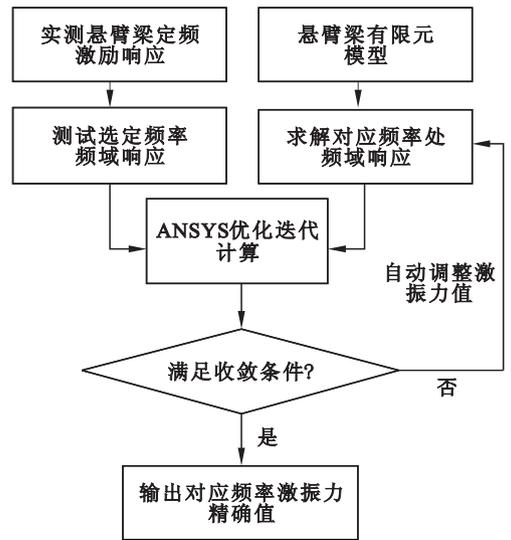


图 2 非接触磁场激振器激振力的标定流程图  
Fig. 2 The calibration flow chart of excitation force of non-contact magnetic field exciter

具体标定方法如下:

1) 组配非接触磁场激振器激振力标定测试系统. 首先,通过夹具将悬臂梁试验件一端夹紧固定,测得其几何参数;然后,将非接触磁场激振器固定,使其顶端距悬臂梁自由端有一定距离,以确保其振动能量可通过交变磁场传递给悬臂梁;最后,使用传感器采集悬臂梁上指定拾振点的振动响应信号,使用数据采集分析仪对振动响应信号

进行相关处理及分析. 综上, 完成非接触磁场激振器激振力标定测试系统组配, 如图 3 所示.

2) 测试悬臂梁各阶固有频率及模态阻尼比. 对悬臂梁试验件进行模态测试, 获得悬臂梁试验件的各阶固有频率及模态阻尼比. 模态测试结果用于建立、修正有限元模型, 也为基于 ANSYS 有限元谐响应分析计算提供阻尼参数.

3) 测试在不同激励电压、不同激励频率下悬臂梁的振动响应. 根据步骤 2) 获得的固有频率值确定扫频范围, 对悬臂梁进行扫频测试获取其共振频率. 重复对悬臂梁以共振频率进行定频激励, 记录所有激励电压、激励频率下的悬臂梁响应数据.

4) 基于 ANSYS 建立悬臂梁有限元模型并通过实验数据修正. 根据悬臂梁模态测试结果修正有限元模型中的几何参数或边界约束条件, 直到有限元模态分析结果与模态测试结果一致.

5) 用修正之后的有限元模型预测悬臂梁的振动响应. 赋予悬臂梁有限元模型激振力初值, 对其进行谐响应分析获取指定点的响应幅值. 利用 ANSYS 优化算法不断进行迭代计算, 当由预测响应幅值与实测响应幅值构造的目标函数满足收敛条件时, 以 ANSYS 优化计算出的激振力等效为非接触磁场激振器的实际激振力.

6) 完成标定. 通过最小二乘法拟合建立非接触磁场激振器“激励电压 - 激振力”关系曲线, 并给出其数学表达式, 从而完成考虑频率范围内的非接触磁场激振器激振力标定.

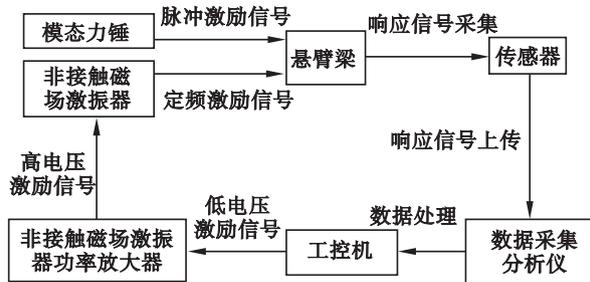


图 3 非接触磁场激振器激振力的标定测试系统示意图  
Fig. 3 The calibration system schematic diagram of excitation force of non-contact magnetic field exciter

## 2 悬臂梁有限元模型建立

目前, 有限元分析技术已经接近成熟, 可以通过编写 APDL 命令流直接基于有限元软件 ANSYS 建立悬臂梁有限元模型, 该有限元模型包含悬臂梁的所有的节点、单元、材料属性、实常数、

边界条件、载荷条件以及根据以上参数定义的物理场特征.

在进行有限元谐响应分析时, 不可忽略阻尼对系统的影响. 在 ANSYS 有限元谐响应分析中可采用振型叠加法求解该系统的响应, 其求解原理简要描述如下.

有阻尼多自由度振动系统的运动微分方程一般表达式为

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = Q. \quad (1)$$

式中:  $M$ ,  $C$  和  $K$  分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵;  $\ddot{q}$ ,  $\dot{q}$ ,  $q$  和  $Q$  分别为系统广义加速度、广义速度、广义位移和广义力的向量. 利用正则模态振型对方程(1)进行解耦, 可得形如式(2)的若干个单自由度系统.

$$\ddot{q}_i(t) + 2\xi_i\omega_i\dot{q}_i(t) + \omega_i^2q_i(t) = Q_i(t). \quad (2)$$

其中:  $\omega_i$  为第  $i$  阶固有频率,  $\xi_i$  为对应于第  $i$  阶固有振型的模态阻尼比. 至此, 在设定考虑阶次的基础上, 则可按振型叠加法求解系统的响应.

根据表 1 中悬臂梁材料参数和图 4 中几何参数, 利用 3D 实体单元 SOLID 185 建立悬臂梁的有限元模型如图 5 所示, 该有限元模型将悬臂梁划分为 800 个单元, 6 053 个节点.

表 1 悬臂梁材料参数

Table 1 The material parameters of cantilever beam

材料	密度/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	弹性模量/GPa	泊松比
45#钢	7 850	210	0.30

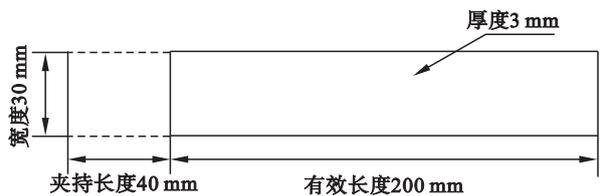


图 4 悬臂梁几何参数

Fig. 4 The geometric parameters of cantilever beam

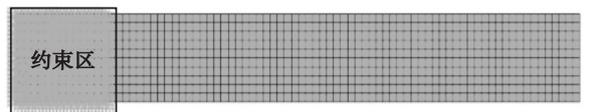


图 5 悬臂梁有限元模型

Fig. 5 The finite element model of cantilever beam

对悬臂梁有限元模型进行谐响应分析时可应用“MDAMP”命令以添加模态阻尼比的方式向系统引入阻尼参数, 系统各阶模态阻尼比可由 1.2 节描述的模式测试获得.

### 3 反推标定算法

利用 ANSYS 所提供的优化模块来实现所要求的标定计算. 优化理论的核心原理是: 建立优化模型, 设置设计变量、状态变量和目标函数, 在一定的约束条件下, 运行优化迭代算法得到目标函数(通常定义为理论分析与实验测试偏差的函数)的最小值, 具体过程如下:

1) 设计变量 (design variables). 设计变量是被优化的对象, 相当于自变量, 必须为正值. 在合理的定义范围(即在命令 OPVAR 中合理设置 MIN 和 MAX 值)内, 设计变量随着迭代计算的进行和目标函数的变化而变化. 本文中, 设计变量为模拟非接触磁场激振器激振力的集中载荷(单位为 N).

2) 状态变量 (state variables). 状态变量随着设计变量的变化而变化, 相当于因变量, 要注意的是状态变量必须是 ANSYS 可以计算的参数. 状态变量是优化迭代计算的约束条件, 在进行计算的时候必须赋予状态变量变化范围. 本文中, 状态变量为悬臂梁在受到激振力之后的位移(单位为 m).

3) 目标函数 (objective function). 目标函数是优化计算中极大化或者极小化的变量 (ANSYS 程序总是极小化目标函数), 它会随着设计变量的变化而变化, 是判定优化迭代计算停止的标准. 目标函数通常定义为理论分析与实验测试偏差的函数, 本文目标函数定义为

$$p_2 = \left( \frac{p_{11} - p_1}{p_1} \right)^2. \quad (3)$$

式中:  $p_1$  为悬臂梁实测响应;  $p_{11}$  为悬臂梁预测响应;  $p_2$  为目标函数.

本文基于实测响应反推非接触磁场激振器激振力的 ANSYS 优化定义为: 设置合理的约束条件, 通过优化迭代计算在合理范围内搜索设计变量的取值, 经过多次迭代计算使得谐响应计算响应与实测响应的差值目标函数达到最小, 最后输出设计变量精确解. 具体优化流程如图 6 所示.

## 4 实例研究

### 4.1 标定系统

悬臂梁试验件的材料参数和几何参数见表 1 和图 4, 拧紧力矩为  $30 \text{ N} \cdot \text{m}$ . 非接触磁场激振器激励位置位于悬臂梁自由端, 距离悬臂梁  $5 \text{ mm}$ .

根据 1.2 节阐述的方法, 搭建非接触磁场激振器激振力标定测试系统如图 7 所示, 涉及的测

试设备有: PCB 模态力锤、B& K4517 加速度传感器、LMS 16 通道数据采集仪等.

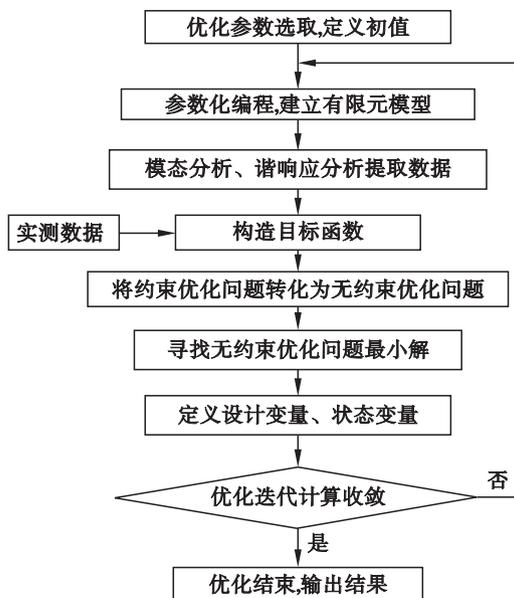


图 6 ANSYS 优化迭代计算流程  
Fig. 6 The process of ANSYS optimization iterative calculation

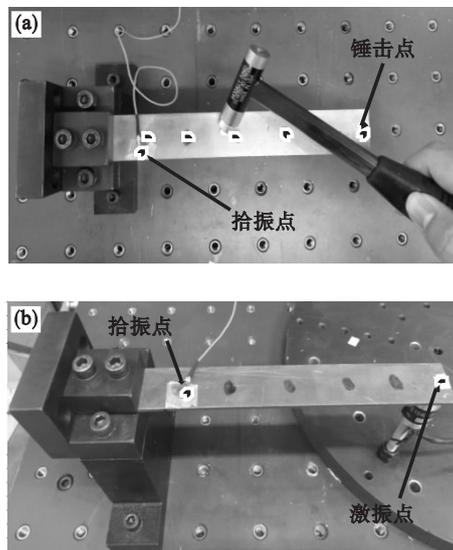


图 7 非接触磁场激振器激振力标定测试系统  
Fig. 7 The calibration system of excitation force of non-contact magnetic field exciter

(a) — 模态测试; (b) — 振动响应测试.

### 4.2 标定过程和结果

首先, 对悬臂梁进行模态测试, 获取其固有频率、模态阻尼比以及“锤击点 - 拾振点”频响函数. 根据实验条件和测试结果修正 ANSYS 有限元模型, 直到固有频率测试结果与计算结果误差小于  $2\%$ , 且频响函数测试结果与计算结果基本吻合, 此时认为该有限元模型合理, 能够准确模拟梁的振动响应. 悬臂梁固有频率测试及分析结果见

表 2, 模态阻尼比测试结果见表 3. 图 8 给出了悬臂梁频响函数计算结果与测试结果的对比情况.

利用所组配的测试系统进行激振力标定实验. 首先, 根据锤击法获得的固有频率确定扫频范围, 对悬臂梁进行扫频测试获得其共振频率并确定所属频段为 337.5 ~ 785.9 Hz; 然后, 在该频段中任选 3 个频率作为激励频率, 对悬臂梁定频激励, 这里激励频率设定为 338, 500 和 750 Hz, 同时激励电压分别设定为 0.5, 0.8, 1.0, 1.2 和 1.5 V; 接着, 启动非接触磁场激振器对悬臂梁进行定频激励, 同时通过加速度传感器采集悬臂梁振动响应信号; 最后, 提取实测振动响应信号幅值, 赋予有限元模型集中载荷初值, 利用优化迭代算法进行计算, 输出满足收敛条件的集中载荷值. 图 9, 图 10 分别为激励频率为 338 Hz, 激励电压为 0.5 V 时的激励信号和响应信号.

表 2 悬臂梁固有频率实验测试与模态分析结果  
Table 2 Experimental and analysis results of natural frequencies

阶次	1	2	3	4	5
实验测试/Hz	53.3	337.5	—	785.9	938.2
模态分析/Hz	53.7	338.3	533.5	787.5	941.3
误差/%	-0.7	-0.2	—	-0.2	-0.3

表 3 悬臂梁模态阻尼比测试结果  
Table 3 The modal damping ratio test results

阶次	1	2	3	4	5
模态阻尼比/%	0.21	0.16	—	0.27	0.37

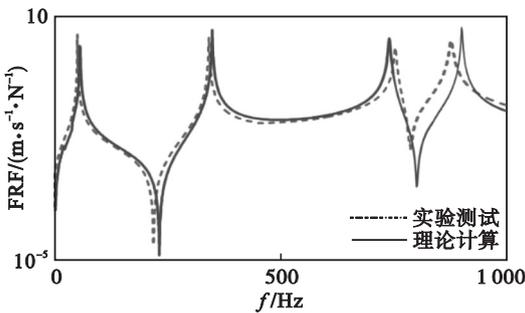


图 8 悬臂梁频响函数计算结果与测试结果对比  
Fig. 8 Comparison between calculation and test results of frequency response function

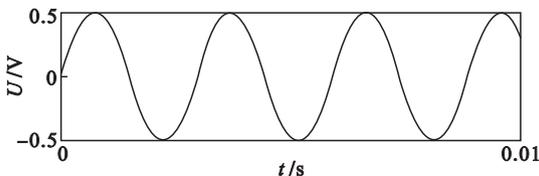


图 9 激励频率 338 Hz, 激励电压 0.5 V 时的激励信号  
Fig. 9 The excitation signal with excitation frequency 338 Hz and excitation voltage 0.5 V

由于传感器拾取的悬臂梁振动响应信号为加速度信号, 所以需要将测得的悬臂梁加速度转换为位移以便与有限元谐响应分析结果进行对比, 转换公式为

$$A = \frac{a}{(2\pi f)^2} \quad (4)$$

式中:  $A$  为振动位移, 单位为 m;  $a$  为振动加速度, 单位为  $m/s^2$ ;  $f$  为振动频率, 单位为 Hz.

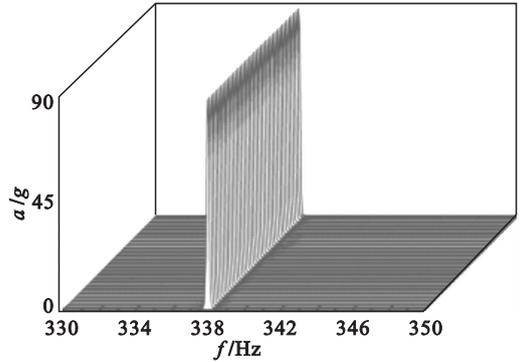


图 10 激励频率 338 Hz, 激励电压 0.5 V 的振动响应  
Fig. 10 The vibration response with excitation frequency 338 Hz and excitation voltage 0.5 V

激励频率为 338, 500 和 750 Hz, 不同激励电压下的悬臂梁振动响应测试结果以及经过 ANSYS 优化迭代的激振力计算结果见表 4, 表 5 和表 6. 将表 4, 表 5 中的激振力计算值平均处理, 并使用最小二乘法拟合“激振力 - 激励电压”之间关系曲线, 并得到该曲线的数学表达式, 如图 11 所示.

表 4 激励频率为 338 Hz 时振动响应测试结果与激振力计算结果

Table 4 The vibration response test results and excitation force calculation results with excitation frequency 338 Hz

激励电压 $U/V$	实测响应 $A \times 10^5/m$	计算激振力 $F \times 10^2/N$
0.5	1.95	1.04
0.8	2.05	1.10
1.0	2.12	1.13
1.2	2.19	1.17
1.5	2.29	1.22

### 4.3 标定结果验证

现另取一梁结构, 以对比其振动响应测试结果与有限元谐响应分析结果的方式, 验证所得非接触磁场激振器激振力标定结果的准确性. 图 12 给出了验证实验图.

表 5 激励频率为 500 Hz 时振动响应测试结果与激振力计算结果

Table 5 The vibration response test results and excitation force calculation results with excitation frequency 500 Hz

激励电压 $U/V$	实测响应 $A \times 10^8/m$	计算激振力 $F \times 10^2/N$
0.5	6.98	1.06
0.8	7.12	1.08
1.0	7.38	1.12
1.2	7.78	1.18
1.5	7.98	1.21

表 6 频率为 750 Hz 时振动响应测试结果与激振力计算结果

Table 6 The vibration response test results and excitation force calculation results with excitation frequency 750 Hz

激励电压 $U/V$	实测响应 $A \times 10^8/m$	计算激振力 $F \times 10^2/N$
0.5	1.10	1.05
0.8	1.13	1.07
1.0	1.20	1.14
1.2	1.21	1.15
1.5	1.28	1.22

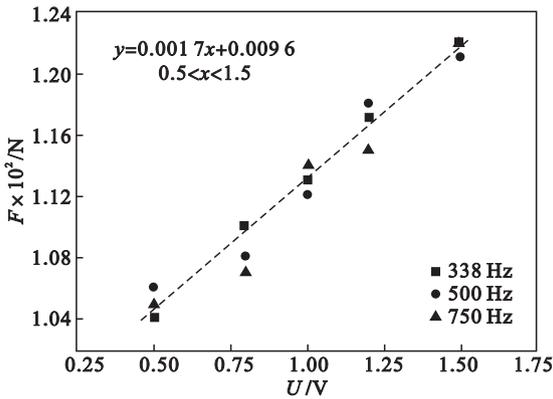


图 11 非接触磁场激振器激振力的标定曲线  
Fig. 11 The calibration curves of excitation force of non-contact magnetic field exciter

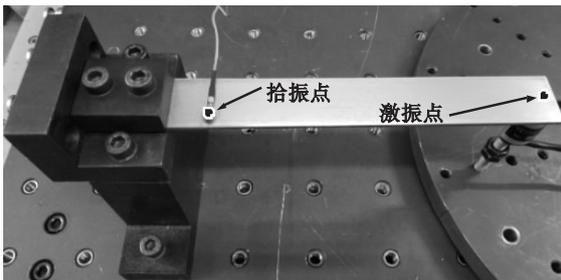


图 12 验证实验

Fig. 12 The verification experiment

具体验证过程如下：首先，参照前文所述方法，对新梁进行模态测试，获取其固有频率所在频段并据此修正有限元模型。然后，在固有频率所在频段内任意取 3 个频率值如 350, 500 和 700 Hz，作为非接触磁场激振器的激励频率，对新梁进行定频激励。接着，根据所得标定曲线确定非接触磁场激振器在 3 个激励频率下的激振力为  $1.045 \times 10^{-2} N$ ，并作为在有限元谐响应分析中的集中载荷。最后，对比新梁的振动响应测试结果与有限元谐响应分析结果即可完成验证。

表 7 给出了新梁的前 5 阶固有频率值。表 8 给出了激励电压为 0.5 V 时，新梁振动响应测试结果与有限元谐响应分析结果的对比情况。根据表 8 结果所示，测试结果与分析结果之间误差小于 5%，可以认为所获非接触磁场激振器激振力标定结果具有一定的准确性。

表 7 新梁的固有频率

Table 7 The natural frequencies of the new beam

阶次	1	2	3	4	5
固有频率 $f/Hz$	55.8	349.1	—	740.6	977.1
模态阻尼比/%	0.18	0.14	—	0.20	0.17

表 8 新梁振动响应测试结果与有限元分析结果

Table 8 The vibration response test results and finite element analysis results of new beam

激励频率 $f/Hz$	实测响应 $A/m$	分析响应 $B/m$	误差/%
350	$1.16 \times 10^{-5}$	$1.11 \times 10^{-5}$	-3.47
500	$7.21 \times 10^{-8}$	$7.12 \times 10^{-8}$	-1.24
700	$1.59 \times 10^{-8}$	$1.51 \times 10^{-8}$	-3.82

#### 4.4 标定曲线应用

重复上述标定方法的步骤，就可以得到各个激励频率下的非接触磁场激振器激振力的标定曲线。在明确了非接触磁场激振器激振力基础之上，可对其他试验件进行非接触式激振，以获取其振动响应。同时，可将标定曲线的斜率当作激振设备灵敏度输入相关振动测试设备。需要说明的是，非接触磁场激振器的激振力与激励电压只能在某一频段内呈现良好的线性关系，所以进行相关测试需要结合非接触磁场激振器的实际使用频率范围，才能更好地使用标定曲线。

### 5 结 论

1) 在明确了标定方法原理和流程的基础上，建立了悬臂梁的有限元模型，简要阐述了 ANSYS

优化原理,并提出一种通过理论预测与实验测试相结合的方式标定非接触磁场激振器激振力的方法。

2) 对某款非接触磁场激振器的激振力进行标定。组配了非接触磁场激振器激振力标定测试系统,分别以不同的激励电压、激励频率进行标定实验,获得了“激振力-激励电压”标定曲线,明确了非接触磁场激振器处于运行状态时的具体激振力大小。

#### 参考文献:

- [ 1 ] Kenyon J A, Griffin J H. Experimental demonstration of maximum mistuned bladed disk forced response[J]. *Journal of Turbomachinery*,2003,125(4):673-681.
- [ 2 ] Jones K W, Cross C J. Traveling wave excitation system for bladed disks[J]. *Journal of Propulsion and Power*,2003,19(1):135-141.
- [ 3 ] Cox G S, Palazotto A N, Brown J M, et al. Traveling wave excitation; a method to produce consistent experimental results[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*,2014,136(12):122502.
- [ 4 ] Berruti T, Firrone C M, Gola M M. A test rig for non-contact traveling wave excitation of a bladed disk with under platform dampers[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*,2011,133(3):032502.
- [ 5 ] Niezrecki C, Brei D, Balakrishnan S N, et al. Piezoelectric actuation; state of the art [J]. *The Shock and Vibration Digest*,2001,33(4):269-280.
- [ 6 ] Kruse M J, Pierre C. An experimental investigation of vibration localization in bladed disks: part I—free response [C]//ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Orlando: American Society of Mechanical Engineers Digital Collection,1997:97-106.
- [ 7 ] Judge J, Pierre C, Mehmed O. Experimental investigation of mode localization and forced response amplitude magnification for a mistuned bladed disk [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*,2001,123(4):940-950.
- [ 8 ] Ivancic F, Palazotto A. Experimental considerations for determining the damping coefficients of hard coatings [J]. *Journal of Aerospace Engineering*,2005,18(1):8-17.
- [ 9 ] Ewins D J. Modal testing: theory, practice and application [M]. Baldock: Research Studies Press,2000:78-99.
- [ 10 ] 李晖,刘营,王宇,等. 压电陶瓷基础激励下激振幅度的标定方法[J]. *东北大学学报(自然科学版)*,2015,36(6):832-837.  
(Li Hui, Liu Ying, Wang Yu, et al. A calibration method on base excitation amplitude of piezoelectric ceramic exciter [J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*, 2015, 36(6):832-837.)