

一类含时滞的半主动悬架系统的动力学分析¹⁾

申永军^{*2)} 赵永香^{*†} 田佳雨^{*} 杨绍普^{*}

^{*}(石家庄铁道大学机械工程学院, 石家庄 050043)

[†](中铁二十四局集团安徽工程有限公司, 合肥 230011)

摘要 对一类采用有限相对位移控制的含时滞单自由度半主动悬架系统进行了动力学分析. 首先通过平均法得到了该系统的一阶近似解, 然后基于 Lyapunov 理论建立了系统的稳定性条件, 结果表明近似解的稳态幅值和稳定性条件都是时滞量的周期函数, 并且和外激励具有相同周期. 通过对数值解和解析解的幅频曲线进行比较, 验证了一阶近似解析解的准确性, 并且解释了半主动控制中的高频颤振现象. 研究了被动悬架系统并且和半主动悬架系统进行了比较, 证实了半主动悬架系统的优越性. 最后, 探讨了一些关键的系统参数, 如控制间隙、时滞量、最小阻尼比等对半主动悬架系统稳态幅值的影响.

关键词 半主动悬架, 时滞, 平均法, 振动控制

中图分类号: O322, TU31 文献标识码: A DOI: 10.6052/0459-1879-13-017

引言

现代汽车正朝着安全、智能化和清洁化的方向发展. 悬架是保证汽车安全性的重要装置, 其主要功能是缓和路面不平引起的冲击和振动, 改善车辆行驶的平顺性, 以及保持轮胎与地面的附着力, 提高车辆操纵的稳定性. 传统的被动悬架系统由于参数不可实时调节, 因此很难达到多个目标的同时最优. 半主动悬架^[1-7]由可控阻尼和弹性元件组成, 其中可控阻尼系数能够在一定的范围内调节, 从而获得接近于主动悬架的减振效果. 由于半主动悬架结构简单, 工作时几乎不消耗车辆动力, 而且可靠性优于复杂的主动悬架系统, 故有较好的应用前景.

半主动悬架系统内存在无法避免的时滞因素, 包括测量信号从传感器到控制计算机的传输时滞、计算控制方法引起的计算时滞、控制信号从计算机传到作动器的传输时滞、作动器的时滞等. 一方面, 时滞可能会导致振动控制系统的失稳, 出现对安全不利的分岔现象, 严重影响振动控制系统的操纵稳定性; 另一方面, 合理设计的时滞可以有效地提高控制效果. 很多学者研究了时滞对振动控制系统的影响. Rohman 等^[8]发现, 时滞能够提高吊桥的临界风速, 从而可以改善不含时滞吊桥可能在正常

风速下摇摆的情况. Lee 等^[9]提出了一种时滞补偿策略来改善时滞振动系统的控制性能. Park 等^[10]应用 Lyapunov 鲁棒控制在一个含有不确定参数和时滞的可控座椅系统的半主动振动控制中, 结果表明鲁棒控制能够有效地抑制座椅的振动. 赵艳影等^[11-12]研究了利用时滞反馈来抑制扭转系统的振动, 以及通过调节反馈增益系数和时滞量改善饱和控制减振频带的分布. 文献 [13-16] 的研究表明, 时滞可以明显改善动力吸振器的控制性能, 但是不恰当的时滞可能导致系统失稳. 因此时滞 in 振动控制系统中非常重要.

由于半主动控制系统中存在着阻尼的快速切换, 并且切换条件与系统状态有关, 因此半主动控制系统属于强非线性系统, 已有的研究大多采用数值方法分析其控制效果, 关于半主动控制系统的解析研究并不多见. Shen 等^[17]对 4 种半主动吸振器进行了解析研究, 证明了 2 种新的半主动吸振器的优良控制性能. Shen 等^[18]解析研究了一个单自由度半主动振子, 并且利用实验对所得结果进行了比较. Eslaminasab 等^[19]解析研究了一个半主动相对控制的单自由度悬架系统, 分析了半主动悬架的控制效果. Shen 等^[20]解析研究了一个含时滞的半主动相对控制振子, 发现通过选择或者设计适当的时滞可改

2013-01-21 收到第 1 稿, 2013-02-28 收到修改稿.

1) 国家自然科学基金 (11072158, 10932006)、河北省杰出青年科学基金 (E2010002047)、教育部新世纪优秀人才支持计划 (NCET-11-0936)、教育部长江学者和创新团队发展计划 (IRT0971) 资助项目.

2) 申永军, 教授, 主要研究方向: 机械系统动力学与控制. E-mail: shenyongjun@126.com

善半主动系统的控制性能.

本文研究了一种采用有限相对位移控制策略的含时滞单自由度半主动汽车悬架系统, 控制目的是限制悬架系统车体和轮胎之间的相对位移, 从而保证悬架系统的工作空间. 首先给出该策略的控制规律和系统的数学模型, 然后采用平均法建立了系统的近似解析解, 并且通过 Lyapunov 稳定性定理得到了稳定性条件. 通过数值解和解析解的比较, 验证了解析结果的正确性和准确性; 通过半主动控制系统和被动系统的比较, 证实了该策略的控制效果. 最后分析了一些重要系统参数对控制效果的影响.

1 含时滞的半主动控制系统的近似解析解

1.1 数学模型的建立及无量纲化

本文采用半主动悬架系统的模型如图 1 所示, 其中 m_s , k_s , c_s , x_s , y 分别为系统质量、悬架刚度、可调阻尼系数、系统的绝对位移及路面位移激励.

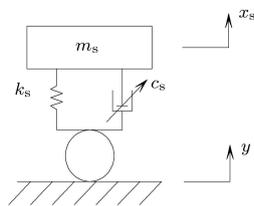


图 1 单自由度半主动系统模型

Fig. 1 Model for SDOF semi-active system

根据牛顿第二运动定律, 建立系统的运动方程

$$m_s \ddot{x}_s + k_s (x_s - y) + c_s (\dot{x}_s - \dot{y}) = 0 \quad (1)$$

在有限相对位移控制策略中, 可调阻尼系数的变化规律为

$$c_s = \begin{cases} c_{\max}, & |x_s - y| \geq \delta \\ c_{\min}, & |x_s - y| < \delta \end{cases} \quad (2)$$

其中 δ 为控制间隙. 这个控制策略的主要目的是减小车体和轮胎之间的相对位移, 保证悬架的工作空间, 从而使得汽车悬架部分布局更加紧凑. 设激振力为 $y = y_0 \cos(\omega t)$, ω 为激振力频率, 引入相对位移 $x_r = x_s - y$, 并考虑到在测量、计算、实施过程中可控阻尼器引入的时滞 τ , 式 (1) 转化为

$$m_s \ddot{x}_r + k_s x_r + c_s \dot{x}_r(t - \tau) = m_s y_0 \omega^2 \cos(\omega t) \quad (3)$$

引入时间尺度 T 及长度尺度 L

$$T = \sqrt{\frac{m_s}{k_s}}, \quad L = \delta$$

以及

$$t_1 = \frac{t}{T}, \quad \tau_1 = \frac{\tau}{T}, \quad z = \frac{x_r}{L} \quad (4)$$

对式 (3) 进行无量纲化得到

$$\frac{d^2 z}{dt_1^2} + z + 2\xi \frac{dz(t_1 - \tau_1)}{dt_1} = f \cos(\Omega t_1) \quad (5)$$

其中阻尼比变化规律为

$$\xi = \begin{cases} \xi_{\max} = \frac{c_{\max}}{2\sqrt{m_s k_s}}, & |z| \geq 1 \\ \xi_{\min} = \frac{c_{\min}}{2\sqrt{m_s k_s}}, & |z| < 1 \end{cases} \quad (6)$$

为了表述方便, 后面用 t 和 τ 代替 t_1 和 τ_1 , 这种替换并不影响分析结果. 因此式 (5) 可以表示为

$$\ddot{z} + z + 2\xi \dot{z}(t - \tau) = f \cos(\Omega t) \quad (7)$$

其中

$$f = \frac{m_s y_0 \omega^2}{k_s L} = \frac{\Omega^2 y_0}{L}, \quad \Omega = \omega T$$

1.2 一阶近似解

设式 (7) 的解为

$$z = a \cos \phi \quad (8a)$$

$$\dot{z} = -a\Omega \sin \phi \quad (8b)$$

$$\dot{z}(t - \tau) = -a\Omega \sin(\phi - \Omega\tau) \quad (8c)$$

其中 $\phi = \Omega t + \theta$. 对式 (8a) 微分可得

$$\dot{z} = \dot{a} \cos \phi - a(\Omega + \dot{\theta}) \sin \phi$$

将上式与式 (8b) 结合得到

$$\dot{a} \cos \phi - a\dot{\theta} \sin \phi = 0 \quad (9)$$

对式 (8b) 进行微分得到

$$\ddot{z} = -\dot{a}\Omega \sin \phi - a\Omega(\Omega + \dot{\theta}) \cos \phi$$

将上式与式 (7) 结合, 得到

$$\dot{a} \sin \phi + a\dot{\theta} \cos \phi = \frac{1}{\Omega} F(a, \theta, \tau) \quad (10)$$

其中

$$F(a, \theta, \tau) = -f \cos(\phi - \theta) + a(1 - \Omega^2) \cos \phi - 2a\xi\Omega \sin(\phi - \Omega\tau)$$

由式 (9) 和式 (10) 可得

$$\left. \begin{aligned} \dot{a} &= \frac{1}{\Omega} F(a, \theta, \tau) \sin \phi \\ a\dot{\theta} &= \frac{1}{\Omega} F(a, \theta, \tau) \cos \phi \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

根据平均法, 可知振幅和相位的近似解满足下式

$$\left. \begin{aligned} \dot{a} &= \frac{1}{2\pi\Omega} \int_0^{2\pi} F(a, \theta, \tau) \sin \phi d\phi \\ a\dot{\theta} &= \frac{1}{2\pi\Omega} \int_0^{2\pi} F(a, \theta, \tau) \cos \phi d\phi \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

根据式 (6) 和式 (8) 可得到

$$\xi = \begin{cases} \xi_{\max}, & 0 < \varphi \leq \beta \\ \xi_{\min}, & \beta < \varphi \leq \pi - \beta \\ \xi_{\max}, & \pi - \beta < \varphi \leq \pi + \beta \\ \xi_{\min}, & \pi + \beta < \varphi \leq 2\pi - \beta \\ \xi_{\max}, & 2\pi - \beta < \varphi < 2\pi \end{cases} \quad (13)$$

其中

$$\beta = \arccos(1/a)$$

对式 (12) 进行积分运算并化简可得

$$\left. \begin{aligned} \dot{a} &= \frac{1}{2\pi\Omega} [-a\Omega A \cos(\Omega\tau) - \pi f \sin \theta] \\ a\dot{\theta} &= \frac{1}{2\pi\Omega} [a\Omega B \sin(\Omega\tau) + a\pi(1 - \Omega^2) - \pi f \cos \theta] \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

其中

$$A = 2\xi_{\max}[2\beta - \sin(2\beta)] + 2\xi_{\min}[\pi - 2\beta + \sin(2\beta)]$$

$$B = 2\xi_{\max}[2\beta + \sin(2\beta)] + 2\xi_{\min}[\pi - 2\beta - \sin(2\beta)]$$

这样就得到了一阶近似解, 形式如下

$$z = a \cos \phi = a \cos(\Omega t + \theta) \quad (15)$$

在许多工程问题中, 稳态解更有意义. 在式 (14) 中令 $\dot{a} = 0$ 和 $\dot{\theta} = 0$, 可得到关于稳态振幅 \bar{a} 的幅频曲线方程

$$\begin{aligned} \bar{a}^2 \Omega^2 A^2 \cos^2(\Omega\tau) + \\ \bar{a}^2 [\pi - \pi\Omega^2 + \Omega B \sin(\Omega\tau)]^2 = \pi^2 f^2 \end{aligned} \quad (16)$$

解得稳态幅值为

$$\bar{a} = \frac{\pi f}{\sqrt{\Omega^2 A^2 \cos^2(\Omega\tau) + [\pi - \pi\Omega^2 + \Omega B \sin(\Omega\tau)]^2}} \quad (17)$$

稳态相位为

$$\bar{\theta} = \arctan \left[\frac{-\Omega A \cos(\Omega\tau)}{\Omega B \sin(\Omega\tau) + \pi(1 - \Omega^2)} \right] \quad (18)$$

可见稳态解幅值是时滞量的周期函数, 其周期等于外激励周期.

1.3 近似解的稳定性判据

接下来利用 Lyapunov 理论研究稳态解的稳定性. 令 $a = \bar{a} + \Delta a$ 及 $\theta = \bar{\theta} + \Delta\theta$, 并且将它们代入式 (14), 可得

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\Delta a}{dt} &= \frac{1}{2\pi\Omega} [-\Omega A \cos(\Omega\tau)\Delta a - \pi f \cos \bar{\theta} \Delta\theta] \\ \frac{d\Delta\theta}{dt} &= \frac{1}{2\pi\Omega} \left(\frac{\pi f \sin \bar{\theta}}{\bar{a}} \Delta\theta + \frac{\pi f \cos \bar{\theta}}{\bar{a}^2} \Delta a \right) \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

利用式 (18), 可以消去式 (19) 中的 $\bar{\theta}$, 且得到特征行列式如下

$$\det \begin{bmatrix} -\Omega A \cos(\Omega\tau) - \lambda & \\ \frac{\Omega B \sin(\Omega\tau) + \pi(1 - \Omega^2)}{\bar{a}} & \\ -\bar{a}\Omega B \sin(\Omega\tau) - \bar{a}\pi(1 - \Omega^2) & \\ -\Omega A \cos(\Omega\tau) - \lambda & \end{bmatrix} \quad (20)$$

将上式展开, 得到特征方程

$$\begin{aligned} [\lambda + \Omega A \cos(\Omega\tau)]^2 + \\ [\Omega B \sin(\Omega\tau) + \pi(1 - \Omega^2)]^2 = 0 \end{aligned} \quad (21)$$

解得特征值为

$$\begin{aligned} \lambda_{1,2} = -\Omega A \cos(\Omega\tau) \pm \\ i [\Omega B \sin(\Omega\tau) + \pi(1 - \Omega^2)] \end{aligned} \quad (22)$$

从而得到稳定性条件为

$$\cos(\Omega\tau) > 0 \quad (23)$$

即

$$\frac{\left(2n - \frac{1}{2}\right)\pi}{\Omega} \leq \tau \leq \frac{\left(2n + \frac{1}{2}\right)\pi}{\Omega}, \quad n = 0, 1, \dots \quad (24)$$

从上式可以发现时滞 τ 对一阶近似解稳定性的影响是具有周期性的, 且等于激励周期. 同时可看出使得系统保持稳定的时滞量范围是和激励频率密切相关的.

1.4 特例

(1) 无时滞半主动悬架控制系统

令 $\tau = 0$, 此时系统是不含时滞的半主动悬架控制系统, 由式 (17) 可得此时的稳态幅值是

$$\bar{a} = \frac{\pi f}{\sqrt{\Omega^2 A^2 + (\pi - \pi\Omega^2)^2}} \quad (25)$$

稳定性条件是

$$\cos(\Omega\tau) = 1 > 0 \quad (26)$$

由于上式恒成立, 因此无时滞半主动悬架系统是无条件稳定的.

进一步研究最简单的情况 $\xi_{\min} = 0$. 这时

$$A = 2\xi_{\max}[2\beta - \sin(2\beta)]$$

$$B = 2\xi_{\max}[2\beta + \sin(2\beta)]$$

此时稳态幅值是

$$\bar{a} = \frac{\pi f}{\sqrt{\Omega^2 A^2 + (\pi - \pi\Omega^2)^2}} = \frac{\pi f}{\sqrt{4\Omega^2 \xi_{\max}^2 [2\beta - \sin(2\beta)]^2 + (\pi - \pi\Omega^2)^2}} \quad (27)$$

稳定性条件仍然是

$$\cos(\Omega\tau) = 1 > 0 \quad (28)$$

(2) 被动悬架控制系统

当 $\xi_{\min} = \xi_{\max}$ 时, 式 (5) 表示的是一个含时滞的被动悬架控制系统, 由式 (17) 可得此时系统的稳态幅值是

$$\bar{a} = \frac{\pi f}{\sqrt{\Omega^2 A^2 \cos^2(\Omega\tau) + [\pi - \pi\Omega^2 + \Omega B \sin(\Omega\tau)]^2}} \quad (29)$$

其中

$$A = 2\xi_{\max}[2\beta - \sin(2\beta)] + 2\xi_{\min}[\pi - 2\beta + \sin(2\beta)] = 2\pi\xi_{\max}$$

$$B = 2\xi_{\max}[2\beta + \sin(2\beta)] + 2\xi_{\min}[\pi - 2\beta - \sin(2\beta)] = 2\pi\xi_{\max}$$

稳定性条件类似于式 (23) 和式 (24), 即

$$\frac{(2n - \frac{1}{2})\pi}{\Omega} \leq \tau \leq \frac{(2n + \frac{1}{2})\pi}{\Omega}, n = 0, 1, \dots \quad (30)$$

即含时滞被动悬架系统的稳定性条件也是周期变化的.

接下来如果令 $\tau = 0$, 得到一个不含时滞的被动悬架系统. 系统的稳态振幅为

$$\bar{a} = \frac{\pi f}{\sqrt{\Omega^2 A^2 + (\pi - \pi\Omega^2)^2}} \quad (31)$$

其中 $A = 2\pi\xi_{\max}$, 而稳定的条件是

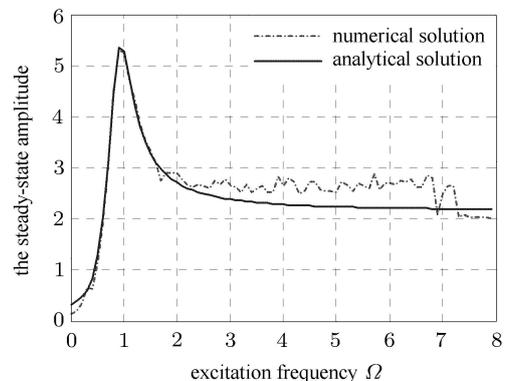
$$\cos(\Omega\tau) = 1 > 0 \quad (32)$$

2 数值仿真

为了验证以上近似解析解的准确性, 对式 (5) 进行数值仿真. 本文中系统仿真参数如下所示: 悬架质量 $m_s = 240 \text{ kg}$, 弹簧刚度 $k_s = 16 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$, 最大阻尼系数 $c_{\max} = 1 \text{ kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$, $y_0 = 0.01 \text{ m}$, $\delta = 0.5y_0$.

2.1 半主动系统近似解析解和数值解的比较

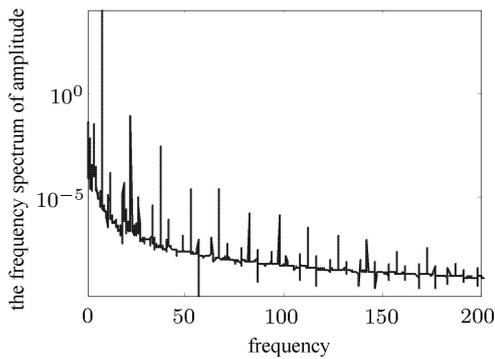
研究式 (5) 所示的半主动控制系统幅值的解析解及数值解, 其中解析结果由以上的平均法求得, 含时滞的数值结果由 Matlab 软件中的 dde 工具箱得到, 不含时滞的数值解用 Matlab 软件中的 ode45 函数求得. 所得结果如图 2~图 5 所示, 它们分别对应无时滞半主动控制系统并且 $\xi_{\min} = 0$, 系统无时滞且 $\xi_{\min} = 0.05\xi_{\max}$, 系统含时滞并且 $\xi_{\min} = 0$, 以及系统含时滞且 $\xi_{\min} = 0.05\xi_{\max}$ 的 4 种情况. 其中图 2 和图 3 中 (a) 是整个频段上的幅频曲线比较结果, (b) 是特定激励频率下响应的频谱.



(a) 解析解和数值解的比较

(a) Comparison of the analytical solutions and numerical solutions

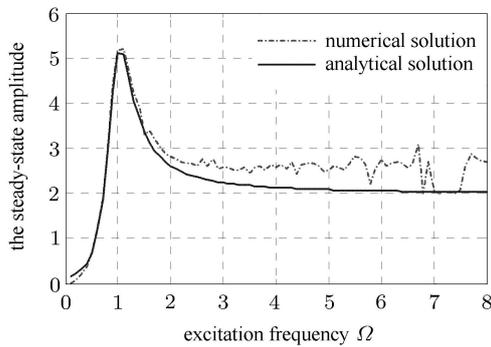
图 2 无时滞半主动系统在 $\xi_{\min} = 0$ 时的响应
Fig.2 Response of the semi-active system without time delay and $\xi_{\min} = 0$



(b) $\Omega = 7.5$ 时稳态响应的频谱

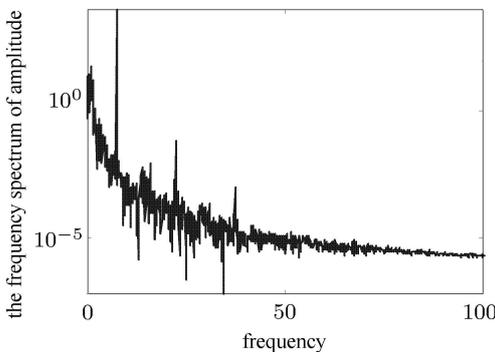
(b) Frequency spectrum of the steady-state response for $\Omega = 7.5$

图 2 无时滞半主动系统在 $\xi_{\min} = 0$ 时的响应 (续)
Fig.2 Response of the semi-active system without time delay
and $\xi_{\min} = 0$ (continued)



(a) 解析解和数值解的比较

(a) Comparison of the analytical solutions and numerical solutions



(b) $\Omega = 7.5$ 时稳态响应的频谱

(b) Frequency spectrum of the steady-state response for $\Omega = 7.5$

图 3 无时滞半主动系统在 $\xi_{\min} = 0.05\xi_{\max}$ 时的响应
Fig.3 Response of the semi-active system without time delay
and $\xi_{\min} = 0.05\xi_{\max}$

从图 2(a) 和图 3(a) 可以看出稳态幅值的数值解与用平均法求得的解析解在低频区和共振区吻合得

比较好, 从而验证了近似解析解的准确性. 但是二者在高频区有较大的差别, 从图 2(b) 和图 3(b) 可以看出此时系统响应中存在高阶奇次谐波成分 (半主动控制中称为颤振现象). 半主动系统响应中存在许多高阶奇次谐波成分已经由 Ahmadian 等 [7] 用数值方法和实验方法进行了证实.

从图 4 和图 5 中可以看出含时滞的半主动控制系统稳态幅值的数值解与用平均法求得的解析解吻合得较好, 验证了一阶近似解析解的准确性. 这主要是由于时滞在一定程度上可以起到阻尼的作用, 可以抑制高阶奇次谐波, 从而改善了系统的性能.

从以上的数值解和解析解的比较可以证明通过平均法得到的近似解析解具有较高的准确性. 所以, 下面用近似解析解做进一步分析.

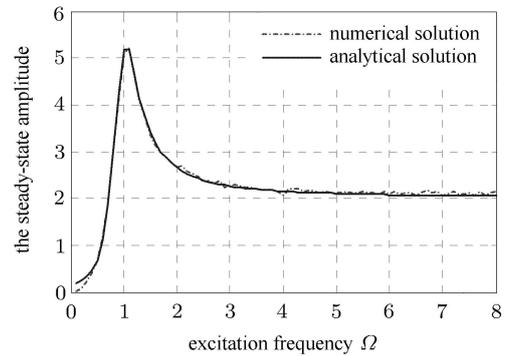


图 4 $\tau = 0.02$ 且 $\xi_{\min} = 0$ 时的幅频曲线比较

Fig.4 Comparison of the amplitude-frequency curves for $\tau = 0.02$
and $\xi_{\min} = 0$

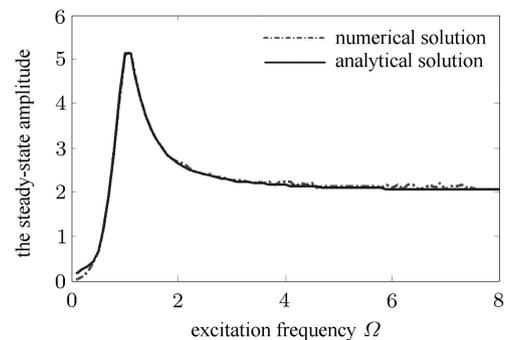


图 5 $\tau = 0.02$ 且 $\xi_{\min} = 0.05\xi_{\max}$ 时的幅频曲线比较

Fig.5 Comparison of the amplitude-frequency curves for $\tau = 0.02$
and $\xi_{\min} = 0.05\xi_{\max}$

2.2 半主动控制系统与被动控制系统的比较

利用前面的参数, 可以得到半主动系统和被动系统的幅频曲线如图 6 和图 7 所示. 从图中可清楚地看出无论半主动系统是否含有时滞, 在共振区半

主动控制系统的幅值都要远远小于被动系统，而在低频区和高频区二者并无明显差别，因此半主动系统的控制效果远远优于被动控制。

鉴于半主动控制系统的优越性，下面分析一些关键参数对半主动系统控制效果的影响。

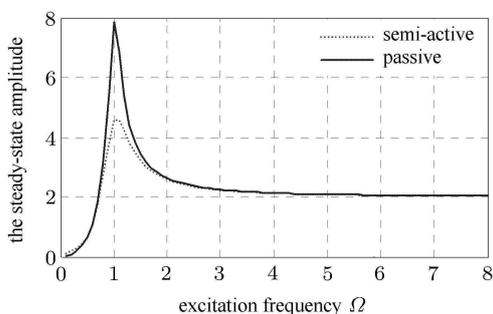


图 6 无时滞的半主动控制系统与被动控制系统的比较
Fig. 6 Comparison of the semi-active system and passive system without time delay

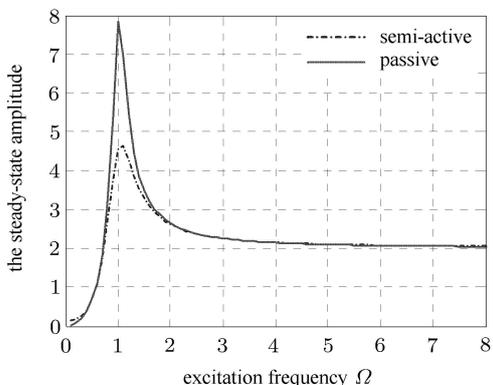


图 7 含时滞的半主动控制系统与被动控制系统的比较
Fig. 7 Comparison of the semi-active system and passive system with time delay

2.3 一些关键参数对半主动控制效果的影响

(1) δ 对半主动控制效果的影响

通过式 (17) 可以得到稳态幅值随着 δ 改变时的变化情况，如图 8 所示。可以看出随着控制间隙的增加稳态幅值逐渐减小，但是间隙到达一定的数值后稳态幅值就不再变化了，这说明间隙大到一定程度半主动控制就不起作用了。实际上此时式 (2) 控制率中的相对位移恒小于间隙，系统已经不是半主动系统而是被动系统了。

选取不同 δ 时的幅频曲线如图 9 所示。可以看出当 δ 减小时，稳态幅值变大，这也间接验证了图 8

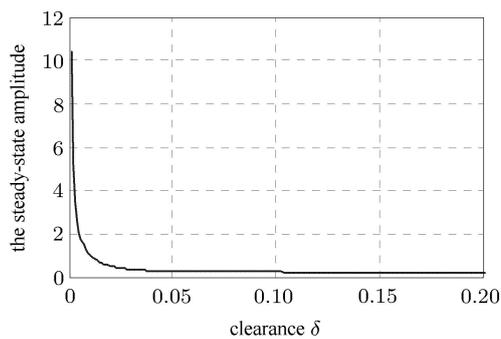


图 8 δ 对含时滞的半主动控制系统的稳态振幅的影响
Fig. 8 Effect of δ on the steady-state amplitude of the semi-active control system with time delay

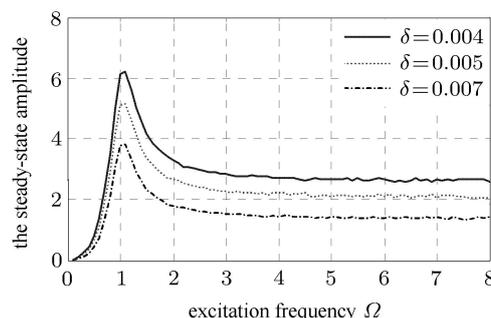


图 9 δ 取不同值时的幅频曲线比较图
Fig. 9 Comparisons of the amplitude-frequency curves for different δ

的结论。

(2) 时滞 τ 对半主动控制效果的影响

根据式 (17) 和式 (23)，可得到系统稳态幅值和稳定性条件函数随着 τ 的变化趋势 (如图 10 所示)。由式 (23) 结合图 10 可知，可以选择合适的时滞量 τ ，不仅能够使得系统保持稳定，并且可以使得响应的幅值最小，从而提高半主动控制的效果。以第一个周期为例，当 $\tau \leq 0.285$ 或 $0.855 \leq \tau \leq 1.425$ 时幅值是稳定的，在区间 $\tau \in [0.855, 1.425]$ 内选取合适的 τ 可以使得稳态振幅最小。

(3) ξ_{\min} 对半主动控制效果的影响

稳态幅值随着最小阻尼比的变化情况如图 11 所示。从图中可以看出稳态幅值随着最小阻尼值的增大而减小。当最小阻尼取 0 和取为最大阻尼值的幅频曲线如图 12 所示，可以看出 ξ_{\min} 对稳态幅值的共振区附近有一些影响，但是对非共振区的影响很小。

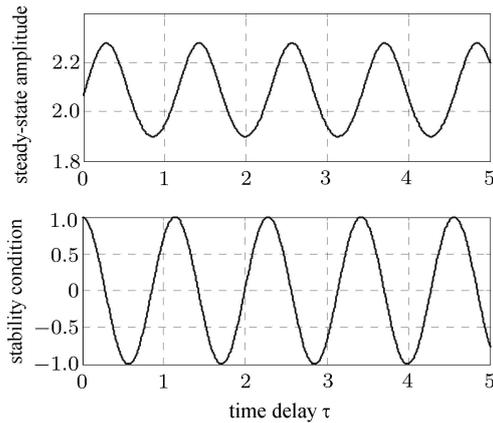


图 10 时滞 τ 对半主动控制系统的稳态幅值和稳定性条件的影响

Fig. 10 Effects of time delay τ on the steady-state amplitude and the stability condition

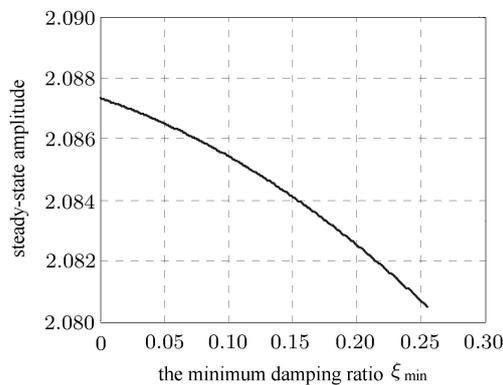


图 11 ξ_{\min} 对半主动控制效果的影响

Fig. 11 Effect of ξ_{\min} on the control performance of the semi-active control system

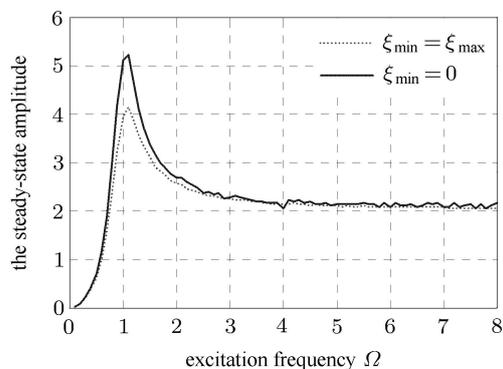


图 12 ξ_{\min} 取不同值时的幅频曲线比较

Fig. 12 Comparison of the amplitude-frequency curves for different ξ_{\min}

3 结论

研究了基于有限相对位移控制的单自由度含时

滞半主动悬架控制系统, 不仅得到了半主动控制系统的一阶近似解析解和稳定性条件, 还分析了被动控制系统的近似解和稳定性条件. 通过幅频曲线比较了解析解和数值解, 证实了近似解析解的可靠性与准确性. 接着通过半主动控制与被动控制的比较, 验证了半主动控制的优越性. 最后探讨了系统重要参数 δ, τ 及 ξ_{\min} 对半主动控制效果的影响, 这些结论可以为半主动控制系统的设计和分析提供有益的参考.

参 考 文 献

- 1 张庙康, 胡海岩. 车辆悬架振动控制系统研究的进展. 振动、测试与诊断, 1997, 17(1): 7-15 (Zhang Miaokang, Hu Haiyan. A review of recent advances in research and development of vibration controls on vehicle suspension system. *Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis*, 1997, 17(1): 7-15 (in Chinese))
- 2 Karnopp D. Active and semi-active vibration isolation. *ASME Journal of Mechanical Design*, 1995, 117B(6): 177-185
- 3 Heo SJ, Park K, Hwang SH. Performance and design consideration for continuously controlled semi-active suspension systems. *International journal of Vehicle Design*, 2000, 23(3/4): 376-389
- 4 Jansen LM, Dyke SJ. Semi-active control strategies for MR dampers: A comparative study. *ASCE Journal of Engineering Mechanics*, 2000, 126(8): 795-803
- 5 Shen YJ, Yang SP, Pan CZ, et al. Semi-active control of hunting motion of locomotive based on magnetorheological damper. *International Journal of Innovative Computing, Information and Control*, 2006, 2(2): 323-329
- 6 Jalili N. A comparative study and analysis of semi-active vibration-control systems. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 2002, 124(4): 593-605
- 7 Ahmadian M. On the isolation properties of semiactive dampers. *Journal of Vibration and Control*, 1999, 5(2): 217-232
- 8 Rohman MA, John MJ, Hassan MF. Compensation of time delay effect in semi-active controlled suspension bridges. *Journal of Vibration and Control*, 2010, 16(10): 1527-1558
- 9 Lee TY, Kawashima K. Semi-active control of nonlinear isolated bridges with time delay. *Journal of Structural Engineering*, 2007, 133(2): 235-241
- 10 Park C, Jeon D. Semi-active vibration control of a smart seat with an MR fluid damper considering its time delay. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2002, 13(7/8): 521-524
- 11 赵艳影, 李昌爱. 时滞反馈控制扭转振动系统的振动. 物理学报, 2011, 60(11): 114305 (Zhao Yanying, Li Changai. The delayed feedback control to suppress the vibration in a torsional vibrating system. *Acta Phys Sin*, 2011, 60(11): 114305 (in Chinese))
- 12 赵艳影, 杨如铭. 利用时滞反馈控制自参数振动系统饱和和控制减振频带. 物理学报, 2011, 60(10): 104304 (Zhao Yanying, Yang Ruming. Using delayed feedback to control the band of saturation control in an auto-parametric dynamical system. *Acta Phys Sin*, 2011, 60(10): 104304 (in Chinese))

- 13 Olgac N, Hansen BH. Tunable active vibration absorber: The delayed resonator. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 1995, 117(4): 513-519
- 14 Hosek M, Olgac N, Elmali H. The centrifugal delayed resonator as a tunable torsional vibration absorber for multi-degree-of-freedom systems. *Journal of Vibration and Control*, 1999, 5(2): 299-332
- 15 Jalili N, Olgac N. A sensitivity study on optimum delayed feedback vibration absorber. *ASME Journal of Dynamic System, Measurement and Control*, 2000, 122(2): 314-321
- 16 Zhao YY, Xu J. Effects of delayed feedback control on nonlinear vibration absorber system. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 308(1-2): 212-230
- 17 Shen YJ, Wang L, Yang SP, et al. Nonlinear dynamical analysis and parameters optimization of four semi-active on-off dynamic vibration absorbers. *Journal of Vibration and Control*, 2013, 19(1): 143-160
- 18 Shen, Y, Golnaraghi MF, Heppler GR. Semi-active vibration control schemes for suspension systems using magnetorheological dampers. *Journal of Vibration and Control*, 2006, 12(1): 3-24
- 19 Eslaminasab N, Vahid O, Golnaraghi F. Nonlinear analysis of switched semi-active controlled systems. *Vehicle System Dynamics*, 2010, 49(1-2): 291-309
- 20 Shen YJ, Yang SP, Xing HJ, et al. Analytical research on a single degree-of-freedom semi-active oscillator with time delay. *Journal of Vibration and Control*, 2013, 19(12): 1895-1905

(责任编辑: 周冬冬)

DYNAMICAL ANALYSIS ON A KIND OF SEMI-ACTIVE SUSPENSION WITH TIME DELAY¹⁾

Shen Yongjun^{*,2)} Zhao Yongxiang^{*,†} Tian Jiayu* Yang Shaopu*

^{*}(Department of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

[†](China Railway 24th Bureau Group Anhui Engineering Company Limited, Hefei 230011, China)

Abstract The dynamical analysis on a single degree-of-freedom semi-active suspension system with time delay is completed in this paper, where the limited relative displacement control is adopted in this system. The first-order approximately analytical solution is obtained by the averaging method, and the stability condition is set up based on Lyapunov theory. The results show that the steady-state amplitude of the approximate solution and the stability conditions are all periodic functions of time delay, and have the same period as the excitation one. Through the comparison of the amplitude-frequency curves obtained by the approximate solution and the numerical method, the correctness and satisfactory precision of the approximate solution are verified. The chattering phenomenon of semi-active control existing in high frequency is also explained. Moreover, the passive suspension is also researched analytically and compared with the semi-active one, and the results confirm the superiority of semi-active suspension. Finally, the effects of some key system parameters on control performance, including the control clearance, time delay and minimum damping ratio, are discussed.

Key words semi-active suspension, time delay, averaging method, vibration control

Received 21 January 2013, revised 28 February 2013.

1) The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (11072158, 10932006), the Science Fund for Distinguished Young Scholars of Hebei Province, China (E2010002047), the Program for New Century Excellent Talents (NCET-11-0936) and Innovative Research Team in University of Ministry of Education of China (IRT0971).

2) Shen Yongjun, professor, research interests: mechanical system dynamics and control. E-mail: shenyongjun@126.com