

DOI: 10.7652/xjtuxb201401018

压电磁耦合振动能量俘获系统的非线性模型研究

周生喜¹, 曹军义¹, Alper ERTURK², 林京¹, 张西宁¹

(1. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安;

2. 佐治亚理工学院机械工程学院, 30332, 美国 亚特兰大)

摘要: 为了建立压电磁耦合振动能量俘获系统的动力学模型,提出了一种非线性多项式拟合系统的非线性回复力的建模方法。使用微型测力仪直接测得悬臂梁处于不同位置时的非线性回复力,并用多项式进行参数拟合以获得非线性回复力的表达式。根据哈密顿原理、欧拉-伯努利梁理论和压电理论等,建立了考虑非线性回复力的系统模型,由龙格-库塔数值算法仿真后得到系统的非线性输出特性。研究表明,该模型具有参数求解简单、计算量小、无需直接求解磁场力等优点,能够描述非线性宽频能量系统的跳跃频率、最大电压和有效频带等关键设计参数,为压电磁耦合振动能量俘获系统的机理研究奠定了理论基础。

关键词: 振动能量俘获;非线性模型;压电;磁耦合;宽频

中图分类号: TH39 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)01-0106-06

Nonlinear Model for Piezoelectric Energy Harvester with Magnetic Coupling

ZHOU Shengxi¹, CAO Junyi¹, Alper ERTURK², LIN Jing¹, ZHANG Xining¹

(1. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. G. W. Woodruff School of Mechanical Engineering, Georgia Institute of Technology, Atlanta 30332, USA)

Abstract: To establish the dynamical model of piezoelectric energy harvester with magnetic coupling, the modeling approach for the harvester is proposed based on nonlinear polynomial description of nonlinear restoring force. The nonlinear restoring force of the cantilever beam being in different positions is measured directly by a small electronic dynamometer and the polynomial parameters of the force are estimated. Then the nonlinear restoring force is taken into account to establish the nonlinear model following Hamilton principle, Euler-Bernoulli beam theory and piezoelectric theory. Runge-Kutta method is introduced to simulate the nonlinear output characteristics of the harvester. The results show that the proposed model enables to simply solve the parameters, reduce calculation task and avoid the direct calculation of magnetic force. And the model can describe the important designing parameters in terms of the jump frequency, maximum voltage and effective bandwidth for the mechanism analysis of magnetic coupled piezoelectric energy harvester.

Keywords: vibration energy harvesting; nonlinear model; piezoelectric; magnetic coupling; broadband

收稿日期: 2013-06-13。 作者简介: 周生喜(1987—),男,博士生;曹军义(通信作者),男,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51075317,51275379);教育部新世纪优秀人才计划资助项目(NCET-12-0453);陕西省国际合作重点资助项目(2011KW-21)。

网络出版时间: 2013-10-17

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20131017.0814.005.html>

近年来,随着电子技术的飞速发展,无线传感器等微型设备的能量消耗越来越少,利用周围环境能量为其供能已成为可能,也是未来工程应用研究的迫切问题。与太阳能、风能、温差、射频辐射等环境能量相比,振动能量具有来源广泛、相对稳定且能量密度较高等优点,因此非常适合为无线传感器提供能量^[1-2]。压电式振动能量俘获系统由于具有能量密度高、装置简单、易于实现等优点^[3],已成为科学界和工程界期望的工程应用主角,其中悬臂梁式压电能量俘获系统是最受关注的压电能量俘获系统之一。由于传统的悬臂梁式压电能量俘获系统的有效频带过窄,与周围环境振动频率匹配差,俘获的能量严重受限,因此俘获能量的效率较低,在很多情况下并不能满足实际需求。

为了解决上述问题,国内外学者做了大量研究,目前主要根据机械原理^[4-8]和引入非线性磁场因素的方法^[9-15]来提高压电能量俘获系统的有效频带。其中,Ferrar等人将永磁铁添加到压电能量俘获系统中,组成了新的非线性磁耦合压电能量俘获系统^[9],该系统的有效频带远远高于传统的压电能量俘获系统。Zhou等人设计了一种外部磁铁可旋转的压电磁耦合能量俘获系统^[10],通过调整外部磁铁的角度,得到了4~22 Hz的有效频带,并分析了在升频、降频谐波信号激励下系统的动力学响应。Seibald等人根据牛顿第二定律和谐波平衡法,建立了压电磁耦合悬臂梁归一化的简化模型^[11],提出激励信号和控制策略是影响系统有效频带的重要因素。Stanton等人由Duffing方程建立了单稳态压电磁耦合能量俘获系统归一化的简化模型^[12],研究了外部磁铁的位置对悬臂梁动力学特性的影响,结果表明,不同外部磁铁的位置可以得到6 Hz以上的有效频带。Erturk等人由Duffing方程和基尔霍夫定律,建立了双稳态压电磁耦合悬臂梁系统归一化的简化模型^[13-14],研究了该悬臂梁的非线性运动特性。Lin等人提出以电子秤测量磁场力、以分式表达式来描述磁场力的方法^[15],并建立了压电磁耦合能量俘获系统的动力学模型。

上述研究的不足之处在于,归一化的简化模型虽然可以描述系统基本的动力学特性^[11-14],但是不能够预测系统的跳跃频率、最大电压和有效频带等关键指标。使用电子秤测量磁力的方法^[15],虽然可以得到准确的磁力数据,但装置比较复杂、通用性较差。因此,本文提出了以微型测力仪测量系统的非线性回复力,并采用多项式方程获取回复力参数的

方法,同时根据哈密顿原理、欧拉-伯努利梁理论、压电理论、基尔霍夫定律等,建立了压电磁耦合能量俘获系统精确的非线性动力学模型。研究表明,该模型能够准确地描述系统的动力学特性,仿真与实验结果基本相一致。

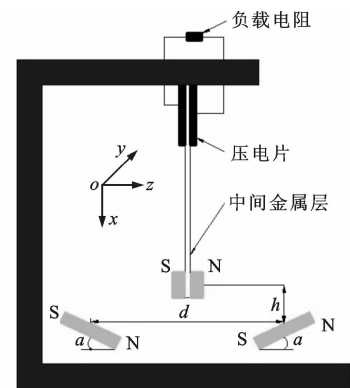
1 压电磁耦合能量俘获系统的建模

如图1所示,系统的结构由压电片、中间金属层、悬臂梁端部磁铁、外部磁铁等组成^[10],外部磁铁在悬臂梁运动的空间产生磁场,使得悬臂梁受到非线性磁场力的作用,从而将悬臂梁的线性刚度调节成非线性刚度。当悬臂梁受到外界沿 z 方向的激励时,悬臂梁将发生振动并产生变形,根部的压电片随之运动并受力产生变形,由于压电效应,压电片产生电荷并分布在 z 方向的2个侧面上。

本文的实验装置符合以夹持、电学边界条件为短路的第2类压电方程^[16],其表达式为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{T} &= c_E \mathbf{S} - \mathbf{e}^T \mathbf{E} \\ \mathbf{D} &= \mathbf{e} \mathbf{S} + \epsilon_s \mathbf{E} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: $\mathbf{S}$ 为应变矢量; $\mathbf{T}$ 为应力矢量; $\mathbf{E}$ 为电场强度矢量; $\mathbf{D}$ 为电位移矢量; $\mathbf{e}$ 为压电应力常数张量矩阵; $\mathbf{e}^T$ 为 $\mathbf{e}$ 的转置矩阵; c_E 为电场强度为常数时压电材料的弹性刚度系数; ϵ_s 为应变为常数时的介电常数。



d : 2个外部磁铁在水平方向上的中心距; h :悬臂梁端部磁铁与外部磁铁在竖直方向上的中心距; a :外部磁铁与水平方向的夹角

图1 系统的结构原理图

根据哈密顿原理^[17],压电悬臂梁拉格朗日函数的变分 v_i 在任何时间段 t_1, t_2 内应该恒为0,即

$$v_i = \int_{t_1}^{t_2} [\delta E_k - \delta E_p + E_a] dt = 0 \quad (2)$$

式中: δ 为变分符号; E_k, E_p, E_a 分别为动能、势能、外部激励能。由于悬臂梁端部质量块变形微小,可

将其视为集中质量,则式(2)可表示为

$$\left. \begin{aligned} E_k &= 0.5 \int_{V_s} \rho_s \dot{\mathbf{u}}^T \dot{\mathbf{u}} dV_s + 0.5 \int_{V_p} \rho_p \dot{\mathbf{u}}^T \dot{\mathbf{u}} dV_p + \\ &\quad 0.5 m_t \dot{\mathbf{u}}^T \dot{\mathbf{u}} \\ E_p &= 0.5 \int_{V_s} \mathbf{S}^T \mathbf{T} dV_s + 0.5 \int_{V_p} \mathbf{S}^T \mathbf{T} dV_p - \\ &\quad 0.5 \int_{V_p} \mathbf{E}^T \mathbf{D} dV_p \\ E_a &= \sum_{i=1}^{N_f} \delta \mathbf{u}(x_i) f_i(x_i) - \sum_{j=1}^{N_q} \delta \varphi q_j \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: V_s 、 V_p 分别为中间层体积、压电层体积; ρ_s 、 ρ_p 分别为中间层密度、压电层密度; $\mathbf{u}$ 为 z 方向的挠度矢量; m_t 为端部集中质量; N_f 、 N_q 分别为作用在悬臂梁上的力和电量的个数; $f_i(x_i)$ 为作用在 x_i 处的力; v 、 q_j 分别为作用在悬臂梁上的电压、电荷。

将式(1)代入式(3),可得

$$E_p = \frac{1}{2} \left(\int_{V_s} \mathbf{S}^T c_s \mathbf{S} dV_s + \int_{V_p} \mathbf{S}^T c_E \mathbf{S} dV_p - \int_{V_p} \mathbf{S}^T \mathbf{e}^T \mathbf{E} dV_p - \int_{V_p} \mathbf{E}^T \mathbf{e} \mathbf{S} dV_p - \int_{V_p} \mathbf{E}^T \epsilon_s \mathbf{E} dV_p \right)$$

式中: c_s 为中间层的弹性刚度系数。 E_k 、 E_p 的变分为

$$\delta E_k = \frac{1}{2} \int_{V_s} \rho_s \delta \dot{\mathbf{u}}^T \dot{\mathbf{u}} dV_s + \frac{1}{2} \int_{V_p} \rho_p \delta \dot{\mathbf{u}}^T \dot{\mathbf{u}} dV_p + \frac{1}{2} m_t \delta \dot{\mathbf{u}}^T \dot{\mathbf{u}}$$

$$\delta E_p = \frac{1}{2} \left(\int_{V_s} \delta \mathbf{S}^T c_s \mathbf{S} dV_s + \int_{V_p} \delta \mathbf{S}^T c_E \mathbf{S} dV_p - \int_{V_p} \delta \mathbf{S}^T \mathbf{e}^T \mathbf{E} dV_p - \int_{V_p} \delta \mathbf{E}^T \mathbf{e} \mathbf{S} dV_p - \int_{V_p} \delta \mathbf{E}^T \epsilon_s \mathbf{E} dV_p \right)$$

将上式代入式(2)可得

$$\begin{aligned} v_i &= \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \left[\int_{V_s} \rho_s \delta \dot{\mathbf{u}}^T \dot{\mathbf{u}} dV_s + \int_{V_p} \rho_p \delta \dot{\mathbf{u}}^T \dot{\mathbf{u}} dV_p + \right. \\ &\quad m_t \delta \dot{\mathbf{u}}^T \dot{\mathbf{u}} - \int_{V_s} \delta \mathbf{S}^T c_s \mathbf{S} dV_s - \int_{V_p} \delta \mathbf{S}^T c_E \mathbf{S} dV_p - \\ &\quad \left. \int_{V_p} \delta \mathbf{S}^T \mathbf{e}^T \mathbf{E} dV_p + \int_{V_p} \delta \mathbf{E}^T \mathbf{e} \mathbf{S} dV_p + \int_{V_p} \delta \mathbf{E}^T \epsilon_s \mathbf{E} dV_p + \right. \\ &\quad \left. \sum_{i=1}^{N_f} \delta \mathbf{u}(x_i) f_i(x_i) - \sum_{j=1}^{N_q} \delta \varphi q_j \right] dt = 0 \quad (4) \end{aligned}$$

为了求得式(4)的解,对压电磁耦合能量俘获系统做如下假设^[17]。①假设压电悬臂梁遵循 Rayleigh-Ritz 原理,即认为悬臂梁在 x 方向上各点的挠度是各阶模态的组合,得到

$$\mathbf{u}(x, t) = \sum_{i=1}^{N_m} \phi_i(x) \mathbf{r}_i(t) = \mathbf{\Phi}(x) \mathbf{r}(t) \quad (5)$$

式中: N_m 为分析模态数; $\phi_i(x)$ 、 $\mathbf{\Phi}(x)$ 分别为第 i 阶

模态的振型函数、总的模态振型函数矩阵; $\mathbf{r}_i(t)$ 是第 i 阶模态振型对应随时间变化的系数矩阵; $\mathbf{r}(t)$ 为总的模态振型函数矩阵对应的系数矩阵。②假设压电悬臂梁遵循欧拉-伯努利梁理论,即悬臂梁上某点的应力是该点的挠度关于悬臂梁长度的二阶导数和与中性层距离的乘积

$$\mathbf{S} = -d_z \frac{\partial^2 \mathbf{u}(x, t)}{\partial x^2} = -d_z \mathbf{\Phi}(x)'' \mathbf{r}(t) \quad (6)$$

式中: d_z 为悬臂梁上的点到中性层的距离。③假设电场在压电片上的分布是常值。当压电片并联时

$$\mathbf{E} = \psi(d_z) v(t) =$$

$$\begin{cases} -v/t_p & t_s/2 < d_z < t_s/2 + t_p \\ 0 & -t_s/2 < d_z < t_s/2 \\ v/t_p & -t_s/2 - t_p < d_z < -t_s/2 \end{cases} \quad (7)$$

式中: t_s 、 t_p 分别为中间层和压电层的厚度。

当悬臂梁自身电容较大时具有较好的输出特性,此时 z 方向的电压常函数 $v(t) = v$, 场矢量函数为

$$\psi(d_z) = \begin{cases} -1/t_p & t_s/2 < d_z < t_s/2 + t_p \\ 0 & -t_s/2 < d_z < t_s/2 \\ 1/t_p & -t_s/2 - t_p < d_z < -t_s/2 \end{cases} \quad (8)$$

将端部质量块看作集中质量,得到系统的中间层质量、压电层质量、端部质量块的矩阵为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{M}_s &= \int_{V_s} \rho_s \mathbf{\Phi}(x) \mathbf{\Phi}^T(x) dV_s \\ \mathbf{M}_p &= \int_{V_p} \rho_p \mathbf{\Phi}(x) \mathbf{\Phi}^T(x) dV_p \\ \mathbf{M}_t &= m_t \mathbf{\Phi}(d_t) \mathbf{\Phi}^T(d_t) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中: $\mathbf{\Phi}(d_t)$ 为端部质量块在 d_t 处的振型函数矩阵; d_t 为质量块质心到悬臂梁根部的距离。总的质量矩阵

$$\mathbf{M} = \mathbf{M}_s + \mathbf{M}_p + \mathbf{M}_t$$

机电耦合矩阵为

$$\mathbf{\Theta} = - \int_{V_p} d_z \mathbf{\Phi}(x)'' \mathbf{e}_{31}^T \psi(d_z) dV_p \quad (10)$$

式中: $\mathbf{e}_{31}^T$ 为 31 模式(外界载荷方向与压电陶瓷的极化方向垂直)下的压电应力常数张量。系统的电容为

$$C_p = \int_{V_p} \psi^T(d_z) \epsilon_s \psi(d_z) dV_p \quad (11)$$

考虑到系统中存在阻尼,根据 Rayleigh 阻尼定理,得到的系统阻尼矩阵为

$$\mathbf{C} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (12)$$

式中: $\mathbf{K}$ 为无磁场作用时线性压电悬臂梁的刚度矩

阵; α, β 分别为质量和刚度矩阵的加权系数。

在低频激励下,压电磁耦合能量俘获系统的运动主要集中在一阶模态,可以用悬臂梁在一阶模态下的动力学模型来描述悬臂梁的真实动力学特性^[9-15,17],因此本文只考虑占主要作用的一阶模态(忽略其他模态)。悬臂梁主要是沿 z 方向运动,由于受到沿 z 方向的磁力,影响了悬臂梁总的回复力和动力学特性,因此系统总的回复力已经不再是线性值,而是非线性的表达式。本文使用微型测力仪测得 z 方向的回复力数据,并用多项式方程来描述回复力的变化,系统总的非线性回复力为

$$F_r = lw(t)^3 + mv(t) \quad (13)$$

式中: $w(t)$ 为一阶模态下悬臂梁端部沿 z 方向的瞬时位移; l, n 分别为3次项和1次项系数。

系统输出端连接负载电阻 R ,其电边界条件为

$$v(t) = -R\dot{q}(t) \quad (14)$$

式中: $q(t)$ 为 t 时刻压电片两端的瞬时电荷量。由于悬臂梁在根部受到激励,因此可以等效为梁上均匀分布的惯性力。将上述假设和表达式代入式(4),得到系统在一阶模态下的动力学方程为

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{w}(t) + c_1 \dot{w}(t) + lw(t)^3 + mv(t) - \theta_1 v(t) &= F \\ \dot{v}(t) + \theta_1 \dot{w}(t)/C_p + v(t)/C_p R^{-1} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

式中: m_1 为质量单元系数; c_1 为阻尼单元系数; θ_1 为机电耦合单元系数; F 为外界激励力。

式(15)是非线性方程组表达式,而非线性方程的求解和仿真比较复杂,本文采用工程上广泛应用的高精度单步算法四阶龙格-库塔算法进行仿真^[18]。计算表达式如下

$$k_1 = f(g_i, y_i); \quad k_2 = f(g_i + h/2, y_i + hk_1/2);$$

$$k_3 = f(g_i + h/2, y_i + hk_2/2);$$

$$k_4 = f(g_i + h, y_i + hk_3);$$

$$y_{i+1} = y_i + h(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)/6 \quad (16)$$

式中: h 为步长; g_i 为自变量因子; k_1, k_2, k_3, k_4 为区间 $[g_i, g_{i+1}]$ 内预估4个点上的斜率,用它们的加权平均数作为平均斜率 k ,可求解出下一个点的函数值。

2 实验验证

2.1 实验设计

实验中,由激振器、信号发生器和功率放大器组成激励源发生系统,对压电磁耦合能量俘获系统进行激励。用示波器实时显示并俘获电压等实验数据,其探头的阻抗为10 M Ω 。用微型测力仪测量

F_r 。压电材料PZT-5A的尺寸为24 mm $\times$ 15 mm $\times$ 0.5 mm,中间金属层为不锈钢材料,尺寸为86 mm $\times$ 15 mm $\times$ 0.27 mm。实验装置中的所有磁铁均为钕铁硼永磁铁,悬臂梁端部磁铁的直径为10 mm,厚度为5 mm,外部磁铁直径为25 mm,厚度为5 mm。激励信号选取正弦扫频信号,频率范围在0~25 Hz,加速度值为0.585g,频率变化速度分别为0.45 Hz/s(升频)和-0.45 Hz/s(降频)。

去掉外部磁铁后,本文中的压电磁耦合能量俘获系统将变成线性的压电能量俘获系统,使用微型测力仪测量得到线性压电悬臂梁的刚度值为66 N/m。结合式(9)~式(12)和实验中材料的物理参数,得到式(15)中部分参数的理论值为: $m_1 = 6.01 \times 10^{-3}$ kg, $\theta_1 = 5.45 \times 10^{-5}$ N/V, $C_p = 29.48$ nF, $c_1 = 2.46 \times 10^{-2}$ N $\cdot$ s/m。为研究建模方法的有效性,设置两组位置参数进行验证。在第1组实验中,设 $d = 62.60$ mm, $h = 11.14$ mm, $a = 7^\circ$, $l = 236\ 513.238$, $n = 18.859$, F_r 的测量数据和拟合曲线如图2所示;第2组实验中,设 $d = 56.00$ mm, $h = 14.50$ mm, $a = 0^\circ$, $l = 399\ 783.973$, $n = 24.990$,由此得到的 F_r 的测量数据和拟合曲线如图3所示。

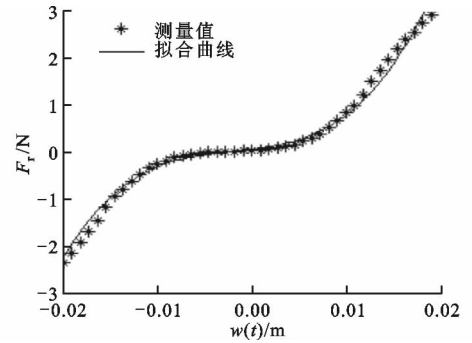


图2 第1组实验系统的 F_r - $w(t)$ 曲线

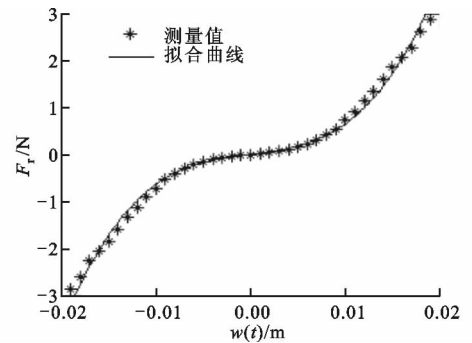


图3 第2组实验系统的 F_r - $w(t)$ 曲线

2.2 实验分析

由图2、图3可知,磁耦合压电能量俘获系统不

同于传统的线性系统,由于磁场的引入,其回复力已经不再是线性的,而是近似为一个多项式曲线。由回复力与刚度之间的导数关系,可以发现系统的等效刚度不再是常数,而是一个与位移相关的非线性二次方程,这表明压电磁耦合能量俘获系统具有非线性的动力学特性。

如图4所示,在第1组实验参数下,当激励信号为升频的正弦信号扫频时,仿真中的最大电压为24.8 V、跳跃频率为15.3 Hz、有效频宽为11 Hz,实验中的最大电压、跳跃频率和有效频宽与仿真值相近,分别为24.1 V、14.4 Hz和11 Hz。从系统产生的电压值中可以看出,当激励信号的频率达到3 Hz左右时,悬臂梁的振动开始明显变大,随着激励信号频率的继续增大,振动几乎是线性增大直至跳跃频率处达到最大值并出现频率跳跃现象,当激励频率超过跳跃频率时,振动几乎马上停止。当激励信号变为降频激励时,仿真中的最大电压、跳跃频率和有效频宽分别为17.8 V、10.9 Hz和6 Hz,此时相应的实验值分别为18.6 V、11.4 Hz和7 Hz,仿真与实验数据的误差较小。当激励信号的频率大于跳跃频率时,悬臂梁的振动幅值较小。

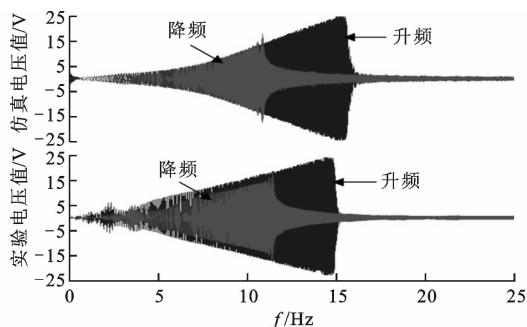


图4 第1组实验参数下的实验及仿真结果

在图5所示的第2组实验参数下,由于图1中的 d 、 h 和 a 被改变,悬臂梁在运动空间内所受的磁力发生了变化,使得 F_r 和等价刚度也发生了变化。此时,系统具有与第1组不同的动力学特性,图5与图4的差异证明了这一点。在升频激励下,仿真中的最大电压为22.1 V、跳跃频率为17.4 Hz、有效频宽为12 Hz,实验中的最大电压、跳跃频率和有效频宽与仿真中的值相接近,分别为22.5 V、18.6 Hz和13 Hz。在降频激励下,仿真中的最大电压、跳跃频率和有效频宽分别为15.2 V、12.3 Hz和8 Hz,此时相应的实验值分别为18.6 V、11.4 Hz和8.5 Hz。

2组不同实验参数下的仿真与实验结果表明,在整个运动过程中,压电磁耦合能量俘获系统出现

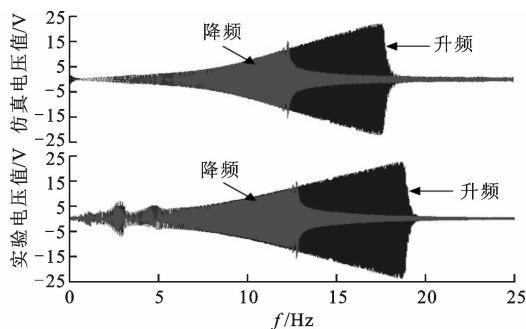


图5 第2组实验参数下的实验及仿真结果

一次频率跳跃现象,跳跃频率处的电压值是整个扫频中的最大值,当激励信号的频率超过跳跃频率时,悬臂梁几乎停止振动,产生的电压接近0。另外,悬臂梁在升频激励下,其有效频宽达到10 Hz以上,所产生的电压和有效频宽均明显高于降频激励条件下的值,这是由非线性系统中存在的迟滞现象所致。对非线性系统施加不同方向的扫频激励,相当于给系统设定不同的初始输入条件,此外,还有压电材料本身的影响,导致非线性系统在同样的频率范围内,表现出不同的输出响应特性,即本文中出现的迟滞现象,并与文献[12]中的迟滞现象表现一致。

3 结论

本文根据哈密顿原理等理论,建立了压电磁耦合能量俘获系统的非线性动力学模型,采用微型测力仪直接测量系统的非线性回复力,提出了以多项式方程拟合回复力的表达式方法,得出的结论如下。

(1)模型具有参数求解简单、计算量小、无需直接求解磁场力等优点。建模过程中,可直接测量悬臂梁在不同运动位置上的非线性回复力,无需进行复杂的计算,得到的回复力比较接近于真实值,使建模过程得到了极大的简化。

(2)仿真和实验结果表明,该模型能够准确地描述出压电磁能量俘获系统的动力学特性。理论仿真结果表明,系统的跳跃频率、最大电压和有效频带等关键指标与实验值相符合,从而为今后研究系统真实的动力学机理问题等提供了理论基础。

参考文献:

- [1] LIU Huicong, ZHANG Songsong, KATHIRESAN R, et al. Development of piezoelectric microcantilever flow sensor with wind-driven energy harvesting capability [J]. Applied Physics Letters, 2012, 100(22): 1-4.
- [2] CORNWELL P J, GOETHAL J, KOWKO J, et al.

- Enhancing power harvesting using a tuned auxiliary structure [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2005, 16(10): 825-834.
- [3] ROUNDY S, JAN P K W, RABAY M. Energy scavenging for wireless sensor networks with special focus on vibrations [M]. New York, USA: Kluwer Academic Publisher, 2004: 15-20.
- [4] PRIYA S. Modeling of electric energy harvesting using piezoelectric windmill [J]. *Applied Physics Letters*, 2005, 87(18): 1-3.
- [5] RASTEGAR J, MURRAY R. Novel two-stage piezoelectric-based electrical energy generators for low and variable speed rotary machinery [C] // *SPIE Smart Structures and Materials + Nondestructive Evaluation and Health Monitoring*. International Society for Optics and Photonics. San Diego, USA: SPIE, 2010: 1-8.
- [6] SHAHRUZ S M. Design of mechanical band-pass filters for energy scavenging [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 292(3): 987-998.
- [7] 谢涛,袁江波,单小彪,等.多悬臂梁压电悬臂梁频率分析及发电实验研究[J].*西安交通大学学报*, 2010, 44(2): 98-101.
- XIE Tao, YUAN Jiangbo, SHAN Xiaobiao, et al. Frequency analysis electricity generated by multiple piezoelectric cantilevers in energy harvesting [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2010, 44(2): 98-101.
- [8] LELAND E S, WRIGHT P K. Resonance tuning of piezoelectric vibration energy scavenging generators using compressive axial preload [J]. *Smart Materials and Structures*, 2006, 15(5): 1413-1420.
- [9] FERRARI M, FERRARI V, GUIZZETTI M, et al. Improved energy harvesting from wideband vibrations by nonlinear piezoelectric converters [J]. *Procedia Chemistry*, 2009, 1(1): 1203-1206.
- [10] ZHOU Shengxi, CAO Junyi, ERTURK A, et al. Enhanced broadband piezoelectric energy harvesting using rotatable magnets [J]. *Applied Physics Letters*, 2013, 102(17): 1-4.
- [11] SEBALD G, KUWANO H, GUYOMAR D, et al. Simulation of a Duffing oscillator for broadband piezoelectric energy harvesting [J]. *Smart Materials and Structures*, 2011, 20(7): 17-22.
- [12] STANTON S C, MCGEHEE C C, MANN B P. Reversible hysteresis for broadband magnetopiezoelectric energy harvesting [J]. *Applied Physics Letters*, 2009, 95(17): 1-3.
- [13] ERTURK A, HOFFMANN J, INMAN D J. A piezo-magnetoelastic structure for broadband vibration energy harvesting [J]. *Applied Physics Letters*, 2009, 94(25): 2-3.
- [14] ERTURK A, INMAN D J. Broadband piezoelectric power generation on high-energy orbits of the bistable Duffing oscillator with electromechanical coupling [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2010, 330(10): 2339-2353.
- [15] LIN J T, LEE B, ALPENAAR B. The magnetic coupling of a piezoelectric cantilever for enhanced energy harvesting efficiency [J]. *Smart Materials and Structures*, 2010, 19(4): 7-12.
- [16] 张福学,王丽坤.现代压电学:上册[M].北京:科学出版社,2002:84-101.
- [17] SODANO H A, PARK G, INMAN D J. Estimation of electric charge output for piezoelectric energy harvesting [J]. *Strain*, 2004, 40(2): 49-58.
- [18] BUTCHER J C. The numerical analysis of ordinary differential equations: Runge-Kutta and general linear methods [M]. New York, USA: Wiley-Interscience, 1987: 50-201.

[本刊相关文献链接]

- 王恒利,付立军,揭贵生,肖飞,万泽法.采用比例谐振和状态反馈的三相逆变器最优控制.2013,48(8):127-132.[doi:10.7652/xjtuxb201308022]
- 王宏金,孟庆丰.压电振动能量收集器的等效电路建模分析与实验验证.2013,48(10):75-80.[doi:10.7652/xjtuxb201310013]
- 刘家郡,江海,尤晖,焦晓阳,刘建芳,杨志刚.超声悬浮气浮混合式悬浮的承载力特性研究.2013,48(5):56-60.[doi:10.7652/xjtuxb201305010]
- 邓忠文,刘志刚,陶龙,吕涛,令锋超.新型可调谐外腔半导体激光器光频扫描干涉测距方法.2013,48(5):104-109.[doi:10.7652/xjtuxb201305019]
- 吴越,杨志刚,刘勇,王兴元,刘磊.压电振子对压电泵极限输出压力的影响.2013,48(4):64-72.[doi:10.7652/xjtuxb201304013]
- 马天兵,裴进浩,季宏丽.用于壁板结构多模态振动主动控制的改进最小控制合成(MCS)算法.2012,47(7):87-92.[doi:10.7652/xjtuxb201207016]
- 贺国,王豪,史日安.一种船用超声液位传感器的优化设计模型.2012,47(5):44-49.[doi:10.7652/xjtuxb201205008]
- 刘栋,陶涛,梅雪松.伺服系统 Hammerstein 非线性模型及参数辨识方法研究.2010,45(3):42-46.[doi:10.7652/xjtuxb201003009]

(编辑 管咏梅)