

半主动控制接地式动力吸振器参数优化及性能比较*

郎君 申永军[†] 杨绍普

(石家庄铁道大学 机械工程学院, 石家庄 050043)

摘要 将半主动开关型控制策略应用到接地式动力吸振器中, 并进行性能分析和参数优化。首先, 利用平均法求得两种半主动接地式动力吸振器的近似解析解, 并与相应数值解对比, 验证了解析解的正确性与高精度。然后, 对两种半主动控制接地式动力吸振器进行参数优化, 获得系统最优控制结果和对应最优参数, 确定了半主动控制最优控制策略, 对影响优化结果的三个关键参数进行了特性分析。最后, 和另外两种传统吸振器对比, 用随机激励进一步验证了半主动开关位移-速度控制策略(On-off DBG)最为有效。

关键词 半主动控制, 接地式动力吸振器, 参数优化

DOI: 10.6052/1672-6553-2018-048

引言

动力吸振器(Dynamic Vibration Absorber)是一种加装在主系统上控制振动的吸振装置。1909年, Frahm^[1]发明了第一个简易吸振器。Den Hartog^[2]对其改进, 演变为带有阻尼的 Voigt 型动力吸振器, Hahnkam^[3]和 Brock^[4]先后给出该吸振器的最优频率比和最优阻尼比公式。2000年后, Asami^[5]提出的三要素式动力吸振器和 Ren^[6]提出的接地式动力吸振器, 其效果均优于被动控制 Voigt 型动力吸振器。赵艳影^[7]研究扭转振动系统时考虑了时滞影响, 王孝然^[8]对接地式三要素吸振器进行了 H_{∞} 优化研究。主动式动力吸振器一般含有可调作动器, 根据控制原理可分为调频式和非调频式两种。调频式包括磁浮式^[9]、电动式^[10,11]、电磁弹簧式^[12,13]等类型, 而非调频式包括主动变刚度^[14,15]、主动变阻尼^[16,17]和智能结构控制^[18]等。半主动控制动力吸振器介于被动式动力吸振器和主动式动力吸振器之间, 可以分为半主动变刚度动力吸振器和半主动变阻尼动力吸振器。Brennan^[19]设计了一种可变刚度空气弹簧动力吸振器, Wiliams^[20,21]设计了一种可变刚度形状记忆合金动力吸振器。

除了对半主动控制动力吸振器结构进行研究外, 学者对半主动控制策略的研究也有很大进展。Liu^[22]在研究半主动磁流变阻尼器时, 提出一种基于加速度反馈控制的算法, 该算法较被动控制策略效果提升很多。Koo^[23]在研究建筑结构振动时, 以 Voigt 型动力吸振器为基础提出了两种基于速度、位移的控制策略: 半主动开关速度-速度控制(Velocity-based on-off ground-hook control, On-off VBG)策略、半主动开关位移-速度控制(Displacement-based on-off ground-hook control, On-off DBG)策略, 并且进行数值仿真和实验研究。

本文将 Koo 提出的两种离散式半主动开关控制策略, 半主动开关速度-速度控制(On-off VBG)和半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)策略, 推广至接地式动力吸振器。首先, 采用平均法对两种控制策略下的系统模型进行近似求解, 并将其与数值解进行对比, 验证解析结果的准确性。其次, 对两种策略下系统进行参数优化并进行关键参数影响性分析。最后, 引入随机激励对不同类型吸振器的吸振效果进行对比。结果显示半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)接地式动力吸振器具有最优控制效果, 验证了半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)策略的有效性。

2018-04-02 收到第 1 稿, 2018-05-05 收到修改稿。

* 国家自然科学基金资助项目(11772206), 河北省高等学校创新团队领军人才计划(LJRC018), 河北省高等学校高层次人才科学硏究项目(GCC2014053), 河北省高层次人才资助项目(A201401001)

† 通讯作者 E-mail: shenyongjun@126.com

1 系统模型和近似解

以图1(a)中Ren提出的接地式被动控制动力吸振器为基础,引入Koo提出的半主动控制策略从而改进为图1(b)所示的半主动控制动力吸振器。其中,主系统质量为 m_1 ,吸振器质量为 m_2 ,主系统刚度为 k_1 ,吸振器刚度为 k_2 ,阻尼器阻尼系数为 c_2 ,主系统位移为 x_1 ,动力吸振器位移为 x_2 ,外加力激励为 $F_0\cos(\omega t)$ 。

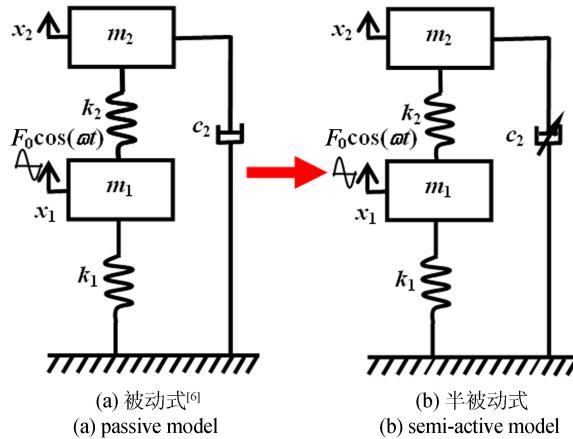


图1 接地式动力吸振器

Fig.1 Model of ground-hook DVA

建立系统动力学方程

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \cos(\omega t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 x_2 - k_2 (x_1 - x_2) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

引入

$$\begin{aligned} \tau &= \omega t, \omega_1 = \sqrt{k_1/m_1}, \omega_2 = \sqrt{k_2/m_2}, x_r = x_1 - x_2, \\ r_1 &= \omega/\omega_1, r_2 = \omega/\omega_2, p = \omega_1/\omega_2, q = m_2/m_1, \\ c_2 &= 2m_2\zeta_2\omega_2, f = F_0/k_1 \end{aligned}$$

式(1)变形为

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + \omega_1^2 x_1 + q\omega_2^2 x_r = \frac{F_0}{m_1} \cos\tau \\ \ddot{x}_r - 2\zeta_2\omega_2 \dot{x}_1 + 2\zeta_2\omega_2 \dot{x}_r - \frac{F_0}{m_1} \cos\tau + \\ (1+q)\omega_2^2 x_r = 0 \end{cases} \quad (2)$$

将式(2)变为对 τ 求导,整理得到

$$\begin{cases} r_1 r_2 \frac{d^2 x_1}{d\tau^2} + p x_1 + \frac{q}{p} x_r = f p \cos\tau \\ r_1 r_2 \frac{d^2 x_r}{d\tau^2} - 2\zeta_2 r_1 \frac{dx_1}{d\tau} + 2\zeta_2 r_1 \frac{dx_r}{d\tau} + \\ p x_1 + \frac{1+q}{p} x_r - f p \cos\tau = 0 \end{cases} \quad (3)$$

采用平均法,对式(2)进行近似求解.设近似解

为

$$\begin{cases} x_1 = a_1(\tau) \cos\varphi_1(\tau) \\ \frac{dx_1}{d\tau} = -a_1(\tau) \sin\varphi_1(\tau) \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} x_r = a_r(\tau) \cos\varphi_r(\tau) \\ \frac{dx_r}{d\tau} = -a_r(\tau) \sin\varphi_r(\tau) \end{cases} \quad (5)$$

其中, $\varphi_1 = \tau + \theta_1(\tau)$ 和 $\varphi_r = \tau + \theta_r(\tau)$.式(4)和式(5)求导得:

$$\begin{cases} \frac{dx_1}{d\tau} = \frac{da_1}{d\tau} \cos\varphi_1(\tau) - \\ a_1(\tau) \sin\varphi_1(\tau) \left(1 + \frac{d\theta_1}{d\tau} \right) \\ \frac{d^2 x_1}{d\tau^2} = - \left[\frac{da_1}{d\tau} \sin\varphi_1(\tau) + \right. \\ \left. a_1(\tau) \cos\varphi_1(\tau) \left(1 + \frac{d\theta_1}{d\tau} \right) \right] \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} \frac{dx_r}{d\tau} = \frac{da_r}{d\tau} \cos\varphi_r(\tau) - a_r(\tau) \sin\varphi_r(\tau) \left(1 + \frac{d\theta_r}{d\tau} \right) \\ \frac{d^2 x_r}{d\tau^2} = - \left[\frac{da_r}{d\tau} \sin\varphi_r(\tau) + \right. \\ \left. a_r(\tau) \cos\varphi_r(\tau) \left(1 + \frac{d\theta_r}{d\tau} \right) \right] \end{cases} \quad (7)$$

将式(6)和式(7)代入式(3),得到

$$\frac{da_1}{d\tau} \cos\varphi_1 - a_1 \sin\varphi_1 \frac{d\theta_1}{d\tau} = 0 \quad (8a)$$

$$\frac{da_r}{d\tau} \cos\varphi_r - a_r \sin\varphi_r \frac{d\theta_r}{d\tau} = 0 \quad (8b)$$

$$\frac{da_1}{d\tau} \sin\varphi_1 + a_1 \cos\varphi_1 \frac{d\theta_1}{d\tau} = -\frac{1}{r_1 r_2} \left[f p \cos\tau + \right.$$

$$\left. (r_1 r_2 - p) a_1 \cos\varphi_1 - \frac{q}{p} a_r \cos\varphi_r \right] \quad (8c)$$

$$\frac{da_r}{d\tau} \sin\varphi_r + a_r \cos\varphi_r \frac{d\theta_r}{d\tau} = -\frac{1}{r_1 r_2} \left[f p \cos\tau + \right.$$

$$\left. \frac{p r_1 r_2 - 1 - q}{p} a_r \cos\varphi_r - 2\zeta_2 r_1 a_1 \sin\varphi_1 + \right.$$

$$\left. 2\zeta_2 r_1 a_r \sin\varphi_r - p a_1 \cos\varphi_1 \right] \quad (8d)$$

将式(8)中 $da_1/d\tau, d\theta_1/d\tau, da_r/d\tau, d\theta_r/d\tau$ 视作未知变量, 整理得到

$$\frac{da_1}{d\tau} = -\frac{\sin\varphi_1}{pr_1r_2} \left[fp^2 \cos\tau - qa_r \cos\varphi_r + p(r_1r_2 - p)a_1 \cos\tau \right] \quad (9)$$

$$\frac{d\theta_1}{d\tau} = -\frac{\cos\varphi_1}{a_1pr_1r_2} \left[fp^2 \cos\tau - qa_r \cos\varphi_r + p(r_1r_2 - p)a_1 \cos\tau \right] \quad (10)$$

$$\frac{da_r}{d\tau} = -\frac{\sin\varphi_r}{pr_1r_2} \left[fp^2 \cos\tau - 2p\zeta_2 r_1 a_1 \sin\varphi_1 + 2p\zeta_2 r_1 a_r \sin\varphi_r - p^2 a_1 \cos\varphi_1 + (pr_1r_2 - 1 - q)a_r \cos\varphi_r \right] \quad (11)$$

$$\frac{d\theta_r}{d\tau} = -\frac{\cos\varphi_r}{a_r pr_1r_2} \left[fp^2 \cos\tau - 2p\zeta_2 r_1 a_1 \sin\varphi_1 + 2p\zeta_2 r_1 a_r \sin\varphi_r - p^2 a_1 \cos\varphi_1 + (pr_1r_2 - 1 - q)a_r \cos\varphi_r \right] \quad (12)$$

其中, 引入了 $\tau = \varphi_1(\tau) - \theta_1(\tau)$ 和 $\tau = \varphi_r(\tau) - \theta_r(\tau)$. 采用平均法对式(9)~(12)进行积分, 其中, $\phi_i = [0 \ 2\pi] (i=1, r)$. 子系统阻尼比 ζ_2 变化规律按照下面提供的两种半主动 On-off 控制策略选取.

1.1 半主动开关速度-速度控制策略近似解析解

半主动开关速度-速度控制(On-off VBG)策略是基于 Ground-hook 控制的策略, 形式为

$$\zeta_2 = \begin{cases} \zeta_{2\max} & \dot{x}_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \geq 0 \\ \zeta_{2\min} & \dot{x}_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) < 0 \end{cases} \quad (13)$$

在平均法中, 系统解形式为 $x_1 = a_1 \cos(\tau + \theta_1)$ 和 $x_2 = a_2 \cos(\tau + \theta_2)$, 则相对位移 x_r 为

$$x_r = x_1 - x_2 = a_r \cos(\tau + \theta_r) \quad (14)$$

其中,

$$a_r = \sqrt{(a_1 \sin\theta_1 - a_2 \sin\theta_2)^2 + (a_1 \cos\theta_1 - a_2 \cos\theta_2)^2}$$

$$\theta_r = \arctan \frac{a_1 \sin\theta_1 - a_2 \sin\theta_2}{a_1 \cos\theta_1 - a_2 \cos\theta_2} \quad (15)$$

正常情况下, 幅值和相角一般满足 $a_2 \gg a_1$ 和 $\theta_2 > \theta_1$, 可以得到

$$\theta_r \approx \theta_2 > \theta_1$$

由 x_1 和 x_r , 可以近似推出 $\dot{x}_r = -a_r \sin(\tau + \theta_r)$ 和 \dot{x}_r 时间历程, 如图 2 所示.

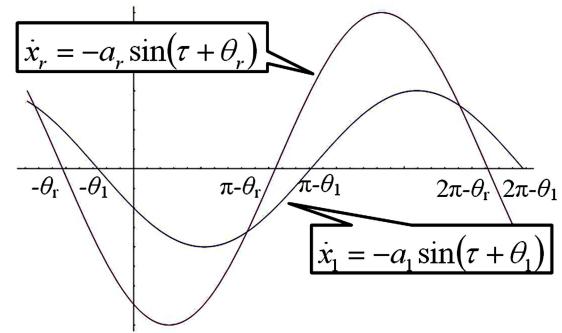


图 2 \dot{x}_1 和 \dot{x}_r 时间历程

Fig.2 A typical phase difference between \dot{x}_1 and \dot{x}_r

根据图 2, 式(13)可以改表示为

$$\zeta_2 = \begin{cases} \zeta_{2\max} & -\theta_1 < \varphi \leq \pi - \theta_r \\ \zeta_{2\min} & \pi - \theta_r < \varphi \leq \pi - \theta_1 \\ \zeta_{2\max} & \pi - \theta_1 < \varphi \leq 2\pi - \theta_r \\ \zeta_{2\min} & 2\pi - \theta_r < \varphi \leq 2\pi - \theta_1 \end{cases} \quad (16)$$

用平均法积分, 得到半主动开关速度-速度控制(On-off VBG)接地式动力吸振器的近似解析解:

$$\frac{da_1}{d\tau} = -\frac{1}{2\pi pr_1r_2} \int_0^{2\pi} \left[p(r_1r_2 - p)a_1 \cos\tau - qa_r \cos\varphi_r + fp^2 \cos\tau \right] \sin\varphi_1 d\varphi_1 \quad (17)$$

$$\frac{d\theta_1}{d\tau} = -\frac{1}{2\pi a_1 pr_1r_2} \int_0^{2\pi} \left[p(r_1r_2 - p)a_1 \cos\tau + fp^2 \cos\tau - qa_r \cos\varphi_r \right] \cos\varphi_1 d\varphi_1 \quad (18)$$

$$\frac{da_r}{d\tau} = -\frac{1}{2\pi pr_1r_2} \int_0^{2\pi} \left[fp^2 \cos\tau - p^2 a_1 \cos\varphi_1 + 2p\zeta_2 r_1 a_r \sin\varphi_r - 2p\zeta_2 r_1 a_1 \sin\varphi_1 + (pr_1r_2 - 1 - q)a_r \cos\varphi_r \right] \sin\varphi_1 d\varphi_1 \quad (19)$$

$$\frac{d\theta_r}{d\tau} = -\frac{1}{2\pi a_r pr_1r_2} \int_0^{2\pi} \left[fp^2 \cos\tau - p^2 a_1 \cos\varphi_1 + 2p\zeta_2 r_1 a_r \sin\varphi_r - 2p\zeta_2 r_1 a_1 \sin\varphi_1 + (pr_1r_2 - 1 - q)a_r \cos\varphi_r \right] \cos\varphi_1 d\varphi_1 \quad (20)$$

根据式(16),式(17)~(20)积分结果为:

$$\frac{da_1}{d\tau} = \frac{1}{2pr_1r_2} \left[-fp^2 \sin\theta_1 + a_r q \sin(\theta_1 - \theta_r) \right] \quad (21)$$

$$\frac{d\theta_1}{d\tau} = \frac{1}{2a_1pr_1r_2} \left[a_1 p (p - r_1 r_2) - fp^2 \cos\theta_1 + a_r q \cos(\theta_1 - \theta_r) \right] \quad (22)$$

$$\frac{da_r}{d\tau} = \frac{1}{2\pi r_1 r_2} \left\{ -2a_r r_1 \left[\zeta_{2\max} (\pi + \theta_1 - \theta_r) + \zeta_{2\min} (-\theta_1 + \theta_r) \right] - a_1 p \pi \sin(\theta_1 - \theta_r) - \right.$$

$$a_1 \zeta_{2\max} r_1 \sin(\theta_1 - 3\theta_r) - fp \pi \sin\theta_r + a_r (\zeta_{2\max} - \zeta_{2\min}) r_1 \sin(2\theta_1) + a_1 (-\zeta_{2\max} + \zeta_{2\min}) r_1 \sin(\theta_1 + \theta_r) - a_r \zeta_{2\max} r_1 \sin(2\theta_r) + a_r \zeta_{2\min} r_1 \sin(2\theta_r) +$$

$$2a_1 r_1 \left[\zeta_{2\max} (\pi + \theta_1 - \theta_r) + \zeta_{2\min} (-\theta_1 + \theta_r) \right] \cos(\theta_1 - \theta_r) + a_1 \zeta_{2\min} r_1 \sin(\theta_1 - 3\theta_r) \right\}$$

(23)

$$\begin{aligned} \frac{d\theta_r}{d\tau} = & \frac{1}{2a_r p \pi r_1 r_2} \left\{ a_r \pi (1 + q - pr_1 r_2) + a_r (-\zeta_{2\max} + \zeta_{2\min}) pr_1 \cos(2\theta_1) + a_1 (-\zeta_{2\max} + \zeta_{2\min}) pr_1 \cos(\theta_1 - 3\theta_r) + p (\zeta_{2\max} - \zeta_{2\min}) r_1 \left[a_r \cos(2\theta_r) + a_1 \cos(\theta_1 + \theta_r) \right] + a_1 p^2 \pi \cos(\theta_1 - \theta_r) - fp^2 \pi \cos\theta_r + 2a_1 r_1 p \left[\zeta_{2\max} (\pi + \theta_1 - \theta_r) + \zeta_{2\min} (-\theta_1 + \theta_r) \right] \sin(\theta_1 - \theta_r) \right\} \end{aligned} \quad (24)$$

式(21)~(24)中,令 $da_1/d\tau = 0, d\theta_1/d\tau = 0, da_r/d\tau = 0, d\theta_r/d\tau = 0$, 得到以稳态振幅和相位为未知量的四元非线性代数方程组. 通过求解非线性代数方程组的数值方法,如牛顿法和拟牛顿法(Quasi-Newton's Method),可得到半主动开关速度-速度控制(On-off VBG)策略下系统近似解析解.

1.2 半主动开关位移-速度控制策略近似解析解

半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)策略

是另一种基于 Ground-hook 的策略,可以表示为

$$\zeta_2 = \begin{cases} \zeta_{2\max} & x_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \geq 0 \\ \zeta_{2\min} & x_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) < 0 \end{cases} \quad (25)$$

根据 x_1 和 \dot{x}_r , 式(25)可以表示为

$$\zeta_2 = \begin{cases} \zeta_{2\min} & -\theta_r < \varphi \leq \pi/2 - \theta_1 \\ \zeta_{2\max} & \pi/2 - \theta_1 < \varphi \leq \pi - \theta_r \\ \zeta_{2\min} & \pi - \theta_r < \varphi \leq 3\pi/2 - \theta_1 \\ \zeta_{2\max} & 3\pi/2 - \theta_1 < \varphi \leq 2\pi - \theta_r \end{cases} \quad (26)$$

式(17)~式(20)按式(26)积分,得到

$$\frac{da_1}{d\tau} = \frac{1}{2pr_1r_2} \left[-fp^2 \sin\theta_1 + a_r q \sin(\theta_1 - \theta_r) \right] \quad (27)$$

$$\frac{d\theta_1}{d\tau} = \frac{1}{2a_1pr_1r_2} \left[a_1 p (p - r_1 r_2) - fp^2 \cos\theta_1 + a_r q \cos(\theta_1 - \theta_r) \right] \quad (28)$$

$$\begin{aligned} \frac{da_r}{d\tau} = & \frac{1}{2\pi r_1 r_2} \left\{ a_r (-\zeta_{2\max} + \zeta_{2\min}) r_1 \sin(2\theta_1) - a_r \zeta_{2\max} r_1 \sin(2\theta_r) - a_r r_1 \left[\zeta_{2\max} (\pi + 2\theta_1 - 2\theta_r) + \zeta_{2\min} (\pi - 2\theta_1 - 2\theta_r) \right] \cos(\theta_1 - \theta_r) - a_1 p \pi \sin(\theta_1 - \theta_r) + a_r \zeta_{2\min} r_1 \sin(2\theta_r) + a_1 r_1 \left[\zeta_{2\max} (\pi + 2\theta_1 - 2\theta_r) + \zeta_{2\min} (\pi - 2\theta_1 + \theta_r) \right] \cos(\theta_1 - \theta_r) - a_1 \zeta_{2\max} r_1 \sin(\theta_1 - 3\theta_r) + a_1 \zeta_{2\min} r_1 \sin(\theta_1 - 3\theta_r) - fp \pi \sin\theta_r + a_1 (\zeta_{2\max} - \zeta_{2\min}) r_1 \sin(\theta_1 + \theta_r) \right\} \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\theta_r}{d\tau} = & \frac{1}{2a_r p \pi r_1 r_2} \left\{ a_r (\zeta_{2\max} - \zeta_{2\min}) pr_1 \cos(2\theta_1) + a_1 (-\zeta_{2\max} + \zeta_{2\min}) pr_1 \cos(\theta_1 - 3\theta_r) + a_r \pi (1 + q - pr_1 r_2) + a_1 p^2 \pi \cos(\theta_1 - \theta_r) + p (\zeta_{2\max} - \zeta_{2\min}) r_1 \left[a_r \cos(2\theta_r) - a_1 \cos(\theta_1 + \theta_r) \right] - fp^2 \pi \cos\theta_r + p a_1 r_1 \left[\zeta_{2\max} (\pi + 2\theta_1 - 2\theta_r) + \zeta_{2\min} (\pi - 2\theta_1 + 2\theta_r) \right] \sin(\theta_1 - \theta_r) \right\} \end{aligned} \quad (30)$$

式(27)~(30)中,令 $da_1/d\tau = 0, d\theta_1/d\tau = 0,$

$da_r/d\tau=0, d\theta_r/d\tau=0$, 可得到以稳态振幅和相位为未知量的四元非线性代数方程组. 同样, 可求得半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)策略下系统近似解析解.

1.3 两种半主动控制策略解析解与数值解对比

选取参数 $\zeta_{2-on} = 0.2086, \zeta_{2-off} = 0.1888$, 两种半主动控制吸振器主系统的近似解析解与数值解对比, 结果如图 3 和图 4 所示.

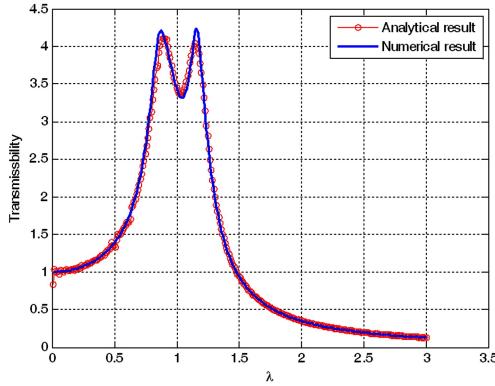


图 3 半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)策略
解析解与数值解对比

Fig.3 Comparison between the approximate solution and the numerical result of the semi-active on-off DBG control DVA

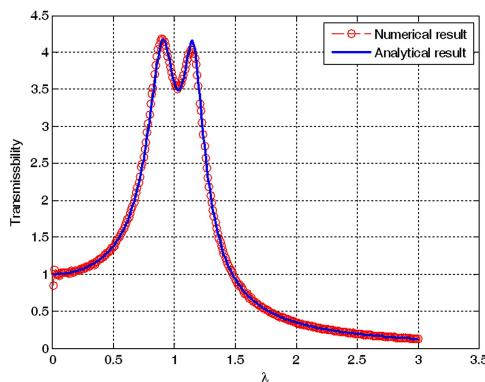


图 4 半主动开关速度-速度控制(On-off VBG)控制策略
解析解与数值解对比

Fig.4 Comparison between the approximate solution and the numerical result of the semi-active on-off VBG control DVA

可以看出: 在两种半主动开关控制策略下, 接地式动力吸振器主系统的近似解析解与数值解均吻合良好, 说明系统近似解析解具有较高的精度.

2 系统参数优化及效果比较

被动式动力吸振器优化方法有多种, 如依据固定点理论进行 H_∞ 优化, 获得系统最优频率比与最

优阻尼比. 但对于半主动控制动力吸振器, 优化理论还不完善. 目前, 只能以实验或者数值仿真进行优化. 本文通过对不同参数下系统吸振效果对比, 调节参数, 找出系统最优吸振效果, 并对影响吸振效果较大的三个关键参数进行分析.

2.1 系统基本参数

系统基本参数如表 1.

表 1 系统主要参数

Table 1 Main parameters of DVA system

Parameters	Values
Structure Mass (m_1)	1kg
DVA mass (m_2)	0.1kg
Structure Stiffness (k_1)	100N/m
Force (F)	1000N

半主动控制动力吸振器的阻尼分为 On 和 Off 两个状态, 对应阻尼比分别记作 ζ_{2-on} 和 ζ_{2-off} . ν 是 ω_2 与 ω_1 之比. 根据工程实际, 半主动开关控制策略各参数取值范围如表 2.

表 2 各参数初始值及变化范围

Table 2 Initial values and parameter changing ranges of DVAs

Parameters	Initial Value	Parameter ranges
ζ_{2-on}	0.1987	$0.1987(\zeta_{opt}) \sim 1.9868(10\zeta_{opt})$
ζ_{2-off}	0.1987	$0.0199(0.1\zeta_{opt}) \sim 0.1987(\zeta_{opt})$
ν	1.0541	$1.0541(\nu_{opt}) \sim 1.1159(1.1\nu_{opt})$
k_2	11.1111	11.1111~13.4444

经参数优化, 半主动控制接地式动力吸振器最终优化结果如图 5. 结果显示, 两种半主动 On-off 控制策略吸振效果有较大差异: 半主动开关速度-速度控制(On-off VBG)主系统的最优效果与被动控制系统差异不大; 而半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)主系统的振幅降低明显, 其幅频曲线峰值较被动系统降低约 38.1%. 综合对比两结果, 可以认为半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)策略具有良好减振效果.

在给定参数范围内, 得到了两种半主动控制接地式动力吸振器最优吸振效果的对应参数, 如表 3.

表 3 不同吸振器最优吸振效果对应参数

Table 3 Optimal parameters of different DVAs

Values	On-off VBG	On-off DBG
ζ_{2-on}	$0.203(1.02\zeta_{opt})$	$1.599(8\zeta_{opt})$
ζ_{2-off}	$0.193(0.98\zeta_{opt})$	$0.060(0.3\zeta_{opt})$
ν	$1.052(0.998\nu_{opt})$	$1.096(1.04\nu_{opt})$

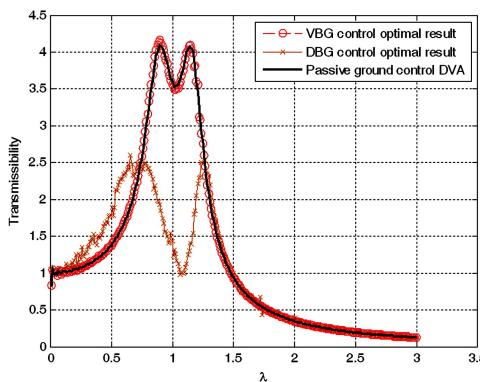


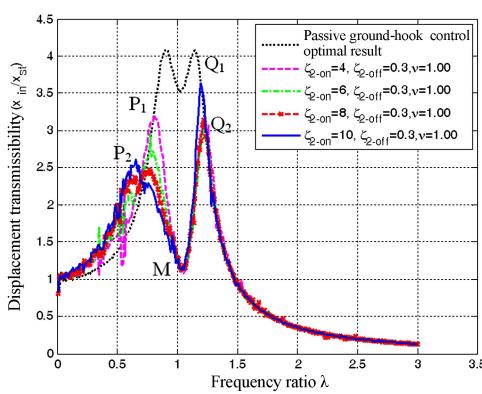
图 5 两种半主动控制接地式动力吸振器与被动吸振器效果对比

Fig.5 Comparison of effect between two semi-active ground-hook control DVAs and passive control

半主动开关控制策略中,有三个关键参数对优化结果起关键作用,它们分别是:开状态阻尼比,关状态阻尼比和频率比。下面根据这三个参数特性,分别讨论半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)策略下三个参数对主系统振动影响。(说明:以下图6~10中 ζ_{2-on} , ζ_{2-off} 和 v 后面列出的数字均表示为 ζ_{opt} 或 v_{opt} 的倍数)。

2.2 开状态阻尼比 ζ_{2-on} 的影响

图6是开状态阻尼比 ζ_{2-on} 对幅频曲线影响。结果显示,随着开状态阻尼比 ζ_{2-on} 增大,主系统幅频曲线峰值明显下降。

图 6 开状态阻尼比 ζ_{2-on} 的影响Fig.6 Effect of On-state damping ratio ζ_{2-on}

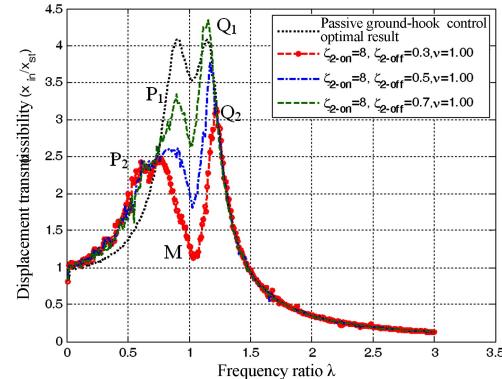
对幅频曲线具体影响总结如下:

(1) 显著降低幅频曲线峰值。随着 ζ_{2-on} 增大,两峰 P 、 Q 均显著降低。 ζ_{2-on} 由 $0.795(4\zeta_{opt})$ 增至 $1.596(8\zeta_{opt})$ 时, P 峰由 $P_1=3.025$ 降低至 $P_2=2.480$, Q 峰由 $Q_1=3.206$ 降至 $Q_2=3.142$ 。且在降低幅频曲线峰值同时, P 、 Q 两峰间距增大,即系统有效工作带宽增加。

(2) 不影响波谷 M 位置。随着 ζ_{2-on} 增大,幅频曲线谷底 M 未变,即 ζ_{2-on} 不影响谷底 M 位置。

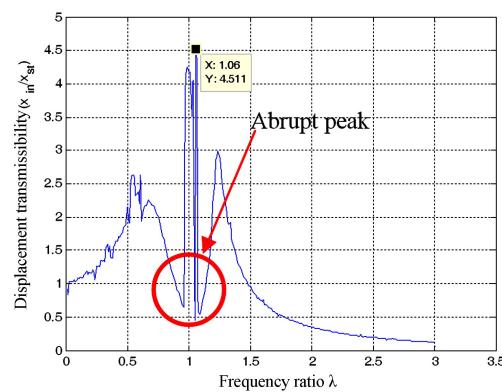
2.3 关状态阻尼比 ζ_{2-off} 的影响

图7是关状态阻尼比 ζ_{2-off} 对幅频曲线影响。从图中可以看出:

图 7 关状态阻尼比 ζ_{2-off} 的影响Fig.7 Effect of Off-state damping ratio ζ_{2-off}

(1) 显著降低幅频曲线峰值。随着 ζ_{2-off} 减小,幅频曲线两峰明显降低。 ζ_{2-off} 由 $0.139(0.7\zeta_{opt})$ 降至 $0.060(0.3\zeta_{opt})$ 时, P 峰从最高点 $P_1=3.341$ 降至最低点 $P_2=2.480$, Q 峰从 $Q_1=4.353$ 降至 $Q_2=3.142$ 。该特性与 ζ_{2-on} 对幅频曲线影响正好相反。

(2) 明显影响波谷 M 位置。随着 ζ_{2-off} 减小,幅频曲线波谷 M 快速下降。在 ζ_{2-off} 由 $0.139(0.7\zeta_{opt})$ 降至 $0.060(0.3\zeta_{opt})$ 时,波谷 M 由 $M_1=2.649$ 下降到 $M_2=1.124$,同时, P 、 Q 两峰横向间距加大,增大系统稳定工作带宽。

图 8 ζ_{2-off} 过小导致的谷底尖峰Fig.8 Abrupt peak of extreme little ζ_{2-off}

(3) 过小 ζ_{2-off} 会引起系统不稳定振动。虽然降低 ζ_{2-off} 能有效降低波谷 M ,但 ζ_{2-off} 过小,会使幅频曲线在谷底产生凸变尖峰,发生不稳定振动(如图8所示)。

8所示).这种突变振动会对机械设备会产生严重损害.因此,不能单纯追求低峰值幅频曲线而无节制降低 $\zeta_{2-\text{off}}$ 值.本文中,半主动控制接地式动力吸振器 $\zeta_{2-\text{off}}$ 不能低于0.060($0.3\zeta_{\text{opt}}$).

2.4 频率比 ν 影响

选取不同频率比 ν ,分析了其对幅频曲线的影响,其结果如图9所示.从中可以看出:

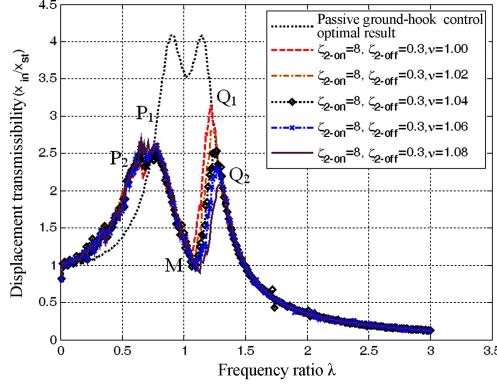


图9 频率比 ν 影响

Fig.9 Effect of frequency ratio ν

(1)对两峰作用相反.随频率比 ν 增大,幅频曲线 Q 峰降低, P 峰升高,且两峰变化程度不同.频率比 ν 由 $1.054(1\nu_{\text{opt}})$ 增至 $1.138(1.08\nu_{\text{opt}})$ 时, Q 峰由 $Q_1=3.142$ 降低至 $Q_2=2.088$, P 峰由 $P_1=2.480$ 增大至 $P_2=2.688$.频率率比 ν 变化相同, Q 峰降低1.054,而 P 峰只增加0.208.频率比 ν 对 Q 峰影响远超过对 P 峰影响.

(2)影响波谷 M 位置.综合图6、8和9知,频率比 ν 增大,波谷 M 向右向下变动, Q 峰附近变得过尖, P 峰附近则相对圆滑,这间接加大 P 、 Q 两峰值间距,对增大系统有效减振带宽有益.但频率比 ν 对 M 点影响有限,对提高系统稳定性作用有限.

2.5 三参数综合影响下最优结果对比

图10是开状态阻尼比 $\zeta_{2-\text{on}}$ 、关状态阻尼比 $\zeta_{2-\text{off}}$ 和频率比 ν 综合影响下,半主动On-off DBG控制接地式动力吸振器最优效果对比.在参数范围内,通过调整三个参数,获得最优幅频曲线.最优幅频曲线 P 点峰值为2.505, Q 点峰值为2.526.(参数: $\zeta_{2-\text{on}}=8\zeta_{\text{opt}}$, $\zeta_{2-\text{off}}=0.3\zeta_{\text{opt}}$, $\nu=1.04\nu_{\text{opt}}$).

此外,提取不同数值 $\zeta_{2-\text{on}}$ 的最优幅频曲线两峰值作折线图.最优曲线组中 $\zeta_{2-\text{off}}$ 值不变,均取0.060($0.3\zeta_{\text{opt}}$), $\zeta_{2-\text{on}}$ 在 $0.199(\zeta_{\text{opt}}) \sim 1.987(10\zeta_{\text{opt}})$ 范围内,以间隔0.100($0.5\zeta_{\text{opt}}$)为变化步长取值.将被动

优化峰值作参照(图中虚线).最终折线图如图11所示.

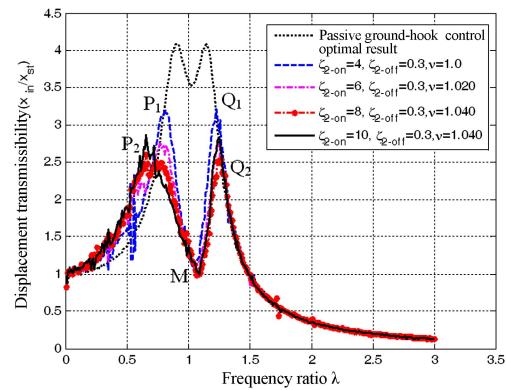


图10 不同参数下半主动on-off DBG 最优控制效果

Fig.10 Optimal vibrations control effect of semi-active on-off DBG control DVA under different parameters

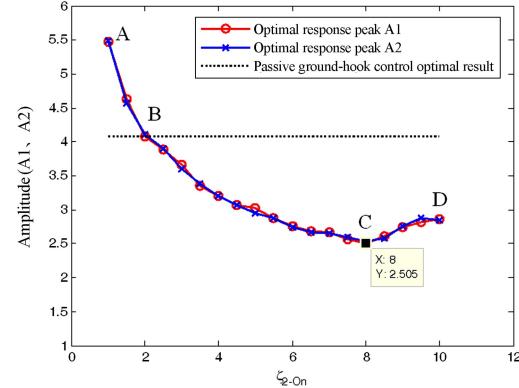


图11 不同阻尼下最优控制结果折线图

Fig.11 Line graph of optimal vibration control under different damping

从图中可以看出:随 $\zeta_{2-\text{on}}$ 增大,幅频曲线峰值在 $A \sim C$ 段呈现快速递减,后在 $C \sim D$ 段小幅增加.曲线 $A \sim D$,两峰值点在 C 处出现转折,而半主动Voigt吸振器的趋势是一直下降,这点两者不同.

特别说明:在 $A \sim B$ 段,出现两峰值点高于被动控制最优幅值,这与之前理解半主动控制特性有所不同.因此,在利用接地式半主动On-off控制策略时,要注意合理设定参数范围.

3 随机激励下的响应

实际工程中,建筑结构受到外力多以随机激励为主,因此对系统进行随机激励响应研究具有实际意义.除上文研究中提出两种模型,还加入不含吸振器的单自由度系统和接地式被动控制系统对比.

通过对不同类型的主系统随机激励响应,比较各吸振器减振性能.选取50s均值为0方差为1的

随机激励,如图12.系统参数按表1~3选取.

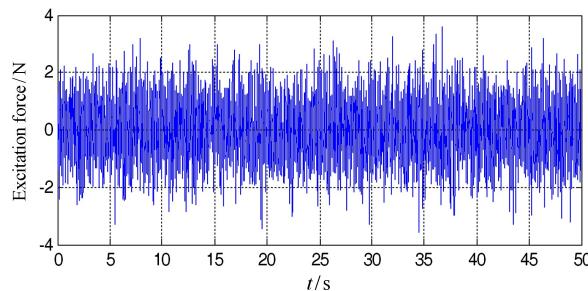


图12 随机激励

Fig.12 Time history of random excitation

图13为不含吸振器主系统时间历程,图14为接地式被动控制主系统时间历程,图15为接地式半主动开关速度-速度控制(On-off VBG)主系统时间历程,图16为接地式半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)主系统时间历程.

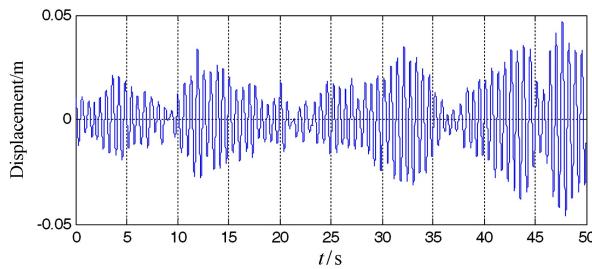


图13 不含吸振器的主系统时间历程

Fig.13 Time history of the primary system without dynamic vibration absorber

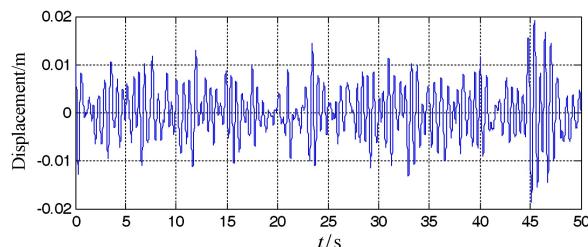


图14 接地式被动控制主系统时间历程

Fig.14 Time history of passive ground-hook control DVA primary system

表4列出了各模型主系统的位移方差,同时列出了相对于不含吸振器主系统的衰减率.结合图12~15,可以看出半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)策略能有效降低主系统振动幅值,其主系统位移方差衰减率达到88.18%,减振效果显著.因此,半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)接地式动力吸振器要优于其它类型动力吸振器.

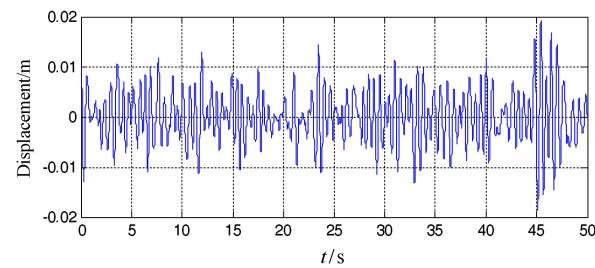


图15 接地式半主动开关速度-速度控制(On-off VBG)主系统时间历程

Fig.15 Time history of semi-active on-off VBG control DVA primary system

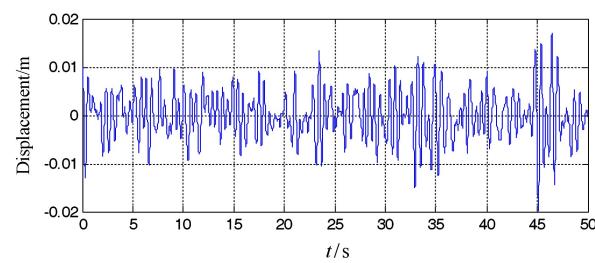


图16 接地式半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)主系统时间历程

Fig.16 Time history of semi-active on-off DBG control DVA primary system

表4 主系统位移方差及衰减率

Table 4 Variances and decrease ratios of the displacement for the primary systems

Types of different DVAs	Variances/mm ²	Decrease/%
Without DVA	200.83	—
Passive DVA by Ren	26.979	86.57
On-off VBG DVA by Ren	28.153	85.98
On-off DBG DVA by Ren	23.740	88.18

4 结论

采用平均法,对半主动控制接地式动力吸振器进行了近似解析解与数值解对比,验证了近似解析解的准确性与高精度.对影响半主动开关控制系统效果的三个关键参数:开状态阻尼比,关状态阻尼比和阻尼比进行了特性研究,并找到了参数范围内最优控制参数.最后,对随机激励下不同吸振器的主系统进行了吸振效果对比,同样是半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)接地式吸振器的主系统位移均方值最小,证明了半主动开关位移-速度控制(On-off DBG)策略在接地式动力吸振器上的有效性.

参 考 文 献

- 1 Frahm H. Device for damping vibrations of bodies: U S, 1909, 3576~3580
- 2 Ormondroyd J, Den Hartog J P. The theory of the dynamical vibration absorber. *ASME Journal of Applied Mechanics*, 1928, 50(5): 9~22
- 3 Hahnkam E. The damping of foundation vibrations at varying excitation frequency. *Master of Architecture*, 1932, 4 (23): 192~201
- 4 Brock J E. A note on the damped vibration absorber. *ASME Journal of Applied Mechanics*, 1946, 68(34): 280~284
- 5 Asami T, Nishihara O T. Analytical and experimental evaluation of an air damped dynamic vibration absorber: design optimizations of the three-element type model. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1999, 121(3): 334~342
- 6 Ren M Z. A variant design of the dynamic vibration absorber. *Journal of Sound and Vibration*, 2001, 245(4): 762~770
- 7 赵艳影, 李昌爱. 时滞动力吸振器抑制扭转系统的振动. 动力学与控制学报, 2013, 11(1): 36~41 (Zhao Y Y, Li C A. Vibration suppression of torsional vibration system by using the delayed vibration absorber. *Journal of Dynamics and Control*, 2013, 11(1): 36~41 (in Chinese))
- 8 王孝然, 申永军, 杨绍普. 接地式三要素型动力吸振器的 H_∞ 优化. 动力学与控制学报, 2016, 14(5): 448~453 (Wang X R, Shen Y J, Yang S P, H_∞ optimization of the grounded three-element type dynamic vibration absorber. *Journal of Dynamics and Control*, 2016, 14(5): 448~453 (in Chinese))
- 9 宋方臻, 冯德振, 宋波等. 用电磁悬浮动力吸振器控制转子多频不平衡响应的方法. 机械科学与技术, 2004, 23(4): 170~173 (Song F Z, Feng D Z, Song B, et al. A method for controlling multifrequency unbalance response of a rotor with magnetically levitated dynamic absorber. *Mechanical Science and Technology*, 2004, 23(4): 170~173 (in Chinese))
- 10 Huang S, Lian R. A dynamic absorber with active vibration control. *Journal of Sound and Vibration*, 1994, 178 (3): 323~335
- 11 Cho D S, Lee S M. Ship vibration control using a force adjustable mechanical actuator. *Journal of Vibration and Control*, 1999, 5(5): 779~794
- 12 孙志卓, 王全娟, 王付山. 一种主动电磁式动力吸振器的研究与设计. 振动与冲击, 2006, 25(3): 198~201 (Sun Z Z, Wang Q J, Wang F S. Study and Design of an active electro-magnetic dynamic vibration absorber. *Journal of Vibration and Shock*, 2006, 25(3): 198~201 (in Chinese))
- 13 胡杰, 牛红攀, 张希农等. 具有粘弹性电磁式主动动力吸振器主动控制实验研究. 实验力学, 2006, 21(6): 735~741 (Hu J, Niu H P, Zhang X N, et al. The experimental study on vibration control of viscoelasticity electro-magnetic active dynamic absorber. *Journal of Experimental Mechanics*, 2006, 21(6): 735~741 (in Chinese))
- 14 Kobori T. Experimental study on active variable stiffness system-active seismic response controlled structure. In: Proceedings of 4th World Conference Council on Tall Buildings and Urban Habitat, 1990: 561~572
- 15 李敏霞, 刘季. 电液式变刚度结构振动控制系统的稳定性分析. 振动与冲击, 1999, 18(2): 81~83 (Li M X, Liu J. Study on stability of vibration control system with variable-stiffness structure. *Journal of Vibration and Shock*, 1999, 18(2): 81~83 (in Chinese))
- 16 Aizawa S, Fukao Y, Minewaki S, et al. An experimental study on the active mass damper. In: Proceedings of 9th World Conference on Earthquake Engineering, 1987, 5: 871~876
- 17 Aizawa S, Hayamizu Y, Higashino M, et al. Experimental study of dual-axis active mass damper. In: Proceedings of the US National Workshop on Structural Control Research, 1990: 68~73
- 18 邓华夏, 龚兴龙, 张培强. 磁流变弹性体调频吸振器的研制. 功能材料, 2006, 37(5): 790~792 (Deng H X, Gong X L, Zhang P Q, Tuned vibration absorber based on magnetorheological elastomer. *Journal of Functional Materials*, 2006, 37(5): 790~792 (in Chinese))
- 19 Brennan M J. Vibration control using a tunable vibration neutralizer. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 1997, 211(2): 91~108
- 20 Williams K, Chiu G, Bernhard R. Adaptive-passive absorbers using shape-memory alloys. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 249(5): 835~848
- 21 Williams K A, Chiu G T C, Bernhard R J. Dynamic modeling of a shape-memory alloy adaptive tuned vibration absorber. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 280: 211~

- 234
- 22 Liu Y, Waters T P, Brennan M J. A comparison of semi-active damping control strategies for vibration isolation of harmonic disturbances. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 280:21~39
- 23 Koo J H, Ahmadian M. In search of suitable control methods for semi-active tuned vibration absorbers. *Journal of Vibration and Control*, 2004, 14:163~174

PARAMETER OPTIMIZATION AND PERFORMANCE COMPARISON OF SEMI-ACTIVE GROUND-HOOK CONTROL DVAS^{*}

Lang Jun Shen Yongjun[†] Yang Shaopu

(Department of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract Two semi-active control strategies are applied into the ground-hook Dynamic Vibration Absorber (DVA). The performance comparison and parameters optimization of the two semi-active DVAs are completed. Firstly, the approximate analytical solutions of two semi-active ground-hook DVAs are established by the averaging method. The comparisons between the analytical and numerical solutions are carried out, which verifies the correctness and satisfactory precision of the approximate analytical solutions. Secondly, the parameter optimization of semi-active displacement-based on-off ground-hook control (on-off DBG) DVA is completed. The relative optimal parameters are found and the optimal strategy is determined. The effects of three key parameters on the primary system are analyzed. In the end, the comparisons with two other traditional DVAs under the random excitation show that the semi-active on-off DBG strategy is more effective.

Key words semi-active control, ground-hook dynamic vibration absorber(DVA), parameter optimization

Received 2 April 2018, revised 5 May 2018.

*The project supported by the National Science Foundation of China (11772206), the Cultivation Plan for Innovation Team and Leading Talent in Colleges and Universities of Hebei Province (LJRC018), the Program for Advanced Talent in the Universities of Hebei Province (GCC2014053), and the Program for Advanced Talent in Hebei Province (A201401001).

† Corresponding author E-mail:shenylongjun@126.com