

电磁混合主动悬架多模式协调切换控制*

寇发荣, 武大鹏, 许家楠, 高建, 张宏, 武江浩

(西安科技大学机械工程学院 西安, 710054)

摘要 针对直线电机主动悬架输出力相对较小而影响减振性能的问题,设计了电磁混合主动悬架结构和多模式协调切换控制策略。首先,动态调整引力常数提升引力搜索算法的全局搜索能力和局部开发能力,解决了引力搜索算法易早熟收敛、陷入局部最优的问题;其次,根据不同控制目标设立相应的适应度函数,利用改进后的引力搜索算法优化对应目标函数下线性二次型最优(linear quadratic gaussian,简称LQG)控制的加权系数;最后,分析并确定了电磁混合主动悬架在不同车速下的电磁阀最优控制电流,设计电磁混合主动悬架的电流切换控制器,仿真分析悬架的减振性能,并开展台架试验。仿真与试验结果表明:相比LQG控制,多模式协调切换控制的悬架系统低速时簧载质量加速度均方根值减小31.09%,高速时轮胎动载荷均方根值减小32.20%,中速时簧载质量加速度均方根值和轮胎动载荷均方根值分别减小25.28%和23.56%;多模式协调切换控制策略能有效提升车辆的平顺性和操纵稳定性。

关键词 主动悬架;引力搜索算法;多模式;线性二次型最优控制

中图分类号 U463.33

引言

悬架是车辆底盘系统的重要组成部分,其性能直接影响车辆的平顺性和操纵稳定性。被动悬架的刚度和阻尼不可调节,难以适应复杂多变的道路行驶工况。相比被动悬架,主动悬架可以输出主动控制力,有良好的减振效果,受到广泛关注^[1-3]。

目前,主动悬架多数采用传动性能好的电磁悬架作动器,如电动静液压作动器、直线电机式作动器等。主动悬架耗能大^[4-5],且控制策略直接影响悬架系统性能。国内外学者针对此问题展开了深入研究。Haddar等^[6-7]提出了一种基于线性代数规则的超局部模型,并设计了无模型控制策略,降低了悬架控制功耗。Gao等^[8]基于系统能量流动机理,设计并试验验证了电磁主动悬架的控制策略,至少降低系统能耗14.51%。陈齐平等^[9]为提高轮边驱动电动汽车的行驶平顺性,针对主动悬架采用最优控制理论设计LQG控制器。汪若尘等^[10-11]提出了一种并联式混合悬架机构,针对此悬架机构设计了切换控制策略,通过反复调试确定不同模式下LQG加权系数,并进行了仿真分析和试验研究。上述研究表明,馈能型主动悬架能改善汽车悬架的动力学性能,降低悬架控制能耗。但目前多数馈能型混合主动悬架研究中未考虑电机输出主动力相对较小的问题,

影响悬架减振效果。

笔者设计了一种直线电机作动器与电磁阀减振器串联的结构和多模式协调切换控制策略,根据车速划分工作模式,在不同工作模式下设立与控制目标相对应的适应度函数,利用改进后的万有引力搜索算法优化LQG控制的加权系数,并获得悬架最优控制力,在不同的工作模式下选择最优的电磁阀控制电流,提供阻尼力,以提高车辆悬架的减振效果。

1 电磁混合主动悬架结构与原理

电磁混合主动悬架系统结构如图1所示,主要由螺旋弹簧、直线电机、电磁阀减振器、传感器及协调切换控制器等组成。其中,直线电机与电磁阀减

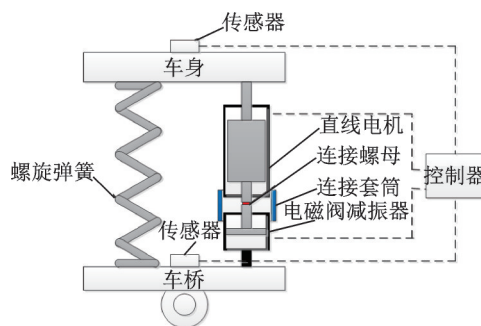


图1 电磁混合主动悬架结构

Fig.1 Electromagnetic hybrid active suspension structure

* 国家自然科学基金资助项目(51775426);陕西省重点研发计划资助项目(2020GY-128)

收稿日期:2021-06-25;修回日期:2021-08-26

振器串联,直线电机输出主动控制力,电磁阀减振器提供液压阻尼力。

电磁混合主动悬架系统工作原理如下:车辆行驶在不平路面上,传感器检测到车辆行驶速度,依据速度大小切换控制模式,改变电磁阀控制电流,提供最优阻尼力;传感器将检测到的车辆运行状态信号传输给控制器,控制器根据多模式协调切换控制策略得到理想主动力,进而得到并输出直线电机的控制电流。

2 电磁混合主动悬架动力学模型

2.1 1/4车辆二自由度主动悬架动力学模型

二自由度悬架模型结构简单,可以准确反映悬架的动态性能。建立1/4车辆悬架模型,如图2所示。

根据牛顿第二定律列出运动学方程组

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s = k_1(x_u - x_s) + c_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s) + F \\ m_u \ddot{x}_u = -k_1(x_u - x_s) - c_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s) - k_t(x_u - q) - F \end{cases} \quad (1)$$

其中: m_s 为簧载质量; m_u 为非簧载质量; x_s 为簧载质量位移; x_u 为非簧载质量位移; q 为路面垂直位移; k_t 为轮胎刚度; k_1 为弹簧刚度; c_s 为阻尼系数; F 为作动器主动力。

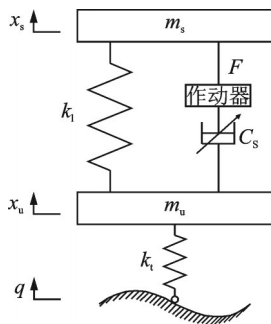


图2 1/4车辆悬架模型

Fig.2 1/4 Vehicle suspension model

取状态向量和输出向量为

$$X = [x_s - x_u \quad \dot{x}_s \quad x_u - q \quad \dot{x}_u]^T \quad (2)$$

$$Y = [\ddot{x}_s \quad x_s - x_u \quad k_1(x_u - q) \quad \dot{x}_u]^T \quad (3)$$

根据式(1)~(3),可得1/4车辆悬架模型的状态方程组为

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + BU \\ Y = CX + DU \end{cases} \quad (4)$$

其中: A 为状态矩阵; B 为输入矩阵; C 为输出矩阵; D 为传递矩阵。

2.2 直线电机模型

直线电机作为电动机输出电磁推力 F_L 对悬架

进行主动控制,其推力在 $d-q$ 坐标系展开得到,即

$$F_L = K_i i_q \quad (5)$$

$$K_i = 3P_n \pi \phi_f / (2\tau) \quad (6)$$

其中: K_i 为推力系数; i_q 为直线电机绕组交轴电流; P_n 为极对数; ϕ_f 为永磁体磁链; τ 为极距。

直线电机作为电动机输出主动力耗能特性为

$$W_z = \int_0^t F_L (\dot{x}_s - \dot{x}_u) dt \quad (7)$$

其中: $\dot{x}_s - \dot{x}_u$ 为悬架运动速度。

2.3 电磁阀减振器多项式模型

对电磁阀减振器进行速度特性试验,如图3所示。

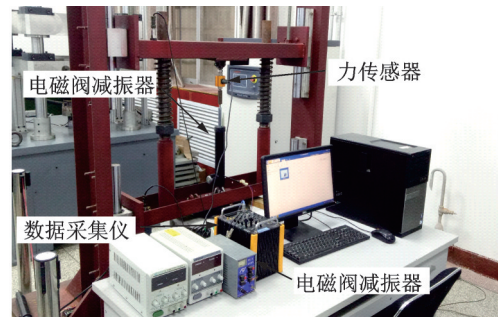


图3 电磁阀减振器速度特性试验

Fig.3 Velocity characteristic test of solenoid valve shock absorber

以2 Hz/5 mm正弦激励作为路面输入,采用WYDC.60型位移传感器和LTR.1型拉压力传感器,通过DH5902型数据采集仪对数据信号进行采集处理,得到不同控制电流下的电磁阀减振器速度特性试验拟合曲线,如图4所示。

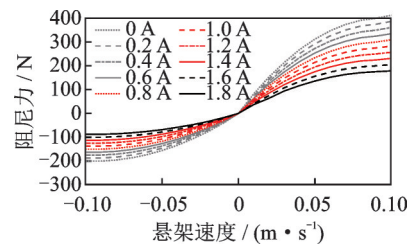


图4 电磁阀减振器速度特性试验拟合曲线

Fig.4 Fit curve of velocity characteristic test of solenoid valve shock absorber

分析得到电磁阀减振器阻尼力与悬架速度相关性表达式为

$$F_d = \sum_{k=0}^3 (b_k I^2 + c_k I + d_k) (\dot{x}_s - \dot{x}_u)^k \quad (8)$$

其中: F_d 为电磁阀减振器阻尼力, b_k, c_k, d_k 为多项式系数; I 为控制电流。

采用回归分析法对减振器模型进行参数辨识,结果如表1所示,将参数辨识结果带入式(8)即可得到电磁阀减振器多项式模型。

表1 电磁阀参数辨识结果

参数	$k=0$	$k=1$	$k=2$	$k=3$
b_k	9 614	8 905	-810	-11.45
c_k	26 240	-18 980	-8 941	10.16
d_k	-95 216	17 288	24 203	1.86

电磁阀减振器的耗能量为

$$W_d = \int_0^t UI dt \quad (9)$$

其中: U 为电磁阀输入电压; I 为电磁阀输入电流。

电磁混合悬架的耗能总量可由式(7)和式(9)得到,即

$$W = W_d + W_z \quad (10)$$

其中: W 为电磁混合悬架的耗能总量; W_d 为电磁阀的耗能量; W_z 为直线电机的耗能量。

3 主动悬架多模式协调切换控制策略

3.1 控制方案

在不同的行驶条件下,对车辆的平顺性和操纵稳定性要求不同。当低速($0 \text{ km/h} < v < 50 \text{ km/h}$)行驶时,行驶路况一般较差,为了提高车辆的舒适性,控制目标主要为提高平顺性,簧载质量加速度为主要评价指标;当高速($v \geq 90 \text{ km/h}$)行驶时,行驶路况一般良好,为了提高行驶安全性,控制目标主要为提高车辆的操纵稳定性,轮胎动载荷为主要评价指标;当中速($50 \text{ km/h} \leq v < 90 \text{ km/h}$)行驶时,为了兼顾平顺性和操纵稳定性,将簧载质量加速度和轮胎动载荷综合作为评价指标。

多模式协调切换控制策略如图5所示。采用车辆速度传感器检测车辆行驶速度,根据车速大小划

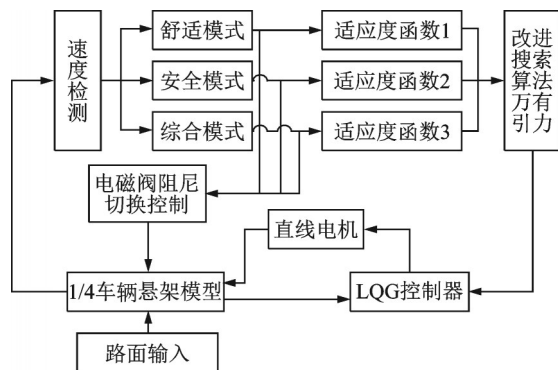


图5 多模式协调切换控制策略

Fig.5 Multi-mode coordinated switching control strategy

分3种工作模式,设计相应模式下的控制目标,并建立相应的适应度函数;通过改进动态引力常数,改进万有引力搜索算法,提高引力搜索算法搜索前期的速度和搜索后期的精度,避免陷入局部最优解;利用改进后的万有引力搜索算法优化不同控制目标下的LQG加权系数,计算悬架所需主动力;通过仿真分析得到不同模式下的电磁阀最优阻尼力,并设计模式切换控制策略。

3.2 改进的万有引力搜索算法

万有引力搜索算法(gravitation search algorithm,简称GSA)^[12]是近年来兴起的智能优化算法,与遗传算法、粒子群算法等相比具有优良的寻优能力,受到学者的广泛关注^[13],但是引力搜索算法存在易早熟收敛、易陷入局部最优解的缺陷^[14]。万有引力常数 $G(t)$ 直接影响引力大小,进而影响粒子加速度、速度和搜索步长。因此,笔者改进动态引力常数来提升该算法的搜索能力。

对动态引力常数改进如下

$$G(t) = \frac{1}{2} G_0 [e^{-\alpha(\frac{t}{T})} + R_{\text{and}} \cos(\frac{\pi t}{2T})] \quad (11)$$

其中: G_0 为一个常数,取 $G_0=100$; α 为衰减系数,取 $\alpha=20$; T 为最大迭代次数,取 $T=100$; R_{and} 为 $[0, 1]$ 区间内的随机数。

改进后的万有引力常数总体呈减小趋势,且在整个过程中具有随机波动性,从而加快前期的搜索速度,避免陷入局部最优解。

粒子 i 的引力质量 $M_i(t)$ 可表示为

$$M_i(t) = m_i(t) / \sum_{j=1}^N m_j(t) \quad (12)$$

$$m_i(t) = \frac{f_{\text{fit}}(t) - \omega_{\text{orst}}(t)}{b_{\text{est}}(t) - \omega_{\text{orst}}(t)} \quad (13)$$

其中: $f_{\text{fit}}(t)$ 为个体 i 第 t 次迭代的适应值; $b_{\text{est}}(t)$ 为所有个体中在第 t 次迭代的最优适应值; $\omega_{\text{orst}}(t)$ 为所有个体中在第 t 次迭代的最差适应值。

第 t 次迭代时,在第 d 维上个体 i 受到个体 j 的引力定义为

$$F_{ij}^d(t) = G(t) \frac{M_i(t)M_j(t)}{R_{ij}(t) + \epsilon} [x_j^d(t) - x_i^d(t)] \quad (14)$$

其中: $R_{ij}(t)$ 为个体 i 和 j 的欧式距离; ϵ 为一个很小的常数,防止分母为0; $G(t)$ 为第 t 次迭代的引力常数值。

个体 i 在第 t 次迭代时,所受合力为

$$F_i^d(t) = \sum_{j=1, j \neq i}^{k_{\text{best}}} R_{\text{and}_j} F_{ij}^d(t) \quad (15)$$

其中: R_{and_j} 为区间 $[0, 1]$ 内的一个随机数; k_{best} 为整数而且随迭代次数增加从 N 线性减小到1。

根据牛顿第二定律,可计算得到个体*i*在第*d*维上的加速度为

$$a_i^d(t) = F_i^d(t)/M_i(t) \quad (16)$$

粒子在第*t*+1时刻的速度和位置分别为

$$v_i^k(t+1) = R_{\text{and}} v_i^k(t) + a_i^k(t) \quad (17)$$

$$x_i^k(t+1) = x_i^k(t) + v_i^k(t+1) \quad (18)$$

以优化40 km/h行驶条件下LQG控制加权系数为例,引力优化算法改进前后对比如图6所示。与改进前相比,改进后的万有引力搜索算法在搜索速度、搜索精度方面都有很好的改善,且不会陷入局部最优解,并在迭代31次时获得最优解。

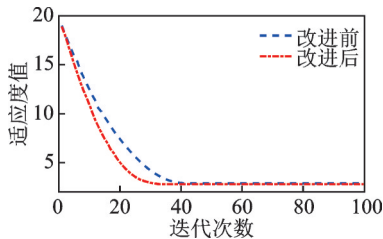


图6 引力优化算法改进前后对比

Fig.6 Comparison before and after improvement of gravity optimization algorithm

3.3 LQG控制

LQG控制策略相比于滑模控制^[15]、天棚控制^[16]及模糊控制^[17]等策略,在主动悬架控制中可以根据不同控制目标确定相应的加权系数,为设计者提供一定的设计空间。但是通常LQG控制策略的加权系数通过试凑法确定,设计效率低,容易受主观因素影响。为了提升车辆的平顺性和操纵稳定性,通过LQG控制得到理想的主动控制力,评价指标函数中包含簧载质量加速度、轮胎动载荷和悬架动挠度,且主动悬架控制耗能较大,评价指标函数中包含控制力。因此,综合性能指标函数为

$$J = \int_0^{\infty} [q_1 \ddot{x}_2^2 + q_2 (x_2 - x_1)^2 + q_3 (x_1 - z)^2 + r F^2] dt \quad (19)$$

其中: q_1 为簧载质量加速度加权系数; q_2 为悬架动挠度加权系数; q_3 为轮胎动载荷加权系数; r 为理想主动力加权系数。

式(19)用矩阵形式表示为

$$J = \int_0^{\infty} [X^T Q X + 2X^T N F + F^T R F] dt \quad (20)$$

其中: Q 为状态变量的半正定对称加权矩阵; R 为控制变量的正定对称加权矩阵; N 为2种变量关联性的加权矩阵; F 为最优控制力。

理想主动控制力为

$$F = -KX = -(B^T P + N^T)X \quad (21)$$

其中: P 为对称正定解。

$$PA + A^T P - (PB + N)R^{-1}(B^T P + N^T) + Q = 0 \quad (22)$$

3.4 基于改进万有引力搜索算法的LQG加权系数优化

3.4.1 适应度函数

不同工作模式下对悬架性能要求不同,可利用层次分析法和商值法得到适应度函数的加权系数^[18],设立相应的适应度函数,优化不同模式下的加权系数。

1) 舒适模式为了提高车辆平顺性,主要考虑簧载质量加速度的影响,则适应度函数为

$$f(x) = 1.5 \frac{R_{MS}(\ddot{x}_s)}{R_{MS}(\ddot{x}_s)_{\text{pas}}} + \frac{R_{MS}(x_u - q)}{R_{MS}(x_u - q)_{\text{pas}}} + \frac{R_{MS}(x_s - x_u)}{R_{MS}(x_s - x_u)_{\text{pas}}} \quad (23)$$

其中: $R_{MS}(\ddot{x}_s)$, $R_{MS}(x_u - q)$ 和 $R_{MS}(x_s - x_u)$ 分别为电磁混合悬架对应的簧载质量加速度均方根值、轮胎动载荷均方根值和悬架动挠度均方根值; $R_{MS}(\ddot{x}_s)_{\text{pas}}$, $R_{MS}(x_u - q)_{\text{pas}}$ 和 $R_{MS}(x_s - x_u)_{\text{pas}}$ 分别为被动悬架对应的簧载质量加速度均方根值、轮胎动载荷均方根值和悬架动挠度均方根值。

2) 安全模式为了提高车辆操纵稳定性,主要考虑轮胎动载荷的影响,则适应度函数为

$$f(x) = \frac{R_{MS}(\ddot{x}_s)}{R_{MS}(\ddot{x}_s)_{\text{pas}}} + 1.5 \frac{R_{MS}(x_u - q)}{R_{MS}(x_u - q)_{\text{pas}}} + \frac{R_{MS}(x_s - x_u)}{R_{MS}(x_s - x_u)_{\text{pas}}} \quad (24)$$

3) 综合模式为了提高车辆综合性能,兼顾平顺性和操纵稳定性,要综合考虑簧载质量加速度和轮胎动载荷对车辆平顺性及操纵稳定性的影响,则适应度函数为

$$f(x) = 1.3 \frac{R_{MS}(\ddot{x}_s)}{R_{MS}(\ddot{x}_s)_{\text{pas}}} + 1.3 \frac{R_{MS}(x_u - q)}{R_{MS}(x_u - q)_{\text{pas}}} + \frac{R_{MS}(x_s - x_u)}{R_{MS}(x_s - x_u)_{\text{pas}}} \quad (25)$$

3.4.2 优化过程和优化结果

优化流程如图7所示。使用Matlab对万有引力搜索控制器进行仿真分析。文献[19]以B级路面为路面输入,车速为60 km/h, q 的取值 $q_1=20\ 600$, $q_2=24\ 325\ 000$, $q_3=1\ 572\ 300\ 000$ 。改进万有引力搜索算法优化结果如表2所示。

3.5 多模式协调切换控制

3.5.1 最优阻尼设计

车辆动力学性能包括车辆的平顺性和操纵稳定性,为了全面分析车辆的动力学性能,对平顺性和操纵稳定性的评价指标做量化归一处理。在相同的行

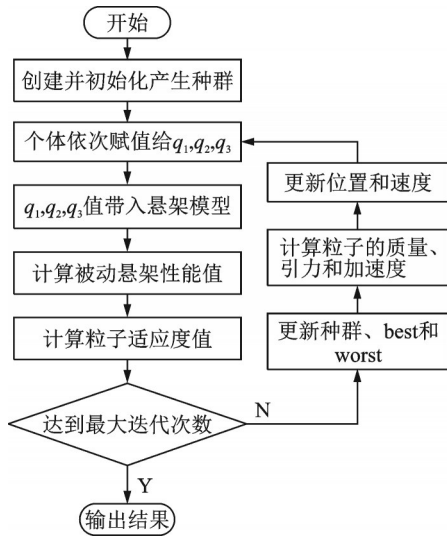


图 7 优化流程图

Fig.7 Optimization flow chart

表 2 改进万有引力搜索算法优化结果

Tab.2 Optimization results of the improved universal gravitation search algorithm

控制目标	q_1	q_2	q_3
平顺性	21 900	26 635 000	1 792 200 000
操纵稳定性	22 308	28 741 000	1 497 800 000
综合性能	15 318	19 009 000	1 029 800 000

驶条件下,电磁混合悬架的簧载质量加速度、轮胎动载荷和悬架动挠度均方根值与被动悬架对应指标的比值乘以相应的量化因子再求和,相应的量化因子分别为 1.3, 1.0 和 0.8^[20],其计算公式为

$$L = 1.3 \frac{R_{MS}(\ddot{x}_s)}{R_{MS}(\ddot{x}_s)_{pas}} + 1.0 \frac{R_{MS}(x_u - q)}{R_{MS}(x_u - q)_{pas}} + 0.8 \frac{R_{MS}(x_s - x_u)}{R_{MS}(x_s - x_u)_{pas}} \quad (26)$$

由式(26)计算所得值越小表示车辆动力学性能越好。在 40, 70 和 100 km/h 的车速条件下,车辆动力学性能和主动控制能耗随电磁阀控制电流变化的关系分别如图 8~10 所示。由图可知:当车速为 40 和 70 km/h 时,车辆动力学性能最好、主动控制能耗最小所对应的电磁阀控制电流分别为 1.5 和 1.3 A;当车速为 100 km/h 时,车辆动力学性能最好、主动控制能耗最小所对应的电磁阀控制电流分别为 1.0 和 1.1 A。优先考虑动力学性能电磁阀控制电流取 1.0 A。

通过仿真分析选择其他速度条件下的电磁阀控制电流,当车辆动力学性能最好所对应的电流值与混合悬架能耗最小所对应的电流值不等时,优先考虑车辆动力学性能,取车辆动力学性能最好所对应的电流值。电磁阀最优控制电流与车速关系如图 11 所示。

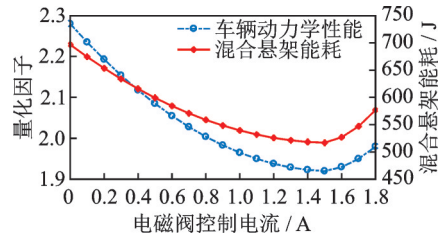


图 8 40 km/h 时电磁阀控制电流与车辆性能间的关系

Fig.8 Relationship between solenoid valve control current and vehicle performance at 40 km/h

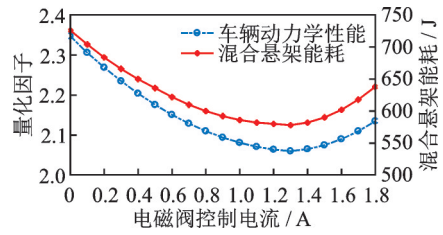


图 9 70 km/h 时电磁阀控制电流与车辆性能间的关系

Fig.9 Relationship between solenoid valve control current and vehicle performance at 70 km/h

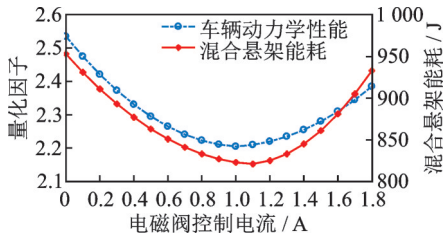


图 10 100 km/h 时电磁阀控制电流与车辆性能间的关系

Fig.10 Relationship between solenoid valve control current and vehicle performance at 100 km/h

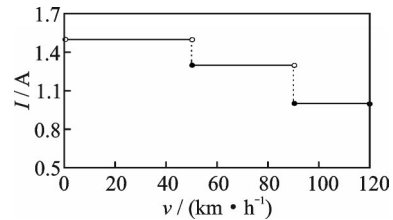


图 11 电磁阀最优控制电流与车速关系

Fig.11 Relationship between optimal control current of solenoid valve and speed

3.5.2 多模式协调切换控制器设计

多模式协调切换控制器通过控制电磁阀输入电流改变阻尼力大小,通过控制直线电机的输入电压和电流改变主动力大小。考虑到车速不同时,对悬架性能要求的侧重点也不同,以车辆行驶速度为切换阈值,划分为安全模式、舒适模式和综合模式。电磁混合主动悬架控制框图如图 12 所示。

在控制电磁阀减振器输出阻尼力时,电磁阀控制器根据传感器检测到的车辆速度信号改变电磁阀输入电流,进而控制阻尼力大小。电磁阀阻尼力大小与输入电流的关系如式(8)所示。

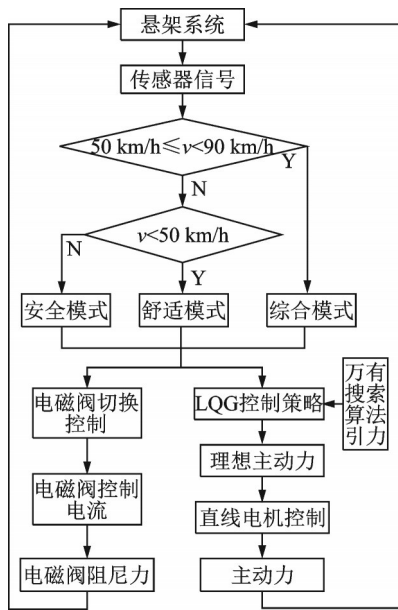


图 12 电磁混合主动悬架控制框图

Fig.12 Control block diagram of electromagnetic hybrid active suspension

根据传感器检测到的车辆速度信号改变 LQG 控制的加权系数,根据簧载质量加速度、轮胎动载荷和悬架动挠度信号,由式(21)计算得到理想主动控制力。根据式(5)可知直线电机作动器输出主动力与输入电流的关系,可计算得到直线电机理想控制电流,通过控制器实时调节占空比,进而控制直线电机作动器输出主动力大小,对悬架进行主动控制,提高车辆的平顺性和操纵稳定性。

4 仿真分析

为验证多模式协调切换控制策略,在 Matlab 仿真软件中,建立 1/4 车辆二自由度主动悬架模型,并进行仿真分析,车辆模型参数如表 3 所示。

在随机路面激励下,对多模式协调切换控制悬架与 LQG 控制悬架和被动悬架在 Matlab/Simulink 中进行仿真分析对比,仿真时间为 30 s。为了模拟不同车速在随机路面激励下的控制效果,车速依次为 40, 70 和 100 km/h,每一车速仿真时间为 10 s,其输入工况如图 13 所示。

表 3 车辆模型参数

Tab.3 Vehicle model parameters

模型参数	数值
簧载质量/kg	320
非簧载质量/kg	40
轮胎刚度/(kN·m ⁻¹)	150
弹簧刚度/(kN·m ⁻¹)	16

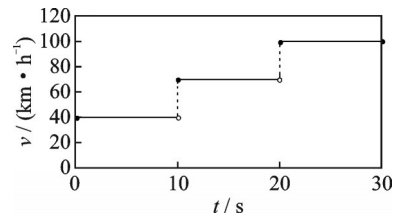


图 13 不同车速输入工况

Fig.13 Different speed input conditions

4.1 时域分析

在不同车速下,分别对簧载质量加速度和轮胎动载荷仿真结果进行分析,结果如图 14, 15 所示;悬架性能均方根值对比如表 4 所示。

由图 14, 15 和表 4 可知:0~10 s 内,车速为 40 km/h,多模式协调切换控制的电磁混合主动悬架的簧载质量加速度均方根值比 LQG 控制悬架减小了 31.09%,比被动悬架减小了 58.58%,提升了车辆的平顺性;10~20 s 内,车速为 70 km/h,多模式协调切换控制的电磁混合主动悬架的簧载质量加速度均方根值和轮胎动载荷均方根值比 LQG 控制悬架分别减小了 25.28% 和 23.56%,比被动悬架分别减小了 55.09% 和 40.25%,车辆的平顺性和操纵稳定性均得到改善,提升了悬架的综合性能;20~30 s 内,车速为 100 km/h,多模式协调切换控制的电磁

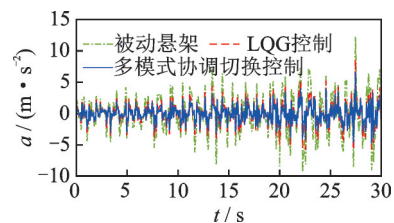


图 14 簧载质量加速度

Fig.14 Sprung mass acceleration

表 4 悬架性能均方根值对比

Tab.4 Comparison of root mean square values of suspension performance

t/s	被动悬架		LQG 控制		多模式协调切换控制	
	簧载质量加速度/ (m·s ⁻²)	轮胎动载荷/N	簧载质量加速度/ (m·s ⁻²)	轮胎动载荷/N	簧载质量加速度/ (m·s ⁻²)	轮胎动载荷/ N
0~10	2.093	755.3	1.258	590.3	0.867	444.5
10~20	2.960	1 068.0	1.779	834.8	1.329	638.1
20~30	3.625	1 308.5	2.179	1 022.0	1.502	692.9

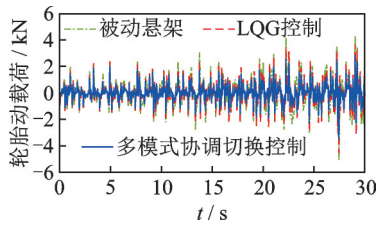


图 15 轮胎动载荷

Fig. 15 Dynamic load of tire

混合主动悬架的轮胎动载荷均方根值比LQG控制悬架减小了21.87%,比被动悬架减小了47.03%,提高了车辆操纵稳定性。

4.2 频域分析

为了从频域角度分析多模式协调切换控制的效果,对比分析不同车速下的簧载质量加速度和轮胎动载荷的频域响应。对低频区域内的最高峰值量化处理,以最高峰值的改善程度作为频域响应的评价指标。

当车速为40和70 km/h时,簧载质量加速度频域响应分别如图16,17所示;当车速为70和100 km/h时,轮胎动载荷频域响应分别如图18,19所示;不同车速下悬架性能频域响应峰值对比如表5所示。由图16~19和表5可知:在低频区域内(0~12.5 Hz),频域响应改善效果都很明显;当车速为40 km/h时,多模式协调切换控制的簧载质量加速度功率谱密度的峰值比LQG控制减小了36.68%,比被动悬架减小了56.91%,车辆的平顺性得以提升;当车速为70 km/h时,多模式协调切换控制的簧

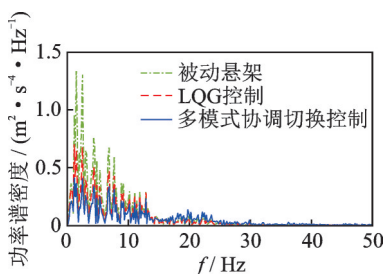


图 16 40 km/h时簧载质量加速度频域响应

Fig. 16 Frequency domain response of sprung mass acceleration at 40 km/h

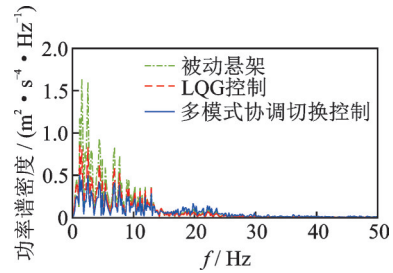


图 17 70 km/h时簧载质量加速度频域响应

Fig. 17 Frequency domain response of sprung mass acceleration at 70 km/h

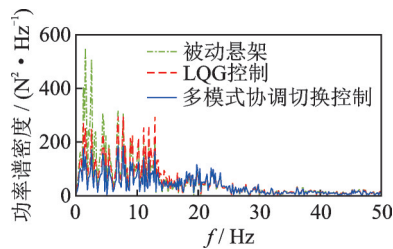


图 18 70 km/h时轮胎动载荷频域响应

Fig. 18 Frequency domain response of tire dynamic load at 70 km/h

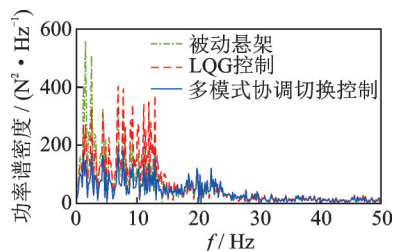


图 19 100 km/h时轮胎动载荷频域响应

Fig. 19 Frequency domain response of tire dynamic load at 100 km/h

载质量加速度功率谱密度的峰值比LQG控制减小了34.63%,比被动悬架减小了53.41%,而轮胎动载荷功率谱密度的峰值比LQG控制减小了34.05%,比被动悬架减小了54.92%,车辆的综合性能得以提升;当车速为100 km/h时,多模式协调切换控制的轮胎动载荷功率谱密度的峰值比LQG控制减小了38.36%,比被动悬架减小了56.53%,提高了车辆的操纵稳定性。

表 5 悬架性能频域响应峰值对比

Tab.5 Comparison of peak response in frequency domain of suspension performance

$v/(km \cdot h^{-1})$	被动悬架		LQG控制		多模式协调切换控制	
	簧载质量加速度/ $(m^2 \cdot s^{-4} \cdot Hz^{-1})$	轮胎动载荷/ $(N^2 \cdot Hz^{-1})$	簧载质量加速度/ $(m^2 \cdot s^{-4} \cdot Hz^{-1})$	轮胎动载荷/ $(N^2 \cdot Hz^{-1})$	簧载质量加速度/ $(m^2 \cdot s^{-4} \cdot Hz^{-1})$	轮胎动载荷/ $(N^2 \cdot Hz^{-1})$
40	1.165	324.19	0.793	165.66	0.502	110.58
70	1.233	502.35	0.806	331.28	0.559	226.41
100	1.628	560.48	0.835	395.32	0.512	243.67

5 电磁混合主动悬架台架试验

为了验证电磁混合主动悬架多模式协调切换控制的效果,搭建电磁混合主动悬架试验台架,如图20所示。试验设备主要包括液压振动台、上位机、DSPACE、加速度传感器、数据采集系统及驱动模块等。

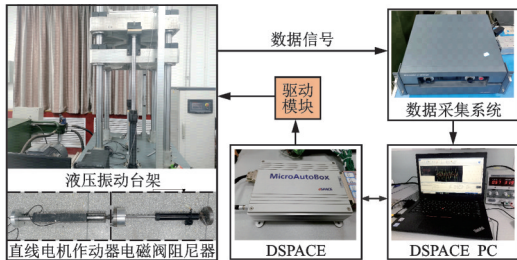


图20 电磁混合主动悬架试验台架

Fig.20 Electromagnetic hybrid active suspension test bench

试验中,数据采集系统将采集数据传输到DSPACE PC端,通过DSPACE控制电磁阀减振器和直线电机的控制电流,输出阻尼力和主动控制力。以随机路面作为路面输入,对多模式协调切换控制的电磁混合主动悬架的簧载质量加速度与被动悬架和LQG控制悬架进行对比,采样时间为30 s。其中:0~10 s内车速为40 km/h;10~20 s内车速为70 km/h;20~30 s内车速为100 km/h。对簧载质量加速度数据进行分析,得到随机路面下的簧载质量加速度时域响应如图21所示,簧载质量加速度频域响应如图22所示。

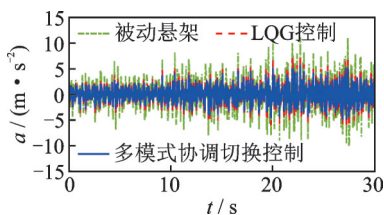


图21 簧载质量加速时域分析

Fig.21 Time domain analysis of sprung mass acceleration

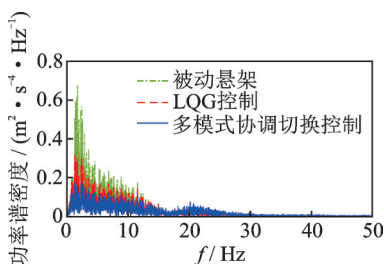


图22 簧载质量加速度频域分析

Fig.22 Frequency domain analysis of sprung mass acceleration

由图21,22可知:在随机路面激励下,当车速分别为40,70和100 km/h时,多模式协调切换控制下的簧载质量加速度均方根值比LQG控制分别减小了30.11%,23.39%和20.62%;簧载质量加速度峰值比

LQG控制减小了37.45%。表6为不同速度下簧载质量加速度均方根值减小比例的仿真与试验结果对比,减小比例差值在3%的合理范围之内,验证了仿真模型的正确性和多模式协调切换控制策略的有效性。

表6 仿真结果与试验结果对比

Tab.6 Comparison of simulation results and test results

$v/(km \cdot h^{-1})$	仿真结果/%	试验结果/%
40	31.09	30.11
70	25.28	23.39
100	21.47	19.62

6 结论

1) 设计了电磁混合主动悬架多模式协调切换控制策略,以车辆行驶速度为切换阈值,确定不同车速范围下的控制目标。

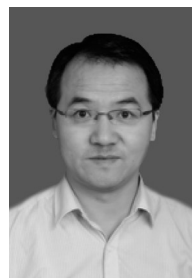
2) 通过动态调整引力常数,提升了引力搜索算法的全局搜索能力和局部开发能力,有效改善了万有引力优化算法存在的易早熟收敛、易陷入局部最优解的问题,根据不同车速下的控制目标设定对应的目标函数,获得相应的加权系数,得到理想主动控制力。

3) 将不同车速输入到1/4车辆模型中,通过仿真分析可知,电磁混合主动悬架多模式协调切换控制当车速在0~50 km/h范围内,车辆平顺性改善明显;当车速在50~90 km/h范围内,车辆的综合性能得到提升;当车速在90~120 km/h范围内,轮胎动载荷大大降低,操纵稳定性得到明显改善。

参 考 文 献

- [1] KILICASLAN S. Control of active suspension system considering nonlinear actuator dynamics[J]. Nonlinear Dynamics, 2018, 91(2):1383-1394.
- [2] 庞辉,刘凡,王延.某越野汽车磁流变半主动悬架变论域模糊控制[J].振动、测试与诊断,2019,39(2):311-319. PANG Hui, LIU Fan, WANG Yan. Variable universe fuzzy control strategy for magneto-rheological semi-active suspension of cross country car[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(2): 311-319.(in Chinese)
- [3] 寇发荣,高亚威,景强强,等.基于路面等级自适应的主动悬架LQG控制[J].振动与冲击,2020,39(23):30-37. KOU Farong, GAO Yawei, JING Qiangqiang, et al. LQG control of active suspension based on adaptive road grade[J]. Vibration and Shock, 2020, 39(23): 30-37.(in Chinese)
- [4] WANG H, JASIM A, CHEN X D. Energy harvesting technologies in roadway and bridge for different applications: a comprehensive review[J]. Applied Energy, 2018, 212:1083-1094.

- [5] 张进秋,彭虎,岳杰,等.复合式电磁悬挂系统馈能特性分析[J].振动、测试与诊断,2018,38(4):772-779.
ZHANG Jinqiu, PENG Hu, YUE Jie, et al. Analysis of energy re-generative characteristics of compound electromagnetic suspension system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(4): 772-779. (in Chinese)
- [6] HADDAR M, CHAARI R, BASLAMISLI S C, et al. Intelligent optimal controller design applied to quarter car model based on non-asymptotic observer for improved vehicle dynamics [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2021, 235(6): 929-942.
- [7] HADDAR M, CHAARI R, BASLAMISLI S C, et al. Intelligent PD controller design for active suspension system based on robust model-free control strategy [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, 233(14): 4863-4880.
- [8] GAO Z P, CHEN S Z, ZHAO Y Z, et al. Numerical evaluation of compatibility between comfort and energy recovery based on energy flow mechanism inside electromagnetic active suspension [J]. Energy, 2019, 170: 521-536.
- [9] 陈齐平,魏佳成,罗玉峰,等.轮边驱动电动汽车主动悬架LQG控制仿真研究[J].现代制造工程,2020(3):7-13,92.
CHEN Qiping, WEI Jiacheng, LUO Yufeng, et al. Simulation study on LQG control of active suspension of wheel drive electric vehicle [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2020(3): 7-13, 92. (in Chinese)
- [10] 汪若尘,马晓炜,丁仁凯,等.基于模型参考的混合悬架多模式切换控制研究[J].农业机械学报,2017,48(7):353-360.
WANG Ruochen, MA Xiaowei, DING Renkai, et al. Research on multi-mode switching control of hybrid suspension based on model reference [J]. Journal of Agricultural Machinery, 2017, 48(7): 353-360. (in Chinese)
- [11] 汪若尘,钱禹辰,丁仁凯,等.基于LQG的混合电磁悬架阻尼-刚度设计及试验研究[J].振动与冲击,2018,37(3):61-65,84.
WANG Ruochen, QIAN Yuchen, DING Renkai, et al. Damping-stiffness design and experimental research of hybrid electromagnetic suspension based on LQG [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(3): 61-65, 84. (in Chinese)
- [12] ESMAT R, HOSSEIN N, SAEID S. GSA: a gravitational search algorithm [J]. Information Sciences, 2009, 179(13): 1643-1653.
- [13] LIU C, NIU P F, LI G Q, et al. A hybrid heat rate forecasting model using optimized LSSVM based on improved GSA [J]. Neural Processing Letters, 2017, 45(1): 299-318.
- [14] 娄奥,姚敏立,贾维敏,等.混合方法优化的自适应引力搜索算法[J].系统工程与电子技术,2020,42(1):148-156.
LOU Ao, YAO Minli, JIA Weimin, et al. Adaptive gravity search algorithms optimized by hybrid methods [J]. Systems Engineering and Electronics, 2020, 42(1): 148-156. (in Chinese)
- [15] 秦武,上官文斌,吕辉.非线性二自由度主动悬架滑模控制方法的研究[J].机械工程学报,2020,56(1):58-68.
QIN Wu, SHANGGUAN Wenbin, LÜ Hui. Research on sliding mode control method of nonlinear two degree of freedom active suspension [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(1): 58-68. (in Chinese)
- [16] PAPAIOANNOU G, KOULOCHERIS D, VELENIS E. Skyhook control strategy for vehicle suspensions based on the distribution of the operational conditions [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2021, 235(10/11): 2776-2790.
- [17] 车军,韩壮,李广军,等.城轨列车悬挂系统显遗传自适应模糊控制[J].振动、测试与诊断,2020,40(4):725-731.
CHE Jun, HAN Zhuang, LI Guangjun, et al. Explicit genetic adaptive fuzzy control of urban rail train suspension system [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(4): 725-731. (in Chinese)
- [18] 陈士安,邱峰,何仁,等.一种确定车辆悬架LQG控制加权系数的方法[J].振动与冲击,2008(2):65-68,176.
CHEN Shian, QIU Feng, HE Ren, et al. A method for determining LQG control weighting coefficient of vehicle suspension [J]. Vibration and Impact, 2008(2): 65-68, 176. (in Chinese)
- [19] 寇发荣,方涛,任全,等.直线电机式主动悬架内外环控制研究[J].系统仿真学报,2018,30(7):2615-2621.
KOU Farong, FANG Tao, REN Quan, et al. Research on inner and outer loop control of linear motor active suspension [J]. Journal of Systems Simulation, 2018, 30(7): 2615-2621. (in Chinese)
- [20] 陈士安,何仁,陆森林.馈能型悬架综合性能评价体系[J].农业机械学报,2006(7):14-18.
CHEN Shian, HE Ren, LU Senlin. Energy-feedback suspension comprehensive performance evaluation system [J]. Journal of Agricultural Machinery, 2006(7): 14-18. (in Chinese)



第一作者简介:寇发荣,男,1973年6月生,教授、博士生导师。主要研究方向为车辆振动与噪声控制。曾发表《车辆电液半主动悬架设计与馈能研究》(《农业机械学报》2016年第47卷第5期)等论文。

E-mail: koufarong@xust.edu.cn