

doi: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2024.01.010

馈能式半主动悬架振动自适应最优容错控制*

高翔¹, 张祥¹, 魏东旭¹, 牛军川^{2,3}, 贺磊¹

(1. 山东理工大学机械工程学院, 淄博 255000; 2. 山东大学机械工程学院, 济南 250061;

3. 高效洁净机械制造教育部重点实验室, 济南 250061)

[摘要] 为有效抑制馈能式半主动悬架在不确定因素下的振动, 建立悬架机电耦合动力学模型, 研究悬架能量转换效率随电参数的变化规律; 推导自适应最优容错控制增益, 分别在时域和频域中研究悬架的隔振能力; 通过构建 Lyapunov 方程, 建立悬架自适应最优容错控制策略的鲁棒性能指标, 研究关键参数对鲁棒性能指标的影响规律。研究表明: 电参数对悬架能量转换效率影响显著, 悬架在第2阶固有频率处能量转换效率较高; 所提出的自适应最优容错控制策略能够在时域和频域有效抑制振动, 其隔振能力明显优于被动控制和自供能模式, 控制策略鲁棒性指标受发电模块电感和永磁体外径变化的影响最为显著。

关键词: 悬架系统; 振动半主动控制; 馈能式磁流变阻尼器; 隔振性能; 不确定因素

Adaptive Optimal Fault Tolerant Vibration Control of Semi-active Suspension with Self-powered Characteristics

Gao Xiang¹, Zhang Xiang¹, Wei Dongxu¹, Niu Junchuan^{2,3} & He Lei¹

1. School of Mechanical Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255000;

2. School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061;

3. Key Laboratory of High-efficiency and Clean Mechanical Manufacture (Shandong University), Ministry of Education, Jinan 250061

[Abstract] In order to realize effective vibration mitigation of self-powered semi-active suspension under uncertain factors, the suspension mechanical-electrical coupling dynamic model is established. The influence of electrical parameters on energy conversion efficiency is explored. The adaptive fault tolerant control gain is deduced, and then the vibration isolation capability of the suspension is investigated in time and frequency domain respectively. The robust index of adaptive optimal fault tolerant control algorithm is obtained by constructing Lyapunov equation to study the influence of key parameters on robust index. The results show that the electrical parameters have obvious influence on the energy conversion efficiency, with the suspension having higher energy conversion efficiency at the second natural frequency. The proposed adaptive optimal fault tolerant control strategy can realize effective vibration suppression in both the time and frequency domain, with better vibration isolation performance compared to passive control and self-powered mode. The control robust index is affected by the inductance of generator and outer diameter of permanent magnet most significantly.

Keywords: suspension system; semi-active vibration isolation; self-powered MR damper; vibration isolation performance; uncertain factors

* 深圳市自然科学基金 (JCYJ20190812170811682, JCYJ20220530141006015)、山东省自然科学基金 (ZR2021QE203) 和国家自然科学基金 (52075294, U22A20204) 资助。

原稿收到日期为 2023 年 06 月 02 日, 修改稿收到日期为 2023 年 06 月 26 日。

通信作者: 高翔, 讲师, 博士, E-mail: gaoxiang@sdut.edu.cn。

前言

振动半主动控制策略采用较少的能量输入实现阻尼或刚度元件参数调节,兼具振动主动控制和振动被动控制的特点,具有能耗低、失电稳定、振动控制精度与主动控制接近等优点^[1]。其中,半主动作动器是实现振动半主动控制的关键。基于磁流变液构造的阻尼器具有能耗低、响应快、工作温度范围广等优点在振动控制领域得到广泛应用^[2-4]。但普通的磁流变阻尼器需要外接电源产生磁场并搭配传感器测量和反馈信号,系统集成度不高且维护复杂。

振动能具有清洁、分布广泛、回收成本较低等诸多优点^[5],可基于振动俘能理论研制馈能式磁流变阻尼器,从而提高系统集成性和稳定性,同时实现能量回收并降低能耗。Sapinski等^[6]结合实验结果拟合得到自感应函数,研究结果表明电磁振动能量俘获装置具有较高的相对速度监测精度,可视为馈能式磁流变阻尼器的速度传感器。胡国良等^[7]提出集阻尼可控、位移自传感和振动能量采集功能于一体的自感应振动能量采集型磁流变阻尼器,提高了系统的集成度。

馈能式半主动悬架的作动器为具有能量回收特性的磁流变阻尼器,通过能量俘获装置将振动能转变为电能为阻尼器供电,从而保证车辆操控性和舒适性。已有研究表明,车速为90 km/h时可回收约150 W的能量^[8],可完全满足磁流变阻尼器的供电需求。Bazios等^[9]建立含有电磁振动馈能装置的7自由度车辆悬架动力学模型,分别采用PID、LQR和模糊控制策略研究悬架隔振能力,建立考虑路况与操控信息的目标函数并进行优化,提高振动俘能效率。Zhu等^[10]建立悬架系统阻尼器动态特性和能量俘获的数学关系,提出基于短时Fourier变换的刚度控制方法,有效降低簧载质量位移和加速度。牛军川等^[11]构建馈能悬架机电耦合动力学模型,研究电学参数变化对隔振性能的影响规律。

作为悬架系统吸能抑振的执行机构,馈能式磁流变阻尼器存在诸如磁流变液泄漏、电磁场瞬态分布不均等未建模动态,上述因素对悬架动态特性的影响有待探讨。针对普通磁流变阻尼器的模型不确定性,已有学者开展相关研究。Du等^[12]构建鲁棒性强的未知输入观测器对磁流变阻尼器进行故障检测,采用基于系统残差的相关系数法对阻尼器进行

故障隔离,设计天棚容错控制器实现故障补偿。Jeyasenthil等^[13]针对具有驱动器饱和和特征的磁流变半主动悬架,将全局不确定系统分解为若干子系统,基于定量反馈理论构建鲁棒控制器。Yang等^[14]基于自适应网络模糊推理系统建立磁流变阻尼器模型,通过Takagi-Sugeno模糊方法处理簧载质量和俯仰转动惯量的不确定性,构建T-S故障半主动悬架模型和自适应滑模容错控制器,讨论了系统的渐近稳定性。Wang等^[15]采用LPV-Kalman滤波器估计半主动悬架的不确定量,设计鲁棒变增益控制器克服外界扰动和执行器不确定性。

上述文献针对存在不确定因素时磁流变阻尼器的控制方法做出了重要贡献,但馈能式磁流变阻尼器增加了俘能模块,存在多种参数不确定性,悬架系统的精准隔振能力和控制策略的鲁棒性有待阐明。

1 馈能式磁流变阻尼器电参数模型

馈能式磁流变阻尼器按照能量回收模块的运动方式可分为直线型和旋转型。基于电磁感应定律,感应电动势与线圈或磁极的速度成正比。由于悬架行程的限制,直线馈能方式产生的电动势幅值较低。旋转馈能方式通过不同机构将直线运动转变为旋转运动,突破了悬架行程的约束,同时具有较高的角速度,从而提高振动能量回收效率^[16]。在此采用基于滚珠丝杠的旋转型能量俘获装置为磁流变阻尼器供电。在外界振动激励下,滚珠丝杠式能量获取模块产生的感应电动势^[17]可表示为

$$U_G = K_e \frac{2\pi}{P_0} \dot{x}_p \quad (1)$$

式中: K_e 为反电动势系数; P_0 为滚珠丝杠导程; \dot{x}_p 为外界振动激励速度。

馈能式磁流变阻尼器的电路模型可分为发电模块、整流模块和阻尼器模块,如图1所示。

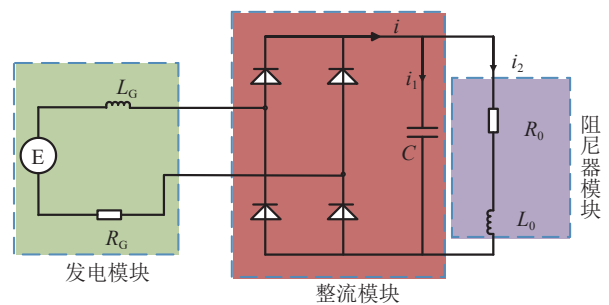


图1 馈能式磁流变阻尼器的电路模型

图1中, R_c 和 L_c 分别为发电模块的电阻和电感, R_0 和 L_0 分别为磁流变阻尼器线圈的电阻和电感。为实现整流和滤波, 采用整流电路连接能量获取模块和阻尼器模块, C 为整流电容。那么根据 Kirchhoff 定律, 可以得到如下关系:

$$\begin{cases} U_c = L_c \frac{di}{dt} + i_2 R_0 + L_0 \frac{di_2}{dt} + i R_c + U' \\ i = i_1 + i_2 \\ i_1 = C \frac{du_1}{dt} \end{cases} \quad (2)$$

式中: $U' = \eta_c U_c$ 为整流电路压降; η_c 为整流电路损失率; u_1 为电容的端电压。对式(2)取 Fourier 变换, 可得频域表达形式, 即

$$\begin{cases} U_c(\omega) = I(\omega)(j\omega L_c + R_c) + I_2(\omega)(R_0 + j\omega L_0) + U'(\omega) \\ I_1(\omega) = j\omega C I_2(\omega)(R_0 + j\omega L_0) \\ I(\omega) = I_1(\omega) + I_2(\omega) \end{cases} \quad (3)$$

式中 $j = \sqrt{-1}$ 。

对式(1)取 Fourier 变换并结合式(3), 通过磁流变阻尼器线圈的电流频域形式可表示为

$$I_2(\omega) = \frac{j\omega K_e \pi X_p(\omega)(1 - \eta_c)}{j\omega P_0 C [(T + 1)(j\omega L_c + R_c) + T]} \quad (4)$$

式中: $X_p(\omega)$ 为外界位移激励的频域形式; $T = R_0 + j\omega L_0$ 。于是, 由磁流变阻尼器线圈消耗的电功率频域形式为

$$P_c(\omega) = I_2^2(\omega) R_0 \quad (5)$$

2 半主动悬架建模及能量转换效率

2.1 磁流变阻尼器动力学模型

目前常用 Bouc-Wen 模型、双曲正切模型、Bingham 模型等非线性模型来描述磁流变阻尼器的滞回特性。Bingham 模型因其模型参数少和易于集成到动力学方程中的特点得到了广泛应用, 其准确度可满足一般悬架系统的动力学分析要求^[18-19]。Bingham 模型的动力学方程^[20]为

$$\begin{cases} F = c_s \dot{x}_p + F_d \operatorname{sgn}(\dot{x}_p) \\ c_s = \frac{12\eta l A^2}{\pi D_1 h^3}; F_d = \frac{3\tau_y l A}{h} \\ \tau_y = C_3 \left(\frac{N_c i_2}{2h} \right)^3 + C_2 \left(\frac{N_c i_2}{2h} \right)^2 + C_1 \left(\frac{N_c i_2}{2h} \right) + C_0 \end{cases} \quad (6)$$

式中: c_s 为黏滞阻尼系数; F_d 表示可控阻尼力; τ_y 为

磁流变液切应力; i_2 表示磁流变阻尼器线圈电流, 其余参数和取值见表1。

表1 磁流变阻尼器参数和取值^[21-22]

参数	数值
磁流变液黏度 η	0.2 Pa · s
阻尼通道长度 l	3.5×10^{-2} m
活塞有效面积 A	0.8 mm ²
阻尼器流道间隙 h	10^{-3} m
阻尼器线圈匝数 N_c	230
磁流变液切应力系数 C_0	-1.2×10^3
磁流变液切应力系数 C_1	0.39
磁流变液切应力系数 C_2	-8.4×10^{-7}
磁流变液切应力系数 C_3	2.9×10^{-13}

2.2 半主动悬架机电耦合模型

外部振动激励为随机路面激励, 可表示为^[23]

$$\dot{x}_i = -2\pi n_0 v x_i + 2\pi n_1 w(t) \sqrt{G_q v} \quad (7)$$

式中: x_i 为路面随机位移; n_0 和 n_1 分别为下截止频率和参考空间频率; $w(t)$ 为零均值的 Gauss 噪声; v 表示车速; G_q 为路面不平度系数。

馈能式磁流变阻尼器安装于 1/4 悬架用以衰减振动, 其示意图见图2。

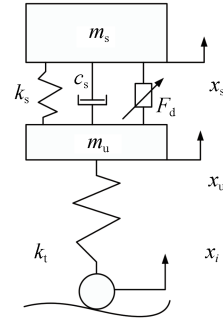


图2 1/4半主动悬架模型

那么馈能式 1/4 半主动悬架的动力学方程可表示为

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_p + c_s \dot{x}_p + k_s x_p + F_d = -m_s \ddot{x}_u \\ m_u \ddot{x}_u - c_s \dot{x}_p - k_s x_p + k_t x_u - k_t x_i - F_d = 0 \end{cases} \quad (8)$$

式中: m_s 和 m_u 分别为悬架簧载质量和非簧载质量; k_s 和 k_t 分别为悬架刚度和轮胎刚度; x_s 、 x_u 和 x_i 分别为簧载质量位移、非簧载质量位移和外界激励位移; $x_p = x_s - x_u$; F_d 为可控阻尼力。

定义系统状态变量 $Z = [x_s, x_u, \dot{x}_s, \dot{x}_u]^T$ 和输入向量 $L = [x_i, F_d]^T$, 式(8)可转变为状态空间形式:

$$\dot{Z} = AZ + BL \quad (9)$$

式中系统矩阵和输入矩阵分别为

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ \frac{k_s}{m_u} & -\frac{k_t + k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$B = [B_1, B_2], B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_t}{m_u} \end{bmatrix}, B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{m_s} \\ \frac{1}{m_u} \end{bmatrix}$$

半主动悬架的主要参数和取值见表2。

表2 半主动悬架参数和取值^[24]

参数	数值
簧载质量 m_s	400 kg
非簧载质量 m_u	70 kg
悬架刚度 k_s	20 000 N·m ⁻¹
轮胎刚度 k_t	10 ⁵ N·m ⁻¹
整流电容 C	4 mF
馈能模块电感 L_G	45 mH
馈能模块电阻 R_G	1.5 Ω
阻尼器电感 L_0	100 mH
阻尼器电阻 R_0	2.5 Ω
整流电路损失率 η_e	0.1
下截止频率 n_0	0.011 m ⁻¹
参考空间频率 n_1	0.1 m ⁻¹
车速 v	16.7 m·s ⁻¹
路面不平度系数 G_q	64 × 10 ⁻⁶ m ³

2.3 馈能式半主动悬架能量转换效率

在随机路面激励下,输入到悬架的瞬时机械功率频域形式可表示为

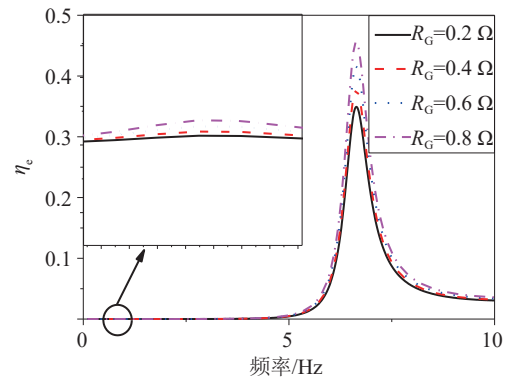
$$P_m(\omega) = j\omega k_t [X_i(\omega) - X_u(\omega)]^2 \quad (11)$$

式中 $X_i(\omega)$ 和 $X_u(\omega)$ 分别为 x_i 和 x_u 的频域形式。结合式(5)和式(11),馈能式半主动悬架的能量转换效率可表示为如下形式:

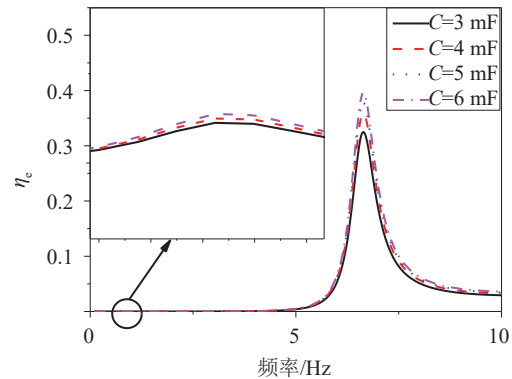
$$\eta_e(\omega) = \frac{P_e(\omega)}{P_m(\omega)} = \frac{I_2^2(\omega)R_0}{j\omega k_t [X_i(\omega) - X_u(\omega)]^2} \quad (12)$$

图3为馈能式磁流变半主动悬架能量转换效率随电参数的变化规律。结合表2中的数据,可以计算得到该1/4悬架系统的固有频率分别为 $f_1 = 1.02$ Hz 和 $f_2 = 6.61$ Hz。图3中,第1、2阶共振峰

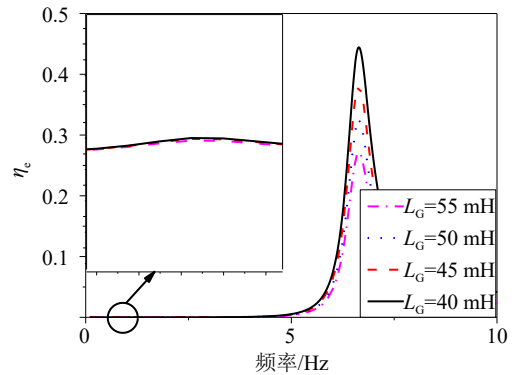
分别表示车身模态和轮胎模态,其峰值的横坐标恰好为悬架的固有频率。第1阶共振峰不够显著,表明悬架主要从第2阶共振峰附近实现振动能量获取,此时具有较高的能量转换效率,从而抑制振动。电学参数对悬架的能量转换效率有显著的影响,增加发电模块的电阻值和电容值,悬架的能量转换效率提高,增加发电模块的电感值,悬架的能量转换效率降低。



(a) 能量转换效率随 R_G 变化



(b) 能量转换效率随 C 变化



(c) 能量转换效率随 L_G 变化

图3 悬架能量转换效率随电参数变化规律

3 自适应最优容错控制策略和鲁棒性分析

3.1 悬架自适应最优容错控制策略

由未建模动态引入的诸如输入时变扰动,磁流变液泄漏,电磁场瞬态分布不均等参数摄动量不可避免的存在于馈能式半主动悬架,系统的参数不是完全确定的。因此,可设计自适应最优容错控制策略用于估计不确定部分并同时兼顾振动抑制效果。对于具有未建模动态的馈能式半主动悬架,其状态空间方程可表示为

$$\dot{\mathbf{Z}} = \mathbf{AZ} + \mathbf{B}[\mathbf{x}_e(t), \mathbf{U}_a]^T \quad (13)$$

式中 \mathbf{U}_a 为实际控制力。由于未建模动态,理想控制力和实际控制力的关系^[25]可表示为

$$\mathbf{U}_a(t) = \boldsymbol{\rho}(t)\mathbf{U}(t) + \mathbf{E}(t) \quad (14)$$

式中: $\boldsymbol{\rho} = \text{diag}[\rho_i(t)]$ 为对角阵,元素 $\rho_i(t) \in (0, 1]$ ($i = 1, 2, \dots, m$) 为效率因子; $\mathbf{U}(t)$ 为理想控制力向量; $\mathbf{E}(t)$ 表示由于未建模动态引起的不确定部分。

为确定理想控制力,须构造悬架系统的线性二次型指标,即

$$\lambda = \int_t^{\infty} (\mathbf{Z}^T \mathbf{QZ} + \mathbf{U}^T \mathbf{RU}) dt \quad (15)$$

式中: $\mathbf{Q} = \text{diag}(\alpha_k \mathbf{K}, \alpha_m \mathbf{M})$ 为半正定矩阵; $\mathbf{R} = \beta_r \mathbf{I}$ 为正定矩阵; α_k 、 α_m 和 β_r 为权重系数。馈能式半主动悬架的刚度和惯量矩阵为

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s + k_t \end{bmatrix}; \quad \mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_u \end{bmatrix} \quad (16)$$

通过LQR控制策略,理想控制力可表示为

$$\mathbf{U}(t) = -\mathbf{G}_0 \mathbf{Z}(t) \quad (17)$$

式中 $\mathbf{G}_0 = \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P}$, \mathbf{P} 为如下 Riccati 方程的正定解。

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A} - \mathbf{P} \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} + \mathbf{Q} = \mathbf{0} \quad (18)$$

考虑参数摄动量对控制效果的影响,须构造自适应容错控制器,应满足如下假设^[26]:

- (1) 系统在任意时刻可观;
- (2) 系统 $[\mathbf{A}, \mathbf{B}]$ 可控,同时存在常数矩阵 \mathbf{K}_0 保证 $\mathbf{A} - \mathbf{BK}_0$ 为 Hurwitz 矩阵;

(3) 不确定部分 $\mathbf{E}(t)$ 为有界的一致连续性函数,即存在一个正数 a_E 满足 $\|\mathbf{E}(t)\| \leq a_E \leq \infty$;

- (4) 存在适当的正数 α_c 和 β_c 满足如下关系:

$$\alpha_c \|\mathbf{B}^T \mathbf{PZ}\|^2 \leq \beta_c \|\mathbf{B}^T \mathbf{PZ} \sqrt{\boldsymbol{\rho}}\|^2 \quad (19)$$

其中 $\sqrt{\boldsymbol{\rho}} = \text{diag}[\sqrt{\rho_i(t)}]$

在此定义存在未建模动态的悬架自适应最优容错控制策略为

$$\mathbf{U}(t) = -\mathbf{G}_0 \mathbf{Z}(t) + \hat{\mathbf{K}}(t) \quad (20)$$

式中 $\hat{\mathbf{K}}(t)$ 为自适应容错控制律,定义其表达式^[25-26]为

$$\hat{\mathbf{K}}(t) = -\frac{\hat{a}(t)\varphi(\mathbf{Z})\mathbf{B}^T \mathbf{PZ}}{\|\mathbf{B}^T \mathbf{PZ}\|}, \quad \varphi(\mathbf{Z}) = 1 + 2\|\mathbf{K}_0 \mathbf{Z}\| \quad (21)$$

式中: $\hat{a}(t) = \gamma\varphi(\mathbf{Z})\|\mathbf{B}^T \mathbf{PZ}\|$ 为自适应更新策略; γ 为合适的正数。

悬架系统的执行器为馈能式磁流变阻尼器,但由于半主动作动器不能提供任意大小和方向的力,因此需采用半主动算法限制阻尼力的方向和幅值。限界 Hrovat 半主动算法可表示为

$$F_d = \begin{cases} F_{d\max} \text{sgn}(\dot{x}_p), & U\dot{x}_p < 0 \text{ \& } |U| > F_{d\max} \\ |U| \text{sgn}(\dot{x}_p) - c_s \dot{x}_p, & U\dot{x}_p < 0 \text{ \& } |U| < F_{d\max} \\ F_{d\min} \text{sgn}(\dot{x}_p), & U\dot{x}_p > 0 \end{cases} \quad (22)$$

式中 $F_{d\max}$ 和 $F_{d\min}$ 分别为可控阻尼力的最大值和最小值。

在此定义效率因子为 $\rho(t) = |0.2\sin t|$, 不确定部分矩阵的变化规律为 $E(t) = 8 + 3\sin t + 1.5\cos 2t$, LQR 方法的权重系数为 $\alpha_k = \alpha_m = 80$, $\beta_r = 5 \times 10^{-3}$ 。结合式(10)、式(13)~式(22),采用 Runge-Kuta 方法,采用自适应最优容错控制方法的悬架系统簧载质量速度和加速度时间历程如图4和图5所示。

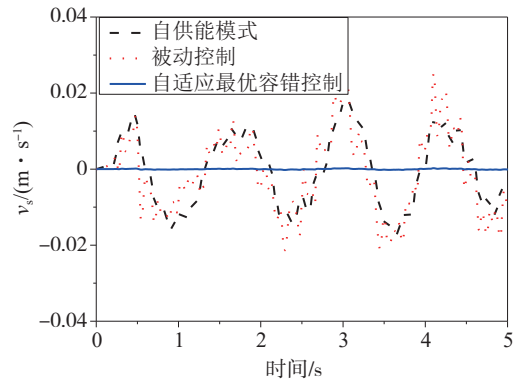


图4 悬架簧载质量速度

图4和图5为在自适应最优容错控制策略下悬架的簧载质量速度和加速度时域图像。为比较隔振能力,同时给出被动控制模式和未采用控制方法的自供能模式。如图所示,自适应最优容错控制策略

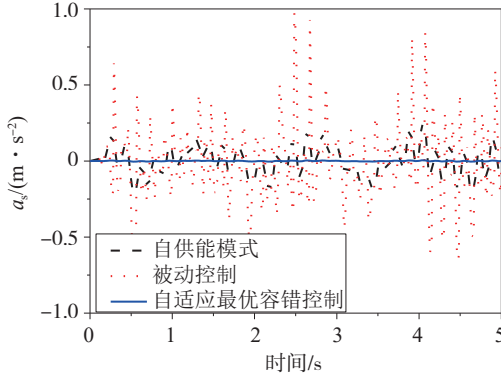


图5 悬架簧载质量加速度

具有最好的时域隔振效果。

对式(8)取 Fourier 变换,在未采用控制方法的自供能模式下簧载质量位移的频域解为

$$X_{s1}(\omega) = \frac{(\omega^2 m_u - k_t)F_d(\omega) + S_1 X_i(\omega)}{\omega^4 m_u m_s - j\omega^3(m_u c_s + c_s m_s) - S_2 \omega^2 + S_1} \quad (23)$$

式中: $X_i(\omega)$ 为 x_i 的 Fourier 变换; $S_1 = j\omega c_s k_t + k_s k_t$; $S_2 = m_u k_s + m_s k_s + m_s k_t$; $F_d(\omega)$ 为可控阻尼力的频域形式,可表示为

$$F_d(\omega) = \frac{3\tau_y(\omega)lA}{h} \operatorname{sgn}(j\omega X_p) \quad (24)$$

$$\text{其中 } \tau_y(\omega) = C_3 \left(\frac{N_c I_2(\omega)}{2h} \right)^3 + C_2 \left(\frac{N_c I_2(\omega)}{2h} \right)^2 + C_1 \left(\frac{N_c I_2(\omega)}{2h} \right) + C_0$$

结合式(13)–式(21)并取 Fourier 变换,在自适应最优容错控制策略下的悬架簧载质量频域解为

$$X_{s2}(\omega) = \frac{1}{j\omega} T \left[j\omega I - A + B_1 \rho(\omega) G_0 + \frac{\gamma B_1 \rho(\omega) (1 + 2 \|K_0\|)^2 B_1^T P}{j\omega} \right]^{-1} \times B_2 [E(\omega) + X_i(\omega)] \quad (25)$$

式中 $E(\omega)$ 和 $\rho(\omega)$ 分别为 $E(t)$ 和 $\rho(t)$ 的 Fourier 变换。

图6为不同控制策略下悬架簧载质量位移传递率。为比较不同控制策略的有效性,在此同时给出无阻尼控制、被动控制模式、未采用控制策略的自供能模式和自适应最优容错控制策略模式下的悬架簧载质量振动位移传递率。结合表2中的数据,1/4悬架的固有频率为1.02和6.61 Hz。如果采用无阻尼

控制,1/4悬架的两阶共振峰被完全激发,其横坐标为固有频率,该现象表明分析的正确性。被动控制模式可有效抑制共振峰,但由于被动控制的特性,对第1阶共振峰的削弱有限。与被动控制相比,未采用控制策略的自供能模式共振峰下降约10 dB,其控制效果优于被动控制。但由于无附加控制方法,可控阻尼力完全依靠外界激励调整,无法在任意时刻达到最优值,导致在超过第2阶固频的阶段隔振能力恶化。自适应最优容错控制策略可实时调整可控阻尼力并兼顾不确定因素,表现出最佳的隔振性能。

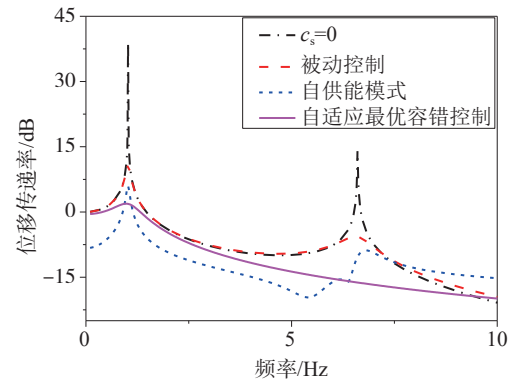


图6 不同策略下悬架簧载质量位移传递率

3.2 自适应最优容错控制策略鲁棒性分析

由于馈能式半主动悬架中引入了不确定量,不确定量对自适应最优容错控制策略的鲁棒性能影响规律尚不明确,有待阐明。将悬架在自适应最优容错控制策略下的状态空间方程改写为

$$\dot{Z} = AZ + B_2 [U(t) + \hat{K}(t)] + g(Z, U, x_i) \quad (26)$$

式中函数 $g(Z, U, x_i)$ 描述馈能式半主动悬架的不确定因素,包含外界激励的不确定性、系统矩阵和输入、输出矩阵的不确定性等未建模动态。

选取 Lyapunov 函数为 $V(Z) = Z^T P Z$, 将式(17)–式(21)代入式(26)中并进行两端求导,可得

$$\begin{aligned} \dot{V} = & -Z^T [Q + P^T B_2 R^{-T} B_2^T P + \\ & 2\gamma (1 + 2 \|K_0 Z\|)^2 P^T B_2 B_2^T P] Z + \\ & 2Z^T P g(Z, U, x_i) \end{aligned} \quad (27)$$

为保证自适应最优容错控制策略闭环稳定,须满足 $\dot{V}(Z) < 0$, 那么式(27)可转变为

$$Z^T P g(Z, U, x_i) < \frac{1}{2} Z^T [Q + P^T B_2 R^{-T} B_2^T P + 2\gamma (1 + 2 \|K_0 Z\|)^2 P^T B_2 B_2^T P] Z \quad (28)$$

式(28)可变形为

$$\begin{cases} \|g(\mathbf{Z}, \mathbf{U}, \mathbf{x}_i)\| < \psi \|\mathbf{Z}\| \\ \psi = \lambda_{\min}[\mathbf{Q} + \mathbf{P}^T \mathbf{B}_2 \mathbf{R}^{-T} \mathbf{B}_2^T \mathbf{P} + \\ 2\gamma(1 + 2\|\mathbf{K}_0 \mathbf{Z}\|)^2 \mathbf{P}^T \mathbf{B}_2 \mathbf{B}_2^T \mathbf{P}] / 2\lambda_{\max}(\mathbf{P}) \end{cases} \quad (29)$$

式中: $\lambda(\cdot)$ 为矩阵特征值;定义 ψ 为馈能式半主动悬架自适应最优容错控制鲁棒性能指标。

选取馈能式磁流变阻尼器的阻尼通道长度 l 、流道间隙 h 、永磁体外径 D_1 、发电模块电感 L_G 和发电模块电阻 R_G 等关键参数,研究自适应最优容错控制策略鲁棒性随上述关键参数的变化规律。在此定义参数的摄动范围为 $[-0.1, 0.1]$ 。

图7为关键参数摄动时自适应最优容错控制策略的鲁棒性变化规律。随着永磁体外径 D_1 和发电模块电感 L_G 的增大,控制策略的鲁棒性也同时增强。其余关键参数变化与控制策略的鲁棒性呈现负相关的变化趋势。为定量描述参数摄动对控制策略鲁棒性的影响规律,在此采用鲁棒性能指标的极差作为评价指标,见表3。

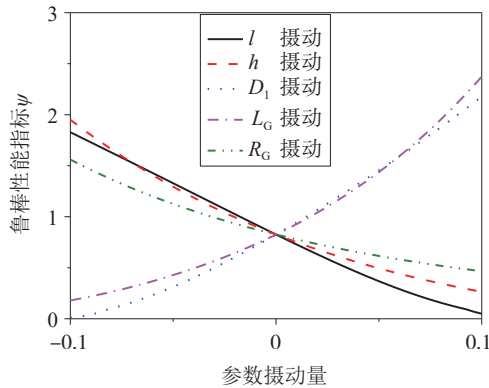


图7 鲁棒性能指标随参数变化规律

表3 鲁棒性能指标的极差

参数	l	h	D_1	L_G	R_G
极差	1.78	1.69	2.17	2.19	1.09

表3为参数摄动时鲁棒性能指标的极差,反映了参数摄动对控制策略鲁棒性的影响程度。鲁棒性能指标受发电模块电感 L_G 和永磁体外径 D_1 变化的影响最为显著。鲁棒性能指标随发电模块电阻变化最不明显。

4 结论

本文建立了馈能式半主动悬架的机电耦合动力

学模型,研究了馈能悬架能量转换效率随电参数的变化规律;考虑未建模动态,提出馈能式悬架自适应最优容错控制策略,分别在时域和频域研究悬架的隔振能力,构建Lyapunov方程,建立半主动悬架自适应最优容错控制策略鲁棒性能指标,研究鲁棒性能指标随关键参数的变化规律。通过研究,可以得到如下结论:

(1) 电参数对悬架的能量转换效率有显著影响,增加发电模块的电阻值和电容值,悬架的能量转换效率提高;悬架系统在第2阶固频处具有较高的能量转换效率。

(2) 通过构建自适应最优容错控制策略,可保证馈能式半主动悬架在不确定因素下的隔振能力,在时域和频域中,其隔振性能显著优于被动控制和未采用控制策略的自供能模式;悬架自适应最优容错控制策略鲁棒性对阻尼器关键参数变化敏感,增大永磁体外径和发电模块电感,可提高控制策略的鲁棒性。

参考文献

- [1] XU Z D, CHEN Z H, HUANG X H, et al. Recent advances in multi-dimensional vibration mitigation materials and devices [J]. *Frontiers in Materials*, 2019, 6: 143.
- [2] 韩庆华, 郭凡夫, 刘铭劼, 等. 多维减振阻尼器力学性能研究 [J]. *建筑结构学报*, 2019, 40 (10): 69-77.
- [3] HAN Q H, GUO F F, LIU M Z, et al. Research on mechanical properties of multi-dimensional vibration control damper [J]. *Journal of Building Structures*, 2019, 40 (10): 69-77.
- [4] DANIEL C, HEMALATHA G, JEBADURAI S V S, et al. A review on the magnetorheological fluid, damper and its application for seismic mitigation [J]. *Civil Engineering Journal-TEHRAN*, 2018, 4 (12): 3058-3074.
- [5] BUI Q D, NGUYEN Q H, HOANG L V, et al. A new self-adaptive magneto-rheological damper for washing machines [J]. *Smart Materials and Structures*, 2021, 30 (3): 037001.
- [6] SIANG J, LIM M H, LEONG M S. Review of vibration-based energy harvesting technology: mechanism and architectural approach [J]. *International Journal of Energy Research*, 2018, 42 (5): 1866-1893.
- [7] SAPINSKI B, ORKISZ P. Real-time sensing action of the electromagnetic vibration-based energy harvester for magnetorheological damper control [J]. *Energies*, 2021, 14 (10): 2845.
- [8] 胡国良, 易锋, 刘浩, 等. 磁流变阻尼器结构设计与能量采集效能仿真与试验 [J]. *农业机械学报*, 2020, 51 (8): 391-399.
- [9] HU G L, YI F, LIU H, et al. Structure design and energy harvesting efficiency simulation and test of magnetorheological damper [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, 2020, 51 (8): 391-399.

- [8] ZHANG Z T, ZHANG X T, CHEN W W, et al. A high-efficiency energy regenerative shock absorber using super capacitors for renewable energy applications in range extended electric vehicle [J]. *Applied Energy*, 2016, 178: 177-188.
- [9] BAZIOS P, KHOSHNOUD F, ESAT I. Energy harvesting from suspension system and self powered vibration control for a seven degree of freedom vehicle model [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 2018, 232 (3): 342-356.
- [10] ZHU X J, NING D H, HAO Z N, et al. Modelling and experimental evaluation of a variable stiffness MR suspension with self-powering capability [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2021, 32 (13): 1473-1483.
- [11] 高翔, 牛军川, 刘知辉, 等. 自供能磁流变阻尼器电参数影响特性及隔振性能 [J]. *汽车工程*, 2020, 42 (1): 88-93.
GAO X, NIU J C, LIU Z H, et al. Electrical parameters influence characteristics and vibration isolation performance of self-powered MR damper [J]. *Automotive Engineering*, 2020, 42 (1): 88-93.
- [12] DU X M, HAN G W, PENG Y X, et al. Fault detection and fault tolerant control of vehicle semi-active suspension system with magneto-rheological damper [J]. *Smart Materials and Structures*, 2021, 30 (1): 014004.
- [13] JEYASENTHIL R, CHOI S B. A novel semi-active control strategy based on the quantitative feedback theory for a vehicle suspension system with magneto-rheological damper saturation [J]. *Mechatronics*, 2018, 54: 36-51.
- [14] YANG H H, LIU Q W, ZHANG Y C, et al. An adaptive sliding mode fault tolerant control for semi-active suspensions with magnetorheological dampers based on T-S fuzzy vehicle models [J]. *Journal of Vibration and Control*, 2021. DOI: 10.1177/10775463211046670.
- [15] WANG H, WONG P K, ZHAO J, et al. Observer-based robust gain-scheduled control for semi-active air suspension systems subjected to uncertainties and external disturbance [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2022, 173: 109045.
- [16] PAN Y, LIN T, QIAN F, et al. Modeling and field-test of a compact electromagnetic energy harvester for railroad transportation [J]. *Applied Energy*, 2019, 247: 309-321.
- [17] DONG X M. Design and characterization of axial flux permanent magnet energy harvester for vehicle magnetorheological damper [J]. *Smart Materials and Structures*, 2016, 25 (1): 1-20.
- [18] 寇发荣, 李立博, 魏冬冬, 等. 馈能式磁流变半主动悬架协调控制研究 [J]. *液压与气动*, 2018, 12: 30-36.
KOU F R, LI L B, WEI D D, et al. Coordinated control of energy regenerative magnetorheological semi-active suspension [J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2018, 12: 30-36.
- [19] SOLTANE S, MONTASSAR S, BEN M, et al. A hysteretic bingham model for MR dampers to control cable vibrations [J]. *Journal of Mechanics of Materials and Structures*, 2015, 10 (2): 195-206.
- [20] CHOI S B, LEE H S, PARK Y P. H_{∞} control performance of a full-vehicle suspension featuring magnetorheological dampers [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2002, 38: 341-360.
- [21] GAO X, NIU J C, JIA R H. Grey relation analysis of natural frequency and semi-active robust optimal control of a multi-dimensional isolator based on parallel mechanism and magneto-rheological damper [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2022, 236 (10): 5181-5191.
- [22] HU G L, WU L F, DENG Y J, et al. Optimal design and performance analysis of magnetorheological damper based on multiphysics coupling model [J]. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2022, 558: 169527.
- [23] 陈杰平, 陈无畏, 祝辉, 等. 基于 Matlab/Simulink 的随机路面建模与不平度仿真 [J]. *农业机械学报*, 2010, 41 (3): 11-15.
CHEN J P, CHEN W W, ZHU H, et al. Modeling and simulation on stochastic road surface irregularity based on matlab/simulink [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, 2010, 41 (3): 11-15.
- [24] GAO X, NIU J C, JIA R H, et al. Influential characteristics of electromagnetic parameters on self-powered MR damper and its application in vehicle suspension system [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K: Journal of Multi-Body Dynamics*, 2020, 234 (1): 38-49.
- [25] FAN L L, SONG Y D. Neuro-adaptive model reference fault tolerant control with application to wind turbines [J]. *IET Control Theory A*, 2012, 6 (4): 475-486.
- [26] JI H H, HOU Z S, FAN L L, et al. Adaptive iterative learning reliable control for a class of non-linearly parameterized systems with unknown state delays and input saturation [J]. *IET Control Theory A*, 2016, 10 (17): 2160-2174.