

惯容器非线性减振与能量采集 一体化模型动力学分析*

董彦辰¹, 张业伟², 陈立群^{1,3}

- (1. 上海大学 上海市应用数学和力学研究所, 上海 200072;
2. 沈阳航空航天大学 航空宇航学院, 沈阳 110136;
3. 上海大学 力学系, 上海 200444)

(本刊编委陈立群来稿)

摘要: 为了解决航天工程中减振和能源供应的问题, 构建了一种应用于航天工程的整星减振和能量采集一体化装置, 设计并考察了一种基于非线性能量汇 (nonlinear energy sink, NES) 的新型非线性减振装置, 通过以惯容器 (inertor) 替代传统的惯性元件以减少负载质量, 并在该装置中整合了基于超磁致伸缩材料 (giant magnetostrictive material, GMM) 的能量采集器. 在整星减振的实际背景下对其进行了建模、仿真和分析, 同时通过数值计算, 考察分析了能量采集器采集振动能量的效果. 研究表明, 在合理选择的参数下, 该 NES-inertor-GMM (NES-I-GMM) 装置能够很好地起到减振作用, 同时收集一定的振动能量.

关键词: 惯容器; NES; GMM; 能量采集; 整星减振

中图分类号: O32

文献标志码: A

DOI: 10.21656/1000-0887.400049

引言

近年来以非线性能量汇 (NES) 为基础的减振设计引起了研究人员的广泛关注, 与线性减振装置相比, NES 具有减振频率宽、振动能量单向传递等优点, 因此具备强大的减振能力和广泛的应用前景. Gendelman 和 Vakakis 等呈现和研究了带有 NES 的系统中能量单向、不可逆转移的现象^[1-2]. 近年来, 国内学者也开展了关于 NES 的大量研究. 熊怀和孔宪仁等研究了 NES 的参数设计问题和阻尼对 NES 的影响^[3-4]; 李继伟等考察了多个 NES 组合接连的吸振效果^[5]; 孙敏等对比了并联和串联 NES 的吸振效能^[6]; 王菁菁等设计了一种轨道型的 NES 并考察其减振性能^[7]; 刘中坡等研究了 NES 的刚度优化问题并开展了振动台试验^[8]; 孙斌等研究了 NES 在民用航空发动机减振方面的可行性^[9]; Yang 等将 NES 应用于设计整星减振装置^[10].

惯容器的概念首先由剑桥大学的学者 Smith 提出^[11]. 惯容器的主要特点是其两端自由、两端可以受力、两端的力与两端的加速度差值之比为定值, 这个比值被称为惯容器的惯质系数 (也称惯容系数). 由于这一特性, 惯容器得到了广泛的关注和研究. Salvi 等进行了带惯容器的

* 收稿日期: 2019-01-28; 修订日期: 2019-06-15

基金项目: 国家自然科学基金 (11772205; 11572182)

作者简介: 董彦辰 (1991—), 男, 硕士生 (E-mail: Ethan685@qq.com);

张业伟 (1982—), 男, 教授 (通讯作者, E-mail: zhangyewei1218@126.com).

线性减振器整合能量采集器的概念研究^[12]; Luo 等考察了带惯容器的线性减振器整合了能量采集器后在建筑领域的应用^[13]; 刘彦探索了惯容器与传统的线性机械振动被动控制系统串、并联的特点^[14]; 在车辆悬架领域, 惯容器得到了成功的应用^[15]; 杨晓峰等研究了惯质系数对惯容器减振效果的影响^[16]; Zhang 等使用复化平均法分析了惯容器与 NES 系统结合的效果^[17]。

在航天工程领域, 受限于外部能源的稀缺, 如果能采集振动的能量并转化为电能, 有望为设备提供额外的能源供应, 因此将能量采集装置整合进减振装置是很有前景的。目前振动能量采集器主要有电磁式、压电式和静电式等几种形式, 基于超磁致伸缩材料(GMM)的能量采集器就是一种电磁式振动能量采集器。刘蕊等提出并研究了附加非线性振子的双稳态电磁式振动能量捕获器的特性^[18]; Fang 等^[19]和 Li 等^[20]分别考察了将电磁式和压电式能量采集器整合进 NES 减振装置的问题。

由于惯容器的独有特性, 惯容器的惯质系数可以在一定条件下“充当”惯性元件的质量^[11,21], 而且惯质系数与惯容器自身的实际质量没有必然联系, 所以惯容器能以自身较小质量替代大质量的惯性元件, 有望在实现相同减振效果的同时减少减振装置本身的重量, 这对发射质量有严格要求的航天工程意义重大。本文首次用惯容器替代 NES 的质量元件, 并与 GMM 能量采集器结合, 组成 NES-I-GMM 减振和能量采集一体化装置, 在整星减振的实际工程背景下, 以数值方法分析了该装置的减振和能量采集效果。

1 建立模型

图 1 是一个附加有 NES 的整星减振与 GMM 能量采集一体化系统。其中代表卫星结构的主系统包括: 质量为 m_1, m_2 的质量块, m_1, m_2 之间平行安置的刚度为 k_1 的线性弹簧和阻尼为 c_1 的黏性阻尼, m_2 通过平行安置的刚度为 k_2 的线性弹簧和阻尼为 c_2 的黏性阻尼与基座相连。NES-I-GMM 装置包括: 惯质系数为 b 的惯容器、适当的阻尼 c_3 和非线性刚度为 k_3 的非线性弹簧以及 GMM 能量采集器, 其中 NES 部分起主要减振作用。NES 元件和惯容器平行安置于 m_2 和 GMM 之间, 惯容器并联设置的原因在于: 在确保惯容器和弹簧、阻尼等元件能够正常发挥性能的情况下^[22], 使附加在主结构上的装置最简单, 以达到整星减振设计的减重要求。GMM 可以简单描述为由 Terfenol-D 棒外围环绕着拾取线圈组成, 拾取线圈通过一个电阻 R 组成闭合电路, 电阻 R 的功率可以反映能量采集情况。GMM 上端和 NES 元件和惯容器下端相连, 下端与基座固定相连。

图 1 中的 x_1, x_2 用于描述在外部位移激励 u 作用下质量块 m_1, m_2 的位移, x_3 表示惯容器下端的位移。同时由于惯容器上端和 m_2 固连、下端和 GMM 固连, 所以 x_2 也表示惯容器上端的位移, x_3 也表示 GMM 上端的位移。

根据 Newton 定律, 上述系统的控制方程为

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = 0, \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{u}) + k_2(x_2 - u) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) + c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_3(x_2 - x_3)^3 + b(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_3) = 0, \quad (2)$$

$$F_{\text{NES}} = -c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - k_3(x_2 - x_3)^3 - b(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_3), \quad (3)$$

$$F_{\text{NES}} = F_{\text{GMM}} - F_0 = (\sigma - \sigma_0) \frac{\pi d_{\text{GMM}}^2}{4}, \quad (4)$$

其中 F_{NES} 为 GMM 上端所受 NES 和惯容器的合力, σ 为 GMM 内的应力, σ_0 为施加在 GMM 上的预应力, d_{GMM} 为 GMM 的直径。

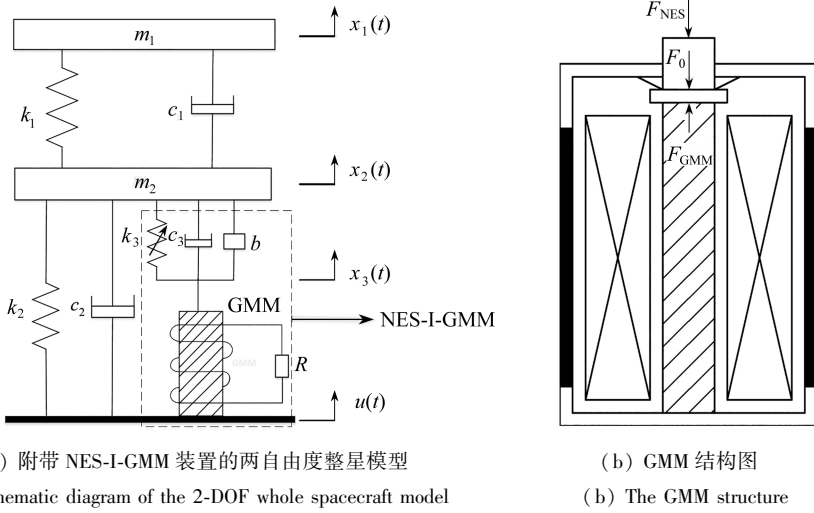


图 1 动力学模型

Fig. 1 Schematic diagrams of the dynamic prototype

式(3)和(4)可以化简得到

$$c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_3(x_2 - x_3)^3 + b(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_3) + (\sigma - \sigma_0) \frac{\pi d_{GMM}^2}{4} = 0. \tag{5}$$

激励采用简谐位移激励:

$$u = A_u \sin(2\pi ft), \tag{6}$$

其中 f 为位移激励的频率, A_u 为激励幅值.

表 1 系统参数

Table 1 Parameters of the system

| parameter | value | parameter | value |
|--|-----------------------|---------------------------------|--------------------------|
| m_1 / kg | 60 | $\mu_0 / (\text{N}/\text{A}^2)$ | $4\pi \times 10^{-7}$ |
| m_2 / kg | 12 | d_{GMM} / m | 0.012 7 |
| b / kg | 1 | l_{GMM} / m | 0.115 |
| $k_1 / (\text{N}/\text{m})$ | $1.867 7 \times 10^6$ | σ_0 / Pa | 6.9×10^6 |
| $k_2 / (\text{N}/\text{m})$ | $2.134 6 \times 10^6$ | $H_0 / (\text{A}/\text{m})$ | 1.592×10^4 |
| $k_3 / (\text{N}/\text{m})$ | 5×10^4 | Δ_0 / m | $2.235 2 \times 10^{-5}$ |
| $c_1 / (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$ | 600 | R / Ω | 1 |
| $c_2 / (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$ | 10 | $E / (\text{N}/\text{m}^2)$ | 3×10^{10} |
| $c_3 / (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$ | 100 | $d_{33} / (\text{m}/\text{A})$ | 1.79×10^{-8} |
| A_u / m | 0.000 2 | d_{coil} / m | 0.016 2 |
| $\tilde{\alpha}$ | -0.01 | N_{coil} | 600 |
| $a / (\text{A}/\text{m})$ | 7 012 | λ_s | 1.003×10^{-3} |
| ξ / Pa | 8×10^3 | $M_s / (\text{A}/\text{m})$ | 7.65×10^5 |
| c | 0.18 | | |

根据描述 GMM 的磁滞行为的 Jiles-Atherton 模型和参考文献[19], 还可以推导得到一个 σ 满足的方程:

$$\frac{\sigma}{E} + \frac{3\lambda_s H_0^2}{2(3a - \tilde{\alpha}M_s)^2} (1 - e^{\sigma^2(\tilde{\alpha}M_s - 3a)/(2E\xi(3a - cM_s\tilde{\alpha}))})^2 = \frac{u - x_3 + \Delta_0}{l_{GMM}}, \tag{7}$$

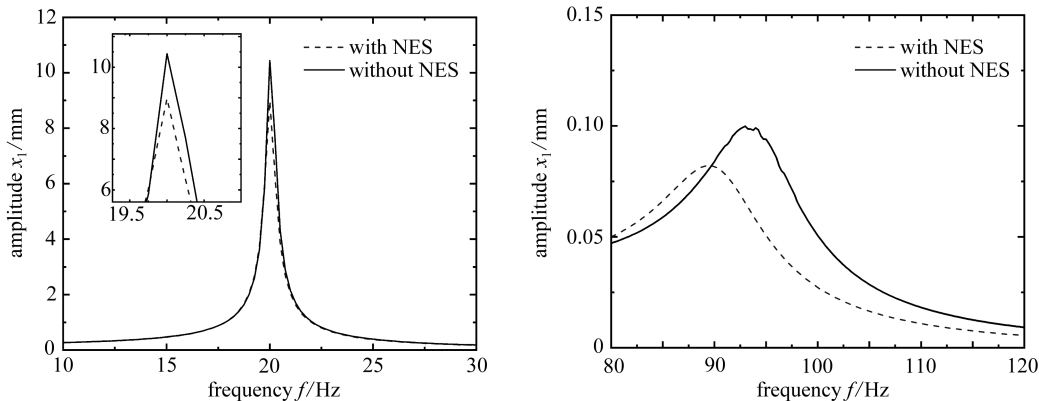
其中 λ_s 为饱和磁致伸缩系数, H_0 为偏置磁场强度, M_s 为饱和磁化强度, a 为无磁滞磁化强度的形状系数, c 为可逆系数, E 为 GMM 的弹性模量, Δ_0 为由于施加在 GMM 上的预应力而引起的位移, l_{GMM} 为 GMM 的长度, $\tilde{\alpha}$ 由公式 $\tilde{\alpha} \equiv \alpha + 9\lambda_s \sigma_0 / (2\mu_0 M_s^2)$ 定义, 此处 α 为畴壁相互作用系数, μ_0 为真空磁导率, ξ 为单位体积能量耦合系数。

上述方程中 x_1 , x_2 , x_3 和 σ 是未知变量, 式(1)、(2)、(5)和(7)构成了一个包含 4 个方程和 4 个未知数的方程组, 即为系统的动力学方程组。系统中具体参数取值如表 1 所示。

2 频域分析

确定动力学方程并选定若干基本参数后, 采用 Runge-Kutta 算法对动力学方程组进行求解, 具体采用 MATLAB 的 Ode15s 求解器进行求解, 并进行数值仿真。

首先考察系统的频域特征, 同时画出带和不带 NES-I-GMM 装置的 $f-x_1$ 曲线图(系统幅频曲线图), 如图 2 所示, 图中的振幅表示在该频率下 x_1 的最大振幅。可以看出, 在两个共振频率附近, 加装 NES-I-GMM 装置可以大幅降低系统共振时的振幅。



(a) 系统一阶固有频率附近的 $f-x_1$ 曲线

(b) 系统二阶固有频率附近的 $f-x_1$ 曲线

(a) The $f-x_1$ curves around 1st-order natural frequency

(b) The $f-x_1$ curves around 2nd-order natural frequency

图 2 系统幅频响应曲线

Fig. 2 The amplitude-frequency response curves

从图 2(a)可以看出系统的一阶固有频率约为 20 Hz, 这一频率与不带 NES-I-GMM 装置的系统固有频率基本一致, 这印证了 NES 装置对系统固有频率影响很小的特性^[23], 从图 2(b)可以看出系统的二阶固有频率约为 94 Hz, 加入 NES-I-GMM 装置对系统二阶固有频率产生了少许影响, 加入 NES-I-GMM 装置后的系统二阶固有频率减小为约 89 Hz. 但是二阶固有频率附近振幅已经很小, 仅有一阶固有频率的 1% 左右, 所以二阶固有频率的改变影响很小。

3 参数分析

逐步改变 NES-I-GMM 装置各参数和激励幅值, 考察主系统幅频响应变化, 本文所设计的装置在二阶固有频率处的振动幅值已经很小, 而且系统在高频率处主要受阻尼影响, 其他参数变化在高阶处对系统不会产生重大影响, 所以以下仅考察本系统在一阶固有频率附近受参数变化的影响。图 3 给出了参数变化下的主系统幅频响应曲线。

从图 3 可以看出: 1) 图 3(a) 显示主系统振幅对非线性刚度 k_3 变化很不敏感, 非线性刚度变化对主系统振幅影响很小; 2) 图 3(b) 显示 NES 阻尼对主系统的振幅影响十分显著, 随着

阻尼 c_3 由小增大,主系统振幅随之逐步减小; 3) 图 3(c) 显示惯质系数对主系统的振动影响有两方面,一是随着惯容器惯质系数 b 的减小,主系统振幅略微减小,二是随着惯容器惯质系数 b 的减小,系统共振频率略微增大; 4) 图 3(d) 显示了激励幅值对主系统振幅的影响,随着激励幅值 A_u 由小增大,主系统振动幅值也随之成比例增大。

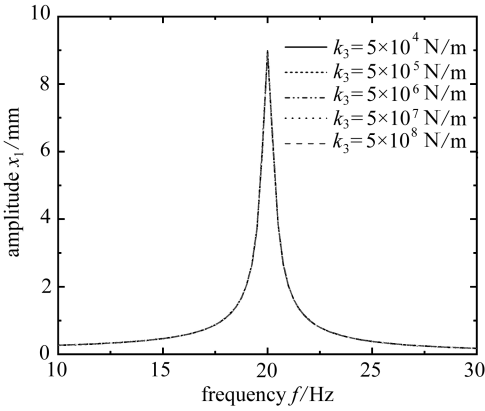
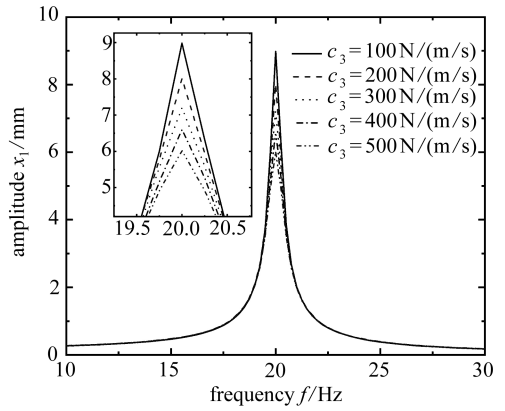
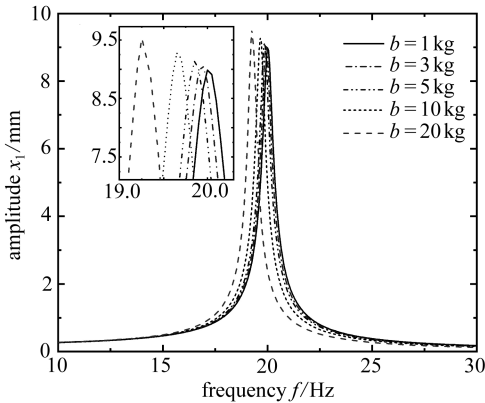
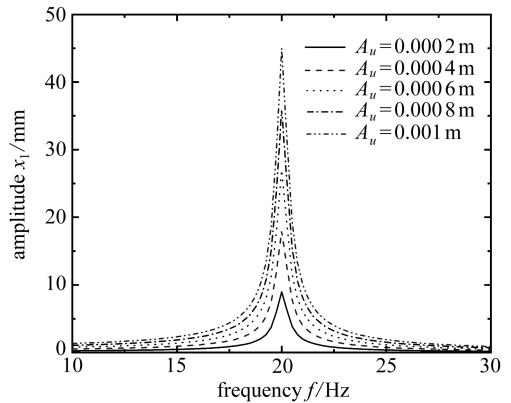
(a) NES 非线性刚度 k_3 变化(a) NES nonlinear stiffness k_3 changes(b) NES 阻尼 c_3 变化(b) NES damping c_3 changes(c) 惯容器惯质系数 b 变化(c) Inertial coefficient b changes of the inerter(d) 激励幅值 A_u 变化(d) Excitation amplitude A_u changes

图 3 参数变化下的主系统幅频响应曲线

Fig. 3 The amplitude-frequency response curves with variable parameters

4 能量分析

在进行能量分析前,先要考察 GMM 元件上的最大应力,GMM 元件抗压能力较强,抗拉能力很弱,所以要预加压应力,使得 GMM 元件上的应力始终为正.计算在工作频率范围内的 GMM 的最大和最小应力如图 4 所示.从图 4 可以看出 GMM 元件上的应力始终为正,预加应力有效避免了出现拉(负)应力,所以 GMM 在工作中不会损坏,能够有效采集能量。

计算一阶固有频率前后、15~25 Hz 范围内 GMM 能量采集器采集到的最大电压和最大电功率,如图 5 所示。

从图 5 看出,在给定频率范围内,GMM 在共振频率处采集到的电压最大,约为 0.4 V,同时产生最大电功率,约为 0.15 W。

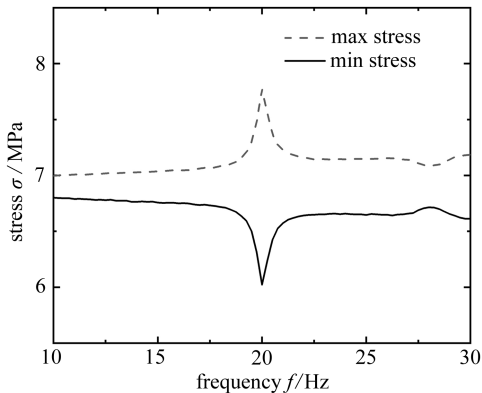
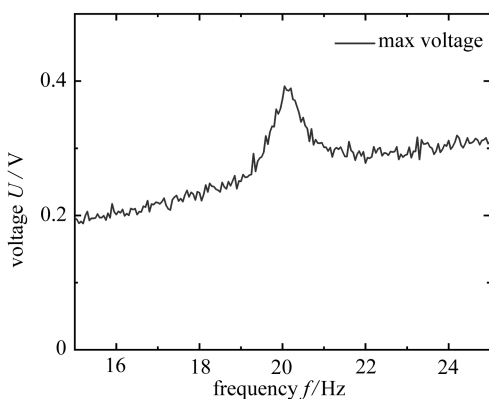


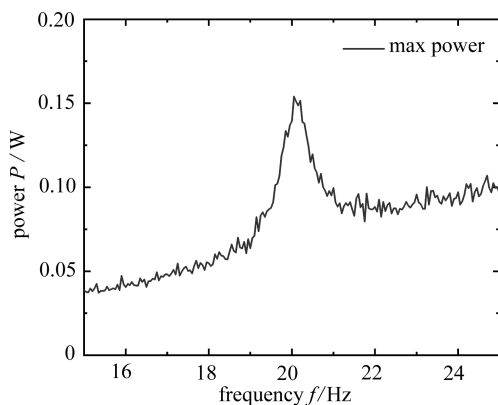
图4 GMM的最大和最小应力

Fig. 4 The maximum and minimum stresses of GMM



(a) GMM的最大电压

(a) The maximum voltage of GMM

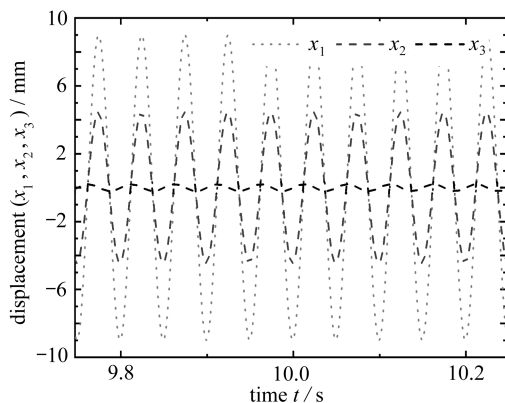
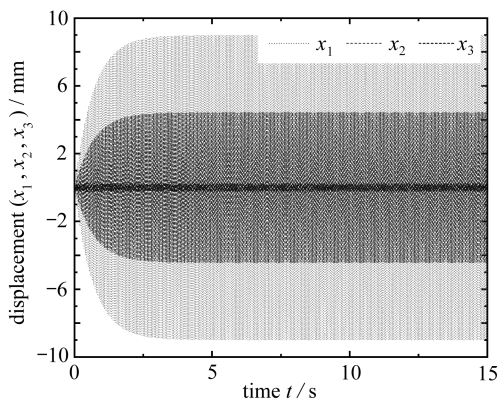


(b) GMM的最大电功率

(b) The maximum electrical power of GMM

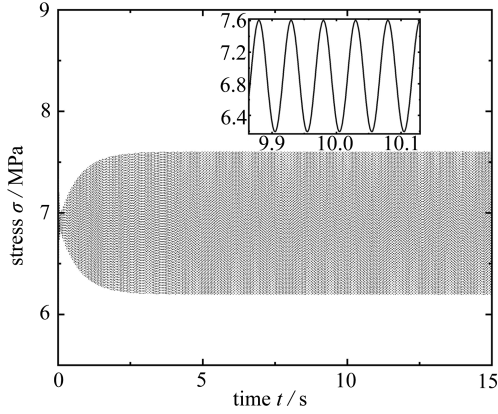
图5 GMM的最大电压和最大电功率

Fig. 5 The maximum voltage and maximum electrical power of GMM

图6 20 Hz时 x_1, x_2, x_3 的时域响应Fig. 6 The time-domain responses of x_1, x_2, x_3 at 20 Hz

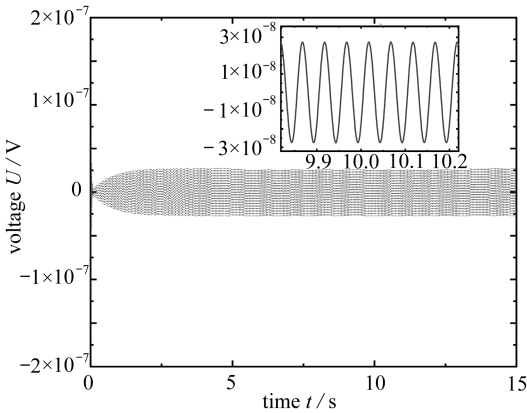
考虑到系统在一阶共振频率处(约 20 Hz)的振幅最大,能量采集效果也最好,所以考察系统在 20 Hz 频率下具体的时域表现,如图 6、7 所示。

从图 6 的 x_1, x_2, x_3 时域响应可以看出系统中 3 个自由度振动的细节: 主系统的两个自由度 x_1, x_2 的响应趋势一致, x_2 振幅大约是 x_1 的一半, NES 下端自由度 x_3 的振幅相比主系统两个自由度较小, 且在相位上 x_3 领先主系统的两个自由度四分之一周期。



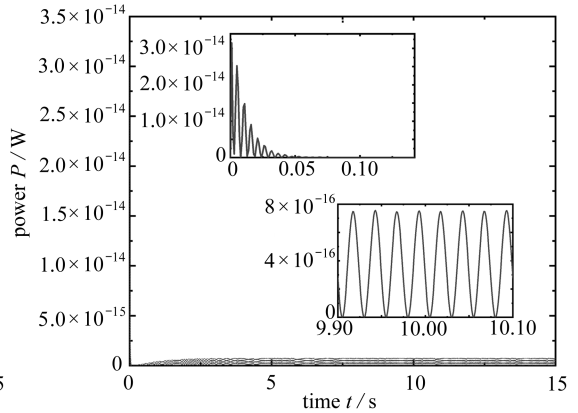
(a) 瞬时应力

(a) The instantaneous stress



(b) 瞬时电压

(b) The instantaneous voltage



(c) 瞬时电功率

(c) The instantaneous electrical power

图 7 20 Hz 时 GMM 的应力、电压和电功率

Fig. 7 The stress, voltage and electrical power of GMM at 20 Hz

从图 7 可以看出, 在共振频率处 GMM 上的应力、电压和电功率均在初始阶段启动时会产生一个峰值, 随后迅速减小, 然后再从小逐渐增大, 最后稳态呈简谐波形态, 且最后稳态的振幅小于初始时的最大值。系统进入稳态响应后, 对瞬时电功率进行积分, 可以得到 GMM 采集到的能量, 进而还可以得到 GMM 的平均电功率等, 下面列出了系统中各部分能量的表达式。

式(8)给出了主系统的能量 $E_{pr}(t)$ 的表达式:

$$\begin{aligned}
 E_{pr}(t) = & T_1(t) + T_2(t) + V_1(t) + V_2(t) + W_{c_1}(t) + W_{c_2}(t) = \\
 & \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2(t) + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2(t) + \frac{1}{2} k_1 [x_1(t) - x_2(t)]^2 + \frac{1}{2} k_2 [x_2(t) - u(t)]^2 + \\
 & \int_0^t c_1 [\dot{x}_1(\tau) - \dot{x}_2(\tau)]^2 d\tau + \int_0^t c_2 [\dot{x}_2(\tau) - \dot{u}(\tau)]^2 d\tau, \quad (8)
 \end{aligned}$$

其中 $T_1(t)$ 和 $T_2(t)$ 分别代表质量块 m_1, m_2 的动能, $V_1(t)$ 和 $V_2(t)$ 分别代表弹簧 k_1, k_2 的弹性

势能, $W_{c_1}(t)$ 和 $W_{c_2}(t)$ 分别代表阻尼 c_1, c_2 耗散的能量.

式(9)给出了 NES 的能量 $E_{\text{NES}}(t)$ 的表达式:

$$E_{\text{NES}}(t) = V_3(t) + W_{c_3}(t) = \frac{1}{4} k_3 [x_2(t) - x_3(t)]^4 + \int_0^t c_3 [\dot{x}_2(\tau) - \dot{x}_3(\tau)]^2 d\tau, \quad (9)$$

其中 $V_3(t)$ 代表非线性弹簧的弹性势能, $W_{c_3}(t)$ 代表 NES 阻尼 c_3 耗散的能量.值得注意的是, 由于用惯容器取代了 NES 的质量元件, 所以 NES 的能量中没有动能.

式(10)给出了惯容器的能量 $E_{\text{inert}}(t)$ 的表达式, 由于不同惯容器的结构不同, 零件更是千差万别, 所以想要直接计算出惯容器的能量十分困难, 这里采用机械能守恒的思想, 式中 F_b 表示惯容器两端受到的力的大小, 通过分析系统动力学方程组可得力 F_b 的表达式, 根据做功公式 $W = FS$ 并积分可得惯容器两端外力对惯容器所做的功——在理想状况下即为惯容器的能量:

$$E_{\text{inert}}(t) = \int_0^t F_b(x_3 - x_2) d\tau = \int_0^t b(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_3)(x_3 - x_2) d\tau = \int_0^t -[F_{\text{NES}} + c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_3(x_2 - x_3)^3](x_3 - x_2) d\tau. \quad (10)$$

式(11)~(13)给出了 GMM 能量采集器中的能量:

$$E_h(t) = \int_0^t \frac{U(\tau)^2}{R} d\tau, \quad (11)$$

$$E_m(t) = \frac{1}{2} B(t)H(t)A_{\text{GMM}}I_{\text{GMM}}, \quad (12)$$

$$E_s(t) = \frac{1}{2} \sigma(t)A_{\text{GMM}}[|u(t) - x_2(t)| + \Delta_0], \quad (13)$$

其中 $E_h(t)$ 代表 GMM 采集到的电能, $E_m(t)$ 代表瞬时磁场能, $E_s(t)$ 代表瞬时应变能, 这里

$$A_{\text{GMM}} = \frac{\pi d_{\text{GMM}}^2}{4}.$$

式(14)给出了系统总输入能量 $E_{\text{in}}(t)$ 的表达式, 由能量守恒定律推导得到

$$E_{\text{in}}(t) = E_{\text{pr}}(t) + E_{\text{NES}}(t) + E_{\text{inert}}(t) + E_h(t) + E_m(t) + E_s(t). \quad (14)$$

由于采集到的能量与激励形式和幅值直接相关, 所以考察能量传递和回收的比例更有实际意义, 式(15)给出了计算系统各部分能量占比的表达式:

$$\begin{cases} \eta_{\text{pr}}(t) = \frac{E_{\text{pr}}(t)}{E_{\text{in}}(t)} \times 100\%, \quad \eta_{\text{NES}}(t) = \frac{E_{\text{NES}}(t)}{E_{\text{in}}(t)} \times 100\%, \\ \eta_{\text{inert}}(t) = \frac{E_{\text{inert}}(t)}{E_{\text{in}}(t)} \times 100\%, \quad \eta_{\text{GMM}}(t) = \frac{E_h(t) + E_m(t) + E_s(t)}{E_{\text{in}}(t)} \times 100\%, \end{cases} \quad (15)$$

其中 $\eta_{\text{pr}}(t)$, $\eta_{\text{NES}}(t)$, $\eta_{\text{inert}}(t)$ 和 $\eta_{\text{GMM}}(t)$ 分别代表主系统能量占比、NES 能量占比、惯容器能量占比和 GMM 能量占比, 计算结果如图 8 所示.

从图 8 可以看出, 在振动开始时, 能量 100%集中在 GMM 能量采集器中, 采集的能量比例极高, 这也与图 7 中振动开始时采集到的大电压和大功率相印证, 之后能量迅速转移进主系统和 NES 中, 达到稳定响应阶段后, 主系统中能量约占全部能量的 87%, NES 中能量约占全部能

量的13%,GMM的能量约占全部能量的0.1%,惯容器中的能量一直很小,说明惯容器基本没有储能作用,输入惯容器的能量又几乎全部从惯容器流出。

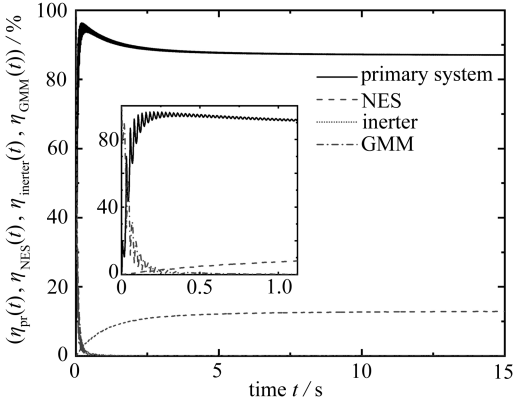


图8 系统各部分能量占比

Fig. 8 Energy ratios of the system

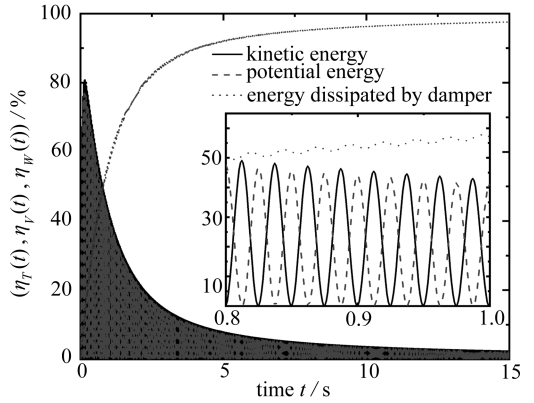


图9 系统主要的能量转换过程

Fig. 9 The main energy conversion process of the system

进一步分析系统主要的能量转换过程,按照式(16)分别计算系统中的动能、势能和阻尼耗散掉的能量分别占总能量的比例,它们随时间变化的情况如图9所示。

$$\begin{cases} \eta_r(t) = \frac{T_1(t) + T_2(t)}{E_{in}(t)} \times 100\%, & \eta_v(t) = \frac{V_1(t) + V_2(t) + V_3(t)}{E_{in}(t)} \times 100\%, \\ \eta_w(t) = \frac{W_{c_1}(t) + W_{c_2}(t) + W_{c_3}(t)}{E_{in}(t)} \times 100\%. \end{cases} \quad (16)$$

从图9可以看出,系统中动能和势能所占总能量的比例在振动开始时从0%跃升到约80%,随后呈下降趋势,最终保持在一个较小的比例;振动开始时,阻尼耗散的能量占比很小,随后阻尼耗散的能量占比快速提高,并在进入稳态响应阶段后占到系统能量的大部分,这说明系统中大部分的能量最终被阻尼耗散掉。

5 结 论

1) 本文设计并考察了一种 NES-I-GMM 减振和能量采集一体化装置,将本文的减振装置与以往文献中的 NES 减振装置的减振效果进行对比可以得知,本文中以并联方式连接的惯容器可以替代传统 NES 装置中的惯性元件,同样能够起到减振作用。

2) 通过参数分析得知,NES 减振效果受 NES 的阻尼和惯容器惯质系数影响明显,优化各项参数可以达到更好的减振效果.NES 减振能力受 NES 阻尼影响比较明显,大阻尼有着比小阻尼更好的减振效果.NES 减振能力也受惯容器惯质系数的影响,与 NES 并联的惯容器的惯质系数减小时,系统的振幅略微减小,同时系统固有频率亦受惯质系数影响,惯质系数增大时,系统固有频率略微减小.所以并联使用惯容器可以调节系统的固有频率.值得指出的是,惯容器的惯质系数与惯容器的结构有关,与惯容器的自身质量没有必然关系,所以可以考虑设计并选用合适惯容器,以达到所需要的惯质系数。

3) 通过能量分析发现,本文所设计 NES-I-GMM 装置中的能量采集器能够实现稳定的振动能量的回收和利用,采集能量的比例在振动开始时的比例很高,在激励发生的短时间内能够采集到可观的电压和功率.本文所设计装置的实际工程背景是在轨运行的卫星,对于在太空中很难获得外界能源的卫星或其他航天器,回收的振动能量有望为航天器的传感器等低能耗元

件供电,若进一步优化 GMM 能量采集器的参数,有望进一步提高能量采集的效率,整星减振和能量采集一体化装置具有良好的发展前景。

参考文献(References):

- [1] GENDELMAN O, MANEVITCH L I, VAKAKIS A F, et al. Energy pumping in nonlinear mechanical oscillators, part I : dynamics of the underlying Hamiltonian systems[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2001, **68**: 34-41.
- [2] VAKAKIS A F, GENDELMAN O. Energy pumping in nonlinear mechanical oscillators, part II : resonance capture[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2000, **68**: 42-48.
- [3] 熊怀, 孔宪仁, 刘源. 阻尼对耦合非线性能量阱系统影响研究[J]. 振动与冲击, 2015, **34**(11): 116-121.(XIONG Huai, KONG Xianren, LIU Yuan. Influence of structural damping on a system with nonlinear energy sinks[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, **34**(11): 116-121. (in Chinese))
- [4] 熊怀, 孔宪仁, 刘源. 一类立方非线性吸振器的能量传递和耗散研究及参数设计[J]. 振动工程学报, 2015, **28**(5): 785-792. (XIONG Huai, KONG Xianren, LIU Yuan. Energy transfer and dissipation of a class of nonlinear absorber and its parameter design[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2015, **28**(5): 785-792. (in Chinese))
- [5] 李继伟, 丁旺才, 李国芳. 多自由度非线性吸振器的连接方式及吸振效果[J]. 兰州交通大学学报, 2017, **36**(1): 96-101. (LI Jiwei, DING Wangcai, LI Guofang. Connection and performance of a vibration system with multi-degree of freedom nonlinear energy sink[J]. *Journal of Lanzhou Jiaotong University*, 2017, **36**(1): 96-101. (in Chinese))
- [6] 孙敏, 陈建恩, 陈焕林. 并联和串联非线性能量阱的吸振效能对比研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2018, **39**(10): 1727-1732. (SUN Min, CHEN Jian'en, CHEN Huanlin. Comparison on vibration absorption efficiency of parallel and series nonlinear energy sinks[J]. *Journal of Harbin Engineering University*, 2018, **39**(10): 1727-1732. (in Chinese))
- [7] 王菁菁, 浩文明, 吕西林. 轨道非线性能量阱阻尼对其减振性能的影响[J]. 振动与冲击, 2017, **36**(24): 30-34.(WANG Jingjing, HAO Wenming, LÜ Xilin. Influence of track nonlinear energy sink damping on its vibration reduction performance[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017, **36**(24): 30-34. (in Chinese))
- [8] 刘中坡, 吕西林, 王栋, 等. 非线性能量阱刚度优化计算与振动台试验[J]. 振动与冲击, 2017, **36**(7): 26-33.(LIU Zhongpo, LÜ Xilin, WANG Dong, et al. Stiffness optimization and shaking table tests for nonlinear energy sink[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017, **36**(7): 26-33. (in Chinese))
- [9] 孙斌, 吴志强. 基于非线性能量阱的双频激励非线性系统减振[J]. 应用数学和力学, 2017, **38**(11): 1240-1250.(SUN Bin, WU Zhiqiang. Vibration suppression of nonlinear systems under dual-frequency excitations with nonlinear energy sink[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2017, **38**(11): 1240-1250. (in Chinese))
- [10] YANG K, ZHANG Y W, DING H, et al. Nonlinear energy sink for whole-spacecraft vibration reduction[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2017, **139**(2): 021011. DOI: 10.1115/1.4035377.
- [11] SMITH M C. Synthesis of mechanical networks: the inerter[J]. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2002, **47**(10): 1648-1662.
- [12] SALVI J, GIARALIS A. Concept study of a novel energy harvesting-enabled tuned mass-damp-

- er-inerter (EH-TMDI) device for vibration control of harmonically-excited structures [J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2016, **744**(1): 012082. DOI: 10.1088/1742-6596/744/1/012082.
- [13] LUO Y F, SUN H X, WANG X Y, et al. Wind induced vibration control and energy harvesting of electromagnetic resonant shunt tuned mass-damper-inerter for building structures [J]. *Shock and Vibration*, 2017; 4180134. DOI: 10.1155/2017/4180134.
- [14] 刘彦. 基于惯容器的机械振动被动控制系统传递特性分析[J]. 中国舰船研究, 2016, **11**(1): 108-113, 120. (LIU Yan. Analysis of the transmission characteristics of mechanical passive control systems with the inerter [J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2016, **11**(1): 108-113, 120. (in Chinese))
- [15] 毛明, 王乐, 陈轶杰, 等. 惯容器及惯容器-弹簧-阻尼器悬架研究进展[J]. 兵工学报, 2016, **37**(3): 525-534. (MAO Ming, WANG Le, CHEN Yijie, et al. Research progress in inerter and inerter-spring-damper suspension [J]. *Acta Armamentarii*, 2016, **37**(3): 525-534. (in Chinese))
- [16] 杨晓峰, 杜毅, 刘雁玲, 等. 惯质系数对车辆 ISD 悬架系统频率特性的影响研究[J]. 振动与冲击, 2018, **37**(7): 240-246. (YANG Xiaofeng, DU Yi, LIU Yanling, et al. Influences of inertial mass coefficient on frequency characteristics of ISD suspension systems [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2018, **37**(7): 240-246. (in Chinese))
- [17] ZHANG Y W, LU Y N, ZHANG W, et al. Nonlinear energy sink with inerter [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, **125**: 52-64.
- [18] 刘蕊, 吴子英, 叶文腾. 附加非线性振子的双稳态电磁式振动能量捕获器动力学特性研究[J]. 应用数学和力学, 2017, **38**(4): 432-446. (LIU Rui, WU Ziyang, YE Wenteng. Dynamics research of bistable electromagnetic energy harvesters with auxiliary nonlinear oscillators [J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2017, **38**(4): 432-446. (in Chinese))
- [19] FANG Z W, ZHANG Y W, LI X, et al. Integration of a nonlinear energy sink and a giant magnetostrictive energy harvester [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, **391**: 35-49.
- [20] LI X, ZHANG Y W, DING H, et al. Integration of a nonlinear energy sink and a piezoelectric energy harvester [J]. *Applied Mathematics and Mechanics (English Edition)*, 2017, **38**(7): 1019-1030.
- [21] 曾浩, 温华兵, 范紫岩. 含惯容器的多层隔振系统动态性能研究[J]. 江苏科技大学学报(自然科学版), 2015, **29**(2): 131-137. (ZAN Hao, WEN Huabing, FAN Ziyang. Study of dynamic property of multi stage vibration isolation system with inerter [J]. *Journal of Jiangsu University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2015, **29**(2): 131-137. (in Chinese))
- [22] 陈龙, 杨晓峰, 汪若尘, 等. 改进的 ISD 三元件车辆被动悬架性能的研究[J]. 汽车工程, 2014, **36**(3): 340-345. (CHEN Long, YANG Xiaofeng, WANG Ruochen, et al. A study on the performances of vehicle passive suspension with modified inerter-spring-damper three-element structure [J]. *Automotive Engineering*, 2014, **36**(3): 340-345. (in Chinese))
- [23] ZANG J, ZHANG Y W, DING H, et al. The evaluation of a nonlinear energy sink absorber based on the transmissibility [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, **125**: 99-122.

Dynamic Analysis of the Nonlinear Vibration Absorber-Energy Harvester Integration Model With Inerters

DONG Yanchen¹, ZHANG Yewei², CHEN Liqun^{1,3}

(1. *Shanghai Institute of Applied Mathematics and Mechanics, Shanghai University, Shanghai 200072, P.R.China;*

2. *College of Aerospace Engineering, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, P.R.China;*

3. *Department of Mechanics, Shanghai University, Shanghai 200444, P.R.China)*

(Contributed by CHEN Liqun, M. AMM Editorial Board)

Abstract: In order to solve the vibration and energy supply problems in aerospace engineering, an nonlinear vibration absorber integrated into an energy harvester with inerters was designed. The nonlinear vibration absorber was built based on the nonlinear energy sink (NES) in which the traditional inertial components were replaced with inerters, and the energy harvester based on the giant magnetostrictive material (GMM) was integrated into this device. This NES-I-GMM device achieves vibration absorption and energy collection simultaneously. Under the background of the whole satellite vibration reduction, the modeling, simulation and analysis were carried out, and the effects of vibration reduction and energy collection were investigated through numerical computation. The numerical results show that, the NES-I-GMM device works well in vibration reduction and vibration energy collection under reasonable parameters.

Key words: inerter; NES; GMM; energy harvester; whole-spacecraft vibration reduction

Foundation item: The National Natural Science Foundation of China(11772205;11572182)

引用本文/Cite this paper:

董彦辰, 张业伟, 陈立群. 惯容器非线性减振与能量采集一体化模型动力学分析[J]. 应用数学和力学, 2019, 40(9): 968-979.

DONG Yanchen, ZHANG Yewei, CHEN Liqun. Dynamic analysis of the nonlinear vibration absorber-energy harvester integration model with inerters[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2019, 40(9): 968-979.