

基于前馈-反馈混合 FxLMS 算法的 主动悬置控制

范让林, 未 波

(北京科技大学 机械工程学院, 北京 100083)

摘 要: 针对悬置车身端存在的窄带及宽带振动问题, 采用前馈-反馈混合 FxLMS 算法对振荡线圈作动器式主动液阻悬置进行控制。在前期主动悬置力学模型、数学模型及全参数识别的基础上, 使用 MATLAB/Simulink 进行主动悬置控制系统离线仿真。结果表明, 相较于前馈 FxLMS 算法, 混合算法能够更好地抑制车身端的振动。开发了控制器原理样机, 并进行了全实物台架实验, 测试混合算法的振动控制性能。结果表明, 混合算法能够将车身端的振动总体降低 11~23 dB。混合算法融合了前馈与反馈 FxLMS 算法的优点, 能有效减小振动造成的不利影响。

关键词: 车辆工程; 动力总成主动悬置; 振荡线圈作动器; 混合算法; 振动主动控制

中图分类号: TB123 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2025)10-3100-08

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20231372

Active mount control based on feedforward-feedback hybrid FxLMS algorithm

FAN Rang-lin, WEI Bo

(School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

Abstract: In this paper, the feedforward-feedback hybrid FxLMS (Filtered-x Least Mean Square) algorithm is employed to control the active hydraulic mount with oscillating coil actuator for the narrowband and broadband vibration issues at the autobody end of the mount. Based on the preliminary work of mechanical model, mathematical model and all parameters identification of the active mount, MATLAB/Simulink is used to perform offline simulation of the active mount control system. The result shows that the hybrid algorithm can suppress vibrations at the autobody end more effectively compared to the feedforward FxLMS algorithm. A controller prototype is developed and full object bench experiment is carried out to test the vibration control performance of the hybrid algorithm. The result shows that the hybrid algorithm can reduce the overall vibrations at the autobody end by 11 dB to 23 dB. By combining the advantages of both feedforward and feedback FxLMS algorithm, the hybrid algorithm effectively reduces the adverse impacts of vibrations.

收稿日期: 2023-12-08.

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51175034).

作者简介: 范让林 (1970-), 男, 教授, 博士. 研究方向: 汽车动力学, 智能底盘与主动悬架, 振动噪声 NVH 主动控制.

E-mail: fanrl@ustb.edu.cn

Key words: vehicle engineering; powertrain active mount; oscillating coil actuator; hybrid algorithm; active vibration control

0 引言

汽车行驶过程中,车身会承受多种振动的作用,如来自动力总成不平衡往复惯性力与不平衡倾覆转矩主谐量的窄带激励,以及路面不平度宽带激励传递至车身的振动等。这些振动不仅影响乘员健康和乘坐舒适性,还会对汽车上的零部件产生负面影响^[1]。为此,诸多研究人员聚焦于主动悬置控制系统。通过采用适当的控制方法,主动悬置系统能够显著提升振动控制效果^[2]。

学者们已经尝试了多种控制算法,包括 PID 控制^[3]、鲁棒控制^[4]、LQR 控制^[5]、前馈 FxLMS 控制^[6]等。其中,前馈 FxLMS 算法因对非平稳响应的适应性强、计算简便被广泛应用。该算法通过转速传感器获取参考信号,并利用误差传感器监测控制效果。若参考信号与待衰减振动信号的频谱不匹配,则控制效果可能会下降甚至失效。在实际情况中,由动力总成转速传感器获取的参考信号频率与误差传感器监测到的实际动力总成振动频率会有一定的差异,且受路面不平等因素影响也会在车身端造成振动,这些都会影响前馈 FxLMS 算法的控制效果。因此,根据车身端宽频振动特性选择更为合适的控制算法,仍需要深入研究。

与前馈 FxLMS 算法不同,反馈 FxLMS 算法无需通过转速传感器获取参考信号,而是借助算法自身的内部结构,根据误差传感器获取的误差信号估计参考信号。因此,为了有效地控制与动力总成阶次振动频率不相关的宽频干扰,可以采用反馈 FxLMS 算法^[7]。

为同时控制与转速传感器获取的参考信号频率相关的阶次振动和不相关的非阶次振动,研究人员设计了融合前馈与反馈 FxLMS 算法的振动主动控制算法,即前馈-反馈混合 FxLMS 算法(H-FxLMS 算法)。该算法可以从转速传感器及误差传感器中提取与动力总成阶次振动频率相关和不相关的参考信号,能适应动力总成激励与路面激励的不同工况,且具有鲁棒性好、稳定性高的优点^[8]。

本文在振荡线圈作动器式主动液阻悬置已有研究成果的基础上,对 H-FxLMS 算法的结构和运算过程进行研究,应用 MATLAB/Simulink 对主

动悬置控制过程进行仿真分析,并利用专业的 inova 振动试验台和控制器原理样机进行全实物台架实验。通过对多种激励工况下的减振效果进行分析,以验证 H-FxLMS 算法的振动控制性能,从而为主动悬置系统的开发和控制提供参考。

1 主动悬置工作原理与力学模型

振荡线圈作动器式主动液阻悬置结构示意图^[9]如图 1 所示。主动悬置上端与动力总成相连,下端与车身相连,其结构主要由支撑悬置整体的金属骨架、橡胶主簧和橡胶底膜构成,它们围成的中空部分被惯性通道体分隔为上下两个液室,并且两液室内充满液体,惯性通道体内部开设的流道可以使液体在上下液室往复流动。主动悬置内部的作动器动子由线圈骨架和解耦膜骨架刚性连接而成,其中,线圈绕制在线圈骨架上,而解耦膜则覆盖在解耦膜骨架上。当主动控制开启时,交流电通过线圈,使线圈在永磁铁产生的磁场中受到安培力作用而发生往复振荡,此时振荡产生的主动力与悬置车身端的振动相互抵消,从而减小车身振动。

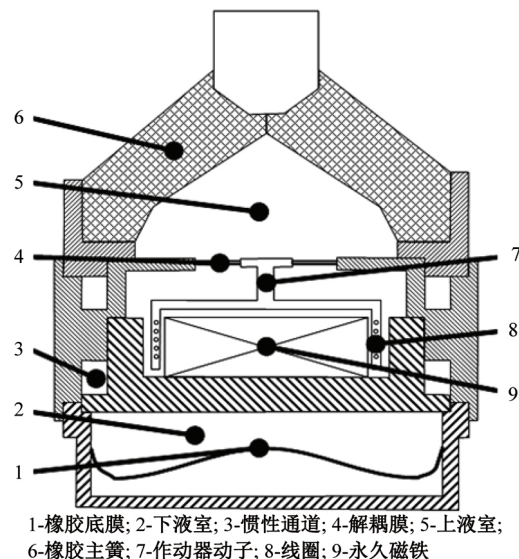


图 1 振荡线圈作动器式主动液阻悬置结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of active hydraulic mount with oscillating coil actuator

参考液阻悬置的经典力学模型^[10],建立主动悬置的力学模型,如图 2 所示。

图 2 中, m_1 为橡胶主簧端的等效集中质量, y_1

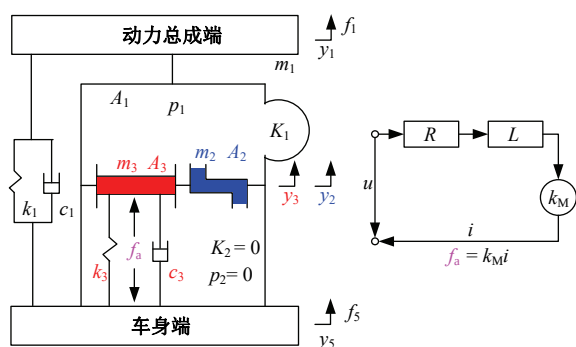


图2 主动液压阻悬集总参数力学模型

Fig. 2 Lumped parameter mechanical model of active hydraulic mount

为动力总成端位移, f_1 为动力总成端约束反力, A_1 为橡胶主簧泵液活塞面积, p_1 为上液室内相对于静态的压力波动量, K_1 为橡胶主簧动态体积刚度, k_1 为橡胶主簧储能刚度, c_1 为橡胶主簧阻尼系数; m_2 为惯性通道内液柱质量, y_2 为惯性通道内液柱流动位移, A_2 为惯性通道横截面积, p_2 为下液室内相对于静态的压力波动量, K_2 为橡胶底膜动态体积刚度; m_3 为动子质量, y_3 为动子位移, A_3 为解耦膜泵液活塞面积, k_3 为解耦膜刚度, c_3 为解耦膜阻尼系数; y_5 为车身端位移, f_5 为车身端约束受力。鉴于下液室的体积刚度远小于上液室, 一般假设下液室没有压力波动, 可以近似认为 $p_2=0$ 和 $K_2=0$ 。此外, 图2中 R 为振荡线圈电阻, L 为振荡线圈电感, k_M 为音圈常数, i 为振荡线圈内电流, u 为振荡线圈两端电压。还需引入流体力学相关参数, ξ_{l_2} 和 ξ_{d_2} 分别为惯性通道沿程损失系数和局部损失系数, l_2 为惯性通道几何长度, ρ 为主动悬置内液体密度。主动悬置的主要参数如表1所示^[11]。

表1 主动悬置参数

Table 1 Parameters of active mount

参数	定义	数值
m_1/kg	橡胶主簧端的等效集中质量	60.00
A_1/mm^2	橡胶主簧泵液活塞面积	3 584.40
$k_1/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	橡胶主簧储能刚度	522.04
$K_1/(\text{GN}\cdot\text{m}^{-5})$	橡胶主簧动态体积刚度	121.53
$c_1/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	橡胶主簧阻尼系数	17.90
A_2/mm^2	惯性通道横截面积	92.50
m_3/g	动子质量	113.93
A_3/mm^2	解耦膜泵液活塞面积	1 320.03
$k_3/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	解耦膜刚度	61.95
$K_3/(\text{GN}\cdot\text{m}^{-5})$	解耦膜动态体积刚度	35.55
$c_3/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	解耦膜阻尼系数	44.40
R/Ω	振荡线圈的电阻	3.70
L/mH	振荡线圈的电感	3.50
$k_M/(\text{T}\cdot\text{m})$	音圈常数	14.00

主动悬置的主动特性是指在动力总成端和车身端都固定时, 通过对作动器施加电压激励, 以该电压激励为输入、车身端受力为输出的频响特性。作动器的输入电压到车身端受力的传递特性, 被称为主动悬置控制中的次级通道传递特性。在图2所示力学模型的基础上, 令 $y_1=0$ 、 $y_5=0$ ^[9], 同时考虑振荡线圈作动器的主动力 $f_a(t)$ 与激励电流 $i(t)$ 之间的关系, 有:

$$f_a(t) = Bli(t) = k_M i(t) \quad (1)$$

式中: B 为磁感应强度; l 为线圈长度。

建立主动悬置的数学模型为:

$$\begin{cases} \rho l_2 \ddot{y}_2 + \frac{1}{2} \rho (\xi_{l_2} + \xi_{d_2}) |\dot{y}_2| \dot{y}_2 = -p_1 \\ m_3 \ddot{y}_3 + c_3 \dot{y}_3 + k_3 y_3 + A_3 p_1 = f_a \\ A_2 y_2 + A_3 y_3 = p_1 / K_1 \\ f_a = Bli = k_M i \\ f_1 = -A_1 p_1 \\ f_5 = c_3 \dot{y}_3 + k_3 y_3 - (A_1 - A_3) p_1 - f_a = f_1 - m_3 \ddot{y}_3 \\ u = Ri + Li + k_M \dot{y}_3 \end{cases} \quad (2)$$

在主动悬置作动器工作过程中, 由于液体在惯性通道内的流动阻力增加, 导致其流动几乎停止, 此时可以设 $y_2=0$, 得到主动悬置在中高频段的数学模型为:

$$\begin{cases} m_3 \ddot{y}_3 + c_3 \dot{y}_3 + k_3 y_3 + A_3 p_1 = f_a \\ A_3 y_3 = p_1 / K_1 \\ f_a = Bli = k_M i \\ f_1 = -A_1 p_1 \\ f_5 = c_3 \dot{y}_3 + k_3 y_3 - (A_1 - A_3) p_1 - f_a = f_1 - m_3 \ddot{y}_3 \\ u = Ri + Li + k_M \dot{y}_3 \end{cases} \quad (3)$$

消去中间变量 p_1 和 f_a , 并结合解耦膜线刚度 k_3 、解耦膜泵液活塞面积 A_3 和解耦膜动态体积刚度 K_3 三者间的关系, 即 $k_3 = K_3 A_3^2$, 得到次级通道的传递函数表达式为:

$$\frac{F_5(s)}{U(s)} = \left(-\frac{k_M}{L} s^2 - \frac{k_M A_1 A_3 K_1}{L m_3} \right) / \left\{ s^3 + \frac{R m_3 + L c_3}{L m_3} s^2 + \frac{R c_3 + L A_3^2 (K_1 + K_3) + k_M^2}{L m_3} s + \frac{R A_3^2 (K_1 + K_3)}{L m_3} \right\} \quad (4)$$

利用参数识别理论^[11]辨识得到的主动悬置相关参数, 获得主动悬置主动特性的理论频响曲

线,并与实验频响曲线对比,如图 3 所示,二者吻合良好。这一结果表明,主动悬置相关参数识别的准确性及相关数学模型建立的正确性,可将推导所得的主动悬置次级通道传递函数表达式(4)应用于主动悬置的控制算法中。

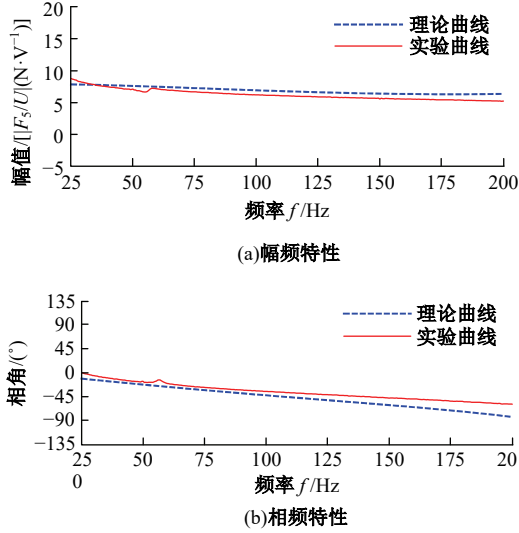


图 3 次级通道频率响应曲线

Fig. 3 Frequency response curve of secondary path

2 主动悬置控制算法

H-FxLMS 算法的控制框图如图 4 所示。其中, $P(z)$ 为主动悬置的初级通道, $S(z)$ 为主动悬置的次级通道, $\hat{S}(z)$ 为次级通道的估计, $d(n)$ 和 $v(n)$ 分别为车身端与动力总成振动频率相关的阶次振动信号和不相关的非阶次振动信号, 此处将振动信号分开表示是为了后文行文方便。

H-FxLMS 算法主要包括 3 个子系统, 即图 4 中的阴影部分, 从上到下依次为前馈 FxLMS 算法子系统、误差信号分离系统和反馈 FxLMS 算法子系统。前馈 FxLMS 算法子系统用于处理动力总成阶次振动信号, 其参考信号为动力总成转速信号经过正弦信号发生器生成的正弦分量 $x_{fs}(n)$ 和余弦分量 $x_{fc}(n)$, 与正弦分量 $x_{fs}(n)$ 和余弦分量 $x_{fc}(n)$ 相对应的滤波器分别为 $W_{fs}(z)$ 和 $W_{fc}(z)$; 反馈 FxLMS 算法子系统用于处理车身端非阶次振动信号 $v(n)$, 其参考信号为 $x_b(n)$, 与 $x_b(n)$ 相对应的滤波器为 $W_b(z)$; 误差信号分离系统用于实现误差信号的解耦, 在其滤波器的收敛过程中, 可使前馈与反馈 FxLMS 算法子系统分别获取各自对应的误差信号。误差信号分离系统的参考信号与前馈 FxLMS 算法子系统的参

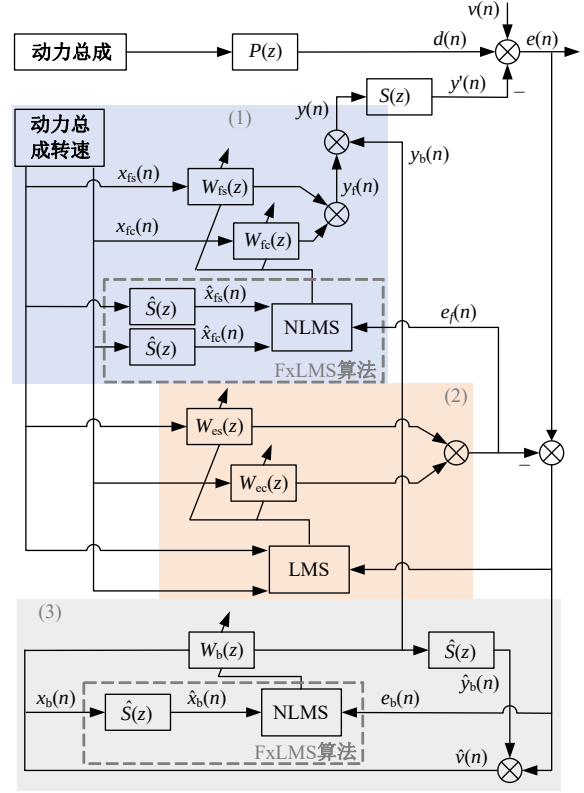


图 4 H-FxLMS 算法控制框图

Fig. 4 Control block diagram of H-FxLMS algorithm

考信号一致, 同样是动力总成转速信号经过正弦信号发生器生成的正弦分量 $x_{fs}(n)$ 与余弦分量 $x_{fc}(n)$, 与这两个参考信号相对应的滤波器分别为 $W_{es}(z)$ 和 $W_{ec}(z)$ 。

主动悬置车身端的残余振动信号 $e(n)$ 为:

$$e(n) = d(n) + v(n) - y'(n) \quad (5)$$

控制信号 $y(n)$ 经过次级通道后产生的抵消振动信号 $y'(n)$ 为:

$$y'(n) = s(n) * y(n) \quad (6)$$

式中: $s(n)$ 为次级通道 $S(z)$ 的脉冲响应。

输入主动悬置的控制信号 $y(n)$ 为:

$$y(n) = y_f(n) + y_b(n) \quad (7)$$

式中: $y_f(n)$ 为前馈 FxLMS 算法子系统产生的控制信号; $y_b(n)$ 为反馈 FxLMS 算法子系统产生的控制信号。

$$y_f(n) = \mathbf{w}_{fs}^T(n) \mathbf{x}_{fs}(n) + \mathbf{w}_{fc}^T(n) \mathbf{x}_{fc}(n) \quad (8)$$

$$y_b(n) = \mathbf{w}_b^T(n) \mathbf{x}_b(n) \quad (9)$$

式中: $\mathbf{x}_{fs}(n)$ 和 $\mathbf{x}_{fc}(n)$ 分别为前馈 FxLMS 算法子系统中参考信号的正弦分量和余弦分量; $\mathbf{w}_{fs}(n)$ 和 $\mathbf{w}_{fc}(n)$ 分别为前馈 FxLMS 算法子系统中正弦分量和余弦分量对应滤波器的权值向量; $\mathbf{x}_b(n)$ 为

反馈 FxLMS 算法子系统参考信号向量; $w_b(n)$ 为反馈 FxLMS 算法子系统中参考信号向量对应滤波器的权值向量。

误差信号分离子系统的滤波器采用传统 LMS 算法,其输出为 $e_f(n)$,并作为前馈 FxLMS 算法子系统的误差信号,计算公式为:

$$e_f(n) = w_{es}^T(n) x_{fs}(n) + w_{ec}^T(n) x_{fc}(n) \quad (10)$$

式中: $w_{es}(n)$ 和 $w_{ec}(n)$ 分别为误差信号分离子系统中正弦分量和余弦分量对应滤波器的权值向量。

输入误差信号分离子系统与反馈 FxLMS 算法子系统的误差信号是一致的,均为 $e_b(n)$,可表示为:

$$e_b(n) = e(n) - e_f(n) = [d(n) - y_f'(n)] + [v(n) - y_b'(n)] - e_f(n) \quad (11)$$

式中: $y_f'(n)$ 和 $y_b'(n)$ 分别为 $y_f(n)$ 和 $y_b(n)$ 经过次级通道 $S(z)$ 后得到的信号。

误差信号分离子系统的权值更新公式为:

$$\begin{cases} w_{es}(n+1) = w_{es}(n) + \mu_e e_b(n) x_{fs}(n) \\ w_{ec}(n+1) = w_{ec}(n) + \mu_e e_b(n) x_{fc}(n) \end{cases} \quad (12)$$

式中: μ_e 为各正余弦分量对应滤波器的权值收敛系数。

由于前馈 FxLMS 算法子系统和误差信号分离子系统的参考信号相同,均为 $x_{fs}(n)$ 和 $x_{fc}(n)$,因此在误差信号分离子系统收敛过程中,其输出信号 $e_f(n)$ 会逐渐收敛于式(11)中与参考信号 $x_{fs}(n)$ 和 $x_{fc}(n)$ 相关的部分,即:

$$e_f(n) \rightarrow [d(n) - y_f'(n)] \quad (13)$$

而 $e_b(n)$ 则收敛于剩下的与参考信号 $x_{fs}(n)$ 和 $x_{fc}(n)$ 不相关的部分,即:

$$e_b(n) \rightarrow [v(n) - y_b'(n)] \quad (14)$$

前馈 FxLMS 算法子系统的权值更新公式可表示为:

$$\begin{cases} w_{fs}(n+1) = w_{fs}(n) + \frac{\mu_f}{\|x_{fs}(n)\|^2 + \gamma_f} e_f(n) \hat{x}_{fs}(n) \\ w_{fc}(n+1) = w_{fc}(n) + \frac{\mu_f}{\|x_{fc}(n)\|^2 + \gamma_f} e_f(n) \hat{x}_{fc}(n) \end{cases} \quad (15)$$

式中:通过引入参考信号的平方欧式范数,将权值更新公式中的收敛系数归一化,可避免参考信号过大导致权值迭代步长过大; μ_f 为前馈 FxLMS 算法子系统中滤波器权值收敛系数; γ_f 为修正因子,用于避免参考信号值过小而导致修正项过大; $\hat{x}_{fs}(n)$ 、 $\hat{x}_{fc}(n)$ 分别为 $x_{fs}(n)$ 和 $x_{fc}(n)$ 经过次级通道估计 $\hat{S}(z)$ 后产生的信号。

反馈 FxLMS 算法子系统与误差信号分离子系统共用误差信号 $e_b(n)$ 。当次级通道的估计较为准确,即 $\hat{S}(z) \approx S(z)$ 时,反馈 FxLMS 算法子系统的参考信号 $x_b(n)$ 为:

$$x_b(n) \approx \hat{v}(n) = e_b(n) + \hat{y}_b'(n) = [v(n) - y_b'(n)] + \hat{y}_b'(n) \quad (16)$$

反馈 FxLMS 算法子系统的权值更新式为:

$$w_b(n+1) = w_b(n) + \frac{\mu_b}{\|x_b(n)\|^2 + \gamma_b} e_b(n) \hat{x}_b(n) \quad (17)$$

式中: μ_b 为反馈 FxLMS 算法子系统中滤波器权值收敛系数; γ_b 为修正因子, $\hat{x}_b(n)$ 为 $x_b(n)$ 经过次级通道估计 $\hat{S}(z)$ 后产生的信号。

3 主动减振性能仿真分析

在 MATLAB/Simulink 环境中对主动悬置的控制性能进行仿真分析,以主动悬置车身端受力 f_5 作为主动悬置的减振性能评价指标,以此验证 H-FxLMS 算法对车身端振动控制的有效性。首先,为了验证反馈 FxLMS 算法对路面随机振动的抑制效果,单独采用该算法对路面随机振动进行控制。其次,为了验证 H-FxLMS 算法对车身端存在的与动力总成振动频率相关的阶次振动和不相关的非阶次振动的抑制效果,对比分析 H-FxLMS 算法与前馈 FxLMS 算法的振动控制性能。

为验证反馈 FxLMS 算法对随机振动控制的有效性,只在主动悬置车身端施加带宽为 0.5~80 Hz、方差为 1 的宽带随机振动。反馈 FxLMS 算法对随机振动的控制效果如图 5 所示。

从图 5 所示的仿真结果可以看出,反馈 FxLMS 算法对车身端存在的宽带随机振动表现出良好的抑制效果。

为验证 H-FxLMS 算法对车身端存在的与动力总成振动频率相关的阶次振动和不相关的非阶次振动控制的有效性,在主动悬置动力总成端施

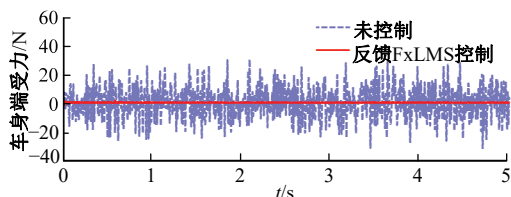


图 5 反馈 FxLMS 算法仿真控制效果

Fig. 5 Simulation control effect of feedback

FxLMS algorithm

加直列四缸发动机二阶振动激励,主动悬置车身端施加宽带随机振动激励。本文在分析时聚焦于汽车发动机正常运行条件下的主动减振频段,将发动机的怠速转速设为 750 r/min,对应的二阶激励频率为 25 Hz。在此基础上,分别展示前馈 FxLMS 算法与 H-FxLMS 算法在动力总成 4 个典型运转工况下的控制效果,即怠速工况、低速工况、中速工况和高速工况,对应的二阶激励频率分别为 2、50、100、200 Hz。每种工况下,在悬置车身端施加带宽为 0.5~80 Hz、方差为 1 的随机振动激励。前馈 FxLMS 算法和 H-FxLMS 算法在各个工况下的仿真控制效果分别如图 6 和图 7 所示。

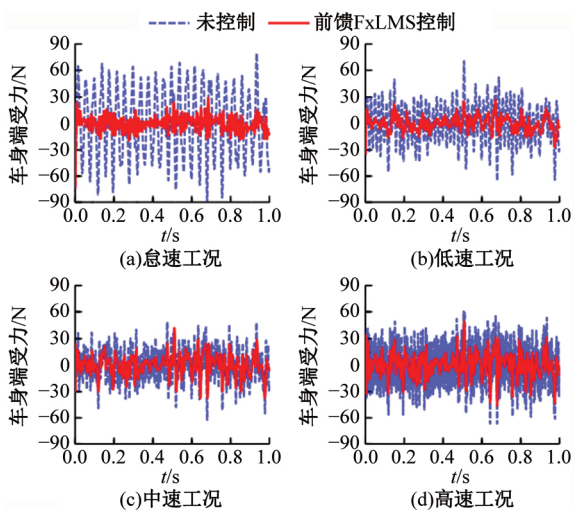


图 6 前馈 FxLMS 算法仿真控制效果

Fig. 6 Simulation control effect of feedforward

FxLMS algorithm

从图 6 和图 7 所示的仿真结果可以看出,前馈 FxLMS 算法虽能控制动力总成阶次振动,但对车身端存在的宽带随机振动很难实现有效控制。H-FxLMS 算法则充分利用前馈和反馈 FxLMS 算法子系统的优势,通过实时调整控制策略,能更好地衰减动力总成传递至车身的窄带阶次振动及路面传递至车身的宽带随机振动。

以车身端受力的均方根评价控制算法对主动

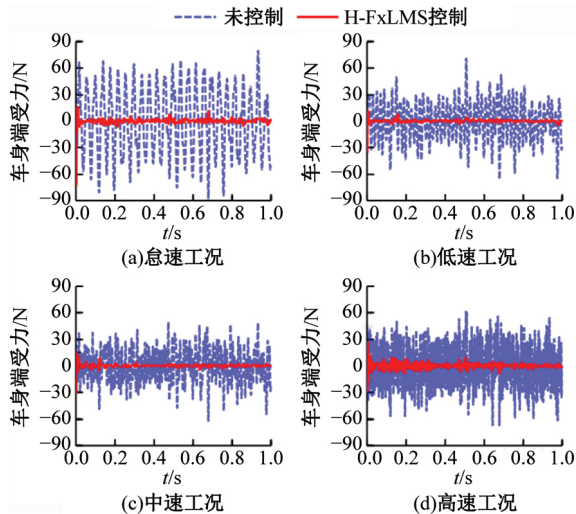


图 7 H-FxLMS 算法仿真控制效果

Fig. 7 Simulation control effect of

H-FxLMS algorithm

悬置的控制效果,并计算出 25~200 Hz 振动频率范围内的振动衰减率,绘制的振动衰减率曲线如图 8 所示。从振动衰减率曲线可以看出,当车身端同时存在与动力总成振动频率相关的阶次振动和不相关的非阶次振动时,H-FxLMS 算法的振动衰减率明显高于前馈 FxLMS 算法,且 H-FxLMS 算法对车身端振动的衰减率达 18~26 dB。

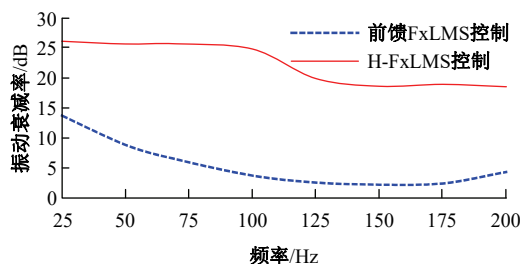


图 8 仿真振动衰减率曲线

Fig. 8 Vibration attenuation curve of simulation

4 主动悬置控制全实物台架实验

为进一步验证控制器原理样机结合 H-FxLMS 算法对真实主动悬置系统控制的有效性,进行控制器与被控对象全实物台架实验。实验布置现场如图 9 所示,硬件系统主要包括 inova 高频振动试验台、主动悬置、力传感器、控制器原理样机、LMS 数据采集系统、直流稳压电源等。

本实验通过使用专业的 inova 振动试验台,对安装在其上的主动悬置施加振动激励,以模拟车辆实际工况下主动悬置系统所承受的发动机振动。该振动试验台能够提供的最大输出频率为 400 Hz,能够模拟不同发动机运行工况下的振动

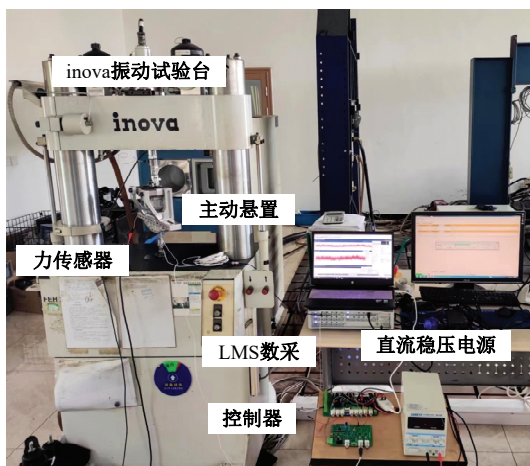


图 9 全实物台架实验现场

Fig. 9 Site of full object bench experiment

环境。此外, inova 振动试验台施加的位移激励大小由直列四缸发动机往复惯性力及主动悬置模型估算得出。控制器原理样机采用 12 V 的直流稳压电源, 以确保稳定的供电需求, 并通过接收悬置下端压电力传感器采集的反馈力信号, 经过调理电路将其转换为 0~3.3 V 的电压信号, 输送至主控芯片。该主控芯片基于 ARM Cortex-M4 架构, 采用 STM32F446RCT6 芯片, 并烧录有 H-FxLMS 算法, 负责控制信号计算。主控芯片输出的控制电压信号经功率放大电路放大后驱动主动悬置。LMS 数据采集系统以 3 200 Hz 采样频率记录数据, 并通过对比主动控制启动前后悬置下端受力的采集数据分析振动控制效果。

在全实物台架实验中, 为直观展示控制效果, 仍然选择 4 个典型的动力总成运转工况。图 10 为

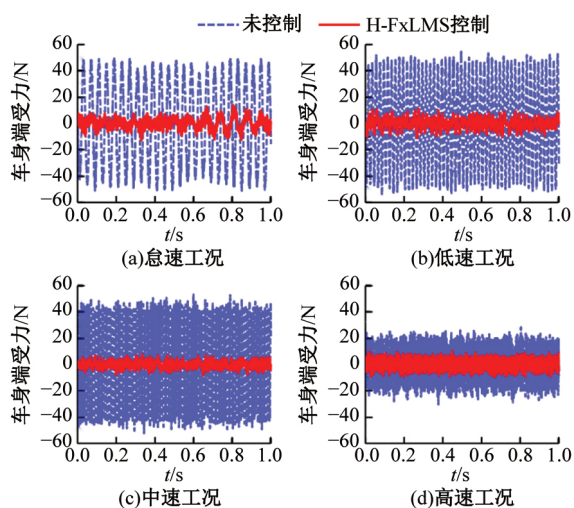


图 10 H-FxLMS 算法实验控制效果

Fig. 10 Experiment control effect of H-FxLMS algorithm

H-FxLMS 算法的实验控制效果。实验得到的振动衰减率曲线如图 11 所示。

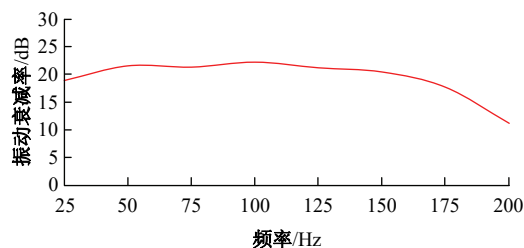


图 11 实验振动衰减率曲线

Fig. 11 Vibration attenuation curve of experiment

由图 10 和图 11 可以看出, H-FxLMS 算法在所有工况下的频率范围内都表现出良好的振动控制效果, 并且能够将车身端的振动总体降低 11~23 dB。

5 结 论

(1) 前馈-反馈混合 FxLMS 算法充分结合了前馈 FxLMS 算法抑制阶次窄带振动、反馈 FxLMS 算法抑制宽带随机振动的优势, 能够有效抑制主动悬置车身端的窄带及宽带振动, 从而改善车身的振动特性。

(2) 通过全实物台架实验验证了搭载前馈-反馈混合 FxLMS 算法的控制器对真实主动悬置控制的有效性, 为实际车辆应用的主动悬置控制系统及其控制策略设计提供重要参考。下一步将进行同时考虑阶次窄带激励与路面随机宽带激励的实车验证实验。

参考文献:

- [1] Guo L X, Dao D N. A new control method based on fuzzy controller, time delay estimation, deep learning, and non-dominated sorting genetic algorithm-III for powertrain mount system[J]. Journal of Vibration and Control, 2020, 26(13/14): 1187-1198.
- [2] Fan R L, Dou Y F, Yao F H, et al. Experimental and analytical study of secondary path transfer function in active hydraulic mount with solenoid actuator [J]. Actuators, 2021, 10(7): No. 150.
- [3] Mahil A M M, Faris W F. Modelling and control of four and six DOF active engine mount system using (PID and LQR)[J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2014, 10(4): 326-349.
- [4] Naseri R, Talebi H A, Ohadi A, et al. A robust active control scheme for automotive engine vibration

- based on disturbance observer[J]. ISA Transactions, 2020, 100: 13-27.
- [5] Sun G C, Guo H, Xu L X. Vibration analysis and control of an active power-train mount system[J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 341-342: 966-970.
- [6] Raoofy A, Fakhari V, Ohadi A. Vibration control of an automotive engine using active mounts[J]. The Journal of Engine Research, 2013, 30: 3-14.
- [7] Padhi T, Chandra M, Kar A, et al. Design and analysis of an improved hybrid active noise control system [J]. Applied Acoustics, 2017, 127: 260-269.
- [8] Akhtar M T, Mitsuhashi W. Hybrid active noise control system for correlated and uncorrelated noise sources[C]//Proceedings of 6th International Symposium on Image and Signal Processing and Analysis, Salzburg, Austria, 2009: 17-21.
- [9] 范让林, 刘子键, 马富亮, 等. 振荡线圈式主动液阻悬置中高频主动与被动特性[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2023, 53(1): 50-60.
- Fan Rang-lin, Liu Zi-jian, Ma Fu-liang, et al. Mid-high-frequency active and passive dynamic characteristics of active hydraulic mounts with oscillating coil actuator[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2023, 53(1): 50-60.
- [10] Hausberg F, Christian S, Peter P, et al. Experimental and analytical study of secondary path variations in active engine mounts[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 340: 22-38.
- [11] Fan R L, Fei Z N. Identification of dynamic parameters and frequency response properties of active hydraulic mount with oscillating coil actuator: theory and experiment[J]. Applied Sciences, 2022, 12(17): No. 8547.