

电磁液压主被动复合隔振器动力学特性及 算法研究

张庆伟^{1,2}, 俞翔³, 闫政涛⁴, 杨理华^{5,6}

(1. 海军工程大学动力工程学院, 湖北 武汉 430033; 2. 海军航空大学岸防兵学院, 山东 烟台 264001;

3. 海军工程大学舰船与海洋学院, 湖北 武汉 430033; 4. 江汉大学智能制造学院, 湖北 武汉 430056;

5. 海军潜艇学院动力操纵系, 山东 青岛 266199; 6. 中国科学院声学研究所噪声与振动重点实验室, 北京 100190)

摘要: 针对舰船机械设备存在的低频线谱振动, 设计了一种电磁作动器与液压悬置结构有效并联的电磁液压主被动复合隔振器。该复合隔振器利用电磁作动器输出力抑制低频线谱振动, 液压悬置结构隔离宽频振动且实现了对电磁力的有效放大, 具有占用空间小、承载能力大、输出力大等优点。对主被动复合隔振器电磁和液压悬置部分进行了建模分析, 提出了考虑通道耦合振动的分布式多通道修正解耦算法, 保证了滤波器权系数正确收敛。开展了多线谱激励的多通道主被动隔振控制实验, 结果表明该主被动复合隔振器对 3 根线谱取得平均 35.12, 39.51 和 38.35 dB 的衰减, 控制效果显著。

关键词: 主被动复合隔振器; 电磁作动器; 液压悬置结构; 修正解耦算法; 多通道多线谱

中图分类号: O328; U661.44 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2022)02-0417-09

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2022.02.017

引言

隔振是降低舰船机械设备振动传递的有效途径, 是提高舰船声隐身性能的重要手段^[1]。双层隔振^[2]、浮筏隔振^[3]在中高频段表现较好, 但无法满足舰船机械设备低频振动隔离要求。主动隔振通过附加力源可有效抑制低频振动^[4], 但存在耗能较大、承载能力较弱等问题。主被动一体化隔振技术综合了主动和被动隔振的技术优势, 具有更为广泛的应用前景。

当前, 主被动一体化隔振技术在如何实现主动与被动隔振的有效结合, 实现较大输出力、较大承载力等方面仍需进一步开展研究^[5-6]。Zhang 等^[7]设计了一种以主动压电式作动器和橡胶被动隔振器相结合的复合隔振器, 结构紧凑可靠性高, 实现了共振频率振幅明显降低。Zhang 等^[8]设计了一种基于麦克斯韦法向应力的负刚度电磁作动器, 可以提高静刚度下的低频隔振效果。Fu 等^[9]设计了一种磁流变弹性体隔振器和压电堆相结合的半主动混合隔振器。Wang 等^[10]设计了一种具有流体阻尼的金属波纹管 and 电磁作动器相结合的复合隔振器, 可以有效隔离 5~200 Hz 的微小振动。但以上隔振器难以满足对重量大、振动剧烈的船用机械设备隔振。

同时在实现多通道主动隔振时, 传统的集中式和分布式算法在算法收敛速度和稳定性上均不能有效解决^[11-12]。安峰岩等^[13]通过将分散控制矩阵参与到权系数更新过程, 对内部参数进行优化, 使其接近次级通道对角矩阵从而获得解耦, 但收敛性能有所降低。张培军等^[14]引入了代价调整因子来保证解耦算法的收敛性, 但在针对多线谱时稳定性较差。刘锐^[15]根据作动器间的相互干扰提出了抑制交叉扰动的多通道算法, 但仅限于两通道系统耦合振动。

在此基础上, 本文设计了一种电磁液压主被动复合隔振器。对该主被动复合隔振器进行了建模与分析, 提出了考虑通道耦合振动的分布式多通道修正解耦算法。搭建了多通道主被动隔振控制实验平台, 并开展了实验研究, 结果表明被动隔振对 111 Hz 线谱取得平均 18.35 dB 的衰减, 主动隔振对 37, 59, 111 Hz 线谱取得平均 35.12, 39.51 和 20 dB 的衰减, 控制效果较好。

1 主被动复合隔振器

电磁液压主被动复合隔振器由电磁作动器和橡胶液压悬置结构通过定子-解耦膜装配体有效集成, 占用空间小, 其结构示意图如图 1 所示。在低频范围电磁作动器通过输出电磁力抵消线谱振动, 在中

收稿日期: 2020-07-30; 修订日期: 2021-01-21

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51679245, 51909267); 山东省自然科学基金资助项目(ZR2019QEE031)。

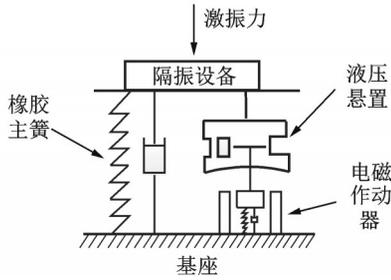


图1 主被动复合隔振器结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of active and passive compound vibration isolator

高频段橡胶液压悬置结构具有较低的动刚度,可以有效隔离宽频振动,且实现了对电磁力的有效放大,综合了主被动一体化隔振的优势。

1.1 电磁作动器

电磁器由定子铁芯、线圈、永磁体、定子铁芯、簧片和定子芯轴等组成。其结构图如图2所示。

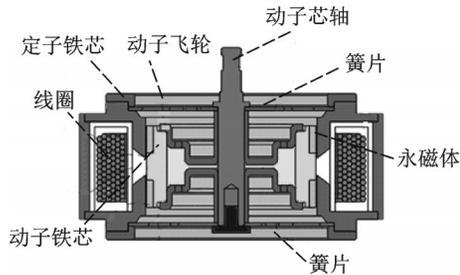


图2 电磁作动器结构图

Fig. 2 Electromagnetic actuator structure diagram

线圈通交变电流产生交变磁场与永磁体相互作用输出电磁力。由文献[16]得到输出力表达式:

$$F_e(j\omega) = \frac{2\pi B_r N I}{\mu_0} \cdot \frac{h a_{gap} (\omega_{pm} + a_{gap})}{h (\omega_{pm} + a_{gap}) a_{gap} l} \cdot \frac{1}{(1 - \alpha_{leak}) a_{gap} (d_{mov} + a_{gap})} = \frac{2h a_{gap} (\omega_{pm} + a_{gap})}{h (\omega_{pm} + a_{gap}) a_{gap} l} + \frac{\pi d_{mov} h [R_{AC}(j\omega) + R_{mov}(j\omega)]}{K(j\omega) I} \quad (1)$$

式中 B_r 为永磁体剩余磁通密度, μ_0 为空气磁导率, I 为电流, α_{leak} 为漏磁系数, a_{gap} 为气隙宽度, h 为气隙高度, l 为永磁体高度, d_{mov} 为动子外径, ω_{pm} 为永磁体磁阻, $R_{AC}(j\omega)$ 为交流磁路磁阻, $R_{mov}(j\omega)$ 为永磁体磁阻。由式(1)可得电磁出力与电流保持线性关系。

基于 COMSOL Multiphysics 中磁场 (mf) 接口对作动器磁路结构进行磁场仿真。模型主要参数设置情况如表 1 所列,得到仿真结果如图 3 所示,色谱表示磁通大小,线上箭头表示磁路方向。

对结果进行后处理,研究电磁力和电流、频率关系,得到结果如图 4 和 5 所示,仿真结果符合理论定性分析,电磁出力与电流保持线性关系。在不同

表 1 磁路模型主要参数设置

Tab. 1 Main parameter settings of magnetic circuit model

参数	符号	数值	单位
永磁体剩余磁通	B_r	0.98	T
线圈导线直径	d_{coil}	1.5	mm
气隙	a_{gap}	0:0.1:0.5	mm
动子外径	d_{mov}	50	mm
线圈导线电导率	σ	6×10^7	S/m
永磁体高	l	10	mm
线圈匝数	N	70	
永磁体厚度	w_{pm}	3	mm

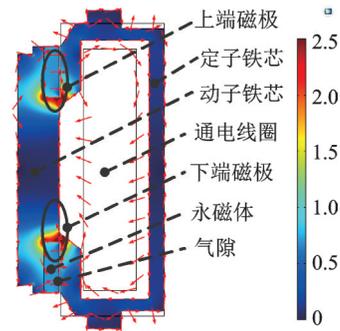


图3 电磁作动器磁路设计图

Fig. 3 Design diagram of magnetic circuit of electromagnetic actuator

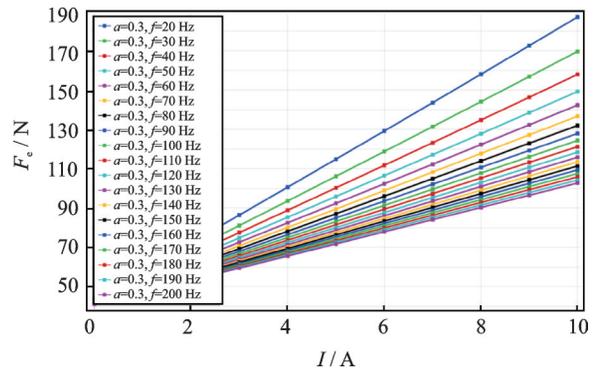


图4 电磁作动器输出力随电流变化关系

Fig. 4 The relationship between the output force of the electromagnetic actuator and the current

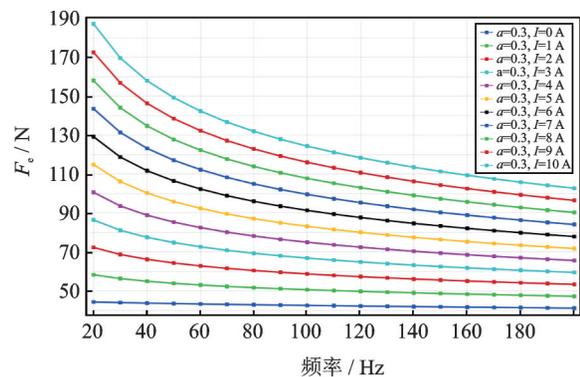


图5 电磁作动器输出力随频率变化关系

Fig. 5 The relationship between the output force of the electromagnetic actuator and the frequency

电流激励下,电磁输出力在高频处趋于稳定,表明磁场已达到饱和状态。

进一步绘制归一化动态力放大系数(电磁力/频率)曲线如图6所示,得出归一化动态力放大系数呈指数函数衰减。线圈通入交变电流产生交变磁场,磁通量的改变产生感应电动势和感应电流即涡流效应,可通过涂绝缘漆或改变涡流电阻降低铁损。

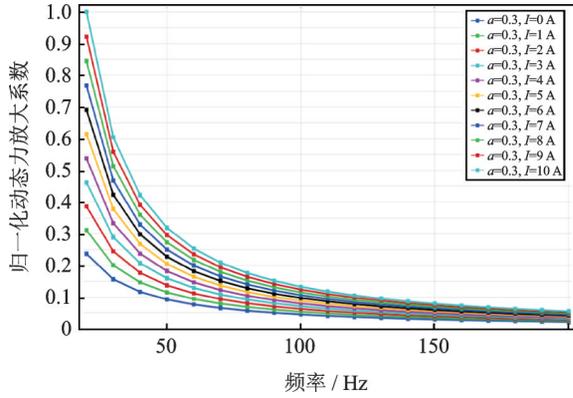


图6 归一化动态力放大系数随频率变化曲线

Fig. 6 Normalized dynamic force amplification factor with frequency change curve

1.2 液压悬置结构

采用如图7所示橡胶主簧与液压部分并联结构,液压部分分上下液室。当受到低频激励时,上、

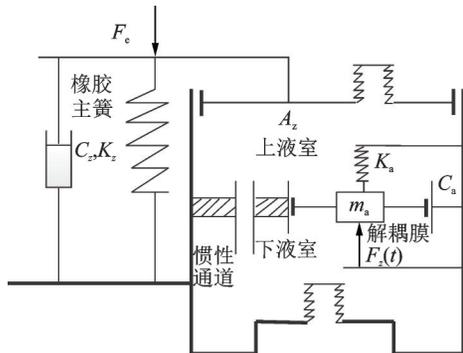


图7 橡胶液压悬置理论模型

Fig. 7 Theoretical model of rubber hydraulic mount

下液室在惯性通道内不断流动来消耗振动能量。当受到高频激励时,惯性通道阻尼较大,需要施加主动控制力来驱动解耦膜,解耦膜的运动使上、下液室流动,降低了系统的动刚度,防止动态硬化。同时将解耦膜有效面积设计为主簧有效面积的一半,实现液压悬置结构对电磁力的有效放大。

低频激励下主簧作用于上液室,上、下液室压差使得液体在惯性通道流动,对其建立方程:

$$p_u(t) - p_d(t) = I_i \dot{Q}_i(t) + R_i Q_i(t) \quad (2)$$

式中 $p_u(t), p_d(t)$ 表示上、下液室压强; $Q_i(t)$ 表示惯性通道内流量; I_i 表示惯性通道液感,液感表征了流体状态所拥有的惯性, R_i 表示液阻。同时对上、下液室单独分析,得到方程:

$$\begin{cases} \dot{x}_a(t) A_a - Q_i(t) - \dot{x}_a(t) A_z = C_u \dot{p}_u(t) \\ Q_i(t) - \dot{x}_a(t) A_a = C_d \dot{p}_d(t) \end{cases} \quad (3)$$

式中 $x_a(t)$ 为解耦膜位移; A_a 表示解耦膜有效面积; C_u, C_d 分别为上、下液室等效体积刚度。对于主动液压悬置结构,解耦膜与电磁作动器动子部分相连,对其装配整体进行流体动力学分析:

$$F_z(t) - A_a [p_u(t) - p_d(t)] - K_a x_a(t) -$$

$$C_a \dot{x}_a(t) = m_a \ddot{x}_a(t) \quad (4)$$

式中 $F_z(t)$ 表示主动控制输出力, K_a 表示装配体刚度, C_a 表示解耦膜液阻, m_a 表示装配体质量。施加激励传递到基座的振动力可以表示为:

$$K_z x_z(t) + C_z \dot{x}_z(t) - F_z(t) + K_a x_a(t) +$$

$$C_a \dot{x}_a(t) - (A_z - A_a) p_u(t) = F_1(t) \quad (5)$$

式中 K_z, C_z 分别表示主簧刚度和阻尼; A_z 表示主簧有效截面积; $x_z(t)$ 为主簧位移; $F_1(t)$ 为基座传递力。最后对载荷建立方程:

$$F_c(t) + p_u(t) A_z - K_z x_z(t) -$$

$$C_z \dot{x}_z(t) = m_{load} \ddot{x}_z(t) \quad (6)$$

式中 m_{load} 为负载质量。

由以上分析,主动液压悬置结构可以看作 $F_c(t)$ 与 $F_z(t)$ 输入和 $F_1(t)$ 输出的双输入单输出系统。将式(2)~(6)联立,进行拉普拉斯变换,得到:

$$\begin{pmatrix} 0 & -I_i S - R_i & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ (A_a - A_z) S & -1 & 0 & C_u S & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -A_a S & 1 & 0 & 0 & C_d S & 0 & 0 & 0 \\ -(m_a S^2 + C_a S + K_a) & 0 & 0 & -A_a & A_a & 0 & 0 & 1 \\ C_a S + K_a & 0 & C_z S + K_z & -(A_z - A_a) & 0 & -1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & -(m_{load} S^2 + C_z S + K_z) & A_z & 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_a(s) \\ Q_i(s) \\ X_z(s) \\ P_u(s) \\ P_d(s) \\ F_1(s) \\ F_c(s) \\ F_z(s) \end{pmatrix} = 0 \quad (7)$$

对式(7)系数矩阵行化简,可以求得:

$$F_1(s) = T_{trans}(s) \cdot (F_c(s), F_z(s))^T \quad (8)$$

由式(8)可知,基座传递力 $F_1(t)$ 是关于主动控

制力 $F_z(t)$ 和激励力 $F_c(t)$ 的函数,通过主动液压悬置结构对 $F_z(t)$ 的放大可有效抵消 $F_c(t)$ 传递到基座的力。经过调整迭代得到液压悬置结构各参数设

置如表2所列。对液压悬置结构性能进行测试,得到其传递函数和动态力放大系数(基座传递力/主动控制力)曲线,如图8和9所示。

表2 模型主要参数设置情况

Tab. 2 Main parameter settings of the model

参数	符号	数值	单位
主簧有效截面积	A_z	0.00218	m^2
解耦膜有效面积	A_a	0.00065	m^2
装配体质量	m_a	0.385	kg
上液室等效体积柔量	C_u	3.344×10^{-12}	m^2/Pa
下液室等效体积柔量	C_d	1.438×10^{-10}	m^2/Pa
惯性通道液感	I_i	4.946×10^7	$(\text{N} \cdot \text{s}^2)/\text{m}$
惯性通道液阻	R_i	0.535	$(\text{N} \cdot \text{s})/\text{m}$
装配体刚度	K_a	1.0482×10^5	N/m
解耦膜液阻	C_a	958.05	$(\text{N} \cdot \text{s})/\text{m}$
橡胶刚度	K_z	3.026×10^6	N/m

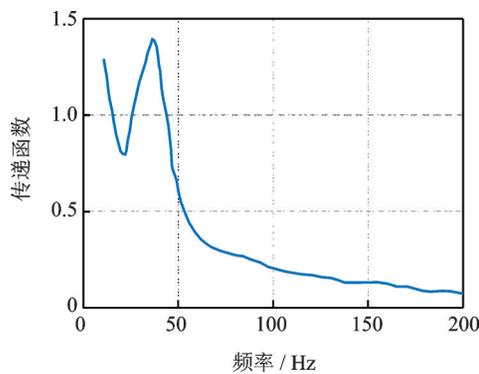


图8 传递函数测试曲线

Fig. 8 Test curve of transmission coefficient

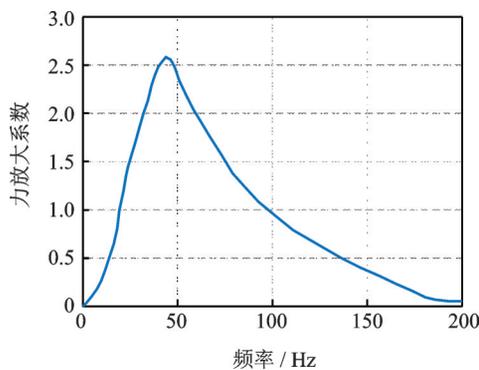


图9 动态力放大系数测试曲线

Fig. 9 Test curve of dynamic force amplification factor

传递函数描述了施加在载荷的激振力到基座振动力的衰减,表征了系统被动隔振效果。可见在48 Hz以后函数值小于1,说明了系统在中高频段的隔振效果较好,且整体传递系数保持在1.4以下。动态力放大系数表征了液压悬置结构对主动控制力的放大作用,数值越大表明效果越强,在相同出力下对电磁作动器输入更小的电流。在20~100 Hz频

域区间,液压悬置部分对电磁力起到了放大作用,在50 Hz左右达到峰值,放大近2.5倍。

2 分布式修正解耦算法

传统分布式多通道算法实现了系统全解耦,降低了计算量。但采集的误差信号是各作动器共同作用的结果,忽略通道之间的干扰会影响自适应滤波器的正确迭代方向。因此提出修正解耦策略,考虑通道间相互干扰。图10以 2×2 控制系统为例表示分布式多通道修正解耦算法。下面在 $J \times K$ 控制结构推导。

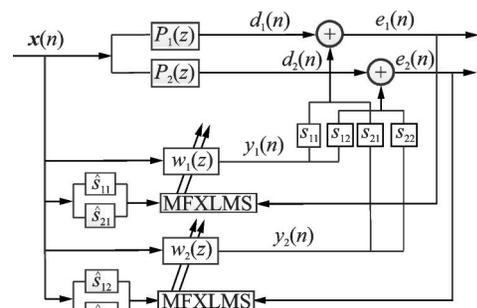


图10 分布式多通道修正解耦算法

Fig. 10 Distributed multi-channel modified decoupling algorithm

参考传感器按照一定采样频率得到参考信号为:

$$x(n) = [x(n), x(n-1), \dots, x(n-L+1)]^T \quad (9)$$

设第 j 个主动控制滤波器权系数为:

$$w(n) = [w(n), w(n-1), \dots, w(n-L+1)]^T \quad (10)$$

则该控制器输出信号为:

$$y_j(n) = w^T(n)x(n) \quad (11)$$

输出信号 $y_j(n)$ 经第 j 个次级作动器与第 k 个误差传感器之间次级通道 $s_{jk}(n)$ 滤波后信号表示为:

$$y'_{jk}(n) = s_{jk}^T(n)y_j(n) \quad (12)$$

式中 $s_{jk}(n) = [s_{jk}(n), s_{jk}(n-1), \dots, s_{jk}(n-M+1)]^T$, 次级通道传递函数矩阵为:

$$S(n) = \begin{bmatrix} s_{11}(n) & s_{12}(n) & \dots & s_{1K}(n) \\ s_{21}(n) & s_{22}(n) & \dots & s_{2K}(n) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ s_{J1}(n) & s_{J2}(n) & \dots & s_{JK}(n) \end{bmatrix} \quad (13)$$

得到第 k 个误差传感器采集误差信号为:

$$e_k(n) = d_k(n) + \sum_{j=1}^J y'_{jk} = d_k(n) + \sum_{j=1}^J s_{jk}^T y_j \quad (14)$$

表示各作动器输出力抵消干扰后的残余误差信号。在实际情况次级通道传递特性并不所知,采用长度为 M 的横向FIR滤波器进行辨识。结果为:

$$\hat{S}(n) = \begin{bmatrix} \hat{s}_{11}(n) & \hat{s}_{12}(n) & \cdots & \hat{s}_{1K}(n) \\ \hat{s}_{21}(n) & \hat{s}_{22}(n) & \cdots & \hat{s}_{2K}(n) \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ \hat{s}_{j1}(n) & \hat{s}_{j2}(n) & \cdots & \hat{s}_{jK}(n) \end{bmatrix} \quad (15)$$

对次级通道函数进行修正:

$$\hat{s}_n(n) = \hat{s}_{nn}(n) + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq n}}^J \hat{s}_{jn}(n) \quad (16)$$

根据最小均方算法,设定目标函数为:

$$J_k(n) = E[e_k^2(n)] = E[e_k^T(n)e_k(n)] \quad (17)$$

根据沿梯度方向收敛最快原则,对 $J_k(n)$ 关于 $w(n)$ 求导:

$$\nabla(n) = \frac{\partial J_k(n)}{\partial w_j} = 2e_k(n)\hat{r}_n(n) \quad (18)$$

式中 $\hat{r}_n(n) = \hat{s}_n^T(n)x(n)$,得出第 j 个主动控制滤波器权系数迭代公式为:

$$w_j(n+1) = w_j(n) - 2\mu_j e_k(n)\hat{r}_n(n) \quad (19)$$

收敛系数 μ_j 与滤波器长度和参考信号功率相关。在工程中,旋转往复式机械的激振频率 ω 可能在一定范围内波动,为使算法收敛稳定性不受其影响,对收敛系数采取归一化处理。得到归一化的权系数迭代公式为:

$$w_j(n+1) = w_j(n) - \frac{2\mu_0}{x^T(n)x(n) + eps} e_k(n)\hat{r}_n(n) \quad (20)$$

式中 μ_0 为固定值($0 < \mu_0 < 1$), eps 为较小值。修正解耦算法考虑了各通道间耦合,以保证滤波器权系数向正确方向收敛。引入矩阵论圆盘定理:对于矩阵 A 中的任意特征值 λ 均位于以对角元素为圆心,非对角元素模的和为半径的圆内,即:

$$|\lambda - a_{ii}| \leq \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^J |a_{ij}| \quad (21)$$

由此得到保证算法收敛的充分条件:

$$\hat{s}_{ii} > \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^J |\hat{s}_{ij}| \quad (22)$$

即 $\hat{S}(n)$ 对角线元素模大于该元素所在行非对角线元素模的和。

3 多通道主被动隔振实验

3.1 实验装置与设备

为验证主被动复合隔振器的性能和分布式修正解耦算法的有效性,以NI LabVIEW图形化编程语言进行算法开发,结合NIPXI实时控制系统搭建了主被动隔振实验平台,以激振器作为控制对象,以电

磁液压复合隔振器作为执行机构,以分布式修正解耦算法作为控制律,开展了多通道多线谱激励实验,实验模型如图11所示。激振器通过螺栓与上层质量连接,上层质量和中间质量之间通过主被动复合隔振器连接,前后各安装2个(共4个)。中间质量和基座之间通过被动隔振器连接。激振器上安装1个加速度传感器,采集主动控制参考信号。上层质量4个主被动复合隔振器对应位置各安装1个加速度传感器,采集初级振动信号。在中间质量上4个主被动复合隔振器旁也各安装1个加速度传感器,用来采集对应的残余振动信号,作为控制算法的误差信号。按逆时针方向设置4个测点。

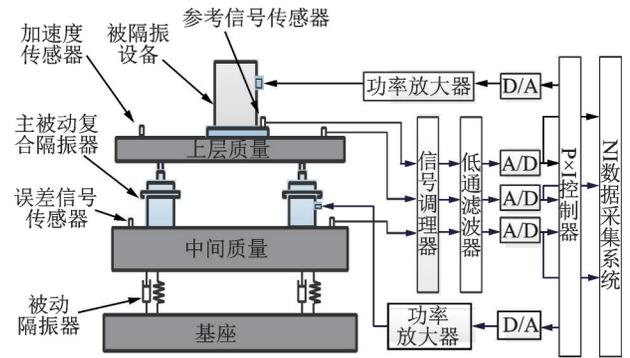


图11 多通道主被动隔振实验平台模型

Fig. 11 Active and passive hybrid vibration isolation experimental platform model

信号发生模块产生激励信号,经伺服驱动器至激振器产生初始振动干扰。加速度传感器采集参考信号、上层初级信号和中层误差信号,经PXI 4498 AD采集板卡进入PXI 8840自适应控制器。控制器根据分布式修正解耦算法输出控制信号,经6733DA输出板卡进入伺服驱动器,伺服驱动器产生电流信号,驱动复合隔振器的电磁作动器输出电磁力,驱动解耦膜使得上下液室油液运动,产生次级作用力来抑制初级振动。上位机通过数据通信线与PXIe-1062Q机箱相连,将算法程序配置到下位机,控制算法的运行。PXI-1042Q控制激振器的运行及振动信号的采集,以便实时监测及后期处理。实验平台如图12所示。

采用激振器激励方式对隔振实验平台进行模态频率测试,以纯随机激励信号作为系统输入,以中层加速度传感器测得信号作为输出响应,经3次平均测量得到频响函数(Frequency Response Function, FRF)。得到隔振系统的各阶固有频率如表3所示。

以隔振系统第2,3,6阶固有频率37,59,111 Hz作为干扰频率,分析主被动隔振效果。电磁激振器及附加500 kg上层质量,用来模拟柴油发电机。在实验前先对系统次级通道进行离线辨识,利用20~

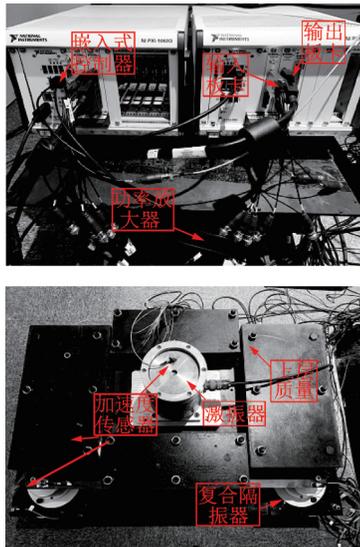


图12 4×4通道主动隔振实验配置图

Fig.12 4×4 channel active vibration isolation experiment configuration diagram

200 Hz白噪声依次激励4个作动器,采用横向FIR滤波器作为辨识模型,长度为200阶。通过LMS算法不断更新其权系数逼近次级通道真实传递函数,幅值曲线趋于平稳后辨识结束,得到次级通道矩阵并将其写入下位机。

表3 隔振系统各阶模态频率

Tab.3 Mode frequency of vibration isolation system

模态阶数	频率/Hz	模态阶数	频率/Hz
1	17.8	6	111.3
2	37.2	7	119.5
3	59.3	8	136.9
4	75.4	9	148
5	105.6	10	167

3.2 实验结果

由信号发生器产生37,59,111 Hz多频谐波信号叠加信噪比20 dB的高斯噪声作为参考输入信号。控制滤波器长度均为300阶。算法迭代步长各调整至其最佳值,在实验前期对各通道作动器单独测试得出。采样频率设定为10 kHz,即满足采样定理,又保证对信号的实时跟踪。针对AD板卡采集信号存在的50和100 Hz工频干扰,在实验中设计巴特沃斯带阻滤波器进行滤波。测得上层加速度信号为初级振动信号。中层加速度信号为残余振动信号,开启控制前后即为被动隔振和主被动隔振效果。各测点控制效果如图13~16所示。

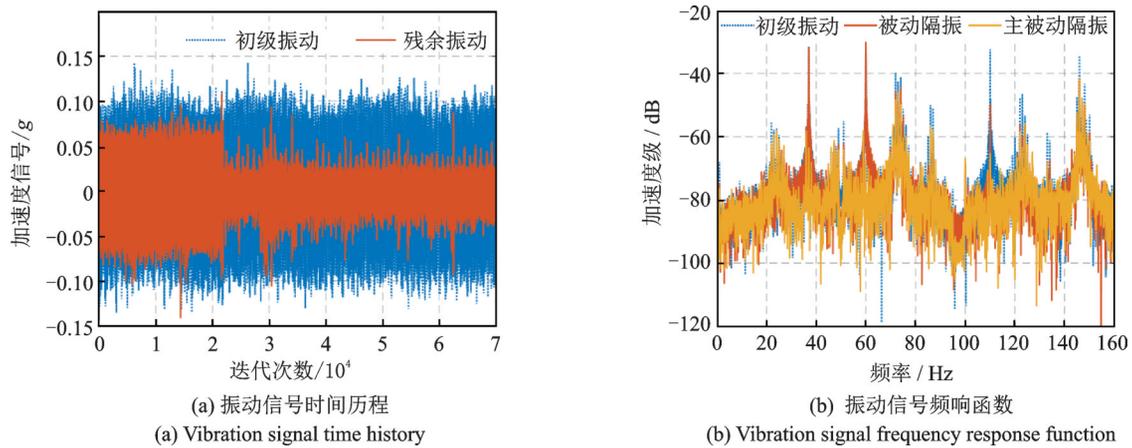


图13 1[#]测点主被动隔振效果

Fig.13 Active and passive vibration isolation effect of No. 1 measuring point

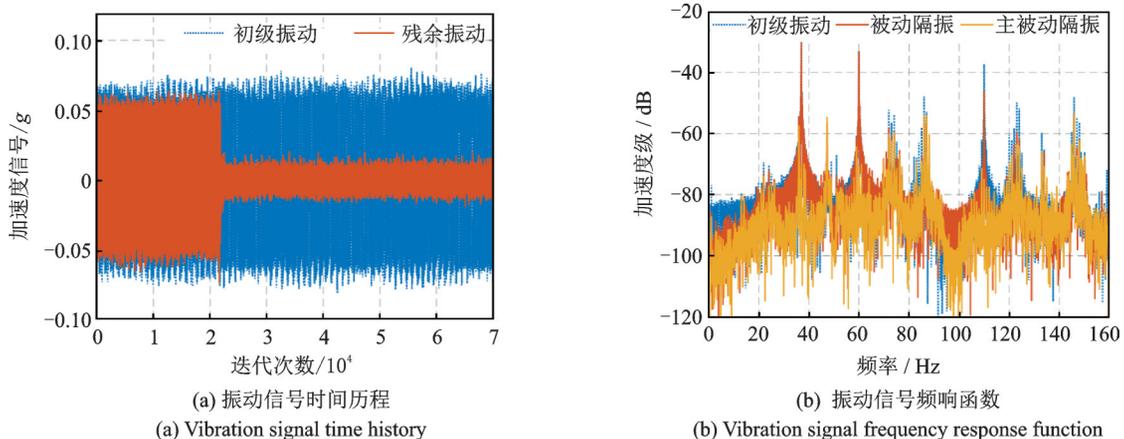
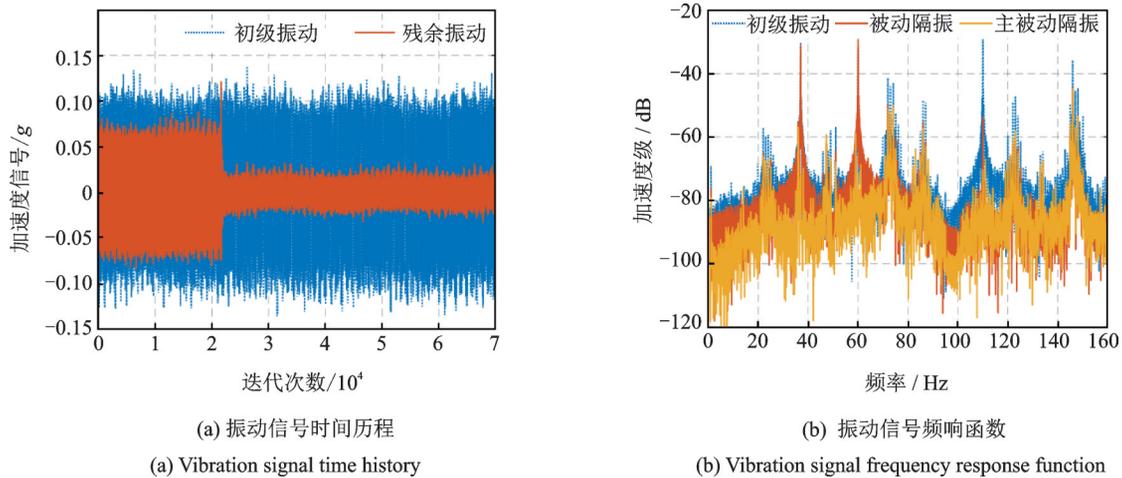


图14 2[#]测点主被动隔振效果

Fig.14 Active and passive vibration isolation effect of No. 2 measuring point

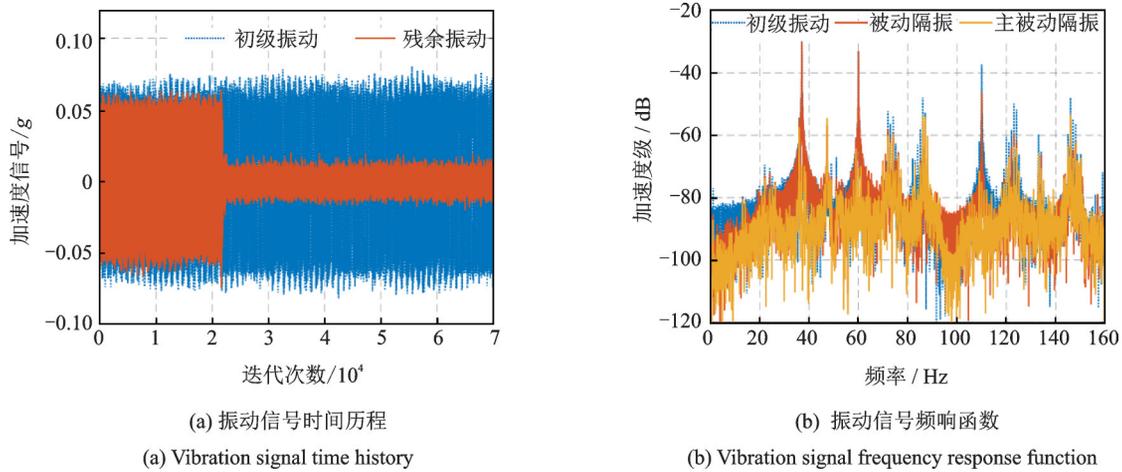


(a) Vibration signal time history

(b) Vibration signal frequency response function

图 15 3[#]测点主被动隔振效果

Fig. 15 Active and passive vibration isolation effect of No. 3 measuring point



(a) Vibration signal time history

(b) Vibration signal frequency response function

图 16 4[#]测点主被动隔振效果

Fig. 16 Active and passive vibration isolation effect of No. 4 measuring point

由图 13~16 可知,时域上,在开启控制前被动隔振取得一定效果,实现平均 20% 幅值衰减。在开启控制后主被动隔振取得平均 85% 幅值衰减,控制效果较好。频域上,被动隔振在低频段对 37, 59 Hz 线谱基本无控制效果,在高频段对 111 Hz 线谱各测点分别取得 16.64, 8.88, 24.49, 23.39 dB 幅值衰减,控制效果较好。在施加主动控制力后,对 37 Hz 线谱取得 32.19, 39.67, 41.76 和 27 dB 的衰减;对 59 Hz 线谱取得 37.43, 37.44, 42.11 和

41.07 dB 的衰减;对 111 Hz 线谱在被动隔振基础上继续衰减 16.36, 28.76, 29.18 和 6 dB。各测点线谱具体衰减情况如表 4 所列,被动隔振对 111 Hz 线谱取得平均 18.35 dB 的衰减,主动隔振对 3 根线谱取得平均 35.12, 39.51 和 20 dB 的衰减,隔振控制效果显著。通过开展 3 线谱主被动隔振实验,实现了 4 测点振动的有效抑制,验证了主被动复合隔振器的可靠性能和所提分布式修正解耦算法的有效性。

表 4 各测点振动线谱衰减情况

Tab. 4 Vibration line spectrum attenuation at each measuring point

测点	线谱/Hz	未控制的衰减/dB	被动控制的衰减/dB	主被动控制的衰减/dB
1	37/59/111	-31.43/-30.14/-32.34	-31.43/-30.14/-49.8	-63.62/-67.57/-65.32
2	37/59/111	-30.16/-33.2/-37.34	-30.16/-33.2/-46.22	-69.83/-70.64/-74.98
3	37/59/111	-30.16/-29.28/-29.18	-30.16/-29.28/-53.67	-71.92/-71.39/-70.4
4	37/59/111	-29.18/-26.82/-30.27	-29.18/-26.82/-53.66	-56.12/-67.89/-59.49

4 结 论

(1)设计了一种电磁液压主被动复合隔振器,并对其电磁和液压悬置部分进行了建模分析;

(2)提出了考虑通道耦合振动的分布式多通道修正解耦算法,以保证滤波器权系数正确收敛,推导了算法过程并给出充分收敛条件;

(3)开展了多通道主被动隔振实验研究,激励频率为隔振系统平台第2,3,6阶固有频率。结果表明被动隔振对111 Hz线谱取得平均18.35的dB衰减,主动隔振对37,59,111 Hz线谱取得平均35.12,39.51和20 dB的衰减,控制效果显著。

参考文献:

- [1] 朱石坚,楼京俊,何其伟,等. 振动理论与隔振技术[M]. 北京:国防工业出版社,2006.
- [2] 崔明月,刘红钊,屈重年,等. 载荷时变的双层隔振系统自适应滑模控制[J]. 振动工程学报,2017,30(4):610-619.
CUI Mingyue, LIU Hongzhao, QU Chongnian, et al. Adaptive sliding mode control for two-stage vibration isolation system with time-varying loads[J]. Journal of Vibration Engineering, 2017, 30(4):610-619.
- [3] 王真,赵志高,刘芳. 全柔性浮筏隔振系统建模与隔振性能分析[J]. 振动、测试与诊断,2017,37(1):70-75.
WANG Zhen, ZHAO Zhigao, LIU Fang. Modeling and isolation efficiency analysis for global flexible floating raft isolation system[J]. Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis, 2017, 37(1):70-75.
- [4] 杨铁军,石慧,李新辉,等. 一种基于智能减振器的舰船机械设备主动减振系统研究[J]. 振动工程学报,2017,30(2):167-176.
YANG Tiejun, SHI Hui, LI Xinhui, et al. One active isolation system for marine machine based on smart isolator[J]. Journal of Vibration Engineering, 2017, 30(2):167-176.
- [5] 石慧,闫政涛,李赫,等. 主被动一体化隔振装置设计研究[J]. 船舶,2019,178(1):128-135.
SHI Hui, YAN Zhengtao, LI He, et al. Design and research of integrated active and passive vibration isolation device [J]. Ship & Boat, 2019, 178(1):128-135.
- [6] LI Yan, HE Lin, SHUAI Changgeng, et al. Improved hybrid isolator with maglev actuator integrated in air spring for active-passive isolation of ship machinery vibration[J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 407:226-239.
- [7] ZHANG Yang, CHEN Zhaobo, JIAO Yinghou. A hybrid vibration isolator: design, control, and experiments[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2016, 230(17):2982-2995.
- [8] ZHANG Feng, SHAO Shubao, TIAN Zheng, et al. Active-passive hybrid vibration isolation with magnetic negative stiffness isolator based on Maxwell normal stress[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 123:244-263.
- [9] FU Jie, LI Peidong, LIAO Guanyao, et al. Active/semi-active hybrid isolation system with fuzzy switching controller[J]. Journal of Intelligent Material System and Structures, 2018, 29(1):101-115.
- [10] WANG Chaoxin, LI Qiaobo, ZHANG Zhiyi, et al. Simulation and experiment on the performance of a passive/active micro-vibration isolator[C]. The 22nd International Congress on Sound and Vibration, Florence, Italy, 2015.
- [11] 陈克安. 有源噪声控制[M]. 北京:国防工业出版社,2003.
- [12] Elliott S J. Signal Processing for Active Control [M]. London:Academic Press, 2001.
- [13] 安峰岩,孙红灵,李晓东,等. 分散自适应主动控制参数优化方法[J]. 振动工程学报,2013,26(1):48-54.
AN Fengyan, SUN Hongling, LI Xiaodong, et al. Optimization of parameters in decentralized adaptive active control algorithm [J]. Journal of Vibration Engineering, 2013, 26(1):48-54.
- [14] 张培军,何琳,帅长庚,等. 主动隔振系统解耦控制算法仿真与试验研究[J]. 振动与冲击,2013,32(19):192-196.
ZHANG Peijun, HE Lin, SHUAI Changgeng, et al. Simulation and test for a decoupled control algorithm used in an active vibration isolation system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(19):192-196.
- [15] 刘锐. 多通道主动隔振方法研究[D]. 上海:上海交通大学,2013.
- [16] LI Dongyu, HE Qingwei, YAN Zhengtao, et al. Design of a linear electromagnetic actuator for active vibration control (AVC)[C]. 2018 3rd International Conference on Mechanical, Control and Computer Engineering, 2018:21-25.

Dynamic characteristics and algorithm of an electromagnetic-hydraulic active-passive vibration isolator

ZHANG Qing-wei^{1,2}, YU Xiang³, YAN Zheng-tao⁴, YANG Li-hua^{5,6}

(1. College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;

2. College of Coastal Defense, Naval Aviation University, Yantai 264001, China;

3. College of Naval Architecture and Ocean Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;

4. College of Intelligent Manufacturing, Jiangnan University, Wuhan 430056, China;

5. Power Control Department, Navy Submarine Academy, Qingdao 266199, China;

6. Key Laboratory of Noise and Vibration Research, Institute of Acoustics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: Since low-frequency line-spectrum vibration exists in ship mechanical equipment, an electromagnetic-hydraulic active-passive vibration isolator is designed with an electromagnetic actuator and a hydraulic suspension structure. The composite vibration isolator uses the output force of an electromagnetic actuator to suppress low-frequency line-spectrum vibration. The hydraulic suspension structure isolates broadband vibration and enlarges the electromagnetic force. It has the advantages of small footprint, large carrying capacity, and large output force. The electromagnetic part and hydraulic suspension part of the composite vibration isolator are modeled and analyzed, respectively. A distributed multi-channel modified decoupling algorithm is proposed by considering the channel coupling vibration to ensure the convergence of filter weight coefficients. A multi-channel active-passive vibration isolation control experiment with multi-line spectrum excitation has been carried out. The results show that the active-passive composite vibration isolator can achieve an average attenuation of 35.12, 39.51 and 38.35 dB on three line spectra, and the control effect is significant.

Key words: active and passive composite vibration isolator; electromagnetic actuator; hydraulic mounting structure; modified decoupling algorithm; multi-channel multi-line spectrum

作者简介:张庆伟(1994—),男,硕士,助教。电话:13037168161;E-mail: 2923172134@qq.com。

通讯作者:俞翔(1978—),男,工学博士,副教授。E-mail: yuxiang898@sina.com。