

液压互联悬架关键参数对车辆 频响特性的影响*

陈盛钊¹,张农^{1,2},张邦基^{1†},郑敏毅²,章杰¹

(1. 湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室,湖南 长沙 410082;

2. 合肥工业大学 汽车与交通工程学院,安徽 合肥 230009)

摘要:针对液压互联悬架设计参数影响车辆动力学响应的问题,建立整车7自由度机械-液压耦合动力学频域模型,推导了侧倾与俯仰角加速度、垂向加速度与轮胎动载荷的频域响应函数,分析液压互联悬架系统油压、蓄能器体积、前后液压作动器上下腔面积差与面积比等参数对车辆动力学特性的影响.仿真结果表明,油压与蓄能器体积对车辆频域响应的影响呈现相反的相关性,作动器上下腔面积差对频域响应的影响较大,上下腔面积比仅对侧倾角加速度和轮胎动载荷功率谱有明显影响.最后,进行样车性能试验,仿真与试验结果的误差较小,关键参数对车辆频率响应特性的影响趋势具有较好的一致性.

关键词:液压互联悬架;频域响应;车辆动力学;功率谱密度

中图分类号:U461.2

文献标志码:A

Influence of Key Parameters of Hydraulically Interconnected Suspension on Frequency Domain Characteristics of Vehicles

CHEN Shengzhao¹,ZHANG Nong^{1,2},ZHANG Bangji^{1†},ZHENG Minyi²,ZHANG Jie¹

(1. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Hunan University, Changsha 410082, China;

2. School of Automotive and Transportation Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: To investigate the influence of the parameters of the hydraulically interconnected suspension on the responses of a vehicle, a 7-DOFs (degrees of freedom) frequency domain model of the vehicle coupling with hydraulically interconnected suspension was established, and the frequency response function of roll angle acceleration, pitch angle acceleration, vertical acceleration on the center of mass, and vertical force on left-rear tire were then deduced. The parametric effects of the hydraulically interconnected suspension including the system oil pressure, volume of the accumulators, the differences and ratios between the areas of the two chambers of the cylinders on the dynamic response characteristics of the vehicle were evaluated. The results show that the system oil pressure has the adverse correlation with the volume of the accumulators on the frequency domain responses, the differences between the cylinder areas play a significant role on the responses, and the ratios between the cylinder areas have a certain effect on the responses

* 收稿日期:2016-05-31

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51675152),National Natural Science Foundation of China (51675152);湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室开放课题(71575005),State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body of Hunan University(71575005)

作者简介:陈盛钊(1983-),男,河南信阳人,湖南大学博士研究生

† 通讯联系人,E-mail: bangjizhang@hnu.edu.cn

of the roll angle acceleration and the tire forces but limited effect on the others. The performance test of the vehicle was taken to verify the simulation model, which shows that the influences of the key parameters on the frequency response characteristics of the vehicle are in a good accordance.

Key words: hydraulically interconnected suspension; frequency domain analysis; vehicle dynamics; power spectral density

液压互联悬架 (Hydraulically Interconnected Suspension, HIS) 系统能够实现对车辆运动的解耦控制, 可以选择性地改变车辆的特定运动姿态, 因而, 引起诸多国内外学者的关注和研究。

Zhang 等^[1]建立了 HIS 的侧倾半车模型; Smith 等^[2-3]分析了装有 HIS 的半车模型的自由与强迫响应, 及部分 HIS 参数对侧倾频率的影响; Ding 等^[4-5]探讨了在三轴车辆上安装 HIS 的设计方法; Zhang 等^[6]将被动液压悬架应用于煤矿车辆以改善其乘坐舒适性; Nieto 等^[7]设计了一种根据外部激励自适应调节油气悬架参数的系统; Francois 等^[8]分析了不同气体模型对油气弹簧力学特性的影响; Cho 等^[9]分析了油气悬架的弹簧阻尼特性; Liang 等^[10]应用切比雪夫模型提高主动 HIS 的鲁棒性。

周兵等^[11-12]建立了半车模型, 分析了在不同车速下 HIS 相对于传统悬架的优势, 并用 Morris 法分析了 HIS 参数对垂向、侧倾模态响应的影响; 谷正气等^[13]对安装油气悬架的矿用自卸车的纵倾性能进行了优化; 杨波等^[14]分析了双气室与单气室的油气悬架对车辆平顺性的影响; 汪若尘等^[15]分析了液压互联消扭悬架相对于传统悬架的优越性。

上述研究主要集中在互联悬架对车辆平顺性、操纵稳定性、侧翻稳定性的影响分析, 频域模态分析仅限于半车模型, 而实际应用中 HIS 作用于整个车辆, 因此应用半车模型分析 HIS 关键参数对车辆动力学响应的影响尚有欠缺; 同时关于 HIS 关键参数扰动对车辆模态频率的影响研究较少。

本文首先建立车辆的 7 自由度机械模型, 并与 HIS 液压系统耦合得到整车频域动力学模型, 主要分析 HIS 关键参数扰动对整车侧倾、俯仰、垂向加速度与轮胎动载荷的功率谱密度 (Power Spectrum Density, PSD) 的影响, 为合理设计 HIS 及其参数优化提供了一种前期处理方法。

1 整车动力学频域模型建立

1.1 机械系统建模

安装有 HIS 车辆模型如图 1 所示, 共包括 7 个自由度, 分别为质心垂向位移 z_s , 簧上质量的侧倾角位移 φ , 俯仰角位移 θ , 4 个轮胎的垂向位移 z_{u_i} ($i=1, 2, 3, 4$), 其中下标 $i=1, 2, 3, 4$ 分别表示车辆的左前(LF)、右前(RF)、左后(LR)和右后(RR)位置。

图 1 中: z_{g_i} 表示路面对轮胎的位移输入; m_s 表示簧上质量; m_{uf} , m_{ur} 分别表示单个前、后轮簧下质量; I_{xx} , I_{yy} 分别表示侧倾、俯仰转动惯量; c_{sf} , c_{sr} 分别表示单个前、后悬架减震器阻尼系数; k_{sf} , k_{sr} 分别表示单个前、后悬架弹簧刚度; k_{tf} , k_{tr} 分别表示单个前、后轮胎刚度; $2t_f$, $2t_r$ 分别表示前、后轮距; l_f , l_r 分别表示车辆质心至前、后车轴的距离。车辆各物理参数的取值如表 1 所示。

对于整车模型, 其状态量 \mathbf{X} 为:

$$\mathbf{X} = [z_s \quad \varphi \quad \theta \quad z_{u1} \quad z_{u2} \quad z_{u3} \quad z_{u4}] \quad (1)$$

根据牛顿第二定律建立车辆整车动力学微分方程^[16]:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{X}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (2)$$

式中: \mathbf{M} , \mathbf{C} , \mathbf{K} 分别表示质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵。 $\mathbf{F}(t) = \mathbf{T}_{F \leftarrow Z} \mathbf{Z}_g(t)$ 表示路面输入对车辆的作用外力, $\mathbf{T}_{F \leftarrow Z} = \begin{bmatrix} [\mathbf{O}]_{3 \times 4} \\ [\mathbf{K}_t]_{4 \times 4} \end{bmatrix}$, \mathbf{K} 主对角线元素为轮胎弹簧刚度, 非主对角线元素为零。

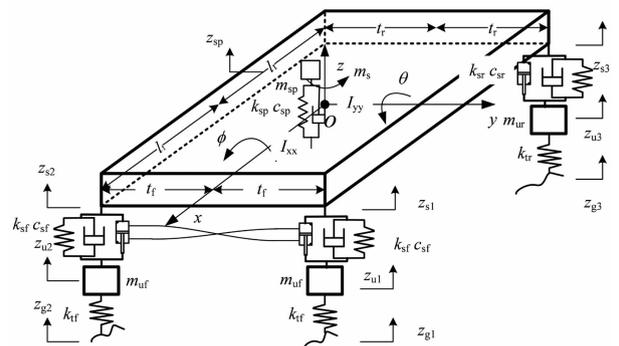


图 1 整车动力学模型

Fig. 1 The dynamic model of the bus

在图 1 中,车辆悬架系统主要包括原有弹簧阻尼系统与新增 HIS 系统. 车辆模型的固有频率如表 2 所示,由表 2 可知,安装 HIS 系统后,由于增加了较大的刚度,其有阻尼与无阻尼固有频率均有所提高,其中,簧上质量的侧倾模态主导的固有频率有较大提高,这与 HIS 的连接方式有关.

表 1 车辆物理参数取值

Tab. 1 The values of vehicle parameters

参数	数值	参数	数值
m_s /kg	9 600	$2t_r$ / m	0.91
m_{uf} /kg	370	l_f /m	2.98
m_{ur} /kg	570	l_r / m	1.26
c_{sf} /($N \cdot s \cdot m^{-1}$)	11 000	m_{sp} /kg	100
c_{sr} /($N \cdot s \cdot m^{-1}$)	18 000	c_{sp} /($N \cdot s \cdot m^{-1}$)	340
k_{sf} /($N \cdot m^{-1}$)	260 000	k_{sp} /($N \cdot m^{-1}$)	10 500
k_{sr} /($N \cdot m^{-1}$)	400 000	l_{sp} / m	3.12
$2t_f$ / m	1.03	t_{sp} / m	0.46

表 2 车辆模型固有频率

Tab. 2 The frequencies of vehicle model Hz

车辆振型状态	未安装 HIS 系统		安装有 HIS 系统	
	有阻尼	无阻尼	有阻尼	无阻尼
簧上质量侧倾主导	0.904	0.906	1.197	1.199
簧上质量俯仰主导	1.489	1.513	1.495	1.518
簧上质量垂向主导	1.797	1.832	1.814	1.849
左前簧下质量主导	9.208	9.231	9.313	9.335
右前簧下质量主导	9.552	9.747	9.552	9.854
左后簧下质量主导	9.746	9.865	9.844	9.871
右后簧下质量主导	9.827	10.229	9.853	10.251

1.2 液压系统建模

HIS 示意图如图 2 所示,该系统主要由液压作动器(包括左前、右前、左后和右后位置,共 4 个)、液压管道、蓄能器、阻尼阀等组成,其主要参数如表 3 所示. 主要工作原理如下:由于车辆运动过程中簧上与簧下存在相对运动,导致液压作动器中的液压油经阻尼阀进入蓄能器,从而改变液压管路中油压,并反作用于液压作动器,从而改变车辆运动状态.

在图 2 中: $\mathbf{Z}_s = [z_{s1} \ z_{s2} \ z_{s3} \ z_{s4}]^T$ 表示作动器与簧上质量铰接点的垂向位移,其计算式为:

$$\mathbf{Z}_s = \mathbf{T}_z \begin{bmatrix} z_s \\ \varphi \\ \theta \end{bmatrix}$$

其中:

$$\mathbf{T}_z = \begin{bmatrix} 1 & t_f & -l_f \\ 1 & -t_f & -l_f \\ 1 & t_r & l_r \\ 1 & -t_r & l_r \end{bmatrix}$$

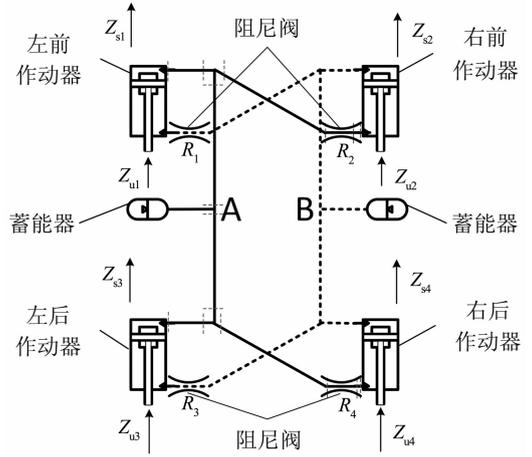


图 2 HIS 示意图

Fig. 2 The sketch of HIS

表 3 HIS 系统相关参数取值

Tab. 3 The values of HIS parameters

参数	数值	参数	数值
l_{Hi} /m	1.09	d_{fi} /mm	63
l_{Hr} /m	0.61	d_{fo} /mm	32
V_0 /L	1.4	d_{ri} /mm	70
p_0 /MPa	3.0	d_{ro} /mm	45
γ /($mm^2 \cdot s^{-1}$)	46.0	d_p /mm	12.0
ρ /($kg \cdot m^{-3}$)	870	t_p /mm	2.0
R_1, R_2	5×10^9	R_3, R_4	3×10^9
/($kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}$)		/($kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}$)	

液压作动器中无杆腔室体积变化量为:

$$\Delta V_{Hti} = A_{ti}(z_{si} - z_{ui})$$

液压作动器中有杆腔室体积变化量为:

$$\Delta V_{Hbi} = -A_{bi}(z_{si} - z_{ui})$$

其中,前后液压作动器无杆腔、有杆腔面积 A_{ti}, A_{bi} 可分别由作动器内径 d_{fi}, d_{ri} 与活塞杆外径 d_{fo}, d_{ro} 确定.

在液压管路 A 中,各腔室的状态量通过传递矩阵相互影响. 对于右前液压作动器与左前液压作动器,其传递关系如下:

$$\begin{bmatrix} p_{2b}(s) \\ q_{2b}(s) \end{bmatrix} = T_{2 \leftarrow 1} \begin{bmatrix} p_{1t}(s) \\ q_{1t}(s) \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中: $\mathbf{T}_{2 \leftarrow 1}^A = \mathbf{T}_{gf} \mathbf{T}_{fe} \mathbf{T}_{ec} \mathbf{T}_{cb} \mathbf{T}_{ba}$ 为左前作动器上腔的状态量至右前作动器下腔的传递矩阵,维数 2×2 ,即

$$\mathbf{T}_{2 \leftarrow 1}^A = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \quad (4)$$

其中各元素为液压系统相关参数的非线性函数^[17],如 $T_{11} = f(V_{A0}, p_{A0}, R_2, R_4, d_p, t_p, \rho, \gamma)$. V_{A0}, p_{A0} 分别表示 A 路蓄能器的初始体积与系统压强;

R_i 表示阻尼阀压力损失系数; d_p , t_p 分别表示液压管道的内径和壁厚; ρ 表示液压油的密度; γ 为运动粘度. 通常情况下, A 和 B 路中蓄能器的初始体积与系统压强对应相等, 即 $V_{A0} = V_{B0} = V_0$, $p_{A0} = p_{B0} = p_0$.

由式(3)与式(4)可以得到:

$$\begin{bmatrix} p_{1t}(s) \\ p_{2b}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{T_{22}}{T_{21}} & \frac{1}{T_{21}} \\ T_{12} - \frac{T_{11}}{T_{21}}T_{22} & \frac{T_{11}}{T_{21}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{1t}(s) \\ q_{2b}(s) \end{bmatrix} \quad (5)$$

同样可以得到左前作动器上腔的状态量至左后上腔、右后下腔的传递矩阵, 联立式(5)整理得到 A 路中的压强与流量之间的关系:

$$\mathbf{P}_A(s) = \mathbf{T}_{P \leftarrow Q}^A \mathbf{Q}_A(s) \quad (6)$$

式中: \mathbf{P}_A , \mathbf{Q}_A 分别表示 A 路中的压强状态量与流量状态量; $\mathbf{T}_{P \leftarrow Q}^A$ 表示相应的传递矩阵.

同理, 对于液压管路 B 有:

$$\mathbf{P}_B(s) = \mathbf{T}_{P \leftarrow Q}^B \mathbf{Q}_B(s) \quad (7)$$

将式(6)与式(7)联合得到 HIS 系统中压强与流量之间的关系:

$$\mathbf{P}(s) = \mathbf{T}_{P \leftarrow Q} \mathbf{Q}(s) \quad (8)$$

对于液压管路 A, 各液压作动器的流量与悬架变形量之间的关系为:

$$\mathbf{Q}_A(s) = s[A_{1t} \quad -A_{2b} \quad A_{3u} \quad -A_{4b}] [\mathbf{Z}_s(s) - \mathbf{Z}_u(s)] \quad (9)$$

式(9)可进一步改写为:

$$\mathbf{Q}_A(s) = s\mathbf{T}_{Q \leftarrow X}^A \mathbf{X}(s) \quad (10)$$

式中: $\mathbf{T}_{Q \leftarrow X} = [A_{1t} \quad -A_{2b} \quad A_{3t} \quad -A_{4b}] [\mathbf{T}_z \quad -\mathbf{I}_{4 \times 4}]$.

对于液压管路 B 有同样的关系, 因此 HIS 系统中流量与车辆状态量的关系可表示为:

$$\mathbf{Q}(s) = \mathbf{T}_{Q \leftarrow X} \mathbf{X}(s) \quad (11)$$

HIS 系统对簧上质量的垂向作用力为:

$$\mathbf{F}_{Hs}(s) = \mathbf{T}_{F \leftarrow P} \mathbf{P}(s) \quad (12)$$

其中:

$$\mathbf{P}(s) = [p_{1t} \quad p_{1b} \quad p_{2t} \quad p_{2b} \quad p_{3t} \quad p_{3b} \quad p_{4t} \quad p_{4b}]^T,$$

$\mathbf{T}_{F \leftarrow P}$ 为转换矩阵, 其具体表达式为:

$$\mathbf{T}_{F \leftarrow P} = \begin{bmatrix} A_{1t} & -A_{1b} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{2t} & -A_{2b} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & A_{3t} & -A_{3b} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{4t} & -A_{4b} \end{bmatrix}$$

根据式(12)可以得出 HIS 对车辆模型的作用

力矩阵为:

$$\mathbf{F}_H(s) = \begin{bmatrix} \mathbf{T}_z^T \\ -\mathbf{I}_{4 \times 4} \end{bmatrix} \mathbf{T}_{F \leftarrow P} \mathbf{P}(s) \quad (13)$$

1.3 机械-液压耦合动力学方程

将式(2)进行 Laplace 变换, 并将 HIS 对车辆的作用力矩阵(式(13))附加到方程中, 得

$$s^2 \mathbf{M} \mathbf{X}(s) + s \mathbf{C} \mathbf{X}(s) + \mathbf{K} \mathbf{X}(s) = \mathbf{F}(s) + \mathbf{F}_H(s) \quad (14)$$

将式(8), 式(11), 式(13)代入式(14), 整理得到车辆状态量 $\mathbf{X}(s)$ 对路面输入 $\mathbf{Z}_g(s)$ 的传递函数为:

$$\mathbf{H}(s) = \left[s^2 \mathbf{M} + s \left(\mathbf{C} - \begin{bmatrix} \mathbf{T}_z^T \\ -\mathbf{I}_{4 \times 4} \end{bmatrix} \mathbf{T}_{F \leftarrow P} \mathbf{T}_{P \leftarrow Q} \mathbf{T}_{Q \leftarrow X} \right) + \mathbf{K} \right]^{-1} \mathbf{T}_{F \leftarrow Z} \quad (15)$$

从而得到状态量加速度响应的传递函数为:

$$\mathbf{H}_X(s) = s^2 \mathbf{H}(s) \quad (16)$$

轮胎动载荷的传递函数为:

$$\mathbf{H}_F(s) = \mathbf{K}_t (\mathbf{H}_{Z_u}(s) - \mathbf{I}_{4 \times 4}) \quad (17)$$

式中: $\mathbf{H}_{Z_u}(s)$ 为 $\mathbf{H}(s)$ 的后 4 行.

2 车辆动力学模型频域响应

参考 GB/T 7031-2005《机械振动、道路路面谱测量数据报告》, 得到车辆的四轮输入路面谱矩阵^[18-19], 通过动力学频响函数, 进而得到车辆动力学响应功率谱.

由式(16)可以求得车辆状态量的加速度响应谱矩阵:

$$\mathbf{S}_{\dot{X}} = s^4 \mathbf{H}(s) \mathbf{S}_{Z_g} \mathbf{H}^*(s) \quad (18)$$

式中: \mathbf{H}^* 为传递函数 \mathbf{H} 的共轭转置矩阵; \mathbf{S}_{Z_g} 为四轮输入功率谱.

由式(17)可以求得轮胎动载荷的响应谱矩阵:

$$\mathbf{S}_F = \mathbf{H}_F(s) \mathbf{S}_{Z_g} \mathbf{H}_F^*(s) \quad (19)$$

3 车辆动力学模型仿真分析与试验验证

使用 MATLAB 建立车辆动力学仿真模型, 设置车辆行驶在 C 级路面上 ($G_q(n_0) = 2.56 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$), 仿真速度为 $v = 10 \text{ m/s}$, 运行得到 3 种模态下车轮的垂向、侧倾角和俯仰角加速度响应的功率谱密度曲线, 如图 3 所示.

由图 3 可以看出, 当 $f = 1.198 \text{ Hz}$ 时, 车身的侧倾角加速度功率谱密度达到峰值; 当 $f = 1.531 \text{ Hz}$ 时, 车身的俯仰角加速度功率谱密度达到峰值; 当 $f = 1.868$

Hz时,车身垂向加速度功率谱密度达到峰值.

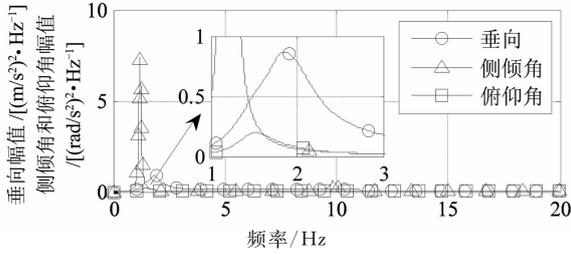


图3 车身垂向、侧倾角和俯仰角加速度功率谱密度曲线

Fig. 3 The PSD of vertical acceleration, roll angle acceleration and pitch angle acceleration

为了对车辆动力学模型进行试验验证,参考GB/T 4783-1984,对车辆进行左侧轮胎跌落、后侧轮胎跌落、全轮跌落试验(如图4所示),跌落高度12 cm,4个加速度传感器安装于车身与前后轴的对位位置,将采集得到的自由衰减加速度信号进行频域分析,如图5所示.



图4 某客车跌落试验现场图

Fig. 4 The drop test field of the bus

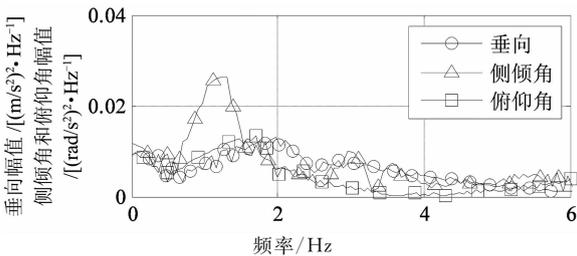


图5 某客车跌落试验频率分析

Fig. 5 The frequency analysis of vertical acceleration, roll angle acceleration and pitch angle acceleration of the bus in the drop test

由图3与图5对比可以看出,仿真计算得到的侧倾角加速度、俯仰角加速度、垂向加速度的峰值频率与试验值吻合良好,峰值频率幅值的趋势基本一致,验证了车辆动力学模型的正确性.

车辆的侧倾角加速度对乘员舒适性、轮胎抓地力、侧翻特性有重要影响,垂向加速度、俯仰角加速

度对行驶平顺性有重要影响.因此,研究HIS关键参数的摄动对车辆动力学响应的影响,可以为合理设计优化HIS系统提供一定理论依据.

4 HIS关键参数摄动对车辆频率特性影响

根据设计HIS系统过程中各参数对车辆性能影响的重要性,本文选取HIS系统油压 p_0 ,蓄能器体积 V_0 ,前、后轴液压作动器的有杆腔与无杆腔的面积差值($\Delta A_f, \Delta A_r$)与面积比值($\lambda_{Af}, \lambda_{Ar}$)共6个关键参数进行分析.在上述关键参数摄动取值时,提取侧倾角 φ 、俯仰角 θ 和垂向位移 z_s 的加速度响应功率谱峰值,以及轮胎动载荷功率谱的峰值,得到上述参数对车辆响应功率谱峰值频率的影响关系曲线.参照表3,HIS关键参数的摄动取值范围如表4所示.

表4 HIS关键参数取值范围
Tab. 4 The limits of HIS key parameters

变量	取值下限	取值上限
p_0 /MPa	0.2	3.8
V_0 /L	0.1	0.5
ΔA_f / 10^{-4} m ²	1	37
ΔA_r / 10^{-4} m ²	1	47
λ_{Af}	0.2	0.8
λ_{Ar}	0.2	0.8

4.1 HIS关键参数摄动对车辆侧倾角加速度功率谱的影响

图6—图11表示在HIS的6个关键参数摄动取值时,车辆侧倾角加速度功率谱的峰值频率及其幅值变化情况.

由图6可以看出,系统压强增加引起HIS侧倾刚度的提高,侧倾角加速度峰值频率及其幅值随之增加.由图7可以看出,与压强相反,增大蓄能器体积使该峰值频率非线性降低,该非线性主要由蓄能器中气体状态方程的非线性引起.由图8与图9可以看出,随着前、后轴液压作动器上下腔面积差值的增加,侧倾角加速度的峰值频率及其幅值均增加,但侧倾角峰值频率对前者变化更加敏感.由图10与图11可以看出,在前、后轴上下腔面积大小趋近时,侧倾角加速度的峰值频率呈较快上升趋势,而在此之前,该趋势较为平缓.由图6—图11可以明显看出,前轴作动器上下腔面积差对侧倾角加速度功率谱密度的峰值频率及其幅值影响最大.

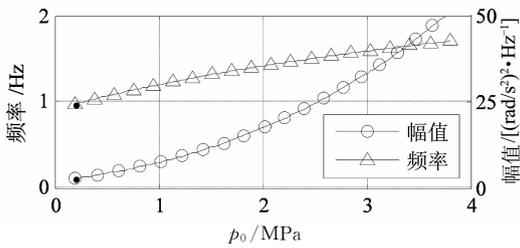


图 6 系统压强对侧倾角加速度功率谱的影响
Fig. 6 The influence of p_0 on the PSD of roll angle acceleration

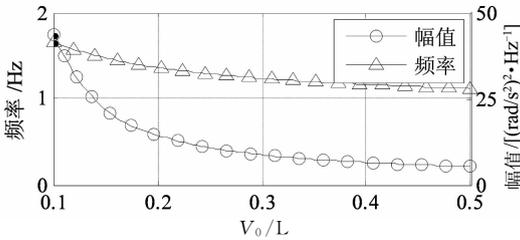


图 7 蓄能器体积对侧倾角加速度功率谱的影响
Fig. 7 The influence of V_0 on the PSD of roll angle acceleration

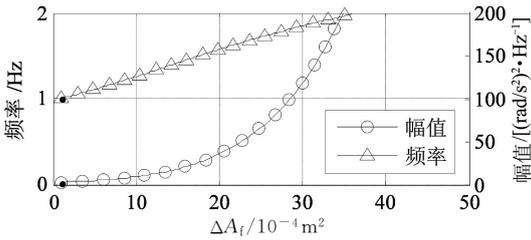


图 8 前轴作动器上下腔面积差对侧倾角加速度功率谱的影响
Fig. 8 The influence of ΔA_f on the PSD of roll angle acceleration

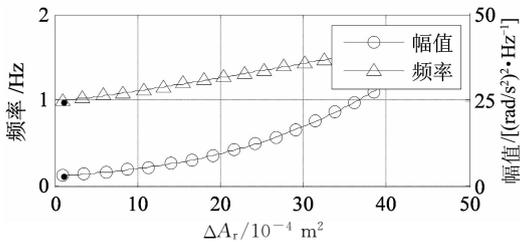


图 9 后轴作动器上下腔面积差对侧倾角加速度功率谱的影响
Fig. 9 The influence of ΔA_r on the PSD of roll angle acceleration

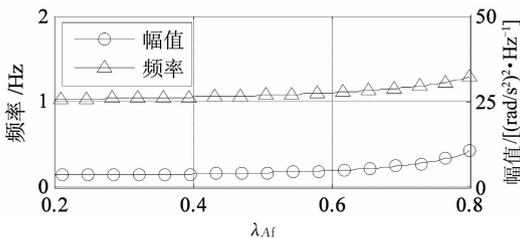


图 10 前轴作动器上下腔面积比对侧倾角加速度功率谱的影响
Fig. 10 The influence of λ_{Af} on the PSD of roll angle acceleration

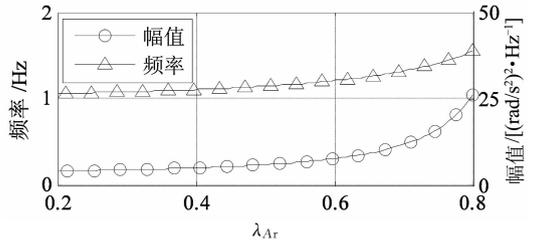


图 11 后轴作动器上下腔面积比对侧倾角加速度功率谱的影响
Fig. 11 The influence of λ_{Ar} on the PSD of roll angle acceleration

4.2 HIS 关键参数摄动对车辆俯仰角加速度功率谱的影响

图 12—图 17 表示在 HIS 的 6 个关键参数摄动取值时, 车辆俯仰角加速度功率谱的峰值频率及其幅值变化情况。

由图 12 和图 13 可以看出, 系统压强与蓄能器体积对俯仰角加速度功率谱密度的影响较为平缓。由图 14 与图 15 可以看出, 前、后轴作动器上下腔面积差对俯仰角加速度峰值频率的影响呈现出近似相反趋势。由图 16 与图 17 可以看出, 前、后轴作动器上下腔面积比对俯仰角刚度的影响可以忽略。由图 12—图 17 可以看出, 后轴作动器上下腔面积差对俯仰角加速度功率谱的峰值频率及其幅值影响最大。

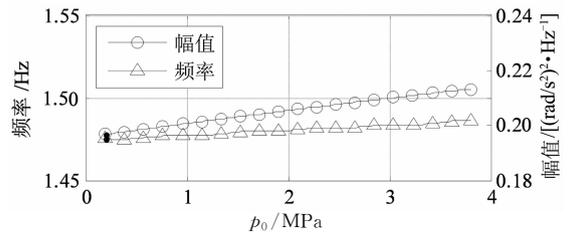


图 12 系统压强对俯仰角加速度功率谱的影响
Fig. 12 The influence of p_0 on the PSD of pitch angle acceleration

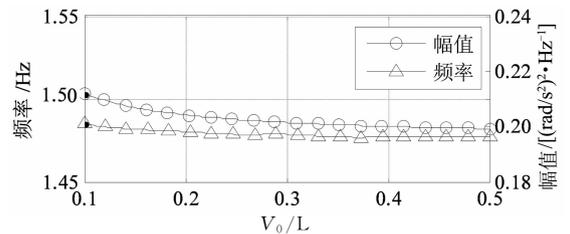


图 13 蓄能器体积对俯仰角加速度功率谱的影响
Fig. 13 The influence of V_0 on the PSD of pitch angle acceleration

4.3 HIS 关键参数摄动对车辆垂向加速度功率谱的影响

图 18—图 23 表示在 HIS 的 6 个关键参数摄动取值时, 车辆垂向加速度功率谱的峰值频率及其幅值变化情况。

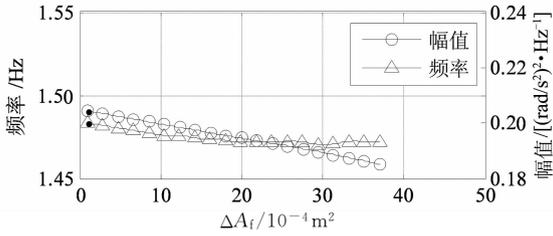


图 14 前作动器上下腔面积差对俯仰角加速度功率谱的影响
Fig. 14 The influence of ΔA_f on the PSD of pitch angle acceleration

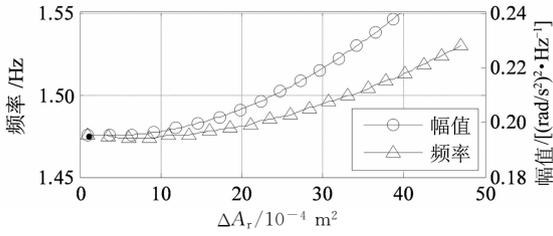


图 15 后作动器上下腔面积差对俯仰角加速度功率谱的影响
Fig. 15 The influence of ΔA_r on the PSD of pitch angle acceleration

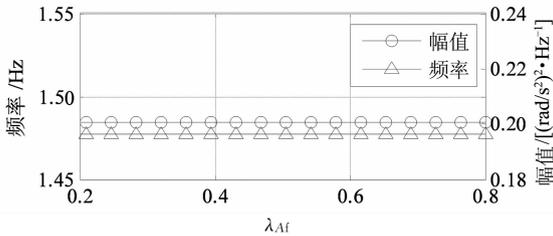


图 16 前作动器上下腔面积比对俯仰角加速度功率谱的影响
Fig. 16 The influence of λ_{Af} on the PSD of pitch angle acceleration

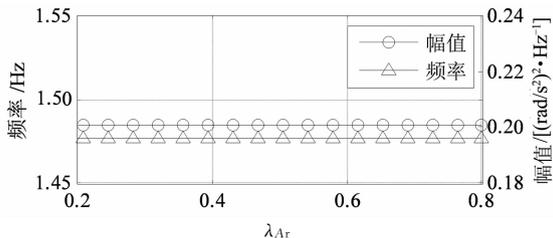


图 17 后作动器上下腔面积比对俯仰角加速度功率谱的影响
Fig. 17 The influence of λ_{Ar} on the PSD of pitch angle acceleration

频率、峰值频率幅度影响最大。

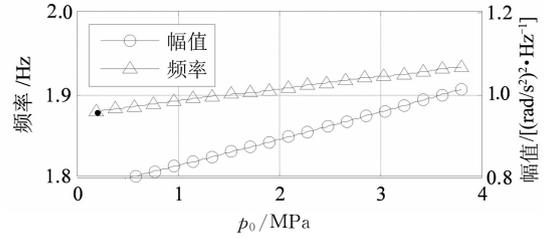


图 18 系统压强对垂向加速度功率谱的影响
Fig. 18 The influence of p_0 on the PSD of vertical acceleration at CG

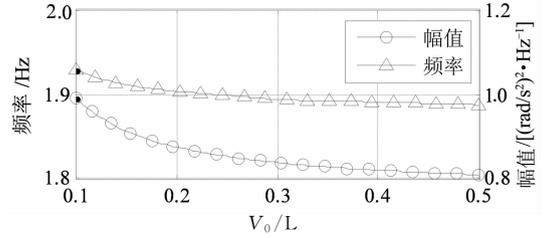


图 19 蓄能器体积对垂向加速度功率谱的影响
Fig. 19 The influence of V_0 on the PSD of vertical acceleration at CG

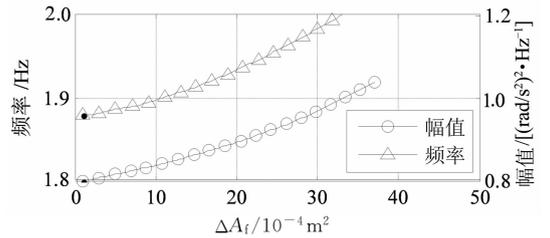


图 20 前轴作动器上下腔面积差对垂向加速度功率谱的影响
Fig. 20 The influence of ΔA_f on the PSD of vertical acceleration at CG

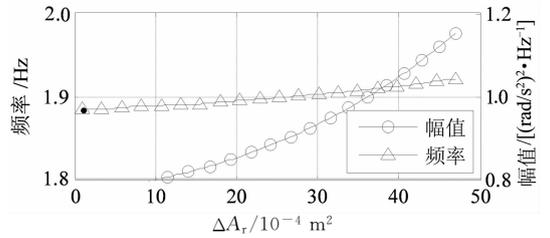


图 21 后轴作动器上下腔面积差对垂向加速度功率谱的影响
Fig. 21 The influence of ΔA_r on the PSD of vertical acceleration at CG

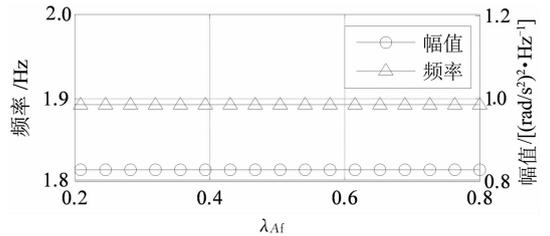


图 22 前轴作动器上下腔面积比对垂向加速度功率谱的影响
Fig. 22 The influence of λ_{Af} on the PSD of vertical acceleration at CG

由图 18 与图 19 可以看出,系统压强与蓄能器体积对垂向加速度功率谱的影响趋势近似相反。由图 20 与图 21 可以看出,前、后轴作动器上下腔面积差对峰值频率的影响较大。由图 22 与图 23 可以看出,前、后轴作动器上下腔面积比对峰值频率及其幅值几乎没有影响。由图 18—图 23 可以看出,前、后轴作动器上下腔面积差对垂向加速度功率谱的峰值

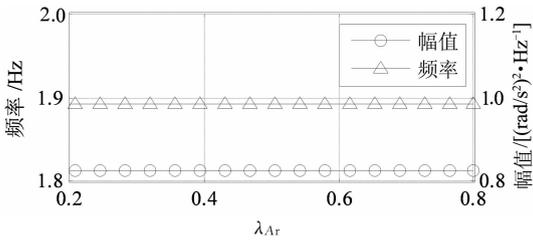


图 23 后轴作动器上下腔面积比对垂向加速度功率谱的影响

Fig. 23 The influence of λ_{Ar} on the PSD of vertical acceleration at CG

4.4 HIS 关键参数摄动对轮胎动载荷功率谱的影响

在计算车辆四轮路面输入的功率谱密度时,其轮胎动载荷响应的功率谱密度左右对称;另外,后轮较前轮打滑的后果更为严重,对侧倾工况下轮胎抓地力的影响最大^[20]. 为节省篇幅,仅讨论在侧倾工况下 HIS 关键参数摄动对左后轮胎动载荷功率谱密度响应的影响,如图 24—图 29 所示。

由图 24 与图 25 可以看出,系统油压与蓄能器体积对轮胎动载荷功率谱密度的影响呈现近似相反趋势. 由图 26 可以看出,前轴作动器上下腔面积差对轮胎动载荷的频率影响较小,但对其幅值影响较大,在 $\Delta A_f = 24.27 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ 时出现极小值. 由图 27 可以看出,后轴作动器上下腔面积差的增加引起轮胎动载荷峰值频率上升和峰值频率幅度下降. 由图 28 与图 29 可以看出,前、后轴作动器上下腔室面积比对轮胎动载荷的影响趋势一致,但后者对其影响更加明显. 由图 24—图 29 可以看出,系统油压、蓄能器体积、前、后轴作动器上下腔面积差均对轮胎动载荷功率谱密度的峰值频率及其幅度有较大影响。

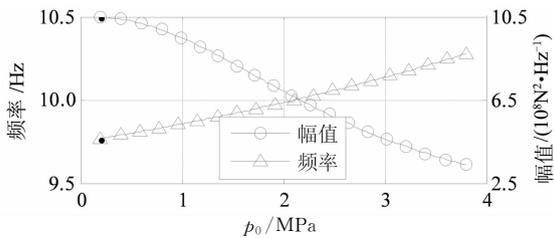


图 24 系统油压对轮胎动载荷功率谱的影响

Fig. 24 The influence of p_0 on the PSD of vertical force on LR tire

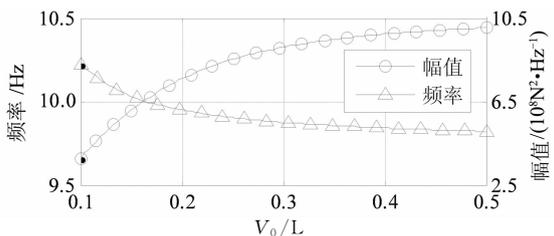


图 25 蓄能器体积对轮胎动载荷功率谱的影响

Fig. 25 The influence of V_0 on the PSD of vertical force on LR tire

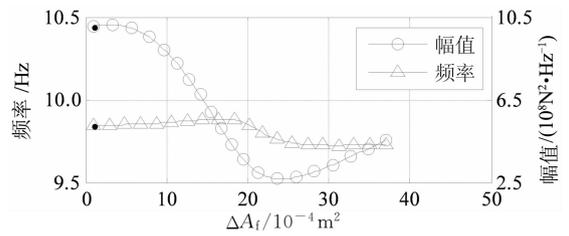


图 26 前轴作动器上下腔面积差对轮胎动载荷功率谱的影响

Fig. 26 The influence of ΔA_f on the PSD of vertical force on LR tire

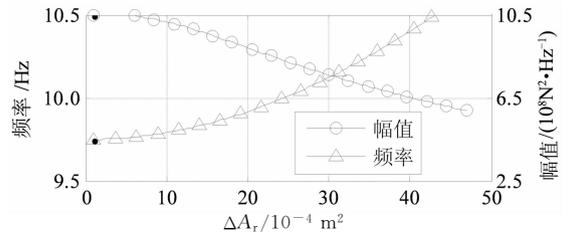


图 27 后轴作动器上下腔面积差对轮胎动载荷功率谱的影响

Fig. 27 The influence of ΔA_r on the PSD of vertical force on LR tire

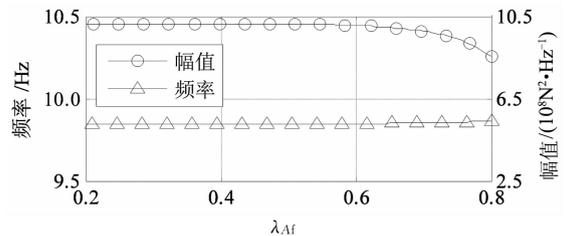


图 28 前轴作动器上下腔面积比对轮胎动载荷功率谱的影响

Fig. 28 The influence of λ_{Af} on the PSD of vertical force on LR tire

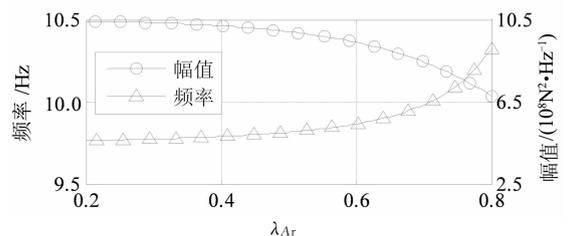


图 29 后轴作动器上下腔面积比对轮胎动载荷功率谱的影响

Fig. 29 The influence of λ_{Ar} on the PSD of vertical force on LR tire

5 车辆频域响应试验验证

由于改变蓄能器、液压作动器的参数需重新制作 HIS 系统,同时安装六分力传感器需重新制作轮胎,产品的定制周期较长且成本较高,而调节 HIS 系统油压操作简便,并且具有一定的代表性,因此本文分析系统油压对车辆动力学响应的影响,并进行

相关试验验证. 在试验过程中逐次改变 HIS 系统油压, 然后进行左侧轮胎跌落试验、后侧轮胎跌落试验、全轮跌落试验, 可以得到系统油压与侧倾角加速度、俯仰角加速度、垂向加速度频率响应之间的关系, 如图 30—图 32 所示. 同时, 仿真求解相同跌落工况下车辆的动力学响应, 进行傅立叶分析, 如图 33 所示(考虑到篇幅限制, 未列出系统油压对俯仰角加速度、垂向加速度的影响), 将频率值与试验结果进行对比, 如表 5 所示.

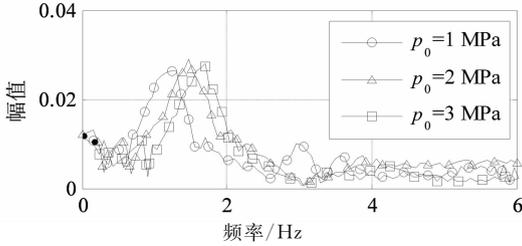


图 30 系统油压对侧倾角加速度频率的影响
Fig. 30 The influence of p_0 on the frequency of roll angle acceleration

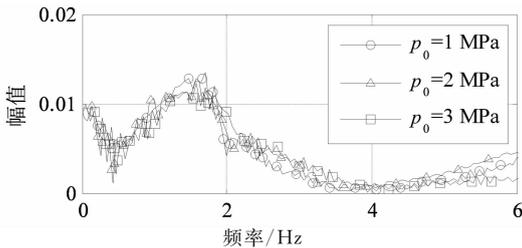


图 31 系统油压对俯仰角加速度频率的影响
Fig. 31 The influence of p_0 on the frequency of pitch angle acceleration

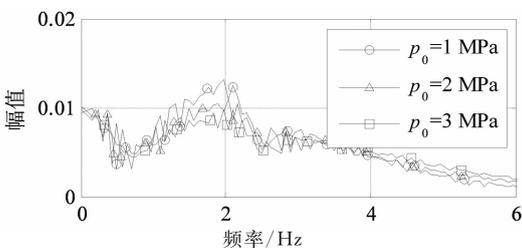


图 32 系统油压对垂向加速度频率的影响
Fig. 32 The influence of p_0 on the frequency of vertical acceleration

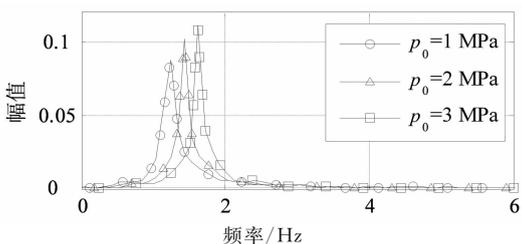


图 33 系统油压对侧倾角加速度频率影响的仿真分析
Fig. 33 The simulation of the influence of p_0 on the frequency of the roll angle acceleration

表 5 跌落工况下仿真与试验频率值对比
Tab. 5 The comparison between simulation and experiment on drop test

	Hz								
	$p_0=1$ MPa			$p_0=2$ MPa			$p_0=3$ MPa		
	仿真	试验	误差 / %	仿真	试验	误差 / %	仿真	试验	误差 / %
侧倾	1.198	1.223	2.04	1.415	1.460	3.08	1.587	1.703	6.81
俯仰	1.528	1.587	3.72	1.532	1.594	3.89	1.537	1.612	4.65
垂向	1.873	1.966	4.73	1.888	2.033	7.13	1.902	1.943	2.11

由表 5 可以看出, 仿真与试验的误差低于 10%, 在工程允许误差范围内, 表明仿真结果的正确性. 由图 30—图 32 可以看出, HIS 系统油压对车辆侧倾角加速度的频率有明显影响, 而对俯仰角加速度、垂向加速度的频率影响较小, 这与图 6、图 12 和图 18 的仿真分析结果一致. 由于实车测试过程中存在大量非线性因素, 如车辆轮胎、悬架衬套的材料非线性等, 以及受限于试验凸台的放置精度, 难以精确实现两个轮胎同步跌落等, 同时仿真分析结果基于理想的 C 级路面功率谱, 因此仿真较试验结果存在一定误差, 但仿真与试验分析的 HIS 关键参数振动对车辆动力学参数的影响趋势基本一致.

6 结 论

建立了安装有 HIS 系统的整车机械-液压耦合动力学模型, 推导出侧倾角加速度、俯仰角加速度、垂向加速度、轮胎动载荷的功率谱频域响应函数, 并验证了车辆动力学模型的正确性.

1) 分析了 HIS 关键参数对车辆动力学频域响应的影响, 结果表明: 系统压强与蓄能器体积对车辆的频域响应的影响呈现近似相反趋势, 前、后轴液压作动器上下腔室面积差值对频域响应较为敏感, 前、后轴液压作动器的上下腔室面积比值仅对侧倾角加速度与轮胎动载荷功率谱有较明显影响.

2) 考虑试验方案的可行性, 对仿真分析结果进行试验验证, 结果表明: 仿真与试验的误差在允许范围内; 试验得到的不同压强下侧倾角加速度、俯仰角加速度、垂向加速度的频率响应特性与仿真结果趋势基本一致.

参考文献

[1] ZHANG N, SMITH W A, JEYAKUMARAN J. Hydraulic-interconnected vehicle suspension: background and modeling[J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(1): 17—49.
[2] SMITH W A, ZHANG N, JEYAKUMARAN J. Hydraulic-

- ly interconnected vehicle suspension: theoretical and experimental ride analysis[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2010, 48(1):41-64.
- [3] SMITH W A, ZHANG N, HU W. Hydraulically interconnected vehicle suspension: handling performance[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2011, 49(1/2): 87-106.
- [4] DING F, HAN X, MO X H, *et al.* Design of hydraulically interconnected suspension systems for tri-axle straight trucks with rear tandem axle bogie suspensions[J]. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 2013, 6(1):200-208.
- [5] DING F, HAN X, ZHANG N, *et al.* Characteristic analysis of pitch-resistant hydraulically interconnected suspensions for two-axle vehicles[J]. *Journal of Vibration and Control*, 2015, 21(16):3167-3188.
- [6] ZHANG J, CHEN X, ZHANG B J, *et al.* Design and dynamic analysis of bounce and pitch plane hydraulically interconnected suspension for mining vehicle to improve ride comfort and pitching stiffness [R]. Washington DC: SAE International, 2015;2015-01-0617.
- [7] NIETO A J, MORALES A L, TRAPERRO J R, *et al.* An adaptive pneumatic suspension based on the estimation of the excitation frequency[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330(9): 1891-1903.
- [8] FRANCOIS V D, ELS P S. Comparison of different gas models to calculate the spring force of a hydropneumatic suspension [J]. *Journal of Terramechanics*, 2015, 57:41-59.
- [9] CHO J R, LEE H W, YOO W S, *et al.* Study on damping characteristics of hydropneumatic suspension unit of tracked vehicle [J]. *KSME International Journal*, 2004, 18(2):262-271.
- [10] LIANG J, WU J L, ZHANG N, *et al.* Interval uncertain analysis of active hydraulically interconnected suspension system [J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2016, 8(5): 1-14.
- [11] 周兵, 耿元, 黄晓婷. 液压系统参数对液压互联悬架动态响应的全局灵敏度分析[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(23): 80-84.
ZHOU Bing, GENG Yuan, HUANG Xiaoting. Global sensitivity analysis of hydraulic system parameters to a hydraulically interconnected suspension's dynamic responses[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(23):80-84. (In Chinese)
- [12] 周兵, 黄晓婷, 耿元. 基于 MORRIS 法分析的液压参数对互联悬架的影响[J]. *湖南大学学报:自然科学版*, 2016, 43(2): 75-81.
ZHOU Bing, HUANG Xiaoting, GENG Yuan. Influence of hydraulic parameters on hydraulically interconnected suspension based on MORRIS[J]. *Journal of Hunan University: Natural Sciences*, 2016, 43(2): 75-81. (In Chinese)
- [13] 谷正气, 王文慧, 伍文广, 等. 非线性油气悬架的矿用自卸车纵倾性能优化[J]. *湖南大学学报:自然科学版*, 2013, 40(7): 46-52.
GU Zhengqi, WANG Wenhui, WU Wenguang, *et al.* Optimization of the pitching performance of mining dump truck of nonlinear hydro-pneumatic suspension system[J]. *Journal of Hunan University: Natural Sciences*, 2013, 40(7):46-52. (In Chinese)
- [14] 杨波, 陈思忠, 王勋, 等. 双气室油气悬架特性研究 [J]. *机械工程学报*, 2009, 45(5):276-280.
YANG Bo, CHEN Sizhong, WANG Xun, *et al.* Research of twin-accumulator hydro-pneumatic suspension [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 45(5):276-280. (In Chinese)
- [15] 汪若尘, 吴涛, 孟祥鹏, 等. 液压互联消扭悬架系统研究[J]. *农业机械学报*, 2015, 46(2):288-293.
WANG Ruochen, WU Tao, MENG Xiangpeng, *et al.* Interconnected hydraulic torsion-elimination suspension system [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2015, 46(2):288-293. (In Chinese)
- [16] 方敏, 汪洪波, 刘跃, 等. 基于功能分配的汽车主动悬架控制的研究[J]. *汽车工程*, 2015, 37(2): 200-206.
FANG Min, WANG Hongbo, LIU Yue, *et al.* A study on the control of vehicle active suspension based on function allocation [J]. *Automotive Engineering*, 2015, 37(2): 200-206. (In Chinese)
- [17] 刘刚, 陈思忠, 王文竹, 等. 越野车油气悬架的建模与试验研究 [J]. *汽车工程*, 2015, 37(8):936-940.
LIU Gang, CHEN Sizhong, WANG Wenzhu, *et al.* Modeling and experimental study on the hydro-pneumatic suspension of off-road vehicle [J]. *Automotive Engineering*, 2015, 37(8):936-940. (In Chinese)
- [18] 李杰, 秦玉英, 赵旗. 多点虚拟激励法在整车随机振动分析中的应用[J]. *汽车工程*, 2010, 32(3): 254-257.
LI Jie, QIN Yuying, ZHAO Qi. The application of multi-point pseudo excitation method to vehicle random vibration analysis [J]. *Automotive Engineering*, 2010, 32(3):254-257. (In Chinese)
- [19] 卢凡, 陈思忠. 汽车路面激励的时域建模与仿真[J]. *汽车工程*, 2015, 37(5):549-553.
LU Fan, CHEN Sizhong. Modeling and simulation of road surface excitation on vehicle in time domain [J]. *Automotive Engineering*, 2015, 37(5): 549-553. (In Chinese)
- [20] 赵亮, 晏海军, 郭孔辉. 某扭转梁后悬架侧倾刚度的解算与优化 [J]. *湖南大学学报:自然科学版*, 2014, 41(5): 20-25.
ZHAO Liang, YAN Haijun, GUO Konghui. Calculation and optimization of the roll stiffness of torsion beam rear suspension [J]. *Journal of Hunan University: Natural Sciences*, 2014, 41(5): 20-25. (In Chinese)