

# 液压互联式馈能悬架建模与优化设计

陈 龙<sup>1</sup> 张承龙<sup>1</sup> 汪若尘<sup>1</sup> 叶 青<sup>1</sup> 牛礼民<sup>2</sup>

(1. 江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013; 2. 安徽工业大学机械工程学院, 马鞍山 243000)

**摘要:** 为了实现互联悬架的能量回收及性能优化,提出了一种液压互联式馈能悬架。结合反向互联悬架的结构特性,研究了该悬架的馈能机理。建立四自由度半车辆悬架系统动力学模型,并在 AMEsim/Simulink 联合仿真环境下,对车辆动力学性能及馈能效果进行了仿真分析,运用 Isight 的遗传算法对悬架弹簧刚度和液压缸缸径进行了优化求解。在仿真基础上,进行了台架实验,结果表明理论研究与实验结果较为吻合,验证了所提出的液压互联式馈能悬架仿真模型的正确性以及馈能理论的有效性。

**关键词:** 互联悬架; 集成优化; 联合仿真; 台架实验

**中图分类号:** U463.33      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1000-1298(2017)01-0303-06

## Modeling and Optimization Design of Hydraulically Interconnected Energy-regenerative Suspension

CHEN Long<sup>1</sup> ZHANG Chenglong<sup>1</sup> WANG Ruochen<sup>1</sup> YE Qing<sup>1</sup> NIU Limin<sup>2</sup>

(1. School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. School of Mechanical Engineering, Anhui University of Technology, Maanshan 243000, China)

**Abstract:** In order to meet the energy recovery and performance optimization of hydraulically interconnected suspension, a hydraulically interconnected energy-regenerative suspension was proposed. Combined with the structural characteristics of the reverse interconnected suspension, the energy-regenerative mechanism was introduced, and the dynamic model of a 4-DOF vehicle suspension was established. The vehicle dynamic performance and the energy-regenerative effect were simulated by using the joint simulation AMEsim/Simulink. The  $\alpha$ -method was used to calculate the weight coefficient of evaluation indexes. The parameters of the spring stiffness and hydraulic cylinder diameter were extracted from eight potential parameters by means of design of experiment to perform optimization with genetic algorithm in Isight. Both vehicle dynamic performance and energy-regenerative effect were optimized. Based on simulative computation, the bench test of full vehicle was carried out under linear condition on a random road using the 4-poster road simulator. The results showed that the vehicle dynamic performance of the new suspension was slightly worse than that of the traditional interconnected suspension, but it can meet the most road conditions and recover part of vibration energy under the premise of maintaining ride comfort.

**Key words:** interconnected suspension; integrated optimization; co-simulation; bench test

### 引言

互联悬架是指单个车轮的运动引起其他车轮或车轮组发生变化的悬架系统的总称。其中液压反向互联悬架可以通过左右悬架系统内油液的耦合,在乘坐舒适性不变差的前提下,较大程度地改善车辆

的操纵稳定性<sup>[1-4]</sup>。液压缸内油液以摩擦生热的形式将一部分路面冲击产生的机械能转换为内能,从而衰减车辆的振动。如果能将这些能量回收利用,可以降低车辆能耗,实现节能减排的目的。

WENDEL 等<sup>[5]</sup>提出了通过导出减振器腔内油液驱动外设马达的方式来回收部分振动能量。麻省

收稿日期: 2016-05-18 修回日期: 2016-08-18

**基金项目:** 国家自然科学基金项目(51575240)、江苏省教育厅自然科学基金重大项目(15KJA460005)和镇江市工业支撑项目(GY2015029)

**作者简介:** 陈龙(1958—),男,教授,博士生导师,主要从事车辆动态性能模拟与控制研究,E-mail: chenlong@ujs.edu.cn

理工学院 (MIT)<sup>[6]</sup> 成功研制了一款机液电耦合的馈能式减振器。通过实车实验,得到每个馈能减振器可以回收约 1 kW 能量。何仁等<sup>[7-9]</sup>对液压式馈能悬架进行了初步研究,总结了馈能阻尼力完整的表达式,并进行了实验验证,结果显示,馈能式减振器在改善车辆平顺性的同时能提高燃油经济性。过学迅等<sup>[10-12]</sup>根据液电相似理论,提出了一种机-电-液混合系统的车用馈能式减振器,通过仿真分析认为控制电机负载可以实现阻尼力的半主动控制,且反馈能量较高。上述研究表明,国内外学者对于液压馈能悬架及液压馈能减震器的研究已较为深入,但尚未有学者对于液压互联悬架的馈能性进行研究。

本文提出一种液压互联式馈能悬架,并运用 AMESim/Simulink 软件建立该悬架的联合仿真模型,并以优化设计软件 Isight 为平台集成 AMESim 模型,对模型进行 DOE 分析,提取变量进行优化设计,并传统互联悬架系统进行对比分析。

1 液压互联式馈能悬架

1.1 液压互联式馈能悬架结构及工作原理

建立的液压互联式馈能悬架简化模型如图 1 所示,由双作用液压缸、整流桥<sup>[13]</sup>、蓄能器、液压马达、互联管路组成,其中整流桥由 4 个单向阀组成。当车辆行驶时,左右双作用液压缸受到路面冲击迫使缸内油液进入互联管路,液压经过管路中整流桥的整流驱动液压马达单向转动;而每个液压马达通过传动机构与旋转电机相连,如图 2 所示,因此液压马达带动旋转电机旋转发电,发电机发出的交流电通过整流电路和升压电路储存在电池中,从而完成部分振动能量到车载电池中电能的转换。

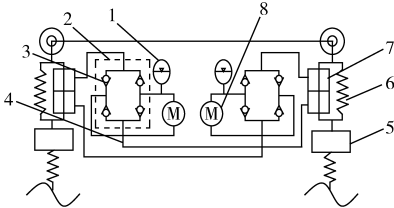


图 1 液压互联式馈能悬架半车模型  
Fig. 1 Hydraulically interconnected energy-regenerative suspension half vehicle model

1. 蓄能器 2. 整流桥 3. 单向阀 4. 互联管路 5. 非悬挂质量  
6. 弹簧 7. 双作用液压缸 8. 液压马达

馈能单元的引入,势必会对车辆原有的动力学性能产生影响,为了协调车辆性能和馈能性的关系,可以合理优化配置悬架的相关参数,从而提高车辆的综合性能。

1.2 液压互联式馈能悬架动力学建模

基于图 1 所示的液压互联式馈能悬架模型,根

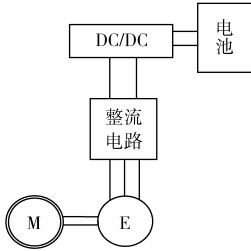


图 2 馈能单元  
Fig. 2 Energy-regenerative unit

据牛顿第二定律建立液压互联式馈能悬架半车模型的动力学方程<sup>[14]</sup>,如图 3 所示。

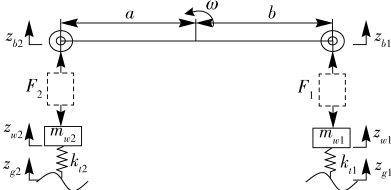


图 3 半车动力学模型  
Fig. 3 Half vehicle dynamic model

车身质心处垂直运动方程为

$$m \ddot{z} = F_1 + F_2 \tag{1}$$

车身侧倾运动方程为

$$I_\omega \ddot{\omega} = -aF_1 + bF_2 \tag{2}$$

非悬挂质量垂直运动方程为

$$\begin{cases} m_{w1} \ddot{z}_{w1} = -k_{r1}(z_{w1} - z_{g1}) - F_1 \\ m_{w2} \ddot{z}_{w2} = -k_{r2}(z_{w2} - z_{g2}) - F_2 \end{cases} \tag{3}$$

当侧倾角较小时,可做如下近似处理

$$\begin{cases} z_{b1} = z - a\omega \\ z_{b2} = z + b\omega \end{cases} \tag{4}$$

- 式中  $m$ ——悬挂质量  $\omega$ ——侧倾角  
 $F_1、F_2$ ——左、右悬架作用力  
 $m_{w1}、m_{w2}$ ——左、右非悬挂质量  
 $I_\omega$ ——侧倾转动惯量  
 $z$ ——车身质心处垂直位移  
 $z_{w1}、z_{w2}$ ——左、右非悬挂垂直位移  
 $z_{g1}、z_{g2}$ ——左、右轮胎垂直位移  
 $z_{b1}、z_{b2}$ ——左、右悬挂质量垂直位移  
 $a、b$ ——左、右轴与质心的距离  
 $k_{r1}、k_{r2}$ ——左、右轮胎刚度

为了寻找最优动力学性能和馈能性的参数,建立 AMESim/Matlab 联合仿真模型,如图 4 所示,在 AMESim 中建立液压互联式馈能悬架液力传动模型,在 Matlab/Simulink 中建立半车动力学模型,仿真模型主要参数见表 1。通过接口设置以及建立 S 函数实现悬架作用力  $F_1、F_2$  及位移信息  $z_{b1}、z_{b2}、z_{w1}、z_{w2}$  的实时传输。选择常见的 C 级路面进行分析,则路面不平度系数  $G_0$  取  $2.56 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{cycle}$ ,车速取 20 m/s。

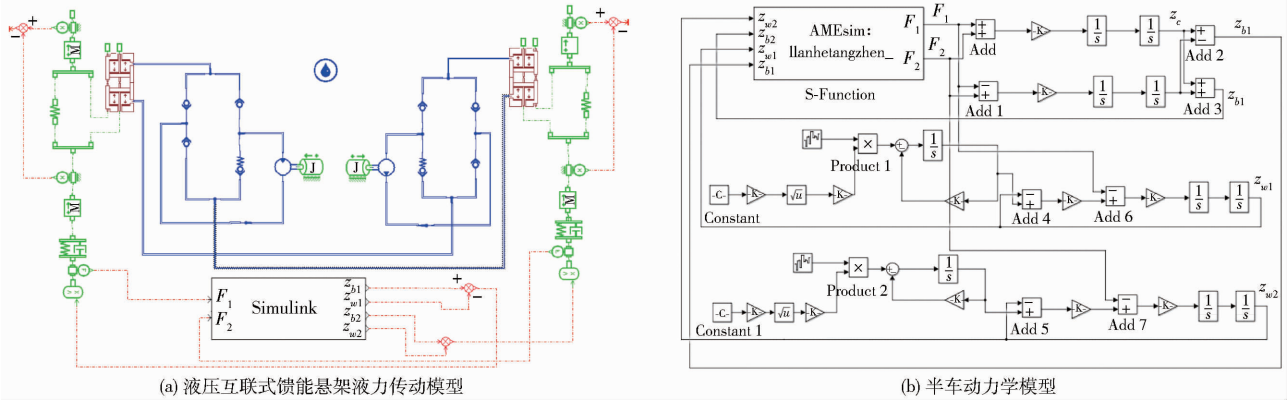


图4 基于 AMESim/Simulink 的半车液压互联式馈能悬架联合仿真模型

Fig. 4 Co-simulation models of half vehicle hydraulically interconnected energy-regenerative suspension based on AMESim/Simulink

| 表 1 仿真模型主要参数                              |         |                             |     | 表 2 悬架模型导出参数                                |                                                   |        |
|-------------------------------------------|---------|-----------------------------|-----|---------------------------------------------|---------------------------------------------------|--------|
| Tab.1 Main parameters of simulation model |         |                             |     | Tab.2 Output parameters of suspension model |                                                   |        |
| 参数                                        | 数值      | 参数                          | 数值  | 参数                                          | 含义                                                | 初始值    |
| 液压缸直径/mm                                  | 50      | 悬挂质量/kg                     | 800 | rp1                                         | 管长/m                                              | 2      |
| 活塞杆直径/mm                                  | 30      | 非悬挂质量/kg                    | 50  | rp0                                         | 管路直径/mm                                           | 15     |
| 蓄能器气体初始体积/L                               | 2       | 侧倾转动惯量/(kg·m <sup>2</sup> ) | 380 | piston                                      | 液压缸直径/mm                                          | 50     |
| 弹簧刚度/(N·m <sup>-1</sup> )                 | 22 000  | 轮距/m                        | 2   | pis                                         | 活塞杆直径/mm                                          | 30     |
| 轮胎刚度/(N·m <sup>-1</sup> )                 | 192 000 | 马达排量/(mL·r <sup>-1</sup> )  | 5   | spring                                      | 弹簧刚度/(N·m <sup>-1</sup> )                         | 22 000 |
| 左右轴与质心的距离/m                               | 1       |                             |     | grad                                        | 单向阀压力梯度/(L·min <sup>-1</sup> ·MPa <sup>-1</sup> ) | 5 000  |
|                                           |         |                             |     | diam                                        | 蓄能器开口直径/mm                                        | 5      |
|                                           |         |                             |     | v0                                          | 蓄能器预冲气体体积/L                                       | 2      |

2 悬架关键参数的 DOE 分析

以侧倾角加速度均方根为车辆操纵稳定性评价指标,以车身质心加速度均方根为行驶平顺性评价指标,以液压马达平均转速为馈能性评价指标,对悬架模型参数进行 DOE 分析<sup>[15]</sup>,并通过 PARETO 图显示模型参数对于评价指标的贡献程度。通过 AMESim 中参数输出模块导出 8 个需要研究的模型参数,如表 2 所示。

利用 Isight 中 Simcode 模块对 AMESim 进行集成,通过对 input 文件的解析将 8 个模型参数导入 Isight,并通过 AMEpiolt 实现两款软件的数据传输。

采用全因子算法,每个因子(参数)选取两个水平值,共进行 256 次运算,得出各因子对输出影响的

PARETO 图,如图 5 所示。

图中红色条形代表负效应,蓝色条形代表正效应。从图中可以看出, spring、grad、piston 对于侧倾角加速度和车身加速度影响较大, pis、grad、piston 对于马达转速影响较大。其中单向阀压力梯度受生产工艺影响,不方便调整,因此本文选取弹簧刚度 spring 及液压缸直径 piston 为设计变量,进行下一步的优化。

当弹簧刚度和液压缸直径变化时,其对侧倾角加速度、车身质心加速度、液压马达转速的影响如图 6 所示。

由图 6 可知:

(1)对于动力学性能,液压缸直径取 53.24 mm, 弹簧刚度取 22 327 N/m 时侧倾角加速度为零,液压

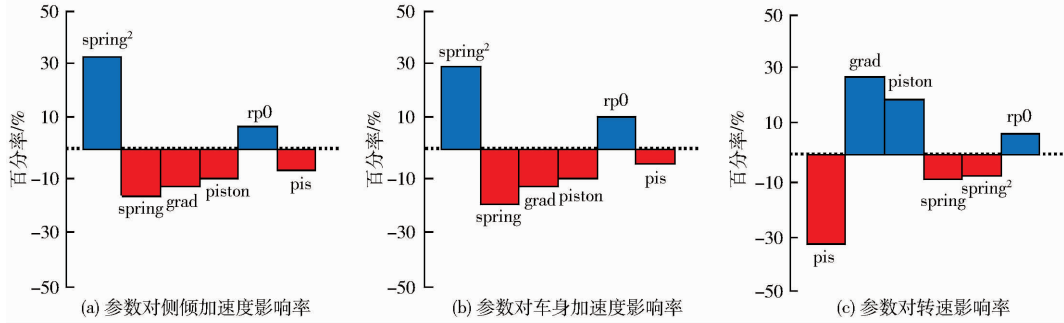


图5 模型参数对输出影响的 PARETO 图

Fig. 5 PARETO diagrams of effects of model parameters on output

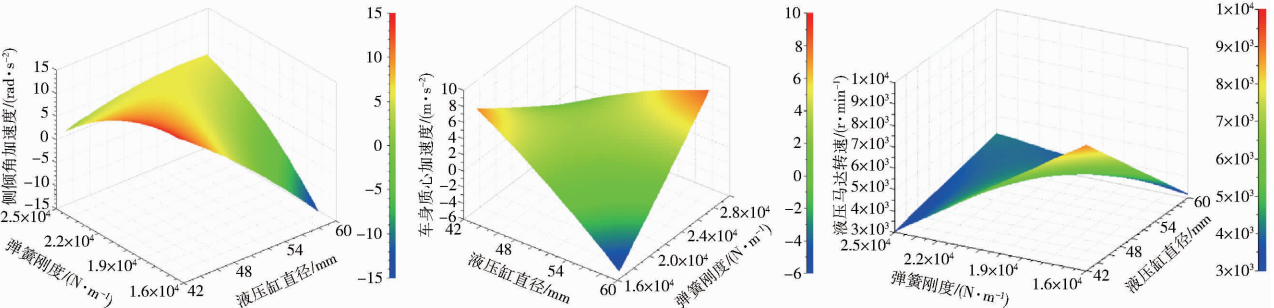


图6 悬架参数对评价指标的影响

Fig. 6 Effects of suspension parameters on assessment indexes

缸直径取 51.69 mm,弹簧刚度取 22 136 N/m 时车身质心加速度为零,参数过大或过小都会增大评价指标的幅值。

(2)对于馈能性,弹簧刚度和液压缸直径都是取值越小,液压马达转速越高。当弹簧刚度取 16 000 N/m,液压缸直径取 42 mm 时,马达转速达到峰值点 8 324 r/min。

3 综合性能协调优化

3.1 优化目标函数

上述仿真结果表明,液压互联式馈能悬架的动力学性能和馈能性存在一定的制约关系,为了权衡动力学性能和馈能效果,需要对两者进行协调性优化。本文采用线性加权和法赋予目标函数不同的权重,将多目标函数转换为单目标函数求解。为了使问题的目标函数统一为求极小值的规划问题,选取侧倾角加速度均方根、车身加速度均方根、液压马达平均转速倒数为目标函数。多目标优化模型为<sup>[16]</sup>

目标函数： $\min f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^3 w_i f_i(\mathbf{x})$

设计变量： $\mathbf{x} = (k, d)$

约束条件： $\begin{cases} |z - a\omega - z_{b1}| \leq D_{\max} \\ |z - b\omega - z_{b2}| \leq D_{\max} \end{cases}$

(5)

式中  $f_1(\mathbf{x})$ ——侧倾角加速度均方根  
 $f_2(\mathbf{x})$ ——车身加速度均方根  
 $f_3(\mathbf{x})$ ——液压马达平均转速倒数  
 $w_i$ ——权重系数  $k$ ——弹簧刚度  
 $d$ ——液压缸直径  
 $D_{\max}$ ——允许的最大动行程,取 180 mm

3.2 权重系数

合理的确定权重,应在给各对应项赋予权重之前,先对各子目标作统一量纲的处理,再对各子目标函数进行线性加权处理。故目标函数可表述为

$$\min f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^3 \min \frac{w_i f_i(\mathbf{x})}{\min (f_i(\mathbf{x}))} \quad (6)$$

根据各子目标函数的极小值信息应用  $\alpha$  法确

定权重系数<sup>[17-18]</sup>,由第2节中三维曲面图可得到侧倾角加速度均方根、车身加速度均方根、液压马达平均转速倒数的极小值点,分别为  $x_1^*$  (22 327, 53.24)、 $x_2^*$  (22 136, 51.69)、 $x_3^*$  (16 000, 42.00)。再利用  $x_i^*$  值代入动力学模型计算  $3^2$  个目标值,构成系数矩阵

$$\mathbf{f}_w = \begin{bmatrix} f_1(x_1^*) & f_1(x_2^*) & f_1(x_3^*) \\ f_2(x_1^*) & f_2(x_2^*) & f_2(x_3^*) \\ f_3(x_1^*) & f_3(x_2^*) & f_3(x_3^*) \end{bmatrix} \quad (7)$$

则子目标的权重系数可以通过该矩阵的逆矩阵求得

$$(w_1, w_2, w_3) = \frac{\mathbf{e}^T (\mathbf{f}_w)^{-1}}{\mathbf{e}^T (\mathbf{f}_w)^{-1} \mathbf{e}} \quad (8)$$

式中  $\mathbf{e}$  是 3 维单位向量,  $(\mathbf{f}_w)^{-1}$  为  $\mathbf{f}_w$  的逆矩阵。得  $w_1 = 0.382, w_2 = 0.263, w_3 = 0.355$ 。

3.3 基于 Isight 的 NSGA-II 算法的参数优化

基于 Isight 软件<sup>[19-20]</sup>建立液压互联式馈能悬架优化仿真流程如图 7 所示。

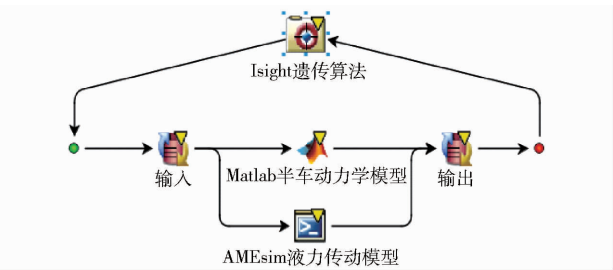


图7 Isight 优化流程图

Fig. 7 Flow diagram of Isight optimization

NSGA-II 采用了快速非支配排序算法,计算复杂度比 NSGA 大大降低,同时引入了精英策略,扩大了采样空间,防止最佳个体丢失,提高了算法的运算速度和鲁棒性。选择的遗传算法参数包括:种群数量 60、遗传代数 20、交叉概率 0.9、交叉分布指数 10、变异分布指数 20。

通过计算得到各参数优化值为:液压缸直径为 47.3 mm,弹簧刚度为 24 641.1 N/m。为了研究加入馈能机构后对互联悬架动力学性能的影响,将优

化后结果代入传统液压互联悬架模型,该传统模型相关参数如表 3 所示,将优化前、后及传统互联悬架各性能评价指标进行对比,结果如表 4、5 所示。

表 3 传统互联悬架模型主要参数

Tab.3 Main parameters of traditional suspension model

| 参数                                    | 数值      | 参数                                    | 数值  |
|---------------------------------------|---------|---------------------------------------|-----|
| 液压缸直径/mm                              | 50      | 悬挂质量/kg                               | 800 |
| 活塞杆直径/mm                              | 30      | 非悬挂质量/kg                              | 50  |
| 蓄能器气体初始体积/L                           | 2       | 侧倾转动惯量/( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ) | 380 |
| 弹簧刚度/( $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ ) | 22 000  | 轮距/m                                  | 2   |
| 轮胎刚度/( $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ ) | 192 000 | 阻尼孔直径/mm                              | 6   |
| 左右轴与质心距离/m                            | 0.74    |                                       |     |

表 4 优化前后结果对比

Tab.4 Comparison of performance before and after optimization

| 评价指标                                             | 互联馈能悬架<br>(优化前) | 互联馈能悬架<br>(优化后) | 改善<br>率/% |
|--------------------------------------------------|-----------------|-----------------|-----------|
| 车身加速度均方根/<br>( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )    | 0.745 2         | 0.614 3         | 17.50     |
| 侧倾角加速度均方根/<br>( $\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$ ) | 3.883           | 3.469           | 10.60     |
| 平均转速/( $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ )          | 2 764           | 3 345           | 21.00     |

表 5 传统互联悬架与互联馈能悬架对比

Tab.5 Comparison of performance between traditional interconnected suspension and interconnected energy-regenerative suspension

| 评价指标                                             | 传统互联<br>悬架 | 互联馈能悬架<br>(优化后) | 增幅/<br>% |
|--------------------------------------------------|------------|-----------------|----------|
| 车身加速度均方根/<br>( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )    | 0.597 9    | 0.614 3         | 2.74     |
| 侧倾角加速度均方根/<br>( $\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$ ) | 3.247      | 3.469           | 6.83     |

仿真得到的车身质心加速度、侧倾角加速度、转速的时域信号对比如图 8 所示。

由表 4、表 5 和图 8 可知：

(1)经过优化后车身质心加速度及侧倾角加速度均有所下降,而发电机转速则有明显的提升。可见液压互联式馈能悬架优化后的车辆动力学性能及馈能效果都得到了改善。

(2)将优化后的结果与传统互联悬架相比车辆动力学性能略有下降,但幅度在可接受范围内,不会对车辆正常行驶产生影响。

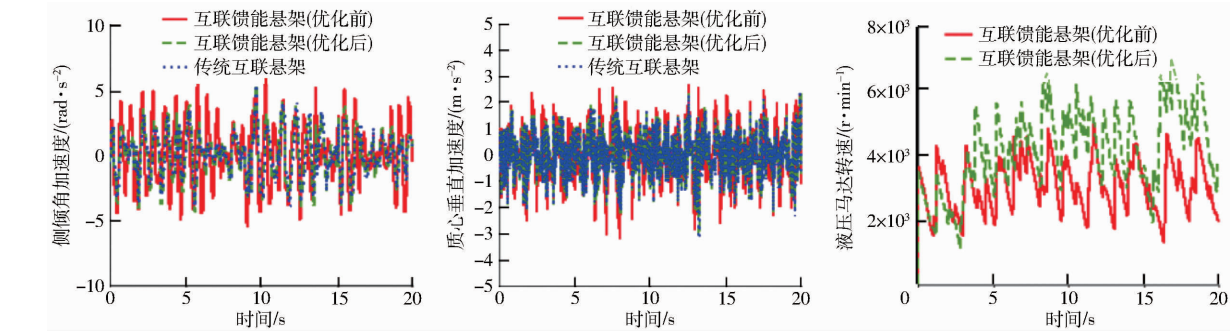


图 8 悬架系统仿真结果时域对比

Fig.8 Comparisons of simulation results for suspension systems in time domain

4 台架实验

为了验证液压互联式馈能悬架隔振及馈能性,研制了液压互联式馈能悬架原理样机,并安装在实验车上,采用 MTS320 型四通道轮胎耦合道路模拟机对设计的液压互联式馈能悬架进行台架实验,如图 9 所示。为了方便采集馈能单元的电参量,使用超级电容为储能装置,测量其实验前后电压变化量,并计算采样时间内的馈能功率,在激振台上模拟 C 级路面,车速为 20 m/s 工况下,实验结果见图 10。

由图 10 可知,与传统互联悬架相比,液压互联式馈能悬架对于车身加速度和侧倾角加速度在低频域内的衰减效果略逊于传统互联悬架,其中车身加速度均方根增加了 8.32%,侧倾角加速度均方根增加了 10.26%,在高频域内液压互联式馈能悬架与传统互联悬架差别不大,这与仿真结果一致。另外,



图 9 台架实验布置图

Fig.9 Physical layout of bench test

采样时间内瞬时馈能功率最高达到 519 W,平均馈能功率为 112 W,从而验证了该悬架具有良好的馈能特性。

5 结论

(1)提出一种液压互联式馈能悬架,在保证悬架动力学性能略微下降的情况下,回收部分振动能

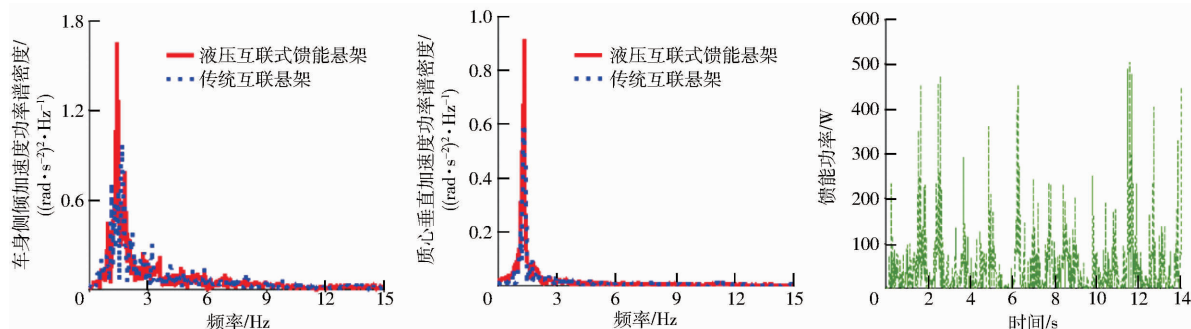


图10 随机激励实验结果

Fig.10 Test results in random excitation

量,实现车辆节能减排的功能。

(2)运用 AMEsim/Simulink 的联合仿真建立了液压互联式馈能悬架仿真模型,并利用实验进行了验证。

(3)利用 Isight 优化平台对仿真模型进行优化,从而得到了最优弹簧刚度和液压缸直径,有效改善了车辆动力学性能,同时提高了该悬架的馈能效果。

### 参 考 文 献

- 喻凡,林逸. 汽车系统动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2005.
- ZHANG N, SMITH W A, JEYAKUMARAN J. Hydraulically interconnected vehicle suspension: background and modeling[J]. Vehicle System Dynamics, 2010,48(1): 17-40.
- ORTIZ M. Principles of interconnected suspensions[J]. Race Car Engineering,1997, 7:56-59.
- 王玉龙,张农. 安装液压互联悬架的车辆建模及模态分析[D]. 长沙:湖南大学,2014.  
WANG Yulong, ZHANG Nong. Modeling and model analysis of vehicles fitted with roll resistant specific hydraulically interconnected suspension system[D]. Changsha: Hunan University,2014. (in Chinese)
- WENDEL G R, STECKLEIN G L. A regenerative active suspension system[C]. SAE Paper 910659, 1991.
- SHAKEEL Avadhany. Military application [EB/OL]. <http://www.levantpower.com>. 2009.
- 何仁,陈士安,陆森林. 馈能型悬架的工作原理与结构方案评价[J]. 农业机械学报,2006,37(5):5-9.  
HE Ren, CHEN Shian, LU Senlin. Operation theory and structure evaluation of reclaiming energy suspension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2006,37(5):5-9. (in Chinese)
- 陈士安,何仁,陆森林. 新型馈能型悬架及其工作原理[J]. 机械工程学报,2007,43(11):177-182.  
CHEN Shian, HE Ren, LU Senlin. New reclaiming energy suspension and its working principle[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2007,43(11):177-182. (in Chinese)
- 何仁,陈士安,陆森林. 馈能型悬架的仿真与性能评价研究[J]. 汽车工程,2006,28(2):167-171.  
HE Ren, CHEN Shian, LU Senlin. A study on the simulation of energy reclaiming suspension and performance evaluation[J]. Automotive Engineering,2006,28(2):167-171. (in Chinese)
- 徐琳,过学迅. 汽车液电馈能式减振器研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2011.  
XU Lin, GUO Xuexun. Study on hydraulic transmission energy-regenerative shock absorber of automobile [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology,2011. (in Chinese)
- 张哈,过学迅,方志刚. 馈能式悬架能量回收潜力实验与研究[J]. 振动、测试与诊断,2015,35(2):225-230.  
ZHANG Han, GUO Xuexun, FANG Zhigang. Potential energy harvesting analysis and test on energy-regenerative suspension system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis,2015,35(2):225-230. (in Chinese)
- 彭明,过学迅,张杰. 基于液电馈能式悬架的整车道路仿真研究[J]. 机械设计,2015,32(8):12-16.  
PENG Ming, GUO Xuexun, ZHANG Jie. Vehicle road test simulation based on the hydraulic electromagnetic energy-regenerative suspension[J]. Journal of Machine Design,2015,32(8):12-16. (in Chinese)
- 周贤勇,张杰,彭明. 液电馈能式减振器系统改进及特性研究[C]//2015 中国汽车工程学会年会论文集,上海,2015:1698-1701.
- 汪若尘,吴涛,孟祥鹏. 液压互联消扭悬架系统研究[J/OL]. 农业机械学报,2015,46(2):288-293. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=20150242&flag=1](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20150242&flag=1). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.02.042.  
WANG Ruochen, WU Tao, MENG Xiangpeng. Interconnected hydraulic torsion-elimination suspension system[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2015,46(2):288-293. (in Chinese)
- 龚侃,何天明. 基于遗传算法的汽车悬架的动力学性能仿真与优化研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2012.  
GONG Kan, HE Tianming. The dynamic simulation and optimization study for vehicle suspension based on genetic algorithm[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology,2012. (in Chinese)
- 杜恒,魏建华. 基于遗传算法的连通式油气悬架平顺性与道路友好性参数优化[J]. 振动与冲击,2011,30(8):133-138.  
DU Heng, WEI Jianhua. Parameters optimization of interconnected hydro-pneumatic suspension for road comfort and road-friendliness based on genetic algorithm[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011,30(8):133-138. (in Chinese)
- 李仲兴,琚龙玉,江洪. 可变容积附加气室空气悬架的参数优化与控制[J]. 汽车工程,2015,38(8):941-945.  
LI Zhongxing, JU Longyu, JIANG Hong. Parameter optimization and control of air suspension with adjustable auxiliary chamber[J]. Automotive Engineering,2015,38(8):941-945. (in Chinese)
- 梁尚明,殷国富. 现代机械优化设计方法[M]. 北京:化学工业出版社,2005.
- 王涛,陶薇. 基于 Isight 和 AMEsim 的挖掘机控制参数集成优化研究[J]. 金属矿山,2008(12):128-130.
- 马天飞,崔泽飞,佟静. 基于和的液压减振器关键参数集成优化[J]. 汽车工程,2015,37(1):99-101.  
MA Tianfei, CUI Zefei, TONG Jing. Integrated optimization of the key parameters of hydraulic shock absorber based on Isight and AMEsim software[J]. Automotive Engineering,2015,37(1):99-101. (in Chinese)