

文章编号: 1671-6833(2009)04-0141-04

基于 Dymola 的车辆液压悬架系统的仿真

余 骞, 梁 威

(郑州轻工业学院 电气信息工程学院, 河南 郑州 450002)

摘 要: 建立 1/4 车辆液压主动悬架的数学模型; 提出一种基于压力反馈的液压主动悬架系统, 采用 Modelica 编程语言在 Dymola 软件平台上建立系统的仿真模型; 通过仿真调试得到优化的控制参数, 并通过样机实验将优化后的系统在强斜坡信号下的车身位移响应与被动悬架系统进行比较, 车身的系统动态响应得到很大的改善. 结果证明通过 Modelica 仿真语言和 Dymola 中的数值求解器可有效地解决系统多领域分析优化问题.

关键词: 液压悬架; 液压伺服控制; 车辆

中图分类号: U 463; TJ 810.3 **文献标识码:** A

0 引言

悬架系统作为运载车辆的重要部件之一, 影响着车辆的行驶平顺性、操纵稳定性等多项性能. 从控制的角度出发, 车辆悬架可分为被动悬架、半主动悬架和主动悬架. 与被动悬架、半主动悬架相比, 主动悬架的一个突出特点是它能够根据车辆行驶的路面、工况和载荷等情况来控制自身的工作状态, 使车辆的整体行驶性能达到最佳^[1]. 笔者在参阅文献[1-8]的基础上, 以目前工程车辆主动悬架系统大多采用的电液伺服控制液压悬架为例(见图 1)^[2], 建立单轮 1/4 车辆液压悬架系统的数学模型, 通过压力反馈设计伺服控制器, 而后使用 Modelica 编程语言在 Dymola 仿真平台中对系统车轮受到强斜坡冲击后, 车身恢复平衡状态的过程进行了仿真, 最后通过参数调试的方法优化系统的动态性能.

1 液压主动悬架系统数学模型的建立

在车辆主动悬架系统中, 取结构简单, 能够反映车辆主要性能的单轮 1/4 车辆液压悬架为研究对象^[3]. 系统中轮胎可简化为弹性元、阻尼元及质量块; 这样系统构成了一个典型的两个自由度的震动系统. 图中液压悬架系统产生作用力的动力装置由恒压源、液压缸(作动器)和电液伺服阀组成. 系统通过传感器检测系统状况, 而后根据一

定的控制规律控制液压伺服机构, 调节液压缸的流量和方向, 从而改变车辆的运行^[1]. 系统物理结构如图 2 所示.

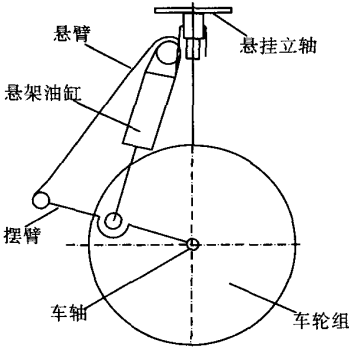


图 1 电液伺服控制液压悬架

Fig. 1 Servo control hydraulic suspension

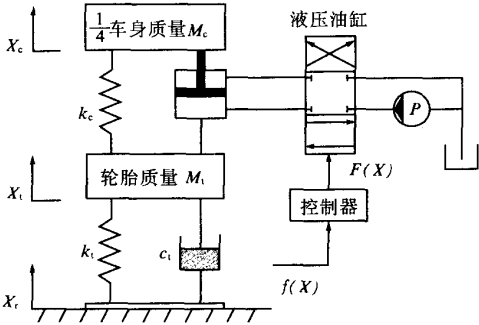


图 2 系统的数学模型

Fig. 2 System model diagram

收稿日期: 2009-03-30; 修订日期: 2009-06-14

基金项目: 河南省国际合作项目(064663)

作者简介: 余 骞(1980-), 男, 河南潢川人, 讲师, 硕士, 主要从事多领域仿真分析方向的研究.

控制信号由被动系统的 4 个变量组合而成,记做 $f(X)$,经控制器输出为 $F(X)$ 。

对轮胎 M_t 和车身 M_c ,由牛顿定律得

$$M_t \ddot{X}_t = k_t(X_r - X_t) + c_t(\dot{X}_r - \dot{X}_t) + k_c(X_c - X_t) - F_c \quad (1)$$

$$M_c \ddot{X}_c = k_c(X_t - X_c) + F_c \quad (2)$$

式中: M_c 为 1/4 车身质量; M_t 为轮胎质量; k_t 为轮胎刚度; k_c 为减震弹簧刚度; c_t 为轮胎阻尼系数; X_r 为路面输入位移; X_t 为轮胎位移; x_c 为 1/4 车身位移; F_c 为液压油缸的输出力。

液压伺服阀采用零开口四边滑阀,4 个节流窗口是匹配和对称的,液压缸上下作用面积相等,供油压力 P 恒定,回油压力 P_o 为零。则液压系统的动态方程^[3]为

$$\frac{V_t}{4\beta_e} \dot{P}_L = -(C_{ip} + K_c)P_L - A_p(\dot{X}_t - \dot{X}_c) + K_q F(X) \quad (3)$$

$$F_c = A_p P_L - B_p(\dot{X}_t - \dot{X}_c) \quad (4)$$

式中: K_q 为流量增益; K_c 为流量-压力系数; $F(X)$ 控制输入导致的阀芯位移; P_L 为负载压降; A_p 为液压缸活塞有效面积; C_{ip} 为液压缸总泄露系数; V_t 为总的压缩容积; β_e 为有效弹性体积模量; B_p 为活塞黏性阻尼系数;

$F(X)$ 是系统检测信号的组合变换,本例取两个输入变量和 4 个状态变量的线性组合得:

$$F(X) = K_1 \dot{X}_c + K_2 \dot{X}_c + K_3 \dot{X}_t + K_4 X_t + K_5 \dot{X}_t + K_6 X_t$$

由式(1)~(4)可写出状态方程 $\dot{X} = AX + BU$,取 $X = (\dot{X}_c, X_c, \dot{X}_t, X_t, P_L)^T$ 为状态变量, $U = (\dot{X}_r, X_r)^T$ 为输入变量,式中:

$$A = \begin{bmatrix} \frac{B_p}{M_c} & \frac{K_c}{M_c} & \frac{B_p}{M_c} & \frac{K_c}{M_c} & \frac{A_p}{M_c} \\ \frac{B_p}{M_t} & \frac{K_c}{M_t} & \frac{C_t - B_p}{M_t} & \frac{K_t + K_c}{M_t} & \frac{A_p}{M_t} \\ \frac{4\beta_e(A_p + K_p K_1)}{V_t} & \frac{4\beta_e K_p K_2}{V_t} & \frac{4\beta_e(-A_p + K_p K_3)}{V_t} & \frac{4\beta_e K_p K_4}{V_t} & \frac{4\beta_e(-C_{ip} + K_c)}{V_t} \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{C_t}{M_t} & \frac{K_t}{M_t} \\ \frac{4\beta_e K_q K_5}{V_t} & \frac{4\beta_e K_q K_5}{V_t} \end{bmatrix}.$$

这样,系统设计就变成了根据输出优化目标不同而对待定参数($K_1 \sim K_6$)的最优设计问题。

然而,液压参数 K_q 与 K_c 具有明显的非线性

特点.这就增加了解析优化方法的难度,而传统的样机试验由于成本和开发周期限制,不能满足现代设计的要求.因此,能满足多领域、非线性的统一计算机建模仿真分析就显得尤为重要。

2 系统仿真

2.1 液压主动悬架控制器的设计

悬架控制器可采用 6 个系统变量的线性组合而成,但考虑实际的可操作性,本例采用测量轮胎的弹性和减震弹簧的压力作为反馈输入,而后将此压力与系统的设定值的差值比例,乘以放大系数 K_1, K_2 作为伺服阀的控制输入,而后调试不同的 K_1, K_2 值以观测其对车辆输出的稳定性的影响.即:

$$F(X) = K_1 \frac{X_t - X_r}{S_1} + K_2 \frac{X_c - X_t}{S_2} \quad (5)$$

式中: S_1 为轮胎的初始高度; S_2 为减震弹簧的初始长度。

2.2 仿真模型的建立

在 Dymola 平台下建立 Modelica 仿真模型分为以下三步:①组件模型定义,即将已存在的模型组合成新的模型或者直接通过写入物理公式建立新的模型,并定义组件模型物理参数;②利用已有的组件模型搭建需要验证的系统;③设定模型物理参数,在 Dymola 主窗口中进行仿真计算,并根据仿真结果反复调试参数值得到最优的物理参数组合.液压主动悬架系统建模如下:

(1)轮胎组件的模型定义:由上文分析,轮胎可简化为一个弹性元,一个阻尼元和一个带重力的质量块.此外,在轮胎弹性元上安装一个力传感器检测压力值作为控制输入.轮胎组件的框图模型如图 3(a)所示。

(2)液压作动器的模型定义:液压作动器由弹性元和液压缸串联构成.液压控制器模型包含两个输入接口,一个接口与作动器中的力传感器连接,检测弹性元的压力值,另外一个输入接口检测轮胎压力,在作动器模型中设置为预留接口.模型搭建完成后,定义参数变量 K_1 和 K_2 ,并赋值给控制器用作进一步的调试.液压作动器的框图模型如图 3(b)所示。

(3)搭建液压主动悬架系统:在 Dymola 的框图窗口中,调出轮胎和液压作动器组件.而后调入质量元表示 1/4 车身,固定单元表示地面.为模拟车身的冲击响应,调入斜坡干扰信号单元,并定义转换单元,将输入信号转化为机械接口的位移值。

系统框图仿真模型如图 3(c) 所示。

(4) 系统模型物理参数的设定: 本次仿真以一款工程拖车为例, 调试不同的控制参数值 (K_1 和 K_2) 对斜坡干扰的动态响应。模型的物理参数如表 1 所示。

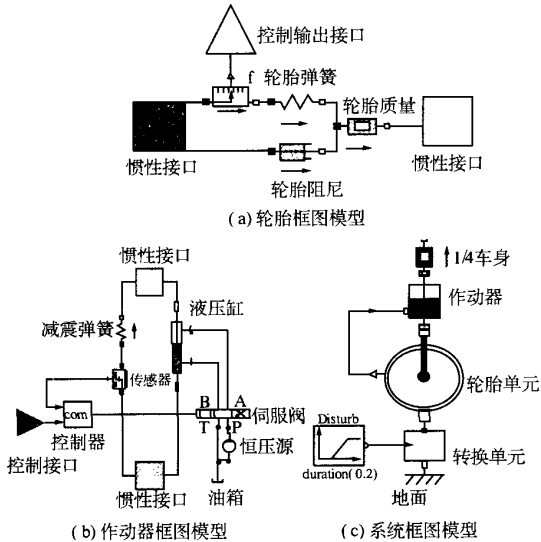


图 3 悬架系统的 Modelica 模型
Fig.3 Suspension model in Modelica

系统仿真车辆在 0.01 s 的时间内由 $H = 0$ m 突变到 $H = 0.1$ m 的高度, 反映了车辆在快速冲上一个高 0.1 m 台阶时的动态变化。

表 1 系统模型物理参数

Tab.1 Physical parameter of model

模型组件	参数名称	参数值
轮胎组件	轮胎质量 M_t/kg	30
	阻尼系数 $C_t/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s})$	300
	轮胎刚度 $K_t/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	10 000
	初始高度 L/m	0.67
	初始弹力 F/N	3 300
液压作动	弹簧刚度 $K_c/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	20 000
	初始长度 L/m	0.35
	初始弹性力 F/N	3 000
	液压缸有效面积 S/m^2	$1.32\text{e}-3$
	油源压力 P/MPa	17
车身组件	车身质量 M_c/kg	300
输入斜坡	开始时间 t/s	3
干扰信号	斜坡高度 H/m	0.1
	斜面时间 t_s/s	0.01

2.4 仿真结果分析

设定初始的控制参数 $K_1 = 5, K_2 = -5$ 。进入

仿真环境, 设定仿真初始时间为 0 s, 终止时间为 20 s, DAE 求解算法为 Dassl, 容差为 0.000 1, 而后进行仿真求解, 如图 4, 图 5 所示。

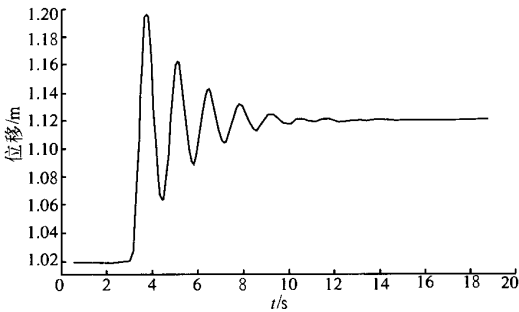


图 4 $K_1 = 5, K_2 = -5$ 时的车身位移响应
Fig.4 Car response when $K_1 = 5, K_2 = -5$

由图 4 可知, 系统振动比较大, 误差为 5% 的调节时间 t_s 为 6.2 s, 超调量 δ 值为 78.5%, 调节时间内的振荡次数 N 达到 5 次。系统的动态特性需要优化改进。

不断调整 K_1 和 K_2 的参数值, 调试可得当 $K_1 = 4.2, K_2 = -0.355$ 时系统动态性能较好, 此时的车身位移响应如图 5 所示, 此时动态特性指标中误差为 5% 的调节时间 t_s 为 2.1 s, 超调量 δ 值为 32.8%, 调节时间内的振荡次数 N 为不到 1 次。从参数调节后的动态特性指标可以明显看出, 系统的动态性能全面提高, 车身平顺性得到了非常大的改善。

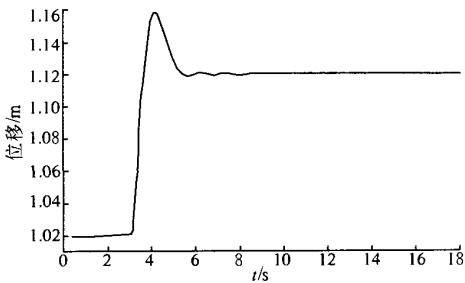


图 5 $K_1 = 4.2, K_2 = -0.355$ 时的车身位移响应
Fig.5 Car response when $K_1 = 4.2, K_2 = -0.355$

3 实验数据对比

将两辆参数相同的拖车放置在升降台上, 用光学测振仪测量升降台快速升起时车顶的振动位移, 以模拟拖车冲击动态响应。其中一辆拖车采用原被动悬架系统, 即以阻尼系数为 $1\,000\text{ N}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$ 的阻尼器替换主动悬架系统

中的液压系统;另一辆采用优化参数后的主动悬架系统.以采样时间间隔为0.1 s测量车身振动位移,则被动悬架测量曲线、主动悬架测量曲线以及主动悬架仿真曲线如图6所示:

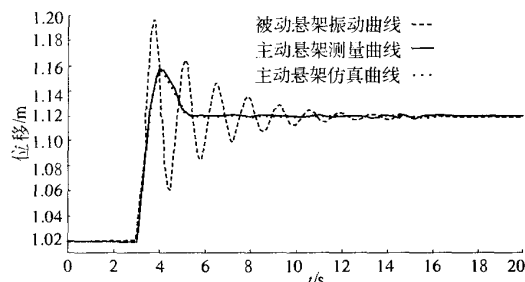


图6 被动悬架、主动悬架及仿真曲线比较

Fig.6 Suspension response of test and simulation

图6可知,被动悬架系统误差为5%的调节时间 t_s 为7.7 s,超调量 δ 值为76.9%,振荡次数 N 达到6次.与被动悬架系统相比,采用压力反馈控制的主动悬架调节时间和超调量都有明显的减小.此外,Modelica系统仿真曲线与悬架的测量曲线基本一致,证明了通过多领域仿真语言Modelica和仿真平台Dymola中的数值求解器对汽车悬架系统进行跨领域仿真分析的可行性和有效性.

4 结论

(1)通过压力反馈设计液压主动悬架系统可有效地改善车身的工作状态和调平性能,但反馈参数的设计对系统的动态性能有很大的影响.

(2)采用Modelica建模语言在Dymola仿真平台上可方便地建立汽车主动悬架系统的多领域参数化仿真模型,通过参数调试的方法能有效地

对系统性能进行优化分析.样机实验结果证明了仿真方法的可行性和有效性.

(3)采用的参数调试寻优的方法得到系统的优化解.如果将多领域建模与计算机优化方法相结合,通过编程的方法求系统优化值将对实际的应用更有价值.此外本文仅对固定参数车身模型进行研究,实际的车身参数往往含有不确定性和非线性,如何对此类系统进行分析控制有待进一步的研究.

参考文献:

- [1] 杨非,雷金柱.基于AMESim的工程车辆液压悬架系统仿真[J].液压气动与密封,2008,(2):31-34.
- [2] 成凯,黄海东,秦四成.大吨位可拼装式挂车的液压悬架系统[J].专用汽车,1995,(10):48-49.
- [3] 孙跃东,王冰,周萍.车辆主动悬架控制器的仿真设计[J].起重运输机械,2007,(2):11-14.
- [4] TILGER MICHAEL M. Introduction to physical modeling with modelica[M]. Boston:Kluwer Academic Publisher,2001:4-7.
- [5] FRITZSON P A. Principles of object-oriented modeling and simulation with modelica 2.1[M]. New York: Wiley IEEE Press,2004:460-464.
- [6] 赵翼翔,邓永杰,陈新.基于Dymola的电机-连杆机构建模与仿真研究[J].机电工程技术,2006(8):60-62.
- [7] 梁威.基于键图模型的动力学系统状态观测器结构设计[J].郑州大学学报:工学版,2004,25(1):73-76.
- [8] DYNASIM A B, LUND. Dymola-user's manual[M]. Sweden:Research Park Ideon,1996.

Simulation of Hydraulic System Applied to Vehicle Suspension based on Dymola

YU Qian, LIANG Wei

(College of Electric & Information Engineering, Zhengzhou Institute of Light Industry, Zhengzhou 450002, China)

Abstract: A model is built for active hydraulic suspension of the quarter-vehicle; Then a suspension system is designed with pressure feedback control. The Modelica language is used in system programming and the Dymola is used for simulation. The desirable control parameters can be obtained by debugging. From the testing response figure of active hydraulic suspension and passive suspension, we can get that active systems greatly improve the dynamic performance. The result proves that we can successfully solve the problem of multi-domain simulation and optimization by using the Modelica language and the numerical solver of Dymola.

Key words: hydraulic suspension; hydraulic servo control; multi-domain simulation; Modelica