

基于 ADAMS/Simulink/AMESim 的油氣悬架道路友好性分析*

魏建华¹ 杜恒¹ 方向¹ 郭堃²

(1. 浙江大学流体传动及控制国家重点实验室, 杭州 310027; 2. 中联重工科技发展股份有限公司, 长沙 410131)

【摘要】 为了合理选择大型工程车辆油氣悬架参数以减轻车辆对路面的损伤程度,基于连通式油氣悬架单桥四自由度车辆振动模型,考虑系统中蓄能器、液阻、单向阀及管路非线性特性,建立了 ADAMS 单桥多体动力学模型、AMESim 液压系统模型及 Matlab 路面谱模型,选用“95 百分位四次幂和力”作为道路友好性评价指标,进行联合仿真。仿真分析得出了连通式油氣悬架各参数对道路友好性的影响规律:在一定范围内,随着蓄能器初始充气压力和悬架缸阻尼孔径的增大,道路破坏系数先减小后增大,随着蓄能器总容积和管路内径的增大,道路破坏系数减小,管路长度对道路破坏系数影响较小。

关键词: 油氣悬架 道路友好性 联合仿真

中图分类号: U463.33⁺4.3 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)10-0011-07

Road-friendliness of Interconnected Hydro-pneumatic Suspension
Based on ADAMS/Simulink/AMESim

Wei Jianhua¹ Du Heng¹ Fang Xiang¹ Guo Kun²

(1. State Key Lab of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China

2. Zoomlion Heavy Industry Science and Technology Development Co., Ltd., Changsha 410131, China)

Abstract

The vehicle-generated road damage can be effectively reduced when the relevant parameters of hydro-pneumatic suspension in engineering vehicles are tuned reasonably. Multi-body dynamics model with ADAMS,hydraulic system model with AMESim and spectra of road surface roughness model with Simulink were established based on 4-DOF signal-axis vehicle model with consideration of the nonlinear characteristic of accumulator, fluid resistance, check valve and pipeline in the system. “95 percentage fourth power aggregate force” was used as the criterion for road-friendliness and co-simulation was achieved. The relation between road-friendliness and relevant parameters of interconnected hydro-pneumatic suspension was analyzed through co-simulation. In certain extent, the road damage coefficient first decreased and then increased with the increase of the initial pressure of accumulator and the diameter of damper hole in suspension cylinder. The road damage coefficient decreased with the increase of the total volume of accumulator and the inner diameter of pipe. The length of pipe had little influence on the road damage coefficient.

Key words Hydro-pneumatic suspension, Road-friendliness, Co-simulation

引言

大型工程车辆底盘悬架系统多采用油氣悬架,而油氣悬架一般分为独立式和连通式两种。连通式

油氣悬架系统因其可以降低车身的固有频率、方便实现车辆姿态调节,且相对于独立式油氣悬架系统而言,其车辆的侧倾刚度更大,车辆行驶稳定性更好,在大型工程车辆上应用更加广泛。但是连通式

收稿日期: 2009-10-21 修回日期: 2010-01-18

* “十一五”国家科技支撑计划资助项目(2006BAJ12B08)

作者简介: 魏建华,教授,主要从事电液控制理论及工程应用研究,E-mail: jhwei@zjuem.zju.edu.cn

油气悬架在设计时大多仅考虑车辆的平顺性、行驶稳定性及车辆的通过性,并未考虑车辆的道路友好性。由于大型工程车辆本身自重很大,对公路路面的损坏极其严重,所以设计道路友好的连通式油气悬架系统具有重要意义^[1~4]。

目前,对油气悬架的分析多采用 AMESim 与 Matlab 联合仿真或者 ADAMS 与 Matlab 联合仿真。由于连通式油气悬架系统中存在多个非线性元件,仅由两个软件联合仿真不易简单有效地解决仿真问题,故在分析连通式油气悬架的结构及工作原理基础上,基于 ADAMS、AMESim 及 Matlab 建立系统仿真模型并进行联合仿真,以“95 百分位四次幂和力”为道路友好性评价指标,分析连通式油气悬架系统各参数对道路友好性的影响规律。

1 结构及工作原理

将大型工程车辆连通式油气悬架单桥部分进行简化,可得如图 1 所示单桥四自由度车辆振动模型。模型主要由内置阻尼元件与单向阀的悬架缸、蓄能器与轮胎组成,此处轮胎可简化为弹簧阻尼系统。

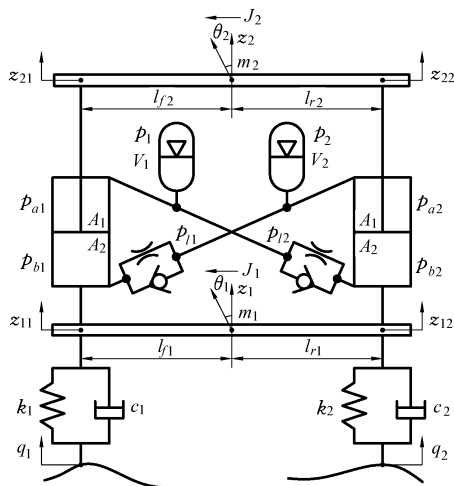


图 1 四自由度单桥连通式油气悬架模型

Fig. 1 4-DOF signal-axis interconnected hydro-pneumatic suspension model

连通式油气悬架系统的工作过程分为两部分:第一为压缩行程,车辆行驶时,由于路面凸起会使轮胎抬高进而压缩悬架缸,使悬架缸无杆腔压力升高,油液经单向阀与阻尼孔进入悬架缸有杆腔及蓄能器,由于压力升高蓄能器内氮气被压缩,蓄能器吸收高压油液即可使悬架缸缩回;第二为伸出行程,车辆行驶时,由于路面凹陷会使轮胎下落进而悬架缸伸出,悬架缸无杆腔的压力降低,而蓄能器内此时的高压氮气将油液挤出,悬架缸有杆腔及蓄能器内油液通过阻尼孔进入悬架缸无杆腔使悬架缸伸出。

工程车辆行驶时,连通式油气悬架系统在伸出

与缩回过程中隔离了路面的振动,减轻了路面不平度对车身的影响,降低路面传递给车身的动载荷。车辆行驶时产生的动载荷与路面不平度、车速,特别是悬架系统特性关系密切,而动载荷又是影响道路友好性的重要因素,所以改善车辆的振动性能主要在于悬架参数的合理选择,进而减小车辆动载荷以降低车辆对道路的破坏,提高工程车辆的道路友好性^[5~7]。

2 模型建立

由图 1 所示模型可以看出,该模型包含动力学模型、液压系统模型和路面谱随机模型,整个系统的数学模型具有高度的非线性,利用传统的方法建模会非常繁琐而且求解困难。为了能够清楚地分析该悬架系统,在明确其主要部分数学模型基础上,建立相应的仿真模型,由于整个模型包含 3 部分,用单一仿真软件较难建立准确合理的仿真模型,故采用联合仿真方法建模。多体动力学部分采用 ADAMS 建模,路面谱模型采用 Matlab/Simulink 建模,液压部分采用 AMESim 建模,再进行联合仿真,这样可以分别发挥各自软件优点,使模型更加准确,分析结果更加可靠。

2.1 单桥四自由度多体动力学模型

根据图 1 所示的四自由度单桥连通式油气悬架模型,分别对悬架非簧载质量和簧载质量进行受力分析,可得出单桥系统的振动微分方程式^[6]

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 = k_1(q_1 - z_{11}) + k_2(q_2 - z_{12}) + c_1(\dot{q}_1 - \dot{z}_{11}) + c_2(\dot{q}_2 - \dot{z}_{12}) + p_{a1}A_1 - p_{b1}A_2 + p_{a2}A_1 - p_{b2}A_2 \\ m_2 \ddot{z}_2 = p_{b1}A_2 - p_{a1}A_1 + p_{b2}A_2 - p_{a2}A_1 \\ J_1 \ddot{\theta}_1 = l_{r1}[k_2(q_2 - z_{12}) + c_2(\dot{q}_2 - \dot{z}_{12}) + p_{a2}A_1 - p_{b2}A_2] - l_{r1}[k_1(q_1 - z_{11}) + c_1(\dot{q}_1 - \dot{z}_{11}) + p_{a1}A_1 - p_{b1}A_2] \\ J_2 \ddot{\theta}_2 = l_{r2}(p_{b2}A_2 - p_{a2}A_1) - l_{r2}(p_{b1}A_2 - p_{a1}A_1) \\ z_{11} = z_1 - l_{r1}\theta_1 \\ z_{12} = z_1 + l_{r1}\theta_1 \\ z_{21} = z_2 - l_{r2}\theta_2 \\ z_{22} = z_2 + l_{r2}\theta_2 \end{cases} \quad (1)$$

式中 m_1 ——单桥非簧载质量

m_2 ——单桥簧载质量

J_1 ——单桥非簧载质量绕其质心的转动惯量

J_2 ——单桥簧载质量绕其质心的转动惯量

θ_1 ——单桥非簧载部分的侧倾角

θ_2 ——单桥车身的侧倾角

z_1 ——非簧载质量质心位移
 z_2 ——簧载质量质心位移
 k_1 ——左侧轮胎的等效刚度
 k_2 ——右侧轮胎的等效刚度
 c_1 ——左侧轮胎的等效阻尼
 c_2 ——右侧轮胎的等效阻尼
 l_{f1} ——非簧载质心到左侧轮胎距离
 l_{r1} ——非簧载质心到右侧轮胎距离
 l_{f2} ——簧载质心到左侧轮胎距离
 l_{r2} ——簧载质心到右侧轮胎距离
 q_1 ——路面对左侧轮胎的位移激励
 q_2 ——路面对右侧轮胎的位移激励
 z_{11} ——非簧载质量左侧位移
 z_{12} ——非簧载质量右侧位移
 z_{21} ——簧载质量左侧位移
 z_{22} ——簧载质量右侧位移
 p_{a1} ——左侧悬架缸有杆腔压力
 p_{b1} ——左侧悬架缸无杆腔压力
 p_{a2} ——右侧悬架缸有杆腔压力
 p_{b2} ——右侧悬架缸无杆腔压力
 A_1 ——两侧悬架缸有杆腔面积
 A_2 ——两侧悬架缸无杆腔面积

为了与以上单桥油气悬架系统数学模型一致，在 ADAMS/View 中建立相应的多体动力学模型如图 2 所示，模型中所有零件均设置为刚体，建立各零件间运动副，且各运动副内摩擦力、内部间隙忽略不计，忽略由非簧载质量与簧载质量绕质心转动引起的悬架缸连接处横向位移，并定义相应约束限制。模型各主要参数均根据实际重型工程车辆设置，如表 1 所示。为了保证 ADAMS 与 AMESim 能够联合仿真，必须在 ADAMS 中设置数据交互所需的状态变量，如各油缸刚体和活塞的位移、速度、加速度及作用力等，并在 ADAMS/controls 中设置相应的输入输出变量。



图 2 四自由度单桥连通式油气悬架多体动力学模型
Fig. 2 Multi-body dynamics model of 4-DOF signal-axis interconnected hydro-pneumatic suspension

2.2 路面模型

由于在连通式油气悬架系统模型中存在非线性描述，如非线性刚度、非线性阻尼等，路面的模型必

表 1 多体动力学模型主要参数
Tab. 1 Main parameters of multi-body dynamics model

参数	数值
簧载质量/kg	12 927. 11
非簧载质量/kg	1 666. 96
轮距/m	2. 3
悬架油缸缸间距/m	2. 0
悬架油缸缸径/mm	115
悬架油缸杆径/mm	95
悬架油缸行程/mm	350
轮胎等效弹簧刚度/ $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	3 000 000
轮胎等效阻尼系数/ $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{mm}^{-1}$	1 000

须在时间域或距离域内加以描述。在得不到实际测量时间域或距离域信号的情况下，通常通过谱密度方程重新构建一段路面，时域模拟的方法主要有三角级数合成法、滤波白噪声法、ARMA 法、Poisson 方法等。由于滤波白噪声法具有明确的物理意义、计算方便，并可直接依据路面谱的数值和行驶速度确定路面模型参数，本文采用滤波白噪声作为路面的输入模型。由于所分析车辆的单桥模型左右侧轮路面输入不能等同，则必须考虑左右轮路面输入的相关性，模型矩阵形式表示为^[8]

$$\begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2\pi n_c v_0 & 0 \\ e^{-2\pi n_c B} \frac{v_0}{B} & -\frac{v_0}{B} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2\pi n_0 \sqrt{S_q(n_0)} v_0 \\ 0 \end{bmatrix} W(t) \tag{2}$$

式中 $S_q(n_0)$ ——路面不平度系数
 n_0 ——标准空间频率， $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$
 $W(t)$ ——均值为零的高斯白噪声
 v_0 ——车辆行驶速度
 n_c ——路面空间下截止频率， $n_c = 0.01 \text{ m}^{-1}$
 B ——左右侧轮距

在 Matlab/Simulink 中建立路面的仿真模型如图 3 所示，选择常见的 C 级路面进行分析，则路面不平度系数 $S_q(n_0)$ 取 $2.56 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{cycle}$ ，左右侧轮距 B 同多体动力学模型，取为 2.3 m，车辆行驶速度 v_0 取 60 km/h，即 $v_0 = 16.67 \text{ m/s}$ 。由于模型中首

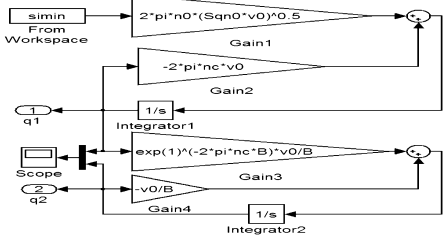


图 3 滤波白噪声路面仿真模型
Fig. 3 Simulation model of filtered white noise road roughness

先要产生均值为零的高斯白噪声,应用 Matlab 的库函数 WGN(2 000,1,20)产生采样时间为 0.01 s、持续 20 s 且功率为 20 dBW 的高斯白噪声序列,以此序列来产生相应的路面谱时域模型^[9]。

2.3 液压系统模型

在油气悬架系统中,蓄能器是重要的弹性元件,皮囊内惰性气体不只是等温过程或是绝热过程,应该是多方过程,建立蓄能器数学模型

式中
$$\begin{cases} p_1 V_1^r = p_0 V_0^r \\ p_2 V_2^r = p_0 V_0^r \end{cases} \quad (3)$$

p_1 ——左侧蓄能器气体瞬时压力
 p_2 ——右侧蓄能器气体瞬时压力
 $V_1、V_2$ ——左、右两侧蓄能器内压力为 $p_1、p_2$ 时的气体容积
 p_0 ——左、右两侧蓄能器气体初始压力
 V_0 ——左、右两侧蓄能器气体初始容积
 r ——气体多变指数

在油气悬架系统中,单向阀与阻尼孔是重要的阻尼元件,阻尼孔可以衰减振动消耗能量,单向阀可使伸出阻尼偏大具有较好的平安比,且单向阀可以简化为分段函数^[10],则阻尼部分模型为

$$\begin{cases} q_l = c_d \left[A_{l1} + A_{l2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \operatorname{sgn}(p_{b1} - p_{l1}) \right) \right] \cdot \sqrt{\frac{2(p_{b1} - p_{l1}) \operatorname{sgn}(p_{b1} - p_{l1})}{\rho}} \\ q_r = c_d \left[A_{r1} + A_{r2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \operatorname{sgn}(p_{b2} - p_{r2}) \right) \right] \cdot \sqrt{\frac{2(p_{b2} - p_{r2}) \operatorname{sgn}(p_{b2} - p_{r2})}{\rho}} \end{cases} \quad (4)$$

式中 c_d ——流量系数 ρ ——油液密度
 A_{l1} ——左侧阻尼孔截面积
 A_{l2} ——右侧阻尼孔截面积
 A_{r1} ——左侧单向阀截面积
 A_{r2} ——右侧单向阀截面积
 q_l ——左侧通过单向阀和阻尼孔的液压油的流量
 q_r ——右侧通过单向阀和阻尼孔的液压油的流量
 p_{l1} ——左侧阻尼孔与单向阀口处的压力
 p_{r2} ——右侧阻尼孔与单向阀口处的压力

由于大型工程车辆油气悬架连接部分的管路较长,对整车的悬架系统有较大影响,在分析油气悬架模型时必须考虑管路,应用局部压力损失公式及沿程压力损失公式(即达西-韦斯巴赫公式)。由于实际悬架系统中,单向阀与阻尼孔内置于悬架缸中且

蓄能器与悬架缸非常接近,故管路可仅考虑单向阀、阻尼孔到蓄能器之间的管路,如图 4 中沿程损失的 l_λ 段和局部损失的 l_ξ 段,压力损失关系式

$$\begin{cases} p_{l1} - p_{a2} = \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{\rho}{2} \left(\frac{q_l}{A_{l1}} \right)^2 \\ p_{a2} - p_2 = \xi \frac{\rho}{2} \left[\frac{q_l - a(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22})}{A_{l1}} \right]^2 \\ p_{r2} - p_{a1} = \lambda \frac{l_2}{d_2} \frac{\rho}{2} \left(\frac{q_r}{A_{l2}} \right)^2 \\ p_{a1} - p_1 = \xi \frac{\rho}{2} \left[\frac{q_r - a(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21})}{A_{l2}} \right]^2 \end{cases} \quad (5)$$

式中 λ ——沿程阻力系数
 ξ ——局部阻力系数
 l_1 ——左侧阻尼孔到右侧蓄能器的管路长度
 d_1 ——左侧阻尼孔到右侧蓄能器的管路内径
 A_{l1} ——左侧阻尼孔到右侧蓄能器的管路截面积
 l_2 ——右侧阻尼孔到左侧蓄能器的管路长度
 d_2 ——右侧阻尼孔到左侧蓄能器的管路内径
 A_{l2} ——右侧阻尼孔到左侧蓄能器的管路截面积

由于液压系统中液压油的压缩性、元件的非线性特性及泄漏、库仑力等因素对系统均有一定影响,为了使模型能够精确的反映实物,采用专用液压系统建模仿真平台 AMESim,该平台充分考虑液压系统特性并具有强大的解算能力。依据图 1 可建立液压部分的 AMESim 仿真模型,AMESim 模型中油缸的各结构参数同表 1,重要液压元件参数如表 2 所示。

表 2 重要液压元件参数	
Tab.2 Parameters of main hydraulic component	
参数	数值
蓄能器初始充气压力/MPa	4.5
蓄能器总容积/L	2
液阻孔径/mm	5
管路内径/mm	25
管路长度/m	1

为了使得 ADAMS 与 Simulink 能够与 AMESim 进行数据交互,必须设置相应的数据接口,模型如图 5 所示。首先,Simulink 产生的路面谱信号输入给 ADAMS 接口模块,然后 ADAMS 计算所得位移和速度输入给 AMESim 模型中油缸和活塞,最后将油缸和活塞处各液压元件所产生的作用力再输入给 ADAMS 接口模块。

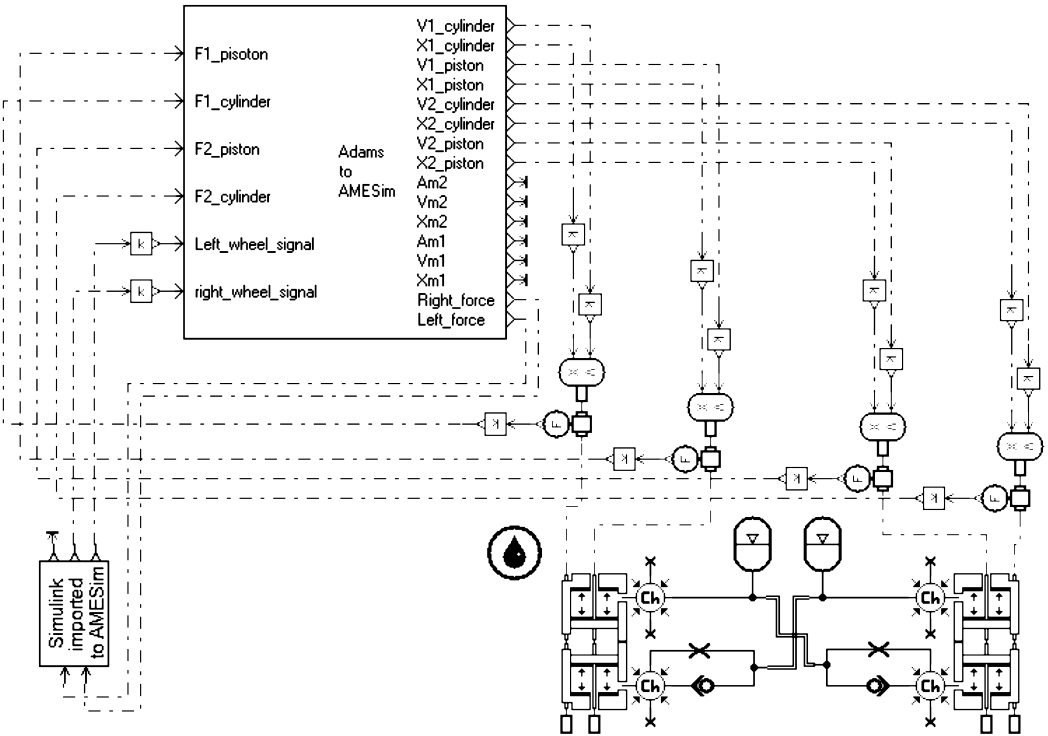


图 5 基于 AMESim/ADAMS/Simulink 的连通式油气悬架联合仿真模型

Fig. 5 Co-simulation model of interconnected hydro-pneumatic suspension based on AMESim/ADAMS/Simulink

3 道路友好性联合仿真分析

车辆对路面损失评价指标主要包括动载荷系数、动态载荷应力因子及 95 百分位四次幂和力评价指标。由于 95 百分位四次幂和力评价指标考虑了动载荷的相关性和空间重复性,评价车辆对道路的破坏更为合理,在联合仿真时选择该评价指标进行分析^[11]。95 百分位四次幂和力评价指标理论道路破坏系数 J 定义为

$$J \approx \frac{1.65\sigma_{A^4}}{m_{A^4}} + 1$$

(6)

式中 σ_{A^4} —— A^4 的标准偏差
 m_{A^4} —— A^4 的均值

A^4 ——车辆所有轴受路面作用力四次幂之和
为了使仿真过程中可以实时地看到道路破坏系数 J 的值,可以定义 ADAMS 中轴处的受力,经过 Simulink 建立相应的模型计算道路破坏系数 J ,模型如图 6 所示,两个输入为 ADAMS 中得到的路面对单轴左右侧轮胎处的受力,此模型嵌入在如图 5 所示的 Simulink 接口模块中,仿真完成后可以得出道路破坏系数 J 的值。

由以上联合仿真模型,可得考虑左右轮相关的 C 级路面谱时域曲线如图 7 所示,基于以上所有的联合仿真参数,可得该工况下车辆的道路破坏系数为 $J = 1.79$ 。

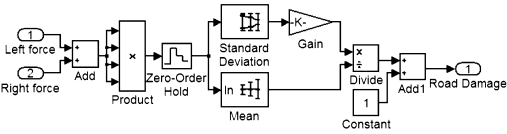


图 6 计算道路破坏系数 J 的 Simulink 仿真模型

Fig. 6 Simulation model of road damage coefficient J calculation based on Simulink

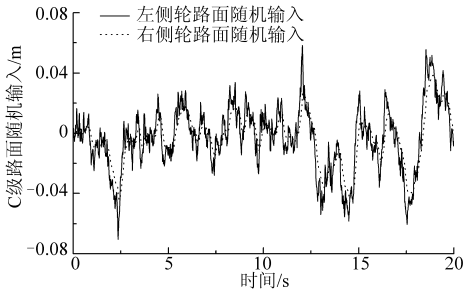


图 7 左右轮相关的 C 级路面谱时域曲线

Fig. 7 C-grade road roughness curve with left and right wheels correlated in time domain

在进行连通式油气悬架设计时为充分考虑到车辆对道路的友好性,必须分析悬架系统各参数对道路友好性影响规律。在油气悬架中,蓄能器为刚度元件,阻尼孔及管路为阻尼元件,故需分析此类元件参数对道路友好性的影响。分析单一参数影响时其余参数设置与表 1、表 2 所示参数一致,由于连通式油气悬架左右对称,左右元件参数选择通常是一致的。

蓄能器初始充气压力与总容积对道路友好性的

影响规律分别如图 8 与图 9 所示,初始充气压力过大或者过小都会造成车辆对道路的损害程度大大加重,这是由于调节蓄能器初始充气压力即是调节系统刚度,过大的刚度和过小的刚度都会造成系统减振频率的变化,进而导致车轮动载荷过大影响道路破坏系数;当蓄能器总容积过小时会导致道路破坏系数急剧增大,但是总容积增大到一定程度后对道路破坏系数影响很小,这是由于调节蓄能器总容积也是调节系统刚度,但当蓄能器总容积大到一定程度时,相对蓄能器初始充气压力而言其影响较小。由上可知,必须合理匹配蓄能器参数以使道路破坏系数维持在较低的值。

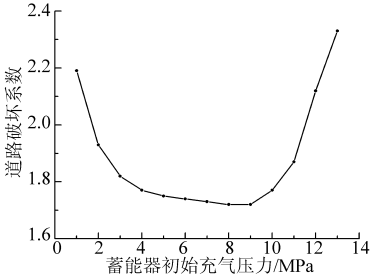


图 8 蓄能器初始充气压力对道路友好性的影响规律
Fig. 8 Road damage coefficient vs accumulator gas precharge pressure

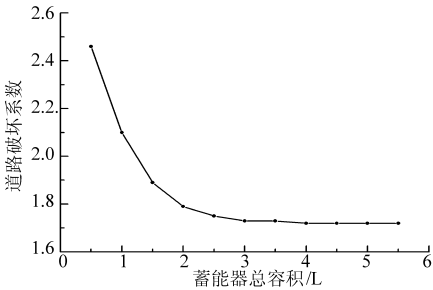


图 9 蓄能器总容积对道路友好性的影响规律
Fig. 9 Road damage coefficient vs accumulator volume

悬架油缸处的阻尼孔径对道路友好性的影响规律如图 10 所示,道路破坏系数随着阻尼孔径的增大先减小再变大,这是由于过大的阻尼使得阻尼力过大、动载荷增大,反而加剧冲击;过小的阻尼又会导致衰减振动不充分,选取某个合适的值可以使得道路友好性最优。悬架缸之间的连接管路长度及内径对道路友好性的影响规律分别如图 11 与图 12 所示,管路长度在一定范围(如 10 m 内)对系统所起到的阻尼效果不大,对道路友好性影响较小;当管路内径小于 10 mm 时对道路破坏影响急剧增大,而大于 10 mm 时对道路破坏影响基本无变化,这是由于管路长度和管路内径在一定范围内时,对系统所起的阻尼作用与阻尼孔的阻尼作用相比是较小的。

综上所述,对于连通式油气悬架系统的道路友好性而言,蓄能器初始充气压力和阻尼孔径是主要

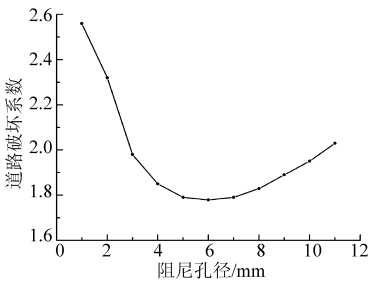


图 10 悬架油缸阻尼孔径对道路友好性的影响规律
Fig. 10 Road damage coefficient vs fluid resistance orifice diameter

的影响参数,而蓄能器总容积、管路长度和管径等参数如调整到合适范围内时,对系统的道路友好性的影响是较小的,可见主要的调整对象为蓄能器初始充气压力和阻尼孔径。

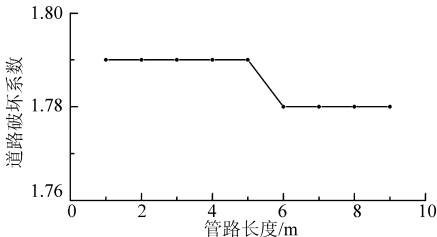


图 11 管路长度对道路友好性的影响规律
Fig. 11 Road damage coefficient vs pipeline length

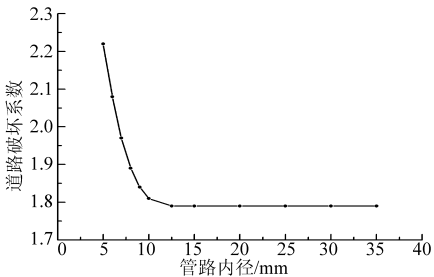


图 12 管路内径对道路友好性的影响规律
Fig. 12 Road damage coefficient vs pipeline diameter

4 结束语

针对车辆的道路友好性,在考虑连通式油气悬架各元件非线性特性、左右侧轮相关性并分析系统数学模型的基础上,分别利用 ADAMS 建立了单桥四自由度多体动力学模型,利用 Simulink 建立了左右侧轮相关的随机路面模型,利用 AMESim 建立了液压系统模型,使得模型与实物更加吻合,并实现了三大软件的联合仿真。

仿真分析了连通式油气悬架中的蓄能器初始充气压力及总容积、阻尼孔径、管路长度及内径等重要参数对车辆道路友好性的影响规律。在一定范围内,随着蓄能器初始充气压力和悬架缸阻尼孔径的增大,道路破坏系数先减小后增大,过大或者过小的蓄能器初始充气压力和悬架缸阻尼孔径均会使道路

破坏系数急剧增大；随着蓄能器总容积和管路内径
的增大，道路破坏系数减小，当蓄能器总容积与管路

内径大到一定程度时，对道路破坏系数影响不大；管
路长度对道路破坏系数影响较小。

参 考 文 献

1 邹游, 喻凡, 孙涛. 非线性油气悬架的平顺性仿真研究[J]. 计算机仿真, 2004, 21(10):157 ~ 159.
Zou You, Yu Fan, Sun Tao. Simulation of nonlinear hydropneumatic suspension for comfort[J]. Computer Simulation, 2004, 21(10): 157 ~ 159. (in Chinese)

2 Rideout G, Anderson R J. Experimental testing and mathematical modelling of the interconnected hydragas suspension system [C]. SAE Paper 2003 - 01 - 0312, 2003.

3 刘凤国, 王晓燕, 封士彩. 连通式油气悬挂车辆三种行驶状况下数学模型的建立[J]. 机械制造与自动化, 2006, 35(3): 36 ~ 40.
Liu Fengguo, Wang Xiaoyan, Feng Shicai. The math-model's found of interconnect oil-air suspension vehicle in three exercise state[J]. Machine Building & Automation, 2006, 35(3): 36 ~ 40. (in Chinese)

4 卢毅非. 连接式油气悬架的特性分析[J]. 工程机械, 1995, 26(4):11 ~ 14.
Lu Yifei. Characteristic analysis of connection type oil-gas suspension[J]. Construction Machinery and Equipment, 1995, 26(4):11 ~ 14. (in Chinese)

5 艾延廷, 王志, 甘世俊, 等. 多自由度车辆模型半主动悬架模糊控制[J]. 振动与冲击, 2007, 26(3): 19 ~ 22.
Ai Yanting, Wang Zhi, Gan Shijun, et at. Study on vehicle suspension semi-active fuzzy control for amultiple-degree of freedom vehicle model[J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(3): 19 ~ 22. (in Chinese)

6 陈士安, 刘红光, 陆森林, 等. 汽车主动悬架四自由度模糊控制系统研究[J]. 江苏理工大学学报:自然科学版, 2001, 22(1):31 ~ 35.
Chen Shian, Liu Hongguang, Lu Senlin, et at. Research on fuzzy control system for automobile active suspension with four free dimensions[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology: Natural Science, 2001, 22(1): 31 ~ 35. (in Chinese)

7 刘强, 徐斌, 林波. 减小动载荷道路破坏的悬架参数研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2002, 34(6): 832 ~ 837.
Liu Qiang, Xu Bin, Lin Bo. Study of suspension parameters for reduction of road damage due to dynamic load[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2002, 34(6): 832 ~ 837. (in Chinese)

8 张立军, 张天侠. 车辆四轮相关时域随机输入通用模型的研究[J]. 农业机械学报, 2005, 36(12): 29 ~ 31.
Zhang Lijun, Zhang Tianxia. Study on general model of random inputs of the vehicle with four wheels correlated in time domain[J]. Transaction of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(12): 29 ~ 31. (in Chinese)

9 Crolla D, 喻凡. 车辆动力学及其控制[M]. 北京: 人民交通出版社, 2004.

10 马国清, 檀润华, 吴仁智. 油气悬挂系统非线性数学模型的建立及其计算机仿真[J]. 机械工程学报, 2002, 38(5): 95 ~ 99.
Ma Guoqing, Tan Runhua, Wu Renzhi. Non-linear mathematic model of hydro-pneumatic suspension in crane vehicles and its simulation[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(5): 95 ~ 99. (in Chinese)

11 Cole D J, Cebon D. Truck suspension design to minimize road damage[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 1996, 210(2): 95 ~ 107.