

王里达,贺才春,查国涛,等.基于多通道陷波的发动机主动悬置控制系统[J].湖南科技大学学报(自然科学版),2023,38(1):58-67. doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2023.01.008

WANG L D, HE C C, ZHA G T, et al. On Multi-channel Trap-based Active Engine Mounts Control System [J]. Journal of Hunan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2023, 38(1): 58-67. doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2023.01.008

基于多通道陷波的发动机主动悬置控制系统

王里达^{1,2*}, 贺才春², 查国涛², 刘少文², 张旗², 王小虎²

(1. 湖南大学 机械工程与运载学院, 湖南 长沙 410000; 2. 株洲时代新材料科技股份有限公司, 湖南 株洲 412000)

摘要:随着发动机混动、变缸和主动启停等节能减排技术的蓬勃发展,发动机产生的振动变得复杂而多变.发动机主动悬置(Active Engine Mount, AEM)系统是目前应对这一状况的主流方案.AEM系统要想获得最佳的减振效果,控制系统部分的设计是关键.目前,AEM控制系统仍存在次级通道阶数高,计算资源需求大,控制效果不佳等问题.文章基于FxLMS算法设计了AEM多通道陷波控制系统,建立主动悬置的参数模型.控制系统中的次级通道模型对性能具有非常关键的影响,文章也设计了优化的陷波次级通道辨识算法,开展次级通道辨识试验,建立了2阶的4通道次级通道模型.为了验证这些工作的有效性,开展算法仿真和快速控制原型试验,最后和传统FxLMS法的结果进行效果对比.结果表明:在所设计的控制系统开启情况下,左、右测点处的加速度均方根值分别下降了约90%和78%,怠速工况下左、右测点的2阶振动频率分别下降了约20和14 dB.与传统FxLMS算法结果相比约有8 dB的优势,这也证明了所设计的多通道陷波控制系统和次级通道辨识算法的可行性和优势.

关键词:发动机主动悬置;多通道陷波;FxLMS;次级通道辨识;快速控制原型试验

中图分类号:U464.13 **文献标志码:**A **文章编号:**1672-9102(2023)01-0058-10

On Multi-channel Trap-based Active Engine Mounts Control System

WANG Lida^{1,2}, HE Caichun², ZHA Guotao², LIU Shaowen², ZHANG Qi², WANG Xiaohu²

(1. School of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410000, China;

2. Zhuzhou Times New Material Technology Co., Ltd., Zhuzhou 412000, China)

Abstract: With the booming development of energy saving and emission reduction technologies, such as engine hybrid, variable cylinder and active start-stop, the vibration generated by the engine has become complex and variable. Active Engine Mount (AEM) system is the mainstream solution to deal with this situation, and the design of control system is the key to obtain the best damping effect of AEM system. The current AEM control system still has the problems of high secondary channel order, large computational resource requirement and poor control effect. In this paper, the AEM multi-channel trap control system is designed based on FxLMS algorithm, and the parameter model of active suspension is established. The secondary channel model in the control system has a very critical impact on the performance. This paper also designs an optimized trap secondary channel identification algorithm, carries out secondary channel identification experiments, and establishes a 4-channel secondary channel model of order 2. In order to verify the effectiveness of these works, algorithm simulation and rapid control prototype tests are carried out, and finally the results are compared with those of the conventional

收稿日期:2022-08-29

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51877075)

*通信作者, E-mail: wangld@cszic.com

FxLMS method. Results show that with the designed control system on, the root mean square values of acceleration at the left and right measurement points are decreased by about 90% and 78%, respectively, while the 2nd order vibration frequencies at the left and right measurement points are decreased by about 20 dB and 14 dB, respectively, under idling conditions. There is about 8 dB advantage compared with the results of the conventional FxLMS algorithm, which also proves the feasibility and advantage of the multi-channel trap control system and the secondary. This also proves the feasibility and advantages of the multi-channel trap control system and the secondary channel identification algorithm designed in this paper.

Keywords: active engine mount; multi-channel trap; FxLMS; second-channel identification; rapid control prototype test

随着发动机混动、变缸和主动启停等节能减排技术的蓬勃发展,发动机产生的振动变得复杂而多变,如何有效衰减来自发动机的振动变得非常具有挑战性,而发动机主动悬置(Active Engine Mount, AEM)是应对这一挑战的最佳方案^[1],近年来的研究热度越来越高,尤其是对控制算法的研究.为了提高 AEM 的控制性能,学者们提出并尝试了各种控制算法,如 PID 控制^[2]、鲁棒控制^[3]、LQG 控制^[4]和自适应控制^[5]等. AEM 系统作为一个时变系统, FxLMS 算法因为能够解决其在复杂多变环境下的高不确定性问题,更是备受关注^[6-7]. Hillis^[8] 基于 MIMO-FxLMS 和柴油发动机进行了试验研究,结果表明自适应控制算法能有效地降低发动机振动向车身的传递; Fan 等^[9] 建立了主动悬置的线性化模型,并基于 PID、模糊 PID 和 FxLMS 这 3 种控制算法开展仿真; Yang 等^[10] 改进了 IWPHB-FxLMS 算法,试验结果表明比传统的 FxLMS 算法具有更好的控制性能; Atzrodt 等^[11] 基于某车型开展了 AEM 系统对车内振动噪声的影响仿真; 梁天也^[12] 基于前馈 FxLMS 控制算法进行仿真,结果表明在宽频段内有效地隔离了向驾驶室内传递的动力总成振动和噪音; 付江华等^[13] 采用分目标控制方式以发动机和路面的联合激励为系统输入进行联合仿真,结果显示能不同程度地改善整车舒适性水平.

目前,该领域大部分的研究均集中在控制系统设计和次级通道辨识建模领域,仍存在次级通道阶数高,计算资源需求大,控制效果不佳等问题,验证也一般仅仅基于仿真或者简化试验台来开展. 本文拓展了这一工作,基于 FxLMS 设计一种易于实现的、高效的多通道陷波控制系统,并针对其中的次级通道辨识建模展开优化工作,最后开展算法仿真和快速控制原型试验验证.

1 汽车发动机主动悬置控制系统设计

1.1 主动悬置多通道陷波 FxLMS 控制设计

基于 FxLMS 算法为 AEM 系统设计的多通道陷波控制系统,如图 1 所示.

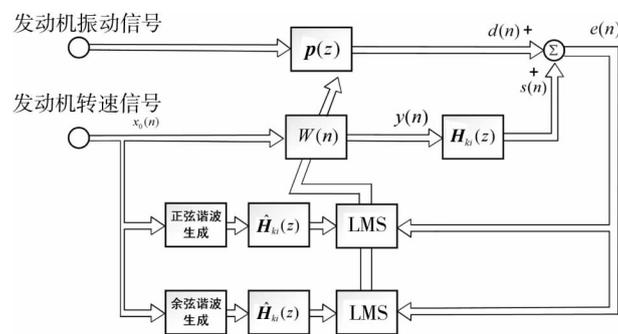


图 1 多通道陷波 FxLMS 主动悬置控制算法框图

其中,发动机振动信号通过初级通道动力学矩阵 $p(z)$ 成为 $d(n)$ 是待抵消的量.每个 AEM 的被动部件到每个振动误差传感器 $e(n)$ 的传输路径称之为 $H_{ki}(z)$ 次级通道, $\hat{H}_{ki}(z)$ 是它的估计模型又称为次级通道滤波器,由式(1)给出.控制信号 $y(n)$ 通过次级通道动力学矩阵 $H_{ki}(z)$ 后成为 $s(n)$, 其是作动力,用来抵消 $d(n)$.

$$\hat{\mathbf{H}}_{ki}(z) = \begin{bmatrix} \hat{h}_{11} & \hat{h}_{12} & \cdots & \hat{h}_{1i} \\ \hat{h}_{21} & \hat{h}_{22} & \cdots & \hat{h}_{2i} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \hat{h}_{k1} & \hat{h}_{k2} & \cdots & \hat{h}_{ki} \end{bmatrix}. \quad (1)$$

使用转速信号计算频率并产生正、余弦参考信号(例如四缸发动机的主要振动为2阶).

$$x'_0(n) = a(n) \sin \left[2\pi \sum_{i=1}^n f_{ll}(i) \Delta t + \Delta\varphi(n) \right] = x_0(n) \bar{h}_{ki}(n). \quad (2)$$

式中: $x_0(n)$ 为第 n 个时刻的参考信号值; $f_{ll}(i)$ 为第 i 个时刻的陷波频率; Δt 为采样时间.

参考信号 $x(n)$ 在经次级通道滤波后,得到滤波参考信号,其公式为

$$x'_0(n) = a(n) \sin \left(2\pi \sum_{i=1}^n f_{ll}(i) \Delta t + \Delta\varphi(n) \right) = x_0(n) \bar{h}_{ki}(n). \quad (3)$$

式中: $a(n)$ 为第 n 个时刻的幅值衰减系数; $\Delta\varphi(n)$ 为第 n 个时刻的相位滞后角,代表频率 f 的波在经过次级通道传递后,仅幅值和相位改变.

陷波系统权值迭代式为

$$\begin{cases} w_l(n+1) = w_l(n) - \mu [e_l(n) x'_{ll} + e_r(n) x'_{lr}]; \\ w_r(n+1) = w_r(n) - \mu [e_l(n) x'_{rl} + e_r(n) x'_{rr}]. \end{cases} \quad (4)$$

式中: w_l 和 w_r 分别为左、右通道权值; x'_{ll} , x'_{lr} , x'_{rl} 和 x'_{rr} 分别为左作动器-左误差传感器参考信号、左作动器-右误差传感器参考信号、右作动器-左误差传感器参考信号和右作动器-右误差传感器参考信号; μ 为步长.

误差传感器是安装在主动悬置的安装点附近,所以设计的这个控制系统可以使用多个独立的次级通道滤波器对每个误差信号进行局部最小化.

1.2 陷波次级通道辨识算法及其设计

陷波控制系统能否收敛的重要条件是 $H_{ki}(z)$ 和 $\hat{H}_{ki}(z)$ 之间的相位差不超过 90° ^[14].次级通道一般是先离线辨识并存储下来,然后在工作过程中通过在线辨识的方式进行更新^[15].本文设计使用陷波 LMS 次级通道辨识算法来完成这项工作.

激励频率为 f 的单频源经传递后在拾振点处的方程引入三角函数后可变换为

$$y = \alpha \cos \Delta\varphi \sin(2\pi ft) + \alpha \sin \Delta\varphi \cos(2\pi ft). \quad (5)$$

令 $w_s = \alpha \cos \Delta\varphi$, $w_c = \alpha \sin \Delta\varphi$, 可得

$$y = w_s \sin(2\pi ft) + w_c \cos(2\pi ft). \quad (6)$$

式(6)中权值 $w = (w_s, w_c)$ 通过 LMS 法计算获得.抽头输入信号分别为 x_s 和 x_c , 第 n 个时刻 $x_s(n)$ 和 $x_c(n)$ 可表示为

$$\begin{cases} x_s(n) = \sin(2\pi fn \Delta t); \\ x_c(n) = \cos(2\pi fn \Delta t). \end{cases} \quad (7)$$

采集第 n 个时刻的响应 $y(n)$, 权值 $w = (w_s, w_c)$ 利用式(8)迭代至收敛获取,式中 μ 为步长.

$$\begin{cases} w_s(n+1) = w_s(n) - \mu e(n) x_s(n); \\ w_c(n+1) = w_c(n) - \mu e(n) x_c(n). \end{cases} \quad (8)$$

根据式(9)将陷波 LMS 计算得到的权值还原为 α 幅值衰减系数和 $\Delta\varphi$ 相位滞后角.

$$\begin{cases} \alpha = \sqrt{w_s^2 + w_c^2}; \\ \Delta\varphi = \arctan_2 \left(\frac{w_c}{w_s} \right). \end{cases} \quad (9)$$

式中: $\arctan_2(\bullet)$ 为四象限反正切函数.

此时,该次级通道模型中频率还是一个离散的数据,辅以线性插值算法将其构建为一个连续的次级通

通滤波器.频率步长选取越细,次级通道模型越精确,但其在线辨识时耗费资源也越多.用该方法构建的次级通道滤波器为 2 阶,这利于提升收敛速度,节约硬件资源.

1.3 主动 AEM 控制系统调试试验平台

为研究控制系统的效果,利用 dSPACE 和实车搭建快速控制原型试验平台.该车为直列四缸发动机,纵置式安装,动力总成前端左、右分别布置一个主动悬架,后方布置 2 个橡胶悬架,但其位置紧密相接,且与发动机位置距离相对较远,一般认为是三点式悬架结构^[16].主动悬架下端与副车架连接处位置布置有加速度传感器作为误差信号输入,该平台系统方案如图 2 所示.

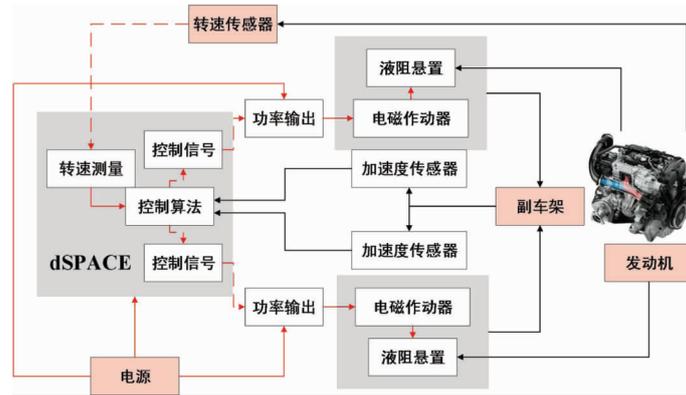
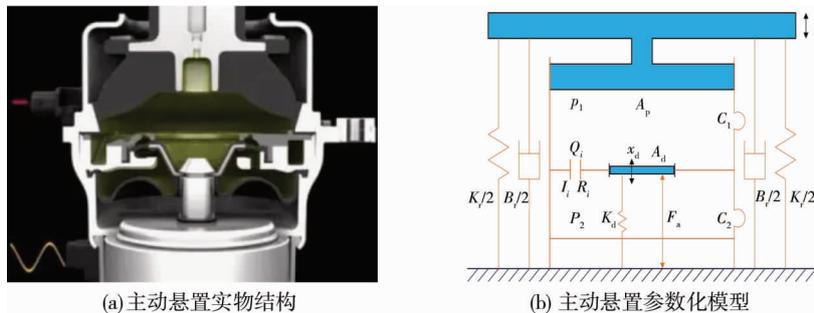


图 2 基于 dSPACE 的实车试验平台

本文选取的主动悬架为液压复合解耦盘加电磁作动器式悬架.主动悬架在未施加电压时表现为被动液压悬架特性.在施加电压后,作动器工作提供作动力 F_a ,该力通过液腔和橡胶主簧的传递,实现向上施加作动力.如图 3 所示.



B_r -橡胶主簧的等效阻尼系数, Ns/m ; K_r -橡胶主簧的等效刚度系数, N/m ; A_p -橡胶主簧等效活塞面积, m^2 ; C_1 -上液室的体积柔度, m^5/N ; C_2 -下液室的体积柔度, m^5/N ; A_d -振动膜的面积, m^2 ; K_d -振动膜刚度, N/m ; Q_i -惯性通道的流量, m^3/s ; R_i -惯性通道的液阻, $kg/m^4 s$; L_i -惯性通道的液感, kg/m^4 ; F_a -电磁作动器对振动膜的作动力, N ; x -橡胶主簧的等效位移, m ; x_d -振动膜的位移, m ; P_1 -上液室压强, Pa ; P_2 -下液室压强, Pa

图 3 主动悬架结构原理模型

2 陷波法次级通道辨识试验与优化

基于快速控制原型平台开展陷波次级通道辨识,具体过程如下:

采用线性扫频方式进行激励,频率变化步长为 1 Hz,扫频范围为 20~300 Hz,每个频率持续 10 个周期,采样间隔为 100 μs ,激励电压幅值为 5 V,激励电压表达式为

$$U(n) = A_U \sin \left[\sum_{i=1}^n 2\pi f(i) \Delta t \right]. \quad (10)$$

式中: $U(n)$ 为第 n 个采样时刻的电压; A_U 为电压幅值; $f(i)$ 为第 i 个时刻的频率; Δt 为采样时间.

先后对左、右悬架进行激励,并记录误差传感器所采集的数据,最后用离线的方式进行次级通道辨识.辨识所用的 dSPACE 模型如图 4 所示.

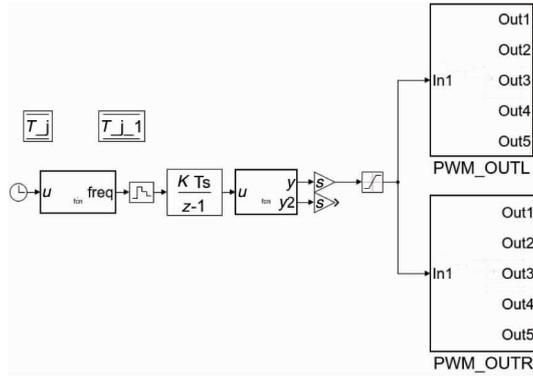


图4 dSPACE陷波法次级通道辨识模型

辨识得出该系统的4条次级通道模型,其中某条次级通道的频率-幅值衰减系数图像和频率-相位滞后角图像如图5所示.因为其频率-相位关系发生了多处突变,这不利于构建连续模型,所以需要补充优化LMS次级通道辨识算法进行补充优化.

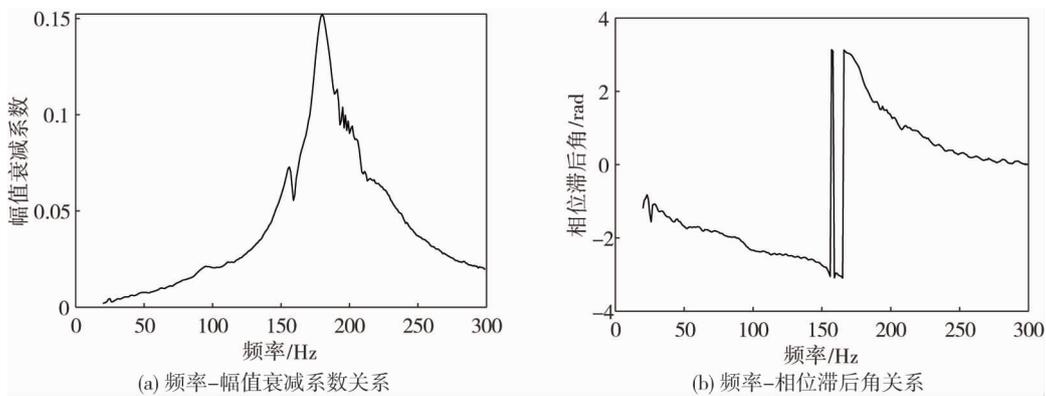


图5 未优化前次级通模型辨识结果

分析造成这种现象的原因是四象限反正切函数的值域为 $[-\pi, \pi)$, 因此引入以下优化算法:

- 1) 判断后一频率的相位滞后角与前一频率的相位滞后角的差值是否在 $[-\pi, \pi)$ 的范围内,若是,则不做处理,若不是,则进行步骤(2);
- 2) 将后一频率的相位滞后角加上或减去 π 的偶数倍,直至后一频率相位滞后角与前一频率相位滞后角的差值在 $[-\pi, \pi)$ 的范围内.

图6为优化前后的频率-相位滞后角关系对比图,可见优化后的曲线更加平缓.

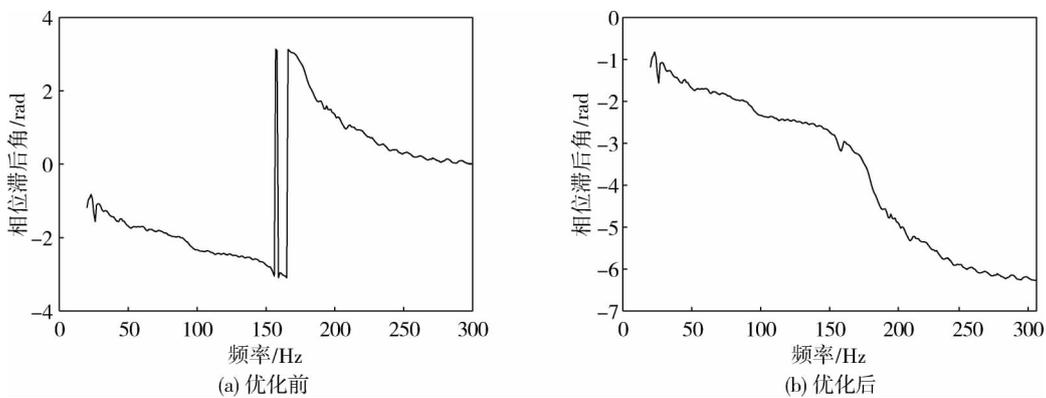


图6 优化前后频率-相位差关系对比

3 多通道陷波控制系统仿真

为了验证所设计控制系统的理论性能,在仿真软件中搭建了多通道陷波控制系统仿真模型进行离线

仿真.该模型包含有采集的发动机转速信号,左、右误差传感器测得的振动信号以及在第 2 节中完成辨识的次级通道模型等真实数据.其中参考信号为转速信号,分别经过左、右通道陷波滤波器和左-左,左-右,右-右,右-左 4 条次级通道滤波器.例示的,经过左-左和左-右滤波器后信号在左误差传感器处和振动信号相抵消,并迭代计算直接收敛.其仿真模型如图 7 所示.

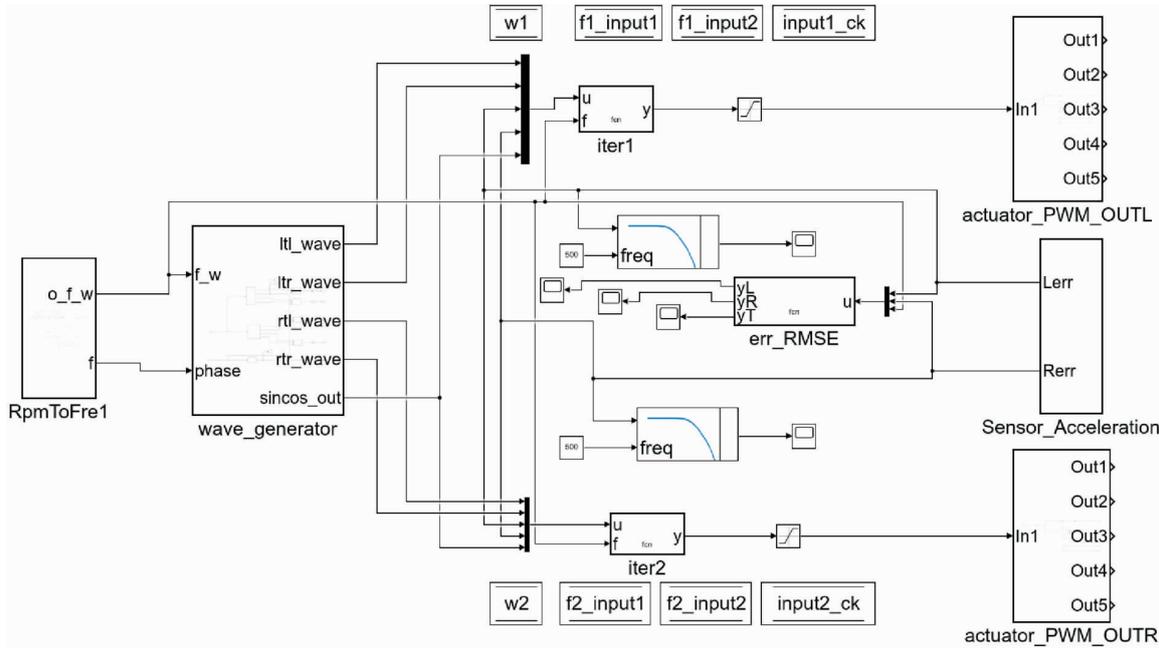


图 7 多通道陷波 FxLMS 控制系统仿真模型

仿真所得的时域对比如图 8 所示.可以看出全时段的振动信号均得到了较好的抑制.发动机的低频振动本来就比较小,所以图 8 中显示的效果不会太明显.由于发动机激励和车身重心等并不完全对称,各次级通路数据和对于振动信号的响应也有所差别,所以左、右悬置控制效果不会完全一致.

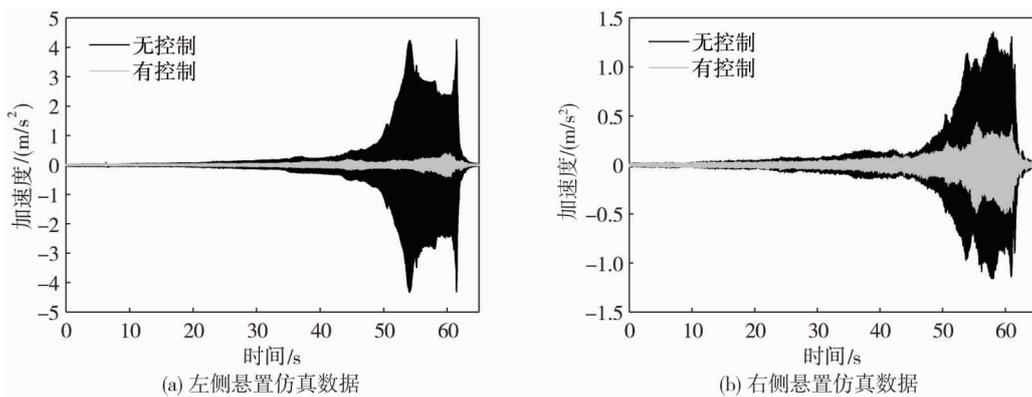


图 8 控制前后振动时域信号仿真对比

对控制前后的振动信号做傅里叶分析,得到的频谱对比如图 9 所示,加速度的峰值在 20~250 Hz 内大幅下降,可见该多通道陷波算法对发动机 2 阶特征频率有非常好的振动抑制效果.

4 多通道陷波控制系统快速控制原型试验与结果分析

在第 3 节中建立的仿真模型中,将除次级通道外的数据接口均转为 dSPACE 和 AEM 系统的真实信号接口,进行适当的参数配置,即可在 dSPACE 中建立多通道陷波控制系统的快速控制原型,分别在怠速工况与定置上升工况下进行试验.记录控制开启状态下的误差传感器信号,在时域和频域下分别和未控制数据进行对比验证.为验证算法的稳定性与准确性,重复进行了 4 次控制开启试验.因为每次试验的激励都是随机的,为了方便对比,本文中所未控制数据均为同一组.控制系统开、关状态下的左、右 2 个误差传

传感器的加速度信号如图 10 和图 11 所示.

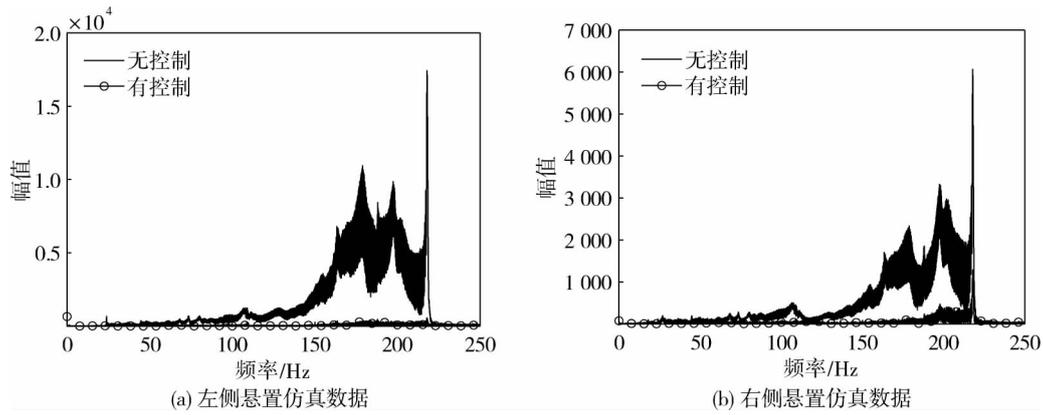


图 9 控制前后振动频域信号仿真对比

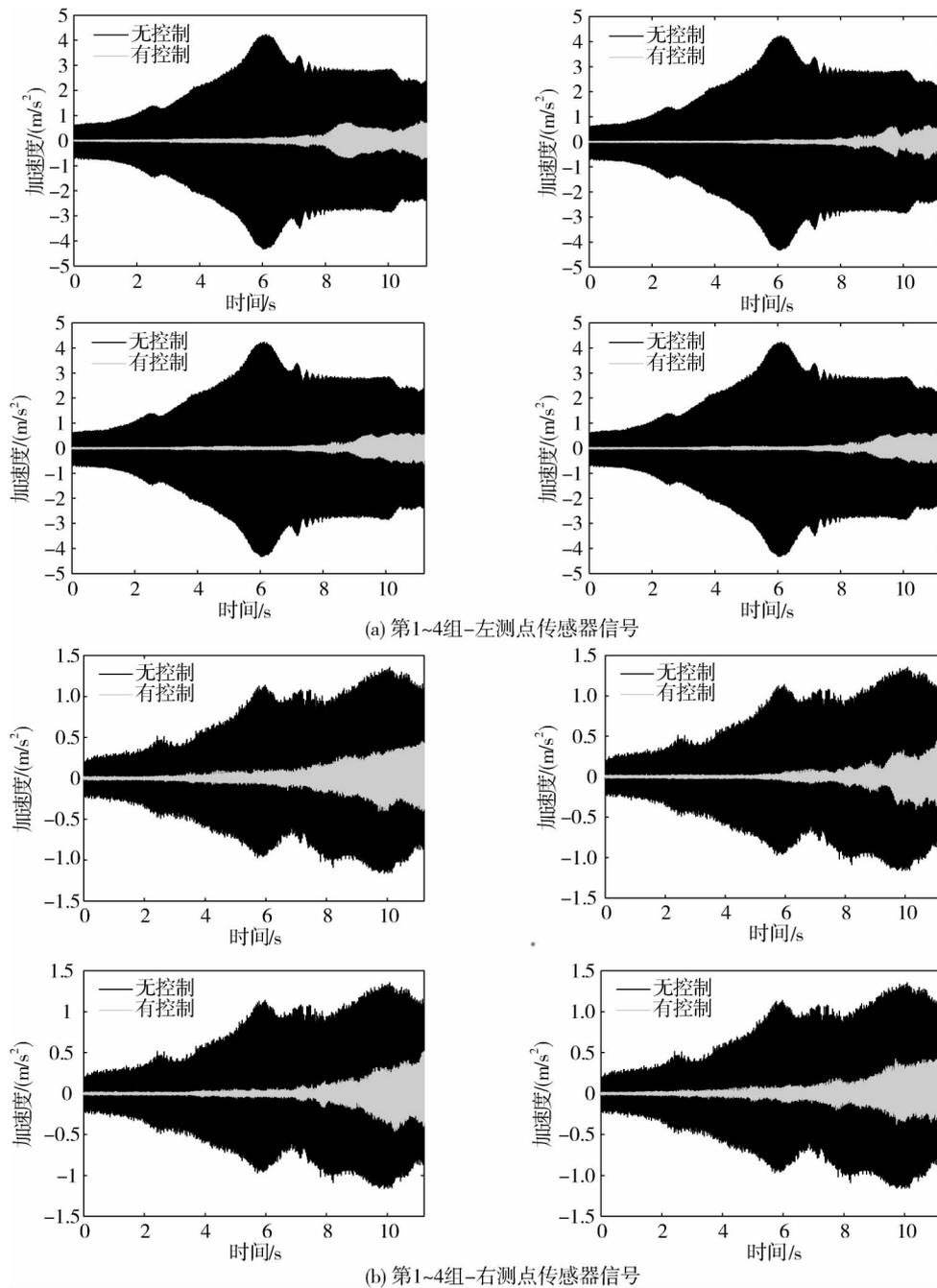


图 10 定置上升-控制开/关状态下时域信号对比

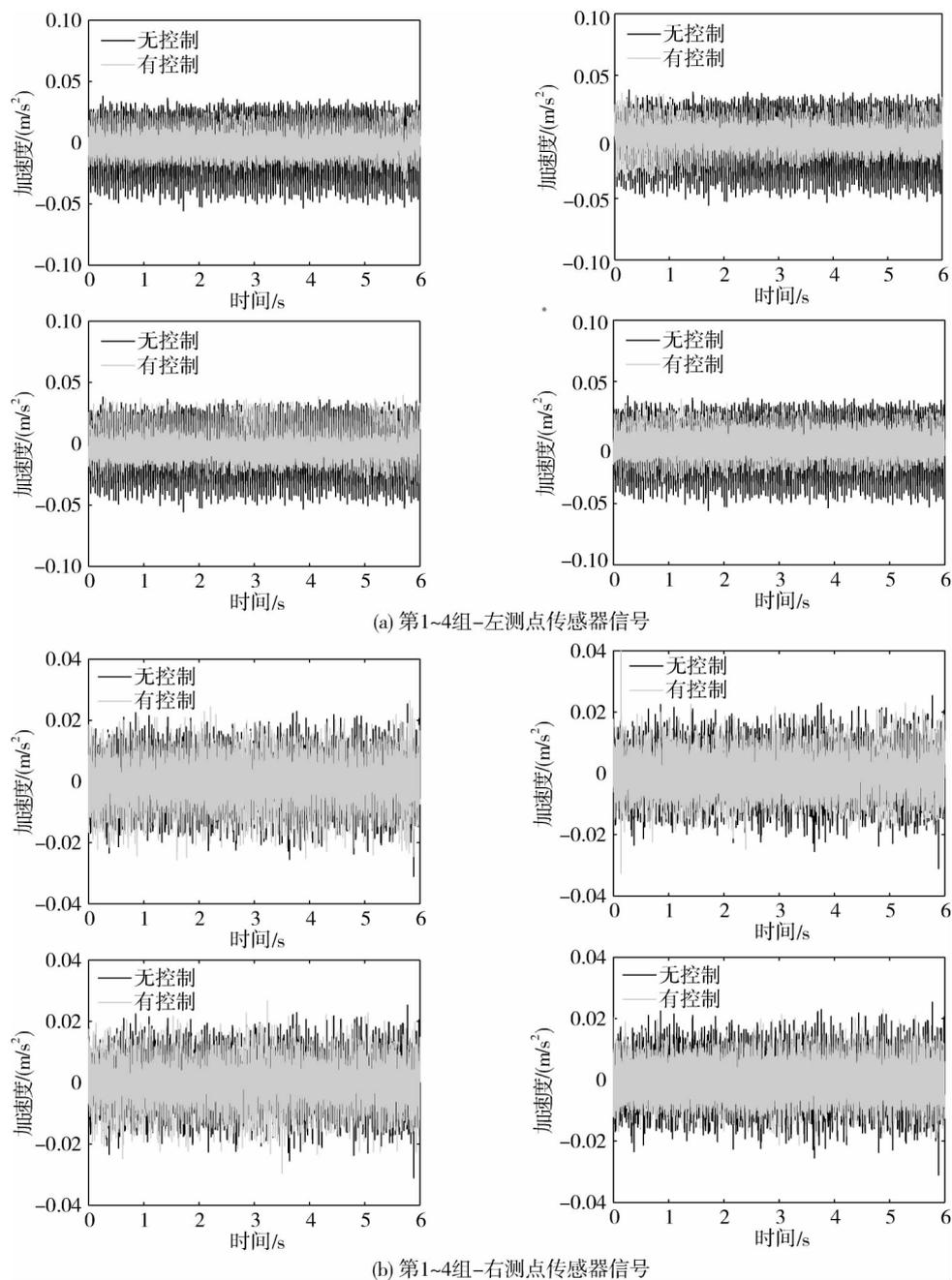


图 11 怠速-控制开/关状态下时域信号对比

从图 10 中可以看出:该系统振动得到了有效地抑制,多次重复试验结果也证明了控制系统的稳定性.主动减振本质上是能量的抵消,所以选择统计加速度均方根进行对比,分别计算 4 组试验结果的全程加速度均方根值并取算术平均值.时域下控制开、关对比,左测误差传感器处的全程加速度均方根值由 $1.177 4 \text{ m/s}^2$ 下降到 $0.111 7 \text{ m/s}^2$,下降幅度为 90.51%;右测误差传感器处的全程加速度均方根值由 $0.263 1 \text{ m/s}^2$ 下降到 $0.057 6 \text{ m/s}^2$,下降幅度为 78.11%,与仿真效果相符.

怠速工况下的时域信号对比如图 11 所示.可以看出左侧悬置未控制时振动较大,所以控制效果会更加明显,右侧本来振动就较小,所以减振效果不会很明显,但也没有放大.

对所采集转速定置上升工况下控制开、关的误差传感器信号做傅里叶分析,结果如图 12 所示,在 23~180 Hz 范围内振动幅值明显降低,这验证了算法的有效性与可靠性.由于试验中次级通道辨识结果具有一定误差,每次试验时转速上升速度也无法完全一致,因此试验结果相比于仿真结果会有一定差别.

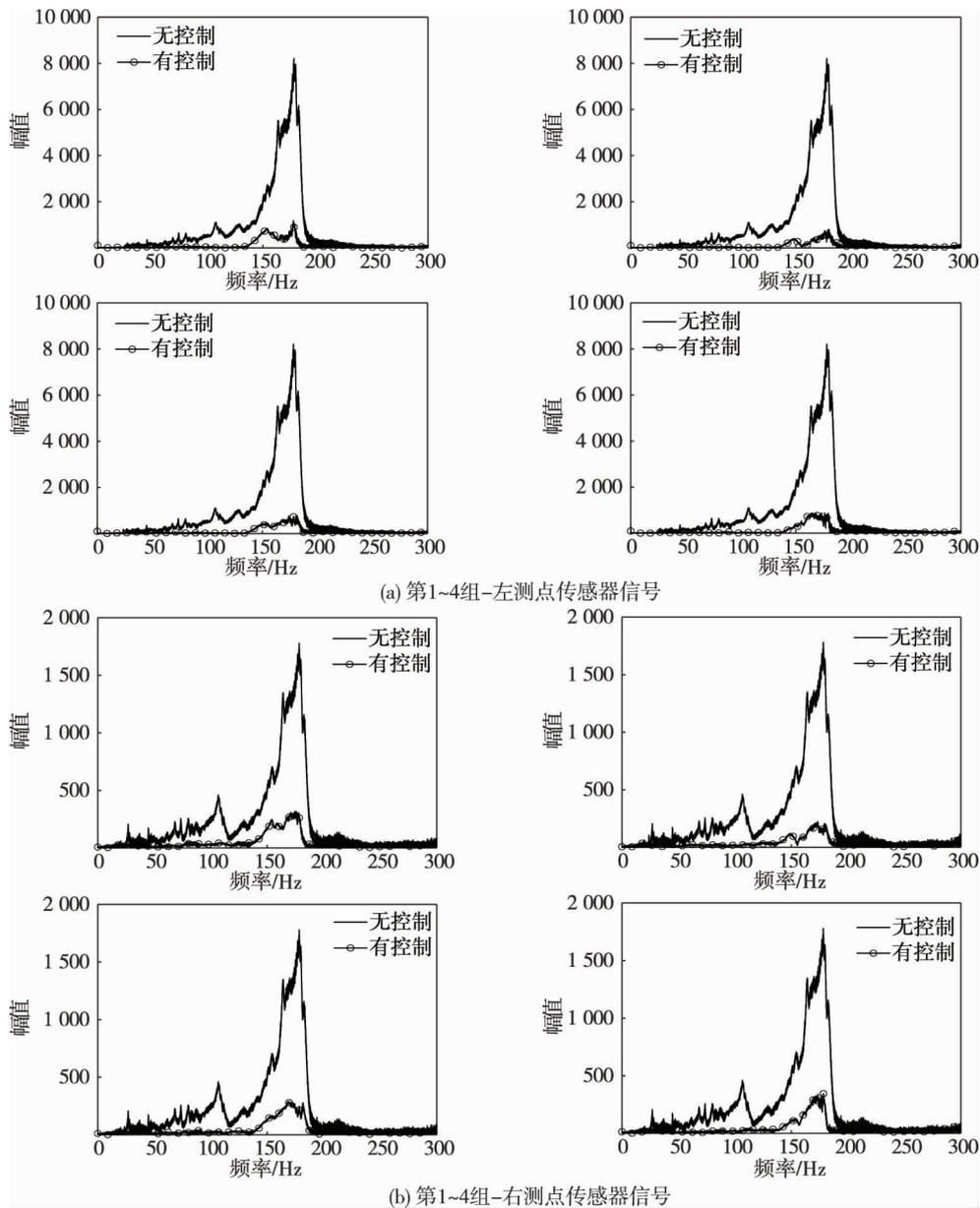


图 12 定置上升-控制开/关状态下频域信号对比

因为多通道陷波控制系统是基于 FxLMS 和白噪声次级通道辨识法的基础优化而来,所以对两者进行了试验对比.选取 1 组怠速试验结果与 FxLMS 方法结果在频域对比,结果如图 13 所示,怠速工况下,2 阶振动频率左测点降低了约 20.29 dB,相比基础 FxLMS 算法约有 8.21 dB 的优势;右测点降低了约 13.43 dB,相比 FxLMS 算法约有 8.03 dB 的优势.

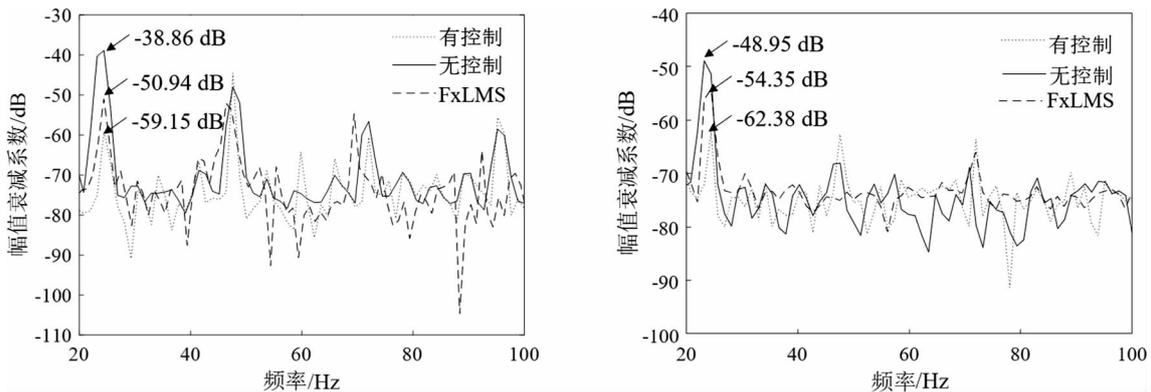


图 13 怠速-控制开/关状态下频域信号对比

5 结论

1)设计的多通道陷波 FxLMS 控制系统在怠速工况下,左、右测点 2 阶振动频率的峰值点降低了约 20.29和 13.43 dB,且对比传统的 FxLMS 算法具有约 8 dB 的优势,其他频率段未见明显放大,效果明显。

2)设计的多通道陷波 FxLMS 控制系统在发动机转速定置上升工况下,对比控制开、关前后的加速度信号,全程加速度均方根值下降幅度分别为 90.51%和 78.11%。

3)设计的多通道陷波控制系统和改进的陷波次级通道辨识算法可以有效应用于工程,对该类技术的工程化具有积极效果。

参考文献:

- [1] KIM S H, PARK U H, KIM J H. Voice Coil Actuated (VCA) engine mount for vibration reduction in automobile[J]. International Journal of Automotive Technology, 2020, 21(3): 771-777.
- [2] DAO D N, GUO L X. New hybrid SPEA/R-deep learning to predict optimization parameters of cascade FOPID controller according engine speed in powertrain mount system control of half-car dynamic model[J]. Journal of Intelligent & Fuzzy Systems, 2020, 39(1): 53-68.
- [3] CHANG K J, PARK D C, LEE Y S. Active Noise Control Using a Body-Mounted Vibration Actuator to Enhance the Interior Sound of Vehicle[J]. International Journal of Automotive Technology, 2022, 23(2): 327-333.
- [4] YÜCESAN A, MUGAN A. Development and control of an active torsional vibration damper for vehicle powertrains[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2021, 235(3): 452-464.
- [5] KANG M S. FxLMS Algorithm for Active Vibration Control of Structure By Using Inertial Damper with Displacement Constraint [J]. Journal of the Korea Institute of Military Science and Technology, 2021, 24(5): 545-557.
- [6] BAEK J, LEE C, YOO J, et al. Design of Filter Length of Order Filter and Its Application to Filtered-X Algorithm for Active Noise Cancellation of Interior Noise Inside an Excavator Cabin[J]. International Journal of Automotive Technology, 2022, 23(5): 1269-1283.
- [7] CHENG Y, GE P, CHEN S, et al. A novel multi-gradient direction FxLMS algorithm with output constraint for active noise control[C]//INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings. Institute of Noise Control Engineering, 2022, 264(1): 951-962.
- [8] HILLIS A J. Multi-input multi-output control of an automotive active engine mounting system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2011, 225(11): 1492-1504.
- [9] FAN R L, WANG P, HAN C, et al. Summarisation, simulation and comparison of nine control algorithms for an active control mount with an oscillating coil actuator[J]. Algorithms, 2021, 14(9): 256.
- [10] YANG Q, MA Z, ZHOU R. A Two-DOF Active-Passive Hybrid Vibration Isolator Based on Multi-Line Spectrum Adaptive Control[J]. Machines, 2022, 10(10): 825.
- [11] ATZRODT H, GRIMM A J, STEINKAMP U, et al. Ganzheitliche Simulation aktiver NVH-Systeme im Fahrzeug[J]. Lightweight Design, 2019, 12(5): 68-75.
- [12] 梁天也.基于自适应控制的动力总成主动悬置研究[J].青岛大学学报(工程技术版),2022,37(3):39-44.
- [13] 付江华,王恒,陈哲明,等.电磁式主动悬置系统分目标控制研究[J].重庆理工大学学报(自然科学),2020,34(7): 10-18.
- [14] FARHANG B.自适应滤波器原理及 Matlab 仿真应用[M].北京:机械工业出版社,2020.
- [15] 俞翔,张庆伟,杨理华.基于次级通道在线辨识变步长主动隔振控制算法研究[J].海军工程大学学报,2021,33(3): 20-26.
- [16] 潘道远,高清振,李宽路,等.汽车发动机悬置系统与悬架系统集成控制研究[J].机械设计与制造,2022(8):12-17.