

汽车主动悬架系统建模及其控制策略研究

孟爱红 王良曦 丛 华

(装甲兵工程学院, 北京 100072)

[摘要] 介绍了一种主动悬架系统的建模, 该系统是由液压作动器与一个普通弹簧串联后, 再与被动阻尼器并联构成, 其通常又被称作慢主动悬架。并应用 SI MULINK 语言仿真, 确定了实际可行的输出反馈方案。

叙词: 慢主动悬架, 建模, 控制策略

A Study on the Modeling and Control Strategy of Automotive Active Suspension System

Meng Aihong, Wang Liangxi & Cong Hua

Armoured Force Engineering Institute, Beijing 100072

[Abstract] A mathematical model for slow active suspension is established, and an output feedback controller is designed, based on a simulation using SI MULINK language.

Key words: Slow active suspension, Modeling, Control strategy

1 前言

国内外关于主动悬架技术的研究已开展很多, 并在一些概念车、赛车及高级商品车上得到了初步的应用。如在丰田 Celica、Nissan 轿车上用的主动悬架, 其结构均可简化为由作动器与一个普通弹簧串联后, 再与一个被动阻尼器并联构成(如图 1), 也就是在一般文献中所指的慢主动悬架。慢主动悬架的主动控制仅在一个低频范围(一般为 $0 \sim 4\text{Hz}$), 因此降低了系统成本和复杂程度。但它仍包括了主要的车身振动(包括纵向、俯仰和侧倾) 以及转向控制等要求的频率范围。此文介绍了对慢主动悬架系统进行的建模、控制策略研究。

2 主动悬架系统模型的建立

为了简化起见, 建立一个 1/4 汽车 2 自由度模型(见图 1), 其中忽略摩擦力、轮胎阻尼、弹簧刚度的非线性的影响。

2.1 数学模型

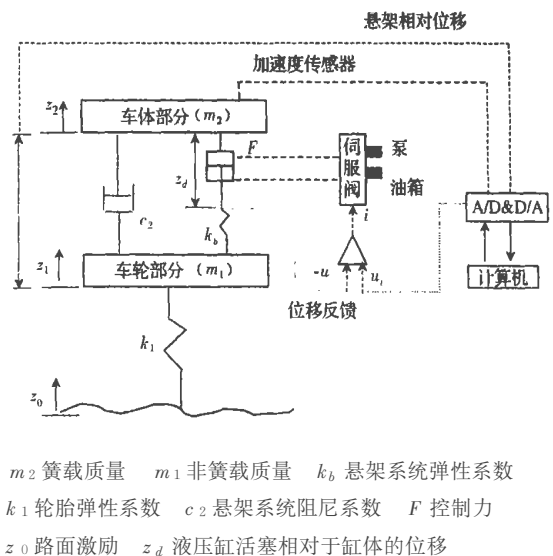


图 1 1/4 汽车主动悬架系统模型

2.1.1 车辆振动模型

根据牛顿定律, 可得液压缸和负载的力平衡方程

$$m_2 \ddot{z}_2 = c_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + F \quad (1)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = k_1 (z_0 - z_1) - c_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - F \quad (2)$$

忽略活塞质量, 液压缸输出力与悬架弹簧力有

如下关系:

$$F = AP_L = -k_b(z_2 + z_d - z_1) \quad (3)$$

式中 A 为活塞面积(m^2); P_L 为液压缸两腔压力差(Pa)。

2.1.2 电液伺服控制系统建模

执行机构采用电液伺服控制系统,建模时考虑了伺服阀环节与液压缸环节,这样仿真结果跟实际结合更紧密。

当液压缸频宽 $<50\text{Hz}$ 时,伺服阀环节可近似为一阶环节^[1]。

$$\frac{x_v}{i} = \frac{k_v}{T_v s + 1} \quad (4)$$

式中 x_v 为阀芯位移; i 为伺服阀控制电流; k_v 为伺服阀芯位移—电流增益; T_v 为伺服阀时间常数。

伺服阀线性化流量方程^[1]

$$Q_L = k_q x_v - k_c P_L \quad (5)$$

式中 k_q 为伺服阀流量增益; k_c 为伺服阀流量—压力系数, P_L 为液压缸两腔压力差。

液压缸流量连续性方程^[1]

$$Q_L = A \dot{z}_d + c_{lc} P_L + (V_t/4\beta_e) \dot{P}_L \quad (6)$$

式中 β_e 为有效体积弹性模量; V_t 近似为液压缸总容积; c_{lc} 为液压缸泄漏系数。

2.2 状态方程推导

联立式(3)、式(5)及(6),考虑到液压弹簧刚度 $k_h = (4\beta_e A^2/V_t)^{[1]} \gg k_b$, 可得

$$\dot{z}_d = \frac{k_q}{A} x_v + \frac{k_b k_{ce}}{A^2} (z_2 + z_d - z_1) \quad (7)$$

式中 $k_{ce} = k_c + c_{lc}$ 为总的压力—流量系数。

取状态变量 $X(z_1 - z_0 \ z_2 - z_1 \ \dot{z}_1 \ \dot{z}_2 \ x_v \ z_d)^T$, 干扰量 w 为 (z_1) , 控制变量 u 为 (i) 。

则有状态方程

$$\dot{x} = Ax + Bu + Ew \quad \text{式中}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & \frac{k_b}{m_1} & -\frac{c_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} & 0 & \frac{k_b}{m_1} \\ 0 & -\frac{k_b}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} & 0 & -\frac{k_b}{m_2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_v} & 0 \\ 0 & \frac{k_b k_{ce}}{A^2} & 0 & 0 & \frac{k_q}{A} & \frac{k_b k_{ce}}{A^2} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_v}{T_v} & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$E = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

3 控制策略

3.1 性能指标

要测得系统全部状态量比较困难,而且过多的传感器会增加成本,降低系统可靠性。因此采用输出反馈的次优控制策略,控制量 $u = -Ky$ 。提出三套输出反馈方案 C1、C2、C3。C1 方案反馈变量取 $y = (\dot{z}_2 \ z_2 - z_1 \ z_1 - z_0 \ z_d)^T$; C2 方案反馈变量取 $y = (\dot{z}_2 \ z_2 - z_1 \ z_d)^T$; C3 方案反馈变量取 $y = (\dot{z}_2 \ z_d)^T$ 。评价汽车平顺性和安全性时涉及的参数主要为车身垂直振动加速度、悬架动行程、轮胎变形,因此取性能指标评价向量为 $Z_P(\dot{z}_2 \ z_2 - z_1 \ z_1 - z_0)^T$, 控制量为伺服阀控制电流 $u(i)$, 则性能指标函数为

$$J = \frac{1}{2} \int_0^\infty [q_1 \dot{z}_2^2 + q_2 (z_2 - z_1)^2 + q_3 (z_1 - z_0)^2 + r i^2] dt \quad (8)$$

式中 q_1, q_2, q_3, r 是加权系数。引入加权矩阵 Q_P, R_P , 则性能指标函数可写为^[2]

$$J = \frac{1}{2} \int_0^\infty (Z_P^T Q_P Z_P + u^T R_P u) dt \quad (9)$$

式中 $Q_P = \text{diag}\{q_1, q_2, q_3\}$, $R_P = \text{diag}\{r\}$ 。指标量

$$Z_P = C_P X \quad (10)$$

则指标量与输出变量的关系为

$$Z_P = C_P C^- y \quad (11)$$

式中 C^- 为测量矩阵 C 的广义逆矩阵。性能指标

$$J = \int_0^\infty (y^T Q + u^T R u) dt \quad (12)$$

式中 $Q = (C_P C^-)^T Q_P (C_P C^-)$, $R = R_P$ 。

3.2 权重系数的确定

权重矩阵 Q 和 R 的选择,对主动悬架各方面的性能有重大的影响。合理地选择控制器加权系数的过程是一个不断试凑的过程。此文在选择权重系数时,侧重于对簧上质量加速度的控制,即改善系统平顺性。

根据经验初步确定指标量的权重矩阵 Q_P 和 R_P 以后,再计算出控制变量的加权矩阵 Q 和 R , 就可以通过 MATLAB 中的命令 LQRY() 求出反馈系数 K , 它的调用格式为 $[K, S, E] = \text{LQRY}(\text{SYS}, Q, R, N)^{[3]}$, 式中 K 为增益反馈系数, SYS 表示状态方程中的参数 A, B, C, D , Q, R 含义如上所述, N 为零。把计算出的反馈系数 K , 输入到主动悬架系统 Simulink 模拟仿真方框图中进行仿真,经仿真后

根据输出响应量调整权重系数,再次求出反馈系数,然后模拟直到使输出响应量满意为止。

4 仿真分析

仿真时采用Santana 轿车前悬架结构参数, $m_1 = 49\text{kg}$, $m_2 = 300\text{kg}$, $k_1 = 2 \times 10^5\text{N/m}$, $k_b = 1.7 \times 10^4\text{N/m}$, $c_2 = 1317\text{N} \cdot \text{s/m}$ 。在设计电液伺服控制系统时,根据工程实际提出技术要求为执行机构频宽 $w_c \geq 15\text{Hz}$,行程 $H = \pm 0.1\text{m}$,活塞杆最大随动速度 $v_{\max} \geq 0.5\text{m/s}$,系统压力 $P_s \leq 9\text{MPa}$,泵的输入功率 $N_b \leq 9\text{kW}$ 。经计算后,选取油缸内径 $D = 0.050\text{m}$,动圈式伺服阀QDY 1-C 100。电液伺服控制系统的其它主要参数,如表 1。

表 1 电液伺服控制系统主要参数

$T_v /$ ms	$w_c /$ Hz	$v_{\max} /$ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$P_s /$ MPa	$k_q /$ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	$k_v /$ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} / \text{Pa}$	$k_{ce} /$ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} / \text{Pa}$
3	15.15	0.53	8.10	0.88	0.067	2.03×10^{-10}

假定汽车以 50km/h 的车速行驶在 B 级路面上,路面输入速度谱为有限带宽白噪声,幅值为 $3.5 \times 10^{-4}(\text{m/s})^2$ 。经仿真后确定不同反馈方案下主动悬架系统的加权系数,如表 2 所示。

表 2 不同反馈方案下系统加权系数

指标项	C 1	C 2	C 3
q_1	600	8×10^4	1.5×10^4
q_2	1×10^5	1×10^7	1×10^7
q_3	2×10^6	2×10^6	1×10^6
r	2×10^5	1×10^7	1×10^8

为比较在不同频率范围内不同反馈方案下的主动悬架系统的性能,作出被动悬架、三种不同反馈方案下的主动悬架车体垂直振动加速度、轮胎变形、悬架动行程、伺服阀控制电流的功率谱密度图,如图 2~图 5 所示(图中 p 为被动悬架,C1、C2、C3 为不同反馈方案下的主动悬架)。

由图可知,在表 2 所示的加权系数的前提下,C1 与 C2 反馈对系统性能影响相似,都优于 C3 反馈。由于轮胎变形不易测量,因此 C1 反馈不能实际应用。C2 未反馈轮胎变形,在高频时轮胎变形劣于 C1 反馈,而且所需控制能量较大。考虑到主动悬架系统主要为改善车体垂直振动、悬架动行程,所以选择反馈车体垂直加速度、悬架动行程、活塞相对于缸

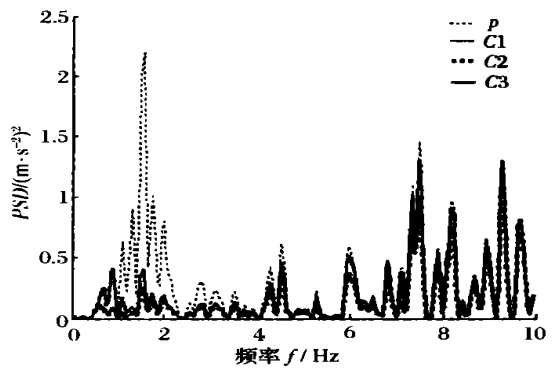


图 2 不同反馈方案下车体垂直振动加速度 PSD 图

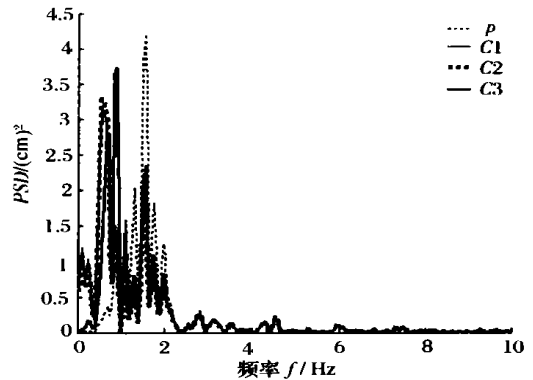


图 3 不同反馈方案下悬架动行程 PSD 图

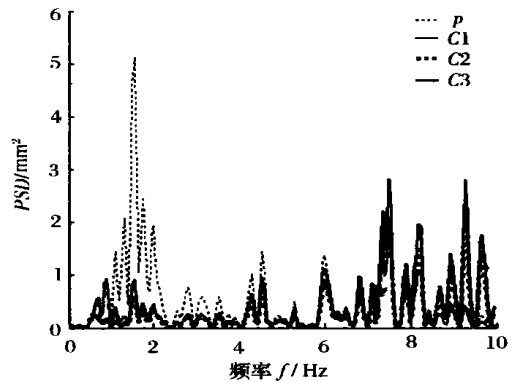


图 4 不同反馈方案下轮胎垂直变形 PSD 图

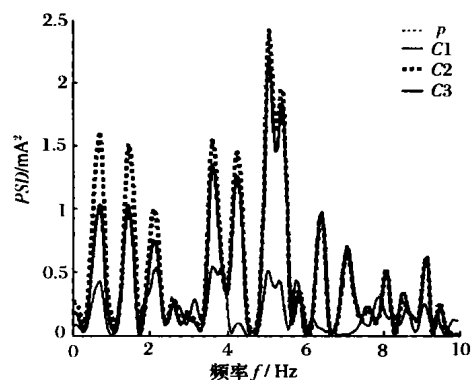


图 5 不同反馈方案下伺服阀控制电流 PSD 图

(下转第 513 页)

7(b), 仅从时域信号中无法发现二者的区别, 它们的频谱也没有太大的差别。当齿根出现裂纹时, 由于刚性下降, 每到啮合至该齿时, 会出现一个冲击, 信号中应该包含这样的周期性冲击成分, 这种冲击成分往往会因为能量较弱而淹没在强大的背景噪声。

用 HC WT 处理这三个信号, 结果见图 8 所示, 三种状态的 HC WT 图形明显不同。图 8 出现了冲击周期成分, 周期接近 $0.25s$, 并且图形呈不对称菱形, 表明刚度变化, 说明此时在该齿轮的对称两侧已产生裂纹, 可见 HC WT 对齿轮裂纹故障的识别也是十分有效的。

4 结论

不同的小波具有不同的性质和适用范围。目前对小波的选择缺乏完善的理论, 使小波的应用受到局限。文中讨论的 Haar 小波变换的周期性及应用, 揭示了小波选择深层次的理论, 开拓了小波选择的思路。分析结果表明: 充分开发小波适于机械信号的特性, 能使小波成功地应用于机械故障诊断。

HC WT 在时间和尺度上都表现出周期性, 说明信息具有较大的冗余性, 使得特征提取容易, 提高了故障诊断的可靠性。而谐波信号和冲击衰减振荡信

号在 HC WT 时间一尺度域的不同图形特征, 更使诊断简单、直观和准确, 具有较好的实用性。应用于汽车变速器齿轮诊断, 有效地诊断出了齿轮的故障, 而且对于齿轮裂纹的识别, 不仅可提取出信号中的冲击周期, 还可以检测到刚度变化这一裂纹故障特有的现象, 即刚度变化引起 HC WT 图形不对称, 而断齿没有刚度变化, 图形是对称的。可见 HC WT 是齿轮裂纹诊断的一种有效方法。

参考资料

- 1 徐科, 杨德斌, 徐金梧. 小波变换在齿轮局部缺陷诊断中的应用. 机械工程学报, 1999, 35(3)
- 2 熊良才, 史铁林, 杨叔子. 基于双谱分析的齿轮故障诊断研究. 华中科技大学学报, 2001, 29(11)
- 3 张梅军, 何世平, 葛强盛等. 伪魏格纳分布和连续小波变换在变速箱故障诊断中的应用. 解放军理工大学学报, 2001, 2(1)
- 4 Lin J, Qu L. Feature Extraction Based on Morlet Wavelet and its Application for Mechanical Fault Diagnosis. Journal of Sound and Vibration, 2000, 243(1)
- 5 郑海波, 李志远, 陈心昭. 基于连续小波变换的齿轮故障诊断方法研究. 机械工程学报, 2002, 38(2)
- 6 Benedetto J J, Pfander G E. Periodic Wavelet Transforms and Periodicity Detection. SI MA J. APPL. MATH., 2002, 62(4)
- 7 Mallat S. A Wavelet Tour of Signal Processing. USA: Academic Press. 1998

(上接第 476 页)
体位移, 即选择 C^2 反馈方案。

5 结论

从 $1Hz$ 到 $10Hz$ 敏感频率范围内, 采用输出反馈的主动悬架比被动悬架的车体垂直振动有较大衰减, 尤其在车体共振的低频处。经仿真后, 确定了输出反馈方案, 即反馈变量为车体垂直加速度、悬架动行程、活塞相对于缸体位移。与被动悬架相比, 该反馈控制的主动悬架垂直振动加速度均方根值改善 27%。

文中控制策略采用输出反馈的线性次优控制,

因此指标量的权重系数对系统性能的仿真结果有较大的影响, 所以选择的反馈方案及输出量的反馈系数是否合理, 要经过试验验证才更有说服力。

参考文献

- 1 李洪人. 液压控制系统. 北京: 国防工业出版社, 1981
- 2 何钺. 现代控制理论基础. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 3 黄忠霖. 控制系统 MATLAB 计算及仿真. 北京: 国防工业出版社, 2001
- 4 金达锋, 黄兴惠 等. 主动油气悬架试验模型的研制. 汽车工程, 2000, (2)
- 5 Han Shue Tan, Thomas Bradshaw. Model Identification of an Automotive Hydraulic Active Suspension. Proceedings of the American Control Conference, 1997