

# 基于阻尼多级分段调节的半主动悬架系统

解雅雯

(无锡职业技术学院 汽车与交通学院, 江苏 无锡 214121)

**摘要:** 为提高汽车的平顺性和舒适性, 提出了一种多级分段调节减振器阻尼的方法; 为创建该方法, 首先建立了汽车半主动悬架动力学模型, 通过分析模型得到和减振器匹配的阻尼控制规律和最优解; 设计了一种基于电磁阀控制节流孔通道的硬件结构; 对减振器阻尼大小进行了分级定义, 对不同的路面状况, 匹配不同级别的减振器阻尼; 探讨了半主动悬架可控减振器节流参数控制规律, 根据该规律构思了此减振器的控制方法; 开展了针对多级分段调节的半主动悬架系统的路面试验, 试验表明该种减振器具有较好的减震效果, 能够有效地提升汽车的行驶平顺性和稳定性。

**关键词:** 液力减振器; 阻尼; 多级; 可调

## A Semi-active Suspension System Based on Damping Multi-stage Subsection Regulation

XieYawen

(Wuxi Institute of Technology, Wuxi 214121, China)

**Abstract:** in order to improve the ride comfort and comfort of the automobile, a method of multi-stage sectional adjustment of damper damping is proposed. In order to establish the method, the dynamic model of semi-active suspension is established firstly, and the damping control law and optimal solution matching with the shock absorber are obtained by analyzing the model. A hardware structure of the throttle channel controlled by solenoid valve is designed. This paper defines the magnitude of damper's damping in different levels, and matches different levels of damper's damping for different road conditions. The throttle parameter control law of the controllable shock absorber of the semi-active suspension is discussed, and the control method of the shock absorber is conceived according to the law. The road test of the semi-active suspension system is carried out, and the results show that the damper has good damping effect and can effectively improve the ride comfort and stability of the vehicle.

**Keywords:** hydraulic shock absorber; damping; multistage; adjustable

## 0 引言

随着汽车高速化的发展, 传统被动悬架已不能满足汽车的减振需求, 半主动悬架和主动悬架得到了广泛的发展与应用。国内外学者对半主动悬架和主动悬架进行了大量的研究, 取得了丰硕的成果<sup>[1-5]</sup>。马克等人设计了一种基于主动悬架非脆弱  $H_\infty$  控制器<sup>[6]</sup>。梁辉等人研究了车辆的半主动悬架分数阶天棚阻尼控制<sup>[7]</sup>。周创辉等人提出了一种基于改进型天棚阻尼控制算法的馈能式半主动油气悬架系统<sup>[8]</sup>。Ayman 等人对双横臂悬架系统动态特性进行了分析<sup>[9]</sup>。Kavitha 等人提出了一种双横臂悬架系统的主动外倾角和前束控制策略<sup>[10]</sup>。

传统的被动悬架的弹性元件不仅起到承载车身重量的作用, 还是存储液压能量和吸收液压能量的部件, 但被动悬架减振器油流量需要维持在一个足够大的数值<sup>[11-13]</sup>, 以确保减振器筒内液压能够通过流通阀在不同的腔内流通。但实际使用中, 减振器内部液压数值往往不能保持那么大数值, 这样会极大地降低减振器的减震效果。半主动悬架

可以通过改变流通阀的流通面积, 以改变悬架系统的阻尼, 保证减振器筒内液压能够快速在两筒之间流动。传统的半主动悬架按照流通阀等阀门打开的面积, 把阻尼的改变分为软、硬和适中三个等级, 这样设计方法在一定程度上改善了减振器的减震效果, 但是由于路面状况的随机性和路面的多样性, 简单的半主动悬架三级阻尼设计方法已不能和多样性路面很好的匹配, 导致现有的半主动悬架减震效果不能完全发挥。针对这一问题, 本文在传统的液力减振器上, 设计了利用电磁阀改变节流阀的流通截面面积的大小, 进而控制节流阀进出油流量, 以把减振器阻尼进行多级分段调节, 从根本上解决问题。

## 1 模型的建立

通过对车辆悬架进行力学分析, 根据车辆舒适性<sup>[14-15]</sup>, 安全性优化设计目标, 利用悬架动扰度作为约束条件, 建立在不同车速, 不同路况, 不同车辆的参数以及不同震动情况下的车辆悬架最佳阻尼比优化设计目标函数和数学模型。

### 1.1 半主动悬架动力学模型

1/4 汽车半主动悬架模型, 如图 1 所示, 作为阻尼可变速半主动悬架, 需要确定其阻尼的变化范围。

收稿日期: 2019-12-03; 修回日期: 2019-12-23。

作者简介: 解雅雯(1998-), 女, 江苏盐城人, 大学生, 主要汽车电子方向的研究。

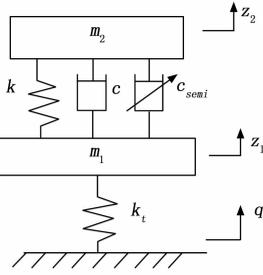


图 1 1/4 汽车半主动悬架模型

二自由度 1/4 汽车半主动悬架的震动方程为：

$$m_2 \ddot{z}_2 + C(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + K(z_2 - z_1) = -C_{semi}(t)(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \quad (1)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 + K(z_1 - q) - C(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - K(z_2 - z_1) = C_{semi}(t)(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (2)$$

其中： $C_{semi}(t)$  的变化范围为  $0 \leq C_{semi}(t) \leq C_{max}$ 。

式中， $\dot{z}_1$  为簧下质量的绝对速度， $\dot{z}_2$  为簧上质量的绝对速度， $K$  为弹簧刚度， $C_{semi}$  为减震器阻尼可变系数， $m_1$  为簧下质量， $m_2$  为簧上质量。

因此，需要确定减震器阻尼系数的范围，需要研究阻尼匹配的阻尼控制规律和最优解。

设单轮总质量为  $m_t$ ，单轮簧下质量为  $m_d$ ，则单轮簧上质量为  $m_u = m_t - m_d$ 。根据悬架系统最佳阻尼比，可得悬架系统最佳阻尼系数为：

$$C_s = 4\pi\xi f_o m_u \quad (3)$$

式中， $\xi$  为悬架最佳阻尼比，是由被动悬架最佳阻尼匹配所决定的； $f_o$  为悬架固有频率。

因此，根据悬架系统杠杆比  $i$ ，可求得减震器复原行程在首次开阀时的阻尼系数为：

$$C_{d1} = 4\pi\xi f_o m_u / i^2 \quad (4)$$

根据减震器平安比  $\eta$  的定义，可得：

$$\eta_{ps} = k_1 k_2 = C_{d1} / k_2 \quad (5)$$

式中， $k_1$  为减震器首次开阀前的速度特性直线的斜率； $k_2$  为最大开阀前的速度特性直线的斜率。

因此，可得减震器复原行程最大开阀前速度特性面线的斜率  $k_2$  为：

$$k_2 = C_1 / \eta_{ps} \quad (6)$$

根据阻尼力与阻尼系数和速度之间关系，可得到减震器复原行程最大开阀阻尼系数  $C_{d2}$  为：

$$C_{d2} = \frac{F_{dk2}}{V_{k2}} = \frac{F_{dk1} + k_2(V_{k2} - V_{k1})}{V_{k2}} \quad (7)$$

式中， $V_{k1}$  和  $V_{k2}$  分别为减震器首次开阀速度和最大开阀速度； $F_{dk1}$  和  $F_{dk2}$  分别为减震器在首次和最大开阀时的阻尼力。

将  $F_{dk1} = C_{d1} V_{k1}$  和  $k_2 = C_{d1} / \eta_{ps}$  代入上式，得：

$$C_{d2} = \frac{C_{d1}}{\eta_{ps}} + C_{d1} \left(1 - \frac{1}{\eta_{ps}}\right) \frac{V_{k1}}{V_{k2}} \quad (8)$$

根据减震器压缩行程和复原行程阻尼特性的双向比  $\beta_d$ ，可得减震器压缩行程在开阀前后的阻尼系数分别为：

$$C_{d1y} = \beta_d C_{d1} = \beta_d 4\pi\xi f_o m_u / i^2 \quad (9)$$

$$C_{d2y} = \beta_d C_{d2} = \frac{\beta_d C_{d1}}{\eta_{ps}} + \beta_d C_{d1} \left(1 - \frac{1}{\eta_{ps}}\right) \frac{V_{k1}}{V_{k2}} \quad (10)$$

由以上分析可知，利用车辆参数以及复原行程和压缩行程的初次开阀速度和最大开阀速度，可求得减震器复原行程的首次开阀阻尼力  $F_{dk1}$  和最大开阀阻尼力  $F_{dk2}$ ，以及压缩行程的首次开阀阻尼力  $F_{dk1y}$  和最大开阀阻尼力  $F_{dk2y}$ 。因此，可得设计减震器要求的分段线性速度特性曲线，如图 2 所示。

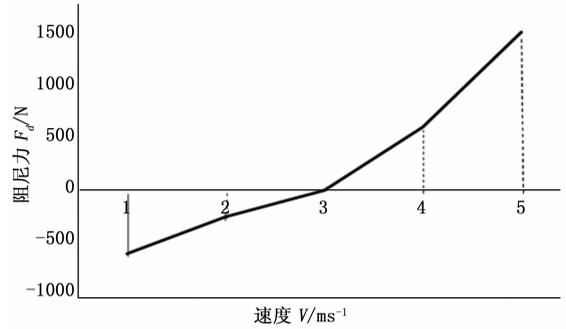


图 2 速度特性曲线

### 1.2 半主动悬架系统基于安全性和舒适性的数学模型

$$\xi^* \begin{cases} \xi_{oc} \xi^* \leq \xi_{oc} \\ \xi_{oc} < \xi^* < \xi_{os} \\ \xi_{os} \xi^* \geq \xi_{os} \end{cases} \quad (11)$$

式中， $\xi^*$  为基于不同行驶路况，车速  $v$  和单轮簧上质量情况下的最佳阻尼比， $\xi^* = \xi(G_p, v, m)$ ； $\xi_{oc}$  为悬架系统最舒适所对应的阻尼比， $\xi_{oc} = 0.1748$ ； $\xi_{os}$  为悬架系统最安全所对应的阻尼比， $\xi_{os} = 0.4136$ 。

### 1.3 半主动悬架系统最佳阻尼系数

$$C_s^* = 2\xi^* \sqrt{K m_2} = 2\xi^* m_2 \sqrt{\frac{K}{m_2}} = 4\pi\xi_o^* f_o m_2 \quad (12)$$

式中， $\xi_o$  为悬架最佳阻尼比； $f_o$  为悬架固有频率， $f_o = \frac{\omega_o}{2\pi} =$

$$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m_2}}；m_2 为悬架上质量。$$

代入得：

$$S_{co} = \begin{cases} C_{sc} C_{sc} \geq C_s^* \\ C_s^* C_{sc} < C_s^* < C_{ss} \\ C_{ss} C_{sc} \leq C_s^* \end{cases} \quad (13)$$

式中， $C_{sc}$  为舒适时悬架系统所要求的阻尼系数， $C_{sc} = 0.7 \pi f_o m_u$ ； $C_{ss}$  为最安全时悬架系统所要求的的阻尼系数， $C_{ss} = 1.65 \pi f_o m_u$ 。

由于最佳阻尼系数  $\xi^*$  是随不同行驶路况，车速  $v$  和单簧上质量情况变化的，因此，半主动悬架系统最佳阻尼系数  $C_{sc}$  也是随不同行驶路况，车速  $v$  和单轮簧上质量情况而变化的。

### 1.4 半主动悬架可控减震器节流参数控制规律

采用节流阀的节流孔面积  $A$  作为可控参数，而节流阀片厚度  $h$ 、阀片预变形量  $f_{r0}$  和阀片最大限位间隙  $\delta_{max}$  作为不可控参数。其中，总节流面积  $A_t$  一般包括两部分：一部

分是固定常节流孔面积；另外一部分是可控节流孔面积，半主动悬架可控减震器设置固定常节流孔的目的是保证半主动悬架的安全，防止可控震的可控节流孔关闭时，减震器成为刚体<sup>[16]</sup>。

当最大阻尼系数  $C_{dmax} = C_{ds} = \frac{1.65\pi f_o m_u}{i^2 \cos^2 \alpha}$  的情况下，最小节流孔面积  $A_{min}$  设计值：

$$A_{min} = \left[ V_{dk} S_h - A_o \epsilon_o \sqrt{\frac{1}{2\rho} \left( \sqrt{k^2 + \frac{4C_{dmax} V_{dk}}{S_h}} - k \right) - \frac{\pi D_h \delta^3 H (1 + 1.5e^2) C_{dmax} V_{dk}}{12\mu L_H S_h}} \right] \frac{1}{\epsilon A} \sqrt{\frac{\rho S_h}{2C_{dmax} V_{dk}}} \quad (14)$$

将式中的减震器最大阻尼系数  $C_{dmax}$  替换成减震器最小阻尼系数  $C_{dmin}$ ，便可得到减震器最大节流孔面积  $A_{max}$  设计数学模型，即：

$$A_{max} = \left[ V_{dk} S_h - A_o \epsilon_o \sqrt{\frac{1}{2\rho} \left( \sqrt{k^2 + \frac{4C_{dmin} V_{dk}}{S_h}} - k \right) - \frac{\pi D_h \delta^3 H (1 + 1.5e^2) C_{dmin} V_{dk}}{12\mu L_H S_h}} \right] \frac{1}{\epsilon A} \sqrt{\frac{\rho S_h}{2C_{dmin} V_{dk}}} \quad (15)$$

其中： $C_{dmin}$  为可控减震器最小阻尼系数， $C_{dmin} = C_d = \frac{0.7\pi f_o m_u}{i^2 \cos^2 \alpha}$ 。

可控节流孔面积  $A_{semi}$  控制规律，同理，将式中减震器最大阻尼系数  $C_{dmax}$  替换成在不同路况，车速，转弯半径和单轮簧上质量情况下的减震器最佳阻尼系数  $C_d^*$ ，便可得到可控减震器节流孔面积  $A^*_{semi}$  控制数学模型， $C^*_d$  为可控减震器在不同路况，车速，转弯半径和单轮簧上质量情况下的最佳阻尼系数， $C^*_d = C_d = \frac{4\pi f_o m_u}{i^2 \cos^2 \alpha}$ 。

因此，可得可控节流孔的面积  $A_{semi}$  控制规律为：

$$A_{semi} = \begin{cases} A_{min} & A^*_{semi} \leq A_{min} \\ A^*_{semi} & A_{min} < A^*_{semi} < A_{max} \\ A_{max} & A^*_{semi} \geq A_{max} \end{cases} \quad (16)$$

由于可控减震器最佳阻尼系数  $C^*_d$  是随车辆行驶路况，车速，转弯半径和单轮质量变化的，因此，可控减震器节流孔面积  $A_{semi}$ <sup>[17]</sup> 也是随车辆行驶路况、车速、转弯半径和单轮质量而变化的。

## 2 硬件结构

目前使用比较多的是双向筒式液力减震器，当车辆因震动而出现相对运动的时候，减震器液压油消耗散热，工作缸内的活塞上下移动，油腔内部的液压油便会从活塞上面的通流阀反复的从一个腔流入另一个腔。随着通流阀孔壁与油液之间的摩擦，以及油液分子之间的黏性摩擦对产生的震动形成阻尼力，将震动能量转化为热能并散发到大气当中，流通阀和补偿阀是一般的单向阀，其弹簧弹力很小<sup>[18]</sup>，当阀上的油压作用力与弹簧弹力同向时，阀门处于关闭状态；而当油压作用力与弹簧反向力时，则只要很小的油压，阀便能开启。压缩阀和伸张阀是卸荷阀，其弹簧弹力刚度较大，预紧力较大，只有当油压增到一定程度时，

阀才能开启；当油压降低到一定程度时，阀即自行关闭，如图 3 所示。

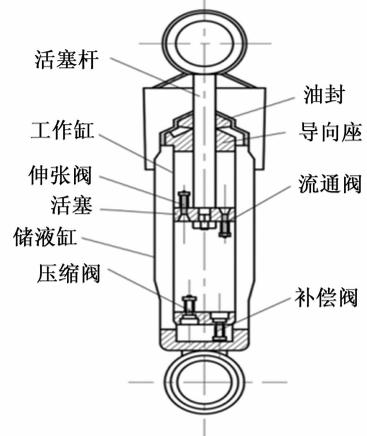


图 3 双向筒式液力减震器

### 2.1 结构分析

由图 3 可知，由于伸张弹簧的刚度和预紧力比压缩阀大，导致在同样的油压力作用下，伸张阀打开的液压流通通道的横截面积小于压缩阀打开的液压流通通道的横截面积，因此导致减震器在伸张行程和压缩行程产生的阻尼力大小不同，而且前者产生阻尼力要大于后者。

### 2.2 结构原理

本文设计的半主动控制节流的液力减震器，是在普通的液力双向筒式的基础上，通过旁路控制转动节流阀阀芯，改变流通面积，使节流阀孔具有三个位置，从而产生三个不同的阻尼值。当速度小于 0.3 m/s，汽车承受轻微的震动，节流孔产生节流阻尼力；当速度在 0.3~1.0 m/s 范围内，汽车承受中等强度的震动，由电磁阀控制节流孔的孔隙，这是减震器的主要工作；当速度大于 1.0 m/s，悬架剧烈震动，车轮高频震动，电磁阀控制节流孔的节流间隙开到最大，这与轮胎和路面接触的情况密切相关。

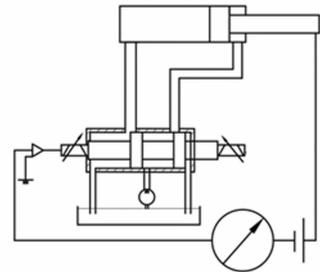


图 4 工作原理图

减小节流孔的通道截面积，增大了油液流动阻尼；反之，当汽车载荷减小时，增大了节流孔的通道截面积，减小了阻尼力，从而达到了随汽车载荷的变化而改变减震器阻力的目的。对油液的节流作用使减震器产生伸张运动时的阻尼作用，而减震器的弹力是伸张阀大于流通阀，孔径是伸张阀小于流通阀，综上所述，伸张行程的阻尼力大于

压缩行程的阻尼力。在运动模式或者过弯工况及时增大阻尼, 就能使车变得更硬朗; 而在平直道路上, 降低悬架阻尼能获得更好的舒适性。抑制减震弹簧在吸收路面所带来的各种冲击之后产生的反复弹跳, 以加速弹簧固有振动的衰减, 根据路况和行驶状态自动的为车辆提供更佳的驾驶平顺性。

### 3 控制方法与试验

使用模糊神经网络为算法, 以模糊控制为主体, 应用神经网络, 实现模糊控制的决策。以汽车平顺性指标 NVH 作为减震器的控制目标参数, 控制对象为车速、汽车振动加速度、汽车重量。建立基于平顺性指标的模糊控制系统, 并确定其模糊控制规则。建立表征 NVH 的方程:

$$NVH = f(x_1, x_2, \dots, x_n) = S \quad (17)$$

其中:  $x_1, x_2, x_3$  为影响 NVH 的变量;  $S$  为描述 NVH 状态的参数,  $S = -2$  表示一级阻尼,  $S = -1$  表示二级阻尼,  $S = 0$  表示三级阻尼,  $S = 1$  表示四级阻尼,  $S = 2$  表示五级。建立基于 NVH 预测的神经网络图。

图 5 是一个 3 层神经网络图。该神经网络的输入变量是汽车行驶速度、汽车在垂直方向的振动加速度以及汽车整车重量, 它们分别用  $x_1, x_2, x_3$  表示, 而且不同的神经元之间通过权系数相互联系。神经网络系统的输出参数为 NVH, 表示汽车平顺性指标。最后, 应用误差反向传播算法 (error back propagation, BP) 的方法对网络连接权值进行适当调节。

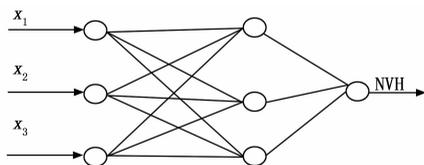


图 5 神经网络图

在模糊控制器的设计中, 汽车平顺性指标 NVH 模糊论域值取为  $[-3, 3]$ , 而 NVH 正负变化的误差变化率可用  $d(NVH)/dt$  表示, 它的模糊论域也可以取值  $[-4, 4]$ 。模糊子集定义为  $\{PB$  (正大),  $PS$  (正小),  $Z$  (零),  $NS$  (负小),  $NB$  (负大) $\}$ , 然后根据以上分析构建模糊规则表, 即可求出汽车平顺性指标 NVH 的控制曲线图<sup>[19]</sup>。

对装有该悬架的车辆进行了试验, 让车辆驶过单凸块的时域信号, 其中横坐标为历经时间, 纵坐标为垂直加速度信号, 试验图 6 所示。试验条件: 汽车的单轮簧载质量为 241 kg, 对应的非簧载质量 111 kg, 悬架弹簧刚度为 87 kN/m, 使用的轮胎的刚度为 39882 kN/m, 采集汽车质心处的加速度信号。汽车以 65 km/h 速度直线驶过有单凸块 (凸块几何参数满足国标 GB/T 12534 与 GB/T 4970-2009 汽车平顺性脉冲输入试验规范要求: 三角凸块长度为 40 cm, 高度为 60 cm, 横向宽度为 300 cm) 的路面工况。分别记录装有被动悬架的样车通过该区域的车身振动加速度信号。

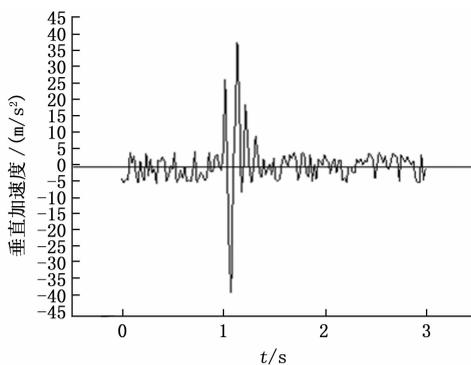


图 6 悬架系统的垂直加速度响应

由图 6 为汽车驶过单凸块过程中, 车身垂直振动加速度试验数值。从图 6 可以得知, 车身最大的加速度数值为  $40 \text{ m/s}^2$ , 振动量非常大。汽车悬架系统检测到该信号之后, 立刻对减振器阻尼进行调控, 在此过程中还需要考虑整车重量和车速信号, 综合以上信息按照预定的模糊神经网络算法进行减震。从图 6 的数值可知, 峰值之后的振动信号的衰减非常迅速, 说明减振器控制效果良好, 减振器减震效能佳。

### 4 结语

本文设计了一种多级分段调节减振器阻尼的方法, 利用节流阀处电磁阀, 达到节流控制流量的目的。建立了数学模型, 设计了相关的硬件结构, 开展了单凸块的振动试验, 验证了其控制效果。得出了以下结论:

- 1) 多级减振器不需要消耗汽车太多的能源, 节省了资源, 对纯电动而言, 有重要的节能意义;
- 2) 该系统结构简单, 控制方便, 技术要求低, 不占用汽车太多的空间, 维修成本低, 保养比较容易;
- 3) 有效解决了普通液力减振器内的油液不能在两个腔室内快速转换的问题, 提高了舒适性和操纵性;
- 4) 提高汽车的减震效果;
- 5) 根据路况和行驶状况自动控制阻尼, 具有较好的可靠性。

该减振器减震效果良好, 为减振器的设计提供了一个方向, 其生产和引用前景十分广阔, 预期会有显著的社会经济效益。

### 参考文献:

- [1] 周创辉, 文桂林. 基于改进型天棚阻尼控制算法的馈能式半主动油气悬架系统 [J]. 振动与冲击, 2018, 37 (14): 168-174.
- [2] 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.
- [3] 王宇, 吴光强, 郭炯珉. 考虑边界约束的阀控阻尼可调半主动悬架显式混杂模型预测控制 [J]. 汽车技术, 2017 (12): 1-6.
- [4] 寇发荣, 李冬, 许家楠, 等. EHA 半主动悬架自适应 Smith 预估时变时滞补偿控制 [J]. 西安科技大学学报, 2018 (6): 1005-1012.