

郝正君,杨柳青. 基于改进粒子群算法的车辆液压悬架系统自适应阻抗控制[J]. 湖南科技大学学报(自然科学版), 2020, 35(3):85-92. doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2020.03.013

Hao Z J, Yang L Q. Adaptive Impedance Control of Vehicle Hydraulic Suspension System Based on Improved Particle Swarm Optimization Algorithm [J]. Journal of Hunan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2020, 35(3):85-92. doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2020.03.013

基于改进粒子群算法的车辆液压 悬架系统自适应阻抗控制

郝正君^{1*}, 杨柳青²

(1.河南警察学院 交通管理工程系, 河南 郑州 450046; 2. 安徽理工大学 机械工程学院, 安徽 淮南 232001)

摘要:为了避免车辆液压悬架系统行驶中受路面干扰因素的影响,提高车辆行驶的稳定性和舒适性,创建 1/4 车辆液压悬架系统模型简图,建立车辆振动的动力学方程式.给出自适应阻抗控制系统参考模型,采用改进粒子群优化算法来优化控制器参数,改进控制系统抗干扰性能.设计控制系统的内回路和外回路,通过 Simulink 软件对车辆液压悬架系统自适应控制进行仿真.同时,与其他控制方法进行对比和分析.仿真结果显示:采用改进自适应阻抗控制,输出的车身加速度、悬架行程及滑阀位移跟踪误差最大值下降,整体波动幅度较低.车辆液压悬架系统采用改进自适应阻抗控制系统,能够抑制路面障碍物的干扰,有利于提高车辆行驶的稳定性和舒适性.

关键词:改进粒子群算法;车辆;液压悬架;自适应阻抗控制;仿真

中图分类号:U463 **文献标志码:**A **文章编号:**1672-9102(2020)03-0085-08

Adaptive Impedance Control of Vehicle Hydraulic Suspension System Based on Improved Particle Swarm Optimization Algorithm

Hao Zhengjun¹, Yang Liuqing²

(1. Department of Traffic Management Engineering, Henan Police College, Zhengzhou 450046, China;

2. School of Mechanical Engineering, Anhui University of Science & Technology, Huainan 232001, China)

Abstract: In order to avoid the influence of road interference on vehicle hydraulic suspension system, to improve the stability of vehicle driving. A quarter vehicle hydraulic suspension system model was established, and the dynamic equation of vehicle vibration was established. The self-adaptive impedance control system reference model was given, and the improved particle swarm optimization algorithm was used to optimize the controller parameters and to improve the anti-interference performance of the control system. The inner loop and outer loop of the control system were designed, and the adaptive control of vehicle hydraulic suspension system was simulated by Simulink software. At the same time, it compared and analysed with other control methods. The simulation results show that the maximum value of the output acceleration, the suspension stroke and the sliding valve displacement tracking error is decreased with the improved adaptive impedance control, and the overall fluctuation range is low. The vehicle hydraulic suspension system adopts an improved adaptive impedance control

收稿日期:2018-04-16

基金项目:安徽省自然科学基金资助项目(KJ2011B046)

*通信作者, E-mail: haozj1970@126.com

system, which suppress the disturbance of road obstacles and improve the stability of vehicle driving.

Keywords: improved particle swarm optimization algorithm; vehicle; hydraulic suspension; adaptive impedance control; simulation

车辆悬架系统主要包括弹性元件、减震器及导向机构,是汽车的重要组成部分,能够将车身和车桥连接在一起^[1].车辆受到路面干扰时,悬架能够起到缓冲作用,并且传递路面和轮胎之间的驱动力,抑制车辆的抖动和侧倾,从而提高车辆行驶的稳定性和舒适性.悬架系统分为被动悬架、半主动悬架和主动悬架3类^[2].传统的被动悬架系统虽然能够改变乘坐的舒适性,但是对于复杂路面不能进行自适应调整.因此,现在大多数悬架系统采用主动控制.随着智能化的发展,控制系统也在不断完善,主动悬架系统再次成为汽车行业研究的热点.

为了改善车辆悬架行驶的稳定性和舒适性,提高驾驶员或乘客乘坐的舒适性,需要设计出悬架系统的合理控制方案.国内外许多学者对车辆悬架系统进行了深入研究.例如:文献[3-5]研究了汽车悬架PID控制系统,简化悬架模型,根据牛顿定律建立悬架系统的动力学方程式,选取车身加速度为目标函数,设计了PID控制器,通过仿真得出合理的控制参数.文献[6-8]研究了车辆悬架非线性控制系统,分析了液压传动器的动力学特性,建立1/4悬架动力学模型,将减振阻尼非线性化,设计backstepping非线性控制系统,结合车辆具体参数,对控制系统在不同路面状况下进行仿真验证,改善了车身加速度,提高了车辆驾驶员或乘客的舒适性.以前研究的车辆悬架控制系统在一定程度上改善了车辆的舒适性,但是,在受到路面障碍物干扰时,导致行驶不稳定,从而影响驾驶员或乘客的舒适性.对此,本文创建车辆液压悬架机构平面振动简图,推导出车身振动的动力学方程式,建立自适应阻抗控制系统,引用改进粒子群算法优化控制器参数变量.借助数学软件Simulink对车辆行驶的稳定性和舒适性进行仿真,输出车身加速度、悬架行程及滑阀位移跟踪误差仿真曲线,并与PID控制器仿真曲线进行比较和分析,为提高车辆行驶的稳定性和舒适性研究提供参考依据.

1 系统动力学

本文以1/4车辆液压悬架系统模型为研究对象,如图1所示,其动力学方程^[9]如式(1)所示.

$$m_s z''_s = -b_s(z'_s - z'_u) - k_s(z_s - z_u) + f_a; \quad (1)$$

$$m_u z''_u = b_s(z'_s - z'_u) + k_s(z_s - z_u) - f_a + b_t(z'_r - z'_u) + k_t(z_r - z_u). \quad (2)$$

式中: m_s 、 m_u 、 k_s 、 k_t 、 b_s 和 b_t 分别为簧载和非簧载的质量、刚度和阻尼系数; z_s 、 z_u 和 z_r 分别为车身、车轮和道路的位移; f_a 为施加力.

轮胎力 f_t 表示为

$$f_t = b_t(z'_r - z'_u) + k_t(z_r - z_u). \quad (3)$$

电动液压执行机构包括伺服阀和液压缸,如图2所示.供给压力和返回压力分别用 P_s 和 P_r 表示. x_{sp} 是阀芯阀位移; P_u 和 P_l 分别为执行机构上下气缸腔内的流体压力.该伺服阀的电气方程^[10]为

$$x'_{sp} = \frac{-x_{sp} + i_{sv}}{\tau}. \quad (4)$$

式中: i_{sv} 为电流常数; τ 为机械时间常数.

液压传动装置的动力学方程^[10]为

$$f'_a = -\alpha A_p^2(z'_s - z'_u) - \beta f_a + \gamma A_p x_{sp} \sqrt{P_s - \frac{\text{sgn}(x_{sp}) f_a}{A_p}}. \quad (5)$$

式中: α 、 β 、 γ 为驱动器系数, $\alpha = 4\beta_e/V_t$, $\beta = \alpha C_{lp}$, $\gamma = \alpha C_d w(1/\rho)^{1/2}$; A_p 为活塞面积; β_e 表示液压油的体积弹性模量; V_t 为驱动器缸体的总容积; C_{lp} 为泄漏系数; C_d 为流量系数; w 为短管阀区域梯度; ρ 为液压流体密度; $\text{sgn}(\cdot)$ 为函数符号.

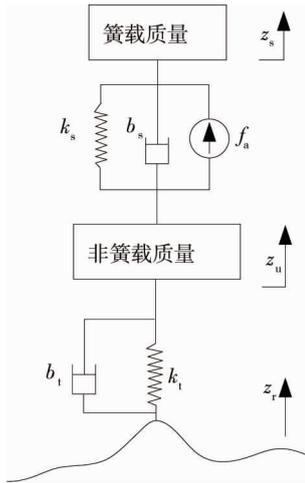


图 1 液压悬架系统

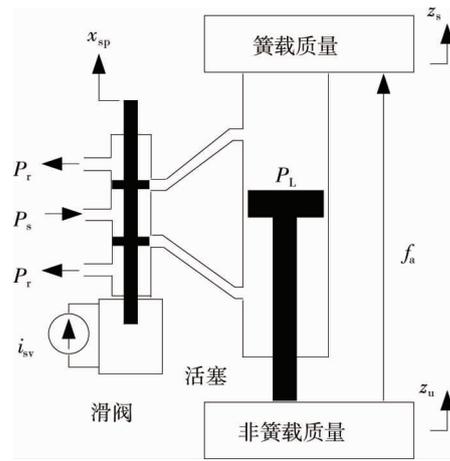


图 2 电动液压制动器

2 自适应阻抗控制系统

2.1 模型参考自适应控制 (MRAC)

MRAC 由一个装置、一个控制器和调节机构组成,以调节控制器参数,使设备的输出跟踪参考模型产生的期望轨迹.通过使用阻抗模型作为模型参考来执行自适应阻抗控制,采用 MRAC 来控制不确定的线性系统.然而,液压悬架系统是高度非线性的,其中执行器是非线性的并且悬架系统是线性的.尽管液压执行机构非线性,悬架系统和循环系统一起可以作为一个不确定的线性系统呈现给 MRAC.

MRAC 提供由 f_d 表示的所需力作为用于内环路的参考信号.常见的比例积分控制器用来控制力^[11] 循环:

$$i_{sv}(t) = k_p e_f + k_i \int e_f dt. \tag{6}$$

式中: k_p 为比例增益; k_i 为积分增益; e_f 为跟踪力误差.

跟踪力误差定义为

$$e_f = f_d - f_a. \tag{7}$$

式中: f_d 为所需的力; f_a 为执行机构产生的实际力.

式(7)中的循环力可以表示为

$$f_a + e_f = f_d. \tag{8}$$

式中: f_d 为输入; f_a 为输出; e_f 为不确定因素; 假定所需的力 f_d 是有界的,并且液压驱动机构足够强,以致所需的力 $|f_d| \leq f_{amax}$.

假设一种设备的表达方式^[12] 为

$$y_p = G_p(s) u_p = K_p \frac{Z_p(s)}{R_p(s)} u_p. \tag{9}$$

式中: y_p 为输出; $Z_p(s)$ 和 $R_p(s)$ 分别为等级的单调多项式 m_p 和 n_p ; K_p 为常数,并给出模型参考^[12] 如式(10)所示.

$$y_m = W_m(s) r = K_m \frac{Z_m(s)}{R_m(s)} r. \tag{10}$$

式中: r 为输入; y_m 为输出; $Z_m(s)$ 和 $R_m(s)$ 为等级的单调多项式 q_m 和 p_m ; K_m 为常数.

控制规律 u_p 的形式为

$$u_p = \theta_1^T \frac{\alpha(s)}{\Lambda(s)} u_p + \theta_2^T \frac{\alpha(s)}{\Lambda(s)} y_p + \theta_3 y_p + c_0 r. \tag{11}$$

控制律式(11)的状态空间实现为

$$\boldsymbol{\omega}'_1 = F\boldsymbol{\omega}_1 + gu_p; \quad (12)$$

$$\boldsymbol{\omega}'_2 = F\boldsymbol{\omega}_2 + gy_p; \quad (13)$$

$$\boldsymbol{u}_p = \boldsymbol{\theta}^T \boldsymbol{\omega}. \quad (14)$$

式中: $\boldsymbol{\theta}$ 为一个矢量的控制设计参数, $\boldsymbol{\theta} = [\boldsymbol{\theta}_1^T, \boldsymbol{\theta}_2^T, \boldsymbol{\theta}_3, c_0]^T$; $\boldsymbol{\omega}$ 为一个向量, $\boldsymbol{\omega} = [\boldsymbol{\omega}_1^T \boldsymbol{\omega}_2^T y_p \boldsymbol{r}^T]$.

在方程(12)和方程(13)中, $n=4$ 下的 F 和 g 的形式为

$$F = \begin{bmatrix} -f_3 & -f_2 & -f_1 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, g = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (15)$$

式中: f_1, f_2, f_3 为函数 $\Lambda(s)$ 的系数.

函数 $\Lambda(s)$ 的表达式^[12] 为

$$\Lambda(s) = s^3 + f_3 s^2 + f_2 s + f_1. \quad (16)$$

为了保证控制系统的稳定性,提出了一种自适应机制^[12] 如式(17).

$$\boldsymbol{\theta}' = -(\boldsymbol{e}\boldsymbol{\omega} + \boldsymbol{\sigma}\boldsymbol{\theta}) \Gamma \operatorname{sgn}\left(\frac{K_p}{K_m}\right). \quad (17)$$

式中: $\boldsymbol{\sigma}$ 为常数; Γ 为正标量; \boldsymbol{e} 为跟踪误差.

跟踪误差表示为

$$\boldsymbol{e} = y_p - y_m. \quad (18)$$

为了将阻抗控制应用于稳定的 MRAC, 所期望的力 f_d 被认为是设备的输入. 因此, 由式(8)的 $f_d = u_p$ 可以得到:

$$u_p = f_a + e_f. \quad (19)$$

设备的输出为

$$y_p = z'_s + a z_s. \quad (20)$$

式中: a 为控制设计参数.

轮胎力 f_t 作为参考模型的输入状态为

$$r = f_t. \quad (21)$$

轮胎力 f_t 的计算公式为

$$f_t = m_s z''_s + m_u z''_u. \quad (22)$$

为了形成设备的传递函数, 从方程(1)~方程(3)和方程(20)可以得到:

$$y_p(s) = G_p(s) f_a + G_t(s) f_t. \quad (23)$$

$G_p(s)$ 和 $G_t(s)$ 分别为

$$G_p(s) = K_p \frac{s + a}{s^2 + b_2 s + b_1}; \quad (24)$$

$$G_t(s) = K_d \frac{s^2 + c_2 s + c_1}{s^4 + b_2 s^3 + b_1 s^2}. \quad (25)$$

式中: $b_1 = k_s(1/m_s + 1/m_u)$; $b_2 = b_s(1/m_s + 1/m_u)$; $K_p = 1/m_s$; $c_1 = a k_s / b_s$; $c_2 = a + k_s / b_s$; $K_d = b_s / (m_s m_u)$.

根据式(19)和式(23)可以得到:

$$y_p = G_p(s) (u_p + \boldsymbol{\eta}). \quad (26)$$

这里, $\boldsymbol{\eta}$ 表示为

$$\boldsymbol{\eta} = \frac{K_d(s^2 + c_2 s + c_1)}{K_p(s^3 + a s^2)} f_t - e_f. \quad (27)$$

根据式(26)所提出的形式, y_p 为设备的输出, $G_p(s)$ 是设备的传递函数, 而 $\boldsymbol{\eta}$ 具有不确定性.

$$f_t = M z''_{sd} + L z'_{sd} + K z_{sd}. \quad (28)$$

2.2 阻抗模型

阻抗控制的目标是为受道路干扰的车身位移提供规定的动态行为.一种解决阻抗控制的方法是在 MRAC 中应用阻抗模型作为模型参考.为了给液压驱动的悬架系统规定一种预期的行为,阻抗规则(IR)被定义为二阶线性系统的形式^[13]如式(29)所示.

$$y_{pd} = z'_{sd} + az_{sd}. \quad (29)$$

然后,提出一种阻抗模型为

$$\frac{y_{pd}(s)}{f_i(s)} = \frac{s + a}{Ms^2 + Ls + K}. \quad (30)$$

可以通过频率分析显示阻抗参数的作用,在 s 范围中,用于表示相对 f_i 身体加速度的传递函数^[13]:

$$H_s(s) = \frac{s^2 z_{sd}}{f_i(s)} = \frac{s^2}{Ms^2 + Ls + K}. \quad (31)$$

主体加速度在频域中衰减,变化为

$$|H_s(j\omega)| = \frac{\omega^2}{\sqrt{(K - M\omega^2)^2 + (\omega L)^2}}. \quad (32)$$

为了实现 IR,轮胎力 f_i 应该作为反馈给控制系统,轮胎力采用加速度计算公式为

$$m_s z_s'' + m_u z_u'' = f_i. \quad (33)$$

如果我们能控制悬挂系统,比如在理想状态下, $z_s = z_{sd}$, 利用式(28)和式(33)得到了非簧载质量的加速度,和在 s 域内的轮胎力:

$$H_u(s) = \frac{s^2 z_u(s)}{f_i(s)} = \frac{(M - m_s) s^2 + Ls + K}{m_u(Ms^2 + Ls + K)}. \quad (34)$$

采用 $M \gg m_s$, 则可得

$$H_u(s) \approx \frac{1}{m_u}. \quad (35)$$

那就意味着:

$$m_u z_u'' \approx f_i. \quad (36)$$

将方程(36)代入方程(33)得

$$z_s'' \approx 0. \quad (37)$$

因此,通过采用 $M \gg m_s$ 来实现期望的乘客舒适度.

当需要乘客舒适时,我们应该关心车辆的控制.如果轮胎挠度降低,车辆控制难度会增加,当乘客舒适度高时,可以通过使用方程(35)将在 s 域中的相对于道路位移的轮胎偏转计算为

$$H_i(s) = \frac{z_u(s) - z_r(s)}{z_r(s)} \approx \frac{-m_u s^2}{m_u s^2 + b_1 s + k_1}. \quad (38)$$

在该范围内:

$$|H_i(j\omega)| \approx \frac{m_u \omega^2}{\sqrt{b_1^2 \omega^2 + (k_1 - m_u \omega^2)^2}}. \quad (39)$$

参考模型的传递函数通过使用方程(30)改写为

$$W_m(s) = \frac{s + a}{M(s^2 + (L/M)s + (K/M))}. \quad (40)$$

阻抗控制系统的主要目标是提供在不同道路条件下规定的悬架系统的期望动态行为.如果悬架系统的输出遵循阻抗模型的输出,则建立阻抗控制.为此,应用一个强大的 MRAC 用于不确定的线性系统.阻抗模型在 MRAC 中作为参考模型给出.所提出的控制方案由 2 个回路组成,如图 3 所示,外环通过 MRAC 执行位置控制,而阻抗模型作为模型参考给出,内环是液压驱动器的动力控制.

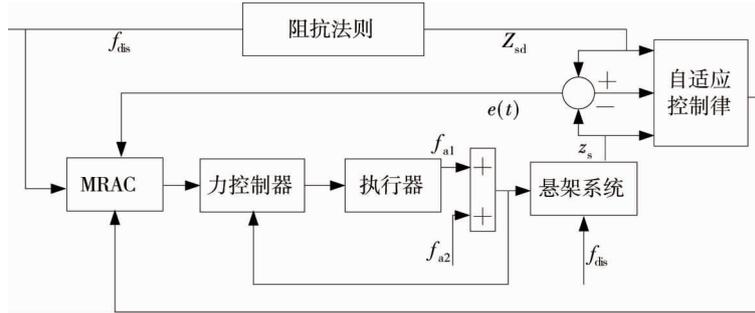


图3 控制系统

3 改进粒子群优化算法

粒子群优化算法(PSO)执行:未知参数称为粒子.从随机初始化开始,粒子将在搜索空间中移动以最小化目标函数.通过最小化目标函数来估计参数,根据目标函数,对每个粒子的适应度进行评估,以更新粒子的最佳位置,并将粒子的最佳位置作为计算每一步的2个目标.每个粒子都被引导到之前的最佳位置和粒子之间的前一个最佳位置.因此,粒子倾向于飞向搜索空间上的更好的搜索区域.第*i*个粒子*v_i*的速度^[14]如式(41).

$$v_i(k + 1) = \delta v_i(k) + c_1 r_1 (pbest_i(k) - x_i(k)) + c_2 r_2 (gbest(k) - x_i(k)) . \tag{41}$$

式中:*x_i(k)*为粒子第*k*次迭代中的位置;*pbest_i(k)*是粒子第*k*次迭代中局部最佳位置;*gbest(k)*是粒子第*k*次迭代中全局最佳位置; δ 为惯性权重;*c₁*和*c₂*为加速度系数;*r₁*和*r₂*为[0 1]范围内的2个随机数.

第*i*个粒子的新位置^[14]为

$$x_i(k + 1) = x_i(k) + v_i(k + 1) . \tag{42}$$

为了改变粒子群算法收敛速度,惯性权重系数进行修改如式(43)所示.

$$\delta = \frac{(\delta_1 - \delta_2) (k_{max} - k)}{k_{max}} + \omega_2 . \tag{43}$$

式中: δ_1 , δ_2 分别为最大、最小权重系数;*k_{max}*为最大迭代次数.

为了改善收敛速度,速度也进行了修改:

$$v_i(k) = \chi (v_i(k - 1) + c_1 r_1 (pbest_i(k) - x_i(k)) + c_2 r_2 (gbest(k) - x_i(k))) . \tag{44}$$

χ 由式(45)给出:

$$\chi = \frac{2}{|4 - \varphi - \sqrt{\varphi^2 - 4\varphi}|} . \tag{45}$$

采用较低的*c₁*和*c₂*值可使粒子在被拉回之前远离目标区域漫游,采用高值会导致粒子朝向或通过目标区域的突然移动.因此,*c₁*和*c₂*被引入为

$$c_1 = \frac{(c_{1i} - c_{1f}) (k_{max} - k)}{k_{max}} + c_{1f}; c_2 = \frac{(c_{2i} - c_{2f}) (k_{max} - k)}{k_{max}} + c_{2f} . \tag{46}$$

式中:*c_{1i}*和*c_{2i}*为*c₁*和*c₂*的初始值;*c_{1f}*和*c_{2f}*分别为*c₁*和*c₂*的最终值.

在开始时,*c₁*的值较大,*c₂*的值较小,允许粒子在搜索空间周围移动,而不是朝着*pbest_i(k)*移动.*c₁*的较小值和*c₂*的较大值允许粒子在优化的后期收敛到*gbest(k)*.

在改进PSO算法中,适应度函数以误差总和的形式定义如式(47).

$$Fitness = \sum_{i=1}^N (y_p - y_{pd})^2 . \tag{47}$$

式中:*N*为样本的数量.

分别采用粒子群算法和改进粒子群算法的迭代过程如图4所示.

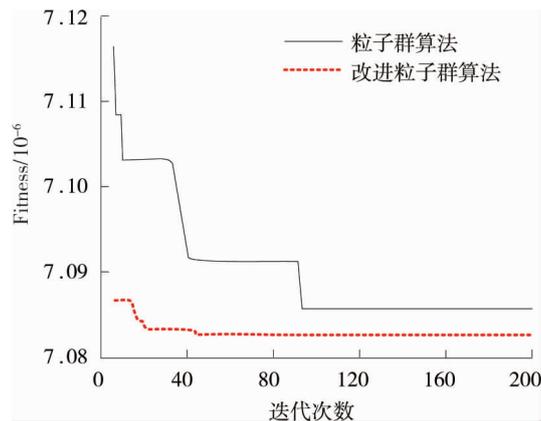


图 4 适应度函数的收敛性

由图 4 可知,粒子群算法和改进粒子群算法都能向最优解逼近,搜索到最小值需要的迭代次数分别为 46 和 94.改进粒子群算法收敛迭代次数少,搜索到最小值也更小.因此,改进粒子群算法收敛速度快,不易陷入局部最优解.

4 仿真与分析

本文采用改进的自适应阻抗控制方法,用于控制车辆液压悬架系统,系统参数如表 1 所示.

改进 PSO 算法的参数设置为 $c_{1i} = 2.5$, $c_{1f} = 0.5$, $c_{2i} = 0.5$, $c_{2f} = 2.5$, $e_{11} = 0.4$, $e_{12} = 0.9$, 种群大小设置为 100,最大迭代次数为 200.采用改进 PSO 算法优化控制器参数过程如图 5 所示,得到的控制设计参数为 $k_i = 66.27$, $k_p = 0.0124$, $\Gamma = 6.5 \times 10^7$, $\sigma = 1.2 \times 10^{-4}$.假设车辆受到路面 $z_r = 0.05 \sin(2\pi t)$ 的干扰,采用 Simulink 软件对液压悬架车身加速度、悬架行程及滑阀位移跟踪误差进行了仿真,仿真结果分别如图 6~图 8 所示.

表 1 液压悬架系统参数

参数变量	数值	单位
m_s	236	kg
b_s	350	N/(m/s)
k_s	15 741	N/m
m_u	42	kg
b_l	425	N/(m/s)
k_l	118 750	N/m
β	1	
A_p	3.45×10^{-4}	m^2
α	4.38×10^{13}	
τ	1/20	s
P_s	1.05×10^7	Pa
γ	1.42×10^9	

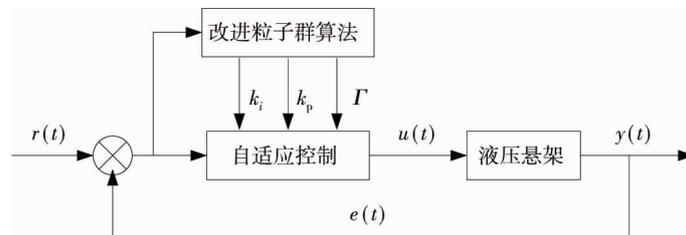


图 5 液压悬架控制参数优化过程

根据图 6~图 8 仿真结果可知:采用改进自适应阻抗控制所产生的的车身加速度、悬架行程及误差波动幅度最小.车身加速度、悬架行程及误差最大值如表 2 所示.由表 2 数据对比可知,采用改进自适应阻抗控制产生的车身加速度、悬架行程及误差最大值最小.因此,采用改进自适应阻抗控制系统,能够抑制复杂路面因素的干扰,提高车辆行驶的稳定性的.

表2 液压悬架系统参数

控制方法	车身加速度/(m/s^2)	悬架行程/m	误差/m
PID控制	1.06	1.12×10^{-1}	5.8×10^{-3}
PSO-PID控制	0.28	0.37×10^{-1}	1.8×10^{-3}
本文控制	0.16	0.18×10^{-1}	1.2×10^{-3}

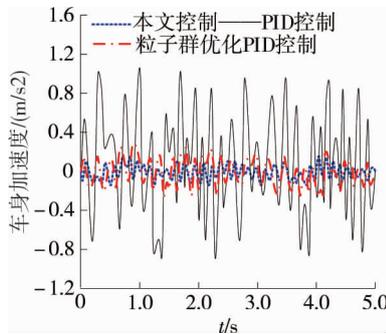


图6 车身加速度

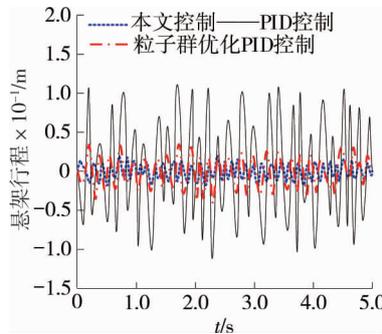


图7 悬架行程

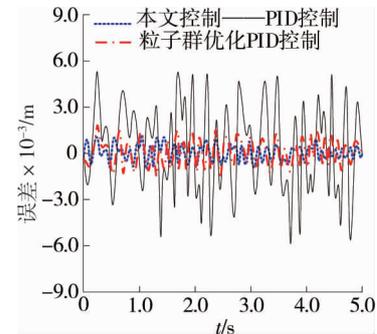


图8 滑阀位移跟踪误差

5 结论

1) 通过改变惯性权重系数和速度,建立的改进粒子群算法,解决了原粒子群算法存在的搜索速度慢,容易陷入局部最优解的问题。

2) 运用这种算法可以对悬架系统自适应阻抗控制系统中的控制参数进行优化,充分发挥车辆悬架系统中自适应阻抗控制系统的作用,提高了车辆行驶的稳定性和舒适性。

3) 自适应阻抗控制系统的影响因素较多,本研究仅针对其中的3个参数进行了优化研究,今后扩展到其他参数的优化,会取得更好的控制效果。

参考文献:

- [1] 候观远青.基于AMESim的主动悬架建模及其对车辆相关性能的影响研究[D].镇江:江苏大学,2016.
- [2] 陈英.车辆悬架系统的LQG控制器设计[D].西安:西安理工大学,2017.
- [3] Rao K D. Modeling, Simulation and control of semi active suspension system for automobiles under MATLAB simulink using PID controller[J]. IFAC Proceedings Volumes, 2014, 47(1): 827-831.
- [4] 马相飞,李凯.PID控制策略下空气悬架系统的仿真[J].汽车实用技术,2017(8):142-145.
- [5] 李洁,黄艳宾,杨静,等.汽车悬架的PID控制仿真研究[J].系统科学学报,2018,26(2):101-104.
- [6] Malekshahi A, Mirzaei M, Aghasizade S, et al. Non-linear predictive control of multi-input multi-output vehicle suspension system[J]. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2015, 34(1):87-106.
- [7] 邱香.非线性主动悬架backstepping控制研究[J].华东交通大学学报,2016,33(3):54-59.
- [8] 孙丽颖,王新,白锐.考虑输入约束的半主动悬架非线性自适应控制[J].控制与决策,2017,20(11):1-5.
- [9] Eski I, Yildirim Ş. Vibration control of vehicle active suspension system using a new robust neural network control system[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2009, 17(5): 778-793.
- [10] Essa M E, Aboelela M A, Hassan M, et al. Position control of hydraulic servo system using proportional-integral-derivative controller tuned by some evolutionary techniques[J]. Journal of Vibration and Control, 2016, 22(12): 2946-2957.
- [11] Sarhadi P, Noei A R, Khosravi A, et al. Model reference adaptive PID control with anti-windup compensator for an autonomous underwater vehicle[J]. Robotics and Autonomous Systems, 2016,83(10):87-93.
- [12] Roozegar M, Mahjoob M J, Ayati M, et al. Adaptive tracking control of a nonholonomic pendulum-driven spherical robot by using a model-reference adaptive system[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(2): 845-853.
- [13] Sharifi M, Behzadipour S, Vossoughi G, et al. Nonlinear model reference adaptive impedance control for human-robot interactions[J]. Control Engineering Practice, 2014, 32(10): 9-27.
- [14] 吴慰春,陈龙,丁仁凯.基于粒子群算法的主动悬架混合控制策略研究[J].机械设计与制造,2018(1):29-31.