

馈能式悬架能量回收潜力试验研究*

张 晗¹, 过学迅¹, 方志刚¹, 徐 琳¹, 张 杰²

(1. 武汉理工大学现代汽车零部件技术湖北省重点实验室 武汉, 430070)

(2. 万向集团有限公司技术中心 杭州, 311200)

摘要 被动悬架通过减振器将车辆振动能量转化为热能散发到空气中以达到车辆减振的目的, 而馈能式悬架正是要将这一部分能量回收利用, 因此减振器耗散能量的估算对预测馈能式悬架的能量回收潜力具有重要意义。通过建立二自由度悬架模型对悬架动位移、动速度以及可回收能量进行了仿真计算, 并通过实车道路试验验证了仿真模型及计算方法的正确性, 同时对影响可回收能量大小的各个因素进行了分析, 明确了轮胎刚度、路面等级、车速是影响可回收能量的关键因素。通过对可回收能量数值的分析得出, 馈能式悬架更适合应用在重载车辆之上, 并且可回收能量数量十分可观。

关键词 汽车; 悬架; 馈能式悬架; 能量回收

中图分类号 U461.99

引 言

车辆在道路上行驶时, 会持续地承受路面不平带来的振动, 这类振动直接影响车辆的平顺性与操纵稳定性。传统悬架系统中的减振器是专门用于耗散这类振动能量的机构, 它将路面传递到车身的振动能量转化为减振器内油液的热能散发掉, 从而达到减振的效果。而馈能式悬架则利用能量回收装置代替传统的减振器, 为悬架提供阻尼力用于减振的同时, 将一部分振动能量回收发电, 为汽车电子设备提供电能。

近 20 年来, 国内外许多学者在悬架振动能量回收方面做了一些研究。早期的悬架可回收能量理论研究开始于 20 年前, Segel 等^[1]分析了公路路面不平度、轮胎、悬架阻尼对车辆行驶阻力的影响, 并指出客车以 48 km/h 车速行驶时减振器耗散的能量大约为 200 W。Hsu^[2]对基于 LQG 控制的电动主动悬架做出了深入研究, 指出车辆在高速行驶条件下, 当车速达 96 km/h 时, 将有 400 W 能量可以回收。Kawamoto 等^[3]研制了滚珠丝杆式电磁主动悬架, 通过试验得知, 以 80 km/h 车速在 C 级路面行驶时, 单个减振器可回收能量为 15.3 W。与此同时, 国内许多学者同样对馈能式悬架的能量回收潜

力做出了探索性的尝试。喻凡等^[4-5]分析了馈能式主动悬架的可行性, 仿真结果表明车辆以 72 km/h 的速度在 C 级路面行驶 20 s, 被动悬架耗散能量为 651 kJ。于长森等^[6-8]研究了齿轮齿条式电磁主动悬架, 以某混合动力车辆为目标车型, 对不同路面等级减振器消耗的能量进行了仿真计算。陈士安等^[9-10]提出了一种新型馈能悬架, 通过仿真结果显示, 馈能型悬架吸收发动机的平均功率小于被动悬架, 并且有高达 84% 的吸收功率可以被馈能装置回收。

尽管这些研究工作对馈能式悬架的能量回收潜力做出了分析, 但是, 对于可回收能量到底有多少这一问题, 始终没有确定的答案, 从之前学者的研究来看, 所提出的可回收能量在 40 W~32 kW 之间, 范围非常之广。同时, 这些数值也都是基于仿真计算得来, 未经过试验验证。所以, 笔者将对馈能式悬架可回收能量进行理论计算, 并通过试验验证计算结果。

1 悬架动力学模型

1.1 路面模型

路面模型采用滤波白噪声法, 对一均值为零的高斯白噪声经过变换得到模拟的路面位移信息

* 国家自然科学基金资助项目(51075312)

收稿日期: 2013-05-02; 修回日期: 2013-06-05

$$\dot{q} = -2\pi f_0 q + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} u \omega_t \quad (1)$$

其中: q 为路面位移; f_0 为下截止频率; n_0 为空间频率; $G_q(n_0)$ 为参考空间频率 n_0 下的路面功率谱密度值, 也可称之为路面不平度系数; u 为车速; ω_t 为均值为零的高斯白噪声。

1.2 悬架模型

采用二自由度悬架模型, 如图 1 所示。

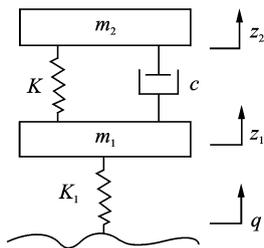


图 1 车身-车轮二自由度模型

Fig. 1 Two degree of freedom model of vehicle suspension

图 1 中: m_2 为簧载质量; m_1 为非簧载质量; K 为悬架刚度; c 为悬架阻尼; z_2 为车身位移; z_1 为车轮位移; q 为路面位移。

悬架系统的动力学方程为

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_2 + c(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + K(z_2 - z_1) = 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 + c(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + K(z_1 - z_2) + K_t(z_1 - q) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

由式(1),(2)可列出悬架系统空间状态方程

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U} \\ \mathbf{Y} = \mathbf{C}\mathbf{X} + \mathbf{D}\mathbf{U} \end{cases} \quad (3)$$

其中: \mathbf{X} 为系统状态变量, $\mathbf{X} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T = [\dot{z}_2 \ \dot{z}_1 \ z_2 \ z_1]^T$; \mathbf{U} 为系统输入, $\mathbf{U} = q$; \mathbf{Y} 为系统输出, $\mathbf{Y} = [y_1 \ y_2 \ y_3 \ y_4]^T = [\ddot{z}_2 \ \ddot{z}_1 \ z_2 - z_1 \ z_1 - q \ \ddot{z}_2 - \ddot{z}_1]^T$; \mathbf{A} 为系统矩阵; \mathbf{B} 为输入矩阵; \mathbf{C} 为输出矩阵; \mathbf{D} 为输入矩阵。

$\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D}$ 四个矩阵表达式如下

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{C}{m_2} & \frac{C}{m_2} & -\frac{K}{m_2} & \frac{K}{m_2} \\ \frac{C}{m_1} & -\frac{C}{m_1} & \frac{K}{m_1} & \frac{K+K_t}{m_1} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_t}{m_1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} -\frac{C}{m_2} & \frac{C}{m_2} & \frac{K}{m_2} & \frac{K}{m_2} \\ 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

1.3 评价指标

考虑到为了对馈能式悬架能量回收潜力做出评估, 故将可回收能量, 以及对可回收能量具有直接影响的悬架动位移、动速度作为指标进行考量。路面速度输入下的悬架动位移、动速度的频响函数为^[11]

$$H(f)_{z_2-z_1 \sim \dot{q}} = K_1 m_2 \omega^3 / (m_1 m_2 \omega^4 - K_1 m_2 \omega^2 - K m_1 \omega^2 - K m_2 \omega^2 + K K_t) + j\omega c (K_t - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2) \quad (4)$$

$$H(f)_{\dot{z}_2-\dot{z}_1 \sim \dot{q}} = K_1 m_2 \omega^2 / (m_1 m_2 \omega^4 - K_1 m_2 \omega^2 - K m_1 \omega^2 - K m_2 \omega^2 + K K_t) + j\omega c (K_t - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2) \quad (5)$$

根据悬架动位移、动速度的频响函数可以分别得到其均方根值表达式

$$\sigma_{z_2-z_1} = \sqrt{\int_0^\infty |H(f)|_{z_2-z_1 \sim \dot{q}}^2 G_{\dot{q}}(f) df} \quad (6)$$

$$\sigma_{\dot{z}_2-\dot{z}_1} = \sqrt{\int_0^\infty |H(f)|_{\dot{z}_2-\dot{z}_1 \sim \dot{q}}^2 G_{\dot{q}}(f) df} \quad (7)$$

车辆在路面行驶时所受到的路面激励, 通过减振器阻尼消耗掉。因此, 这一部分的能量即为馈能式可回收的能量。悬架可回收能量的瞬时值为

$$P_i = c(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 \quad (8)$$

由式(7),(8)可得到悬架可回收能量的均方根值表达式为

$$P_{\text{rms}} = c \sigma_{\dot{z}_2-\dot{z}_1}^2 = c \int_0^\infty |H(f)|_{\dot{z}_2-\dot{z}_1 \sim \dot{q}}^2 G_{\dot{q}}(f) df \quad (9)$$

2 仿真与分析

根据式(3)搭建悬架系统动力仿真模型, 仿真利用到的车辆参数如表 1 所示。

表 1 车辆参数

Tab. 1 Vehicle parameters

车辆参数	数值
簧载质量 m_2 /kg	208
非簧载质量 m_1 /kg	53.5
悬架刚度/(N/m)	34 600
轮胎刚度/(N/m)	246 300
减振器阻尼/(N·s·m ⁻¹)	1 676
参考空间频率/m ⁻¹	0.1

结合悬架系统模型分别对 B 级路面工况下悬架簧载质量 m_2 与非簧载质量 m_1 之间的相对动位移、悬架簧载质量 m_2 与非簧载质量 m_1 之间的相对动速度以及悬架可回收能量的峰值、均方根值进行

了计算,结果如表 2 所示。由表 2 可以明显看出:上述 3 个参数的峰值与均方根值随着车速升高呈线性递增趋势。

同时,以常用车速 30 km/h 为例,对其在不同等级路面下的悬架动位移、动速度以及可回收能量进行了计算,结果如表 3 所示。由表中数值可以看出,悬架动位移、动速度以及可回收能量随着路面等级的递增呈几何增长趋势。A,B,C,D,E 级路面下可回收能量均方根值分别为 2.083 8,8.331,33.342 5,133.370 1,533.215 7 W。以整车具有 4 个减振器为例,从 C 级路面开始可回收能量达到百瓦级别,而其能量峰值则更是达到千瓦级别。随着等级路面的升高,路况越恶劣,可回收能量也逐级增多。

表 2 B 级路面下仿真数据的峰值与均方根值统计表

Tab.2 Statistical table of peak value and root mean square value of simulation data at different vehicle speed on B grade road

车速/ (km·h ⁻¹)	动位移 峰值/ 值/mm	动位移 均方根 值/mm	动速度 峰值/ (mm·s ⁻¹)	动速度 均方根 值/(mm·s ⁻¹)	能量 峰值/ W	能量均 方根 值/W
10	2.7	0.9527	110.5	30	20.464 7	2.778 4
20	3.8	1.3	156.3	42.5	40.929 4	5.556 7
30	4.6	1.6	191.4	52	61.394 1	8.331 0
40	5.3	1.9	221	60.1	81.858 8	11.113 4
50	6	2.1	247.1	67.2	102.323 5	13.891 8
60	6.5	2.3	270.7	73.6	122.788 2	16.670 6

表 3 30 km/h 车速下仿真数据的峰值与均方根值统计表

Tab.3 Statistical table of peak value and root mean square value of simulation data at 30 km/h vehicle speed on different road

路面 等级	动位移 峰值/ mm	动位移 均方根 值/mm	动速度 峰值/ (mm·s ⁻¹)	动速度 均方根 值/(mm·s ⁻¹)	能量峰值/ W	能量均 方根 值/W
A	2.3	0.825	95.7	26	15.348 5	2.083 8
B	4.6	1.6	191.4	52	61.394 1	8.331 0
C	9.2	3.3	382.8	104.1	245.576 3	33.342 5
D	18.5	6.6	765.6	208.1	982.305 2	133.370 1
E	37	13.2	1 531.1	416	3 929.2	533.215 7

3 实车试验与数据分析

为了对上述仿真结果进行验证,考查实际车辆行驶时的可回收能量潜力,开展了悬架可回收能量评估的道路试验。

3.1 实车试验

试验车辆采用某 7 座微型面包车,悬架动位移通过对减振器缸筒与活塞杆在车辆行驶过程中的相对位移进行测量得出。减振器缸筒与活塞杆的相对位移采用德国美尔激光位移传感器测量;数据采集采用比利时 LMS 公司的 SCADAS MOBILE/SCM05 40 通道数据采集系统以及 Test. Lab/Advanced Signature Testing 软件完成,试验仪器如图 2 所示,该数据采集系统型号为 SCADAS MOBILE/SCM05,由比利时 LMS 生产厂商提供,位移传感器型号为 M7L/200,其量程±100 mm,精度 0.2 mm,由德国 MEL 生产厂商提供。电瓶是国内产品。



(a) 激光位移传感器

(b) 数据采集系统

(a) MEL laser displacement sensor (b) LMS data acquisition system

图 2 试验仪器

Fig.2 Test instruments

由于试验车辆为实验室科学实验车,只能在校内行驶,因此试验路段选定在校内人流量较小的地段。选定 3 种不同路面:平直水泥路面(相当于 B 级路面)、坑洼沥青路面、有减速带的水泥路面。其中平直水泥路面人流量极小,便于试验开展,因此分别进行了 10,20,30,40,50 km/h 匀速行驶工况的试验;后两种路面区域由于人流量较大难以开展试验,因此都只进行了 20 km/h 匀速行驶工况的试验。同时,还在校园内各路段自由行驶(根据实际行车状况随机调整车速、换挡等操作)模拟城市行驶工况。

选取带有坑洼的沥青路面、有过减速带的水泥路面进行试验是为了考察车辆在路况较差的情况下行驶时所产生的可回收能量大小;选择各个路段自由行驶试验是为了获取模拟城市工况下悬架可回收能量的数值。

3.2 试验数据分析

试验数据利用 Matlab 软件进行处理与分析。减振器位移时间历程(10 km/h 匀速行驶工况)如

图3所示。采用0.1~100 Hz带通滤波器对试验数据进行滤波后求导得出的悬架速度曲线如图4所示。

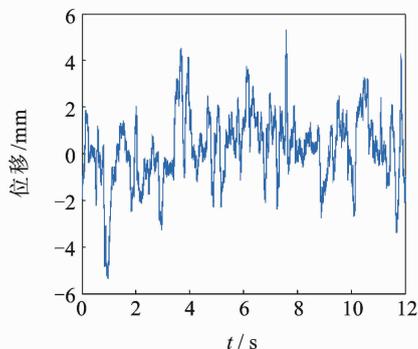


图3 10 km/h匀速行驶工况下悬架动位移时间历程

Fig.3 Measured displacement of shock absorber at constant vehicle speed 10 km/h

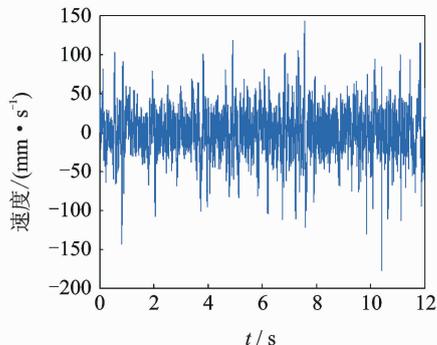


图4 10 km/h匀速行驶工况下悬架动速度时间历程

Fig.4 Velocity of shock absorber at constant vehicle speed 10 km/h

表4 不同工况下试验数据的峰值与均方根值统计表

Tab.4 Statistical table of peak value and root mean square value at different working conditions

道路条件	车速/ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	动位移峰 值/mm	动位移均方 根值/mm	动速度峰值/ ($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)	动速度均方 根值/($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)	能量峰值/ W	能量均方 根值/W
水泥平直	10	4.413 2	1.319 5	109.809 4	22.672 7	20.209 4	1.876 5
水泥平直	20	5.371 0	1.489 8	177.581 4	28.327 4	52.852 9	3.060 5
水泥平直	30	6.129 3	1.670 8	187.118 0	42.560 6	58.682 1	6.115 1
水泥平直	40	7.219 6	2.406 9	270.954 3	53.372 8	123.045 6	10.383 8
水泥平直过减速带	20	21.707 4	4.799 6	724.301 8	64.591 7	879.251 7	47.724 9
沥青平直带坑洼	20	18.675 8	3.867 1	257.7	66.200 3	11.130	107.334 6
城市工况	20~40	13.733 4	3.533 4	3.362.6	51.289 6	18.951	90.893 9

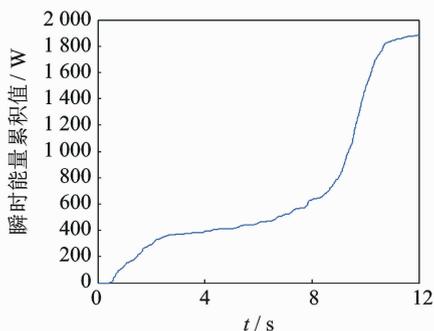


图5 10 km/h匀速行驶工况可回收能量瞬时值随时间的累积

Fig.5 Accumulation value of instantaneous recyclable energy at a constant vehicle speed 10 km/h

需要指出的是,由于客观原因无法获得试验车辆悬架特性参数,所以采用了试验车辆的竞争车型的悬架参数做仿真计算,即仿真计算中采用的参数来源于另一款7座微型面包车。考虑到竞争车型都

通过上述方法对所有工况试验数据进行处理,统计其幅值的峰值以及均方根值如表4所示。

具有同质化特点,其整车布置形式、悬架形式等都较为一致,故认为其悬架各参数差异较小,数量级应在同一水平。再考虑到馈能悬架可回收能量的大致水平以及影响可回收能量的因素,并不要求精准的定量分析,因此,可将仿真车型与试验车型近似看做同一车型,对比其仿真与试验的结果。

试验路况中,平直的水泥路面与B级路面相当,因此,将表5中水泥平直路面上10~40 km/h车速工况的试验数据与表2中10~40 km/h工况仿真数值进行对比。可以看出:仿真数值略大于试验所测数值,导致仿真能量均方根值略大于试验数据计算得出的能量均方根值,但其数值差别并不大。

过带坑洼的沥青路面工况、减速带路面工况以及城市工况时的可回收能量均较为可观,以整车4个减振器计,这几种工况下的可回收能量均达百瓦级别;其中带坑洼的沥青路面及城市行驶工况下可回收能量近400 W。并且,前2个工况的行驶车速只有20 km/h,若车速提高,则可回收能量还会增加。

4 可回收能量影响因素分析

通过以上讨论,已经明确了行驶车速与路面等级对悬架可回收能量的影响,而悬架自身特性参数对悬架可回收能量的影响未知,因此结合悬架动力学模型对可回收能量的影响因素进行分析。由式(2)可以看出,悬架系统组成参数有簧载质量 m_2 、非簧载质量 m_1 、刚度 K 、阻尼 C 、轮胎刚度 K_t 。同样以仿真车型参数为基础,以原仿真车型参数的 20% 为变化的间隔考查各个参数变化对悬架可回收能量带来的影响。为了具有可对比性,依旧选取 B 级路面、30 km/h 车速工况进行仿真分析,计算结果如图 6 所示,图中横坐标 N 代表悬架各个参数的原始设计值。

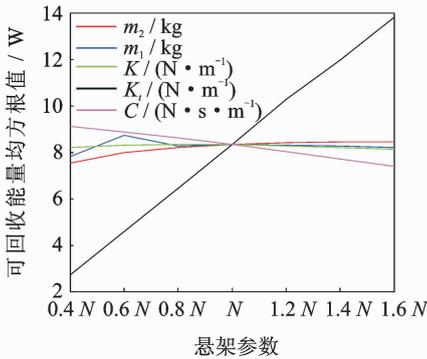


图 6 B 级路面、30 km/h 车速下可回收能量随悬架各参数变化的趋势

Fig. 6 Effect of suspension parameters on recyclable energy at 30 km/h speed on B grade road

由图 6 看出:a. 除非簧载质量 m_1 外的所有悬架参数对可回收能量的影响均呈线性关系,非簧载质量 m_1 的在设计值的 80% 处之前有小幅波动,之后可回收能量趋于稳定,随非簧载质量增大而增大;b. 可回收能量随轮胎刚度 K_t 、簧载质量 m_2 的变化呈线性递增趋势,随悬架阻尼 C 、悬架刚度 K 呈递减趋势;c. 轮胎刚度 K_t 是对悬架可回收能量影响最大的因素,其余各参数变化带来的可回收能量增量极其有限,甚至可忽略;d. 由前述分析结果可以推断出,由于重载商用车具备较大的轮胎刚度与簧载质量,并且行驶路况可能较恶劣,因此其可回收能量将更加可观。在暂不考虑行驶平顺性、操纵稳定性前提下,仅就能量回收角度而言,馈能式悬架在商用车上的应用更具前途。

根据第 1 节悬架模型,结合某款商用车参数(如表 5),对商用车单个减振器可回收能量均方根值进

行估算,结果如表 6 所示。从结果可以看出,商用车悬架可回收能量较乘用车成倍增长,再结合图 7 所示的结果,因重载商用车轮胎刚度普遍较乘用车大,因此馈能式悬架更适用于重载商用车。

表 5 某重载车辆参数

Tab. 5 A heavy duty vehicle parameters

车辆参数	数值
簧载质量 m_2 /kg	3 120
非簧载质量 m_1 /kg	300
悬架刚度/($N \cdot m^{-1}$)	18×10^4
轮胎刚度/($N \cdot m^{-1}$)	10×10^5
减振器阻尼/($N \cdot s \cdot m^{-1}$)	6 200

表 6 某重载车辆单个减振器可回收能量均方根值

Tab. 6 RMS value of single absorber recyclable energy of a heavy duty vehicle

$v/(km \cdot h^{-1})$	10	20	30	40
A 级	2.642 8	5.288 2	7.932 3	10.576 4
B 级	10.576 4	21.152 7	31.697 7	42.243 0
C 级	42.243 0	84.568 7	126.853 0	169.137 4
D 级	169.137 4	337.944 7	506.915 4	675.549 7

5 结 论

1) 对于普通乘用车,在良好路面(A, B 级)、常用车速(10~60 km/h)行驶时,其可回收能量均方根值较小,不具备回收价值;只有在 C 级及以上等级路面时,其回收能量才能达到百瓦级别,初步具备回收价值。

2) 轮胎刚度、路面等级以及车速是影响馈能式悬架可回收能量的重要因素,可回收能量随这些参数变化呈单调递增趋势。

3) 仅就能量回收角度而言,暂不考虑车辆行驶平顺性及操纵稳定性的前提下,馈能式悬架在重载车辆上的应用更具价值,其在各个工况下的可回收能量较普通乘用车成倍增长。以整车 2 个减振器计,在 B 级路面 40 km/h 以上车速行驶时回收到百瓦级的能量,而重载商用车往往行驶路况会更加恶劣,因此实际回收能量应更加巨大。

参 考 文 献

[1] Segel L, Lu X P. Vehicular resistance to motion as influenced by road roughness and highway alignment [J]. Australian Road Research, 1982, 12(4):211-222.
 [2] Hsu P. Power recovery property of electrical active suspension systems[C]// Proceedings of the Intersoci-

- ety Energy Conversion Engineering Conference. Washington, DC, USA; IEEE, 1996;1899-1904.
- [3] Kawamoto Y, Suda Y, Inoue H, et al. Modeling of electromagnetic damper for automobile suspension[J]. Journal of System Design and Dynamics, 2007,1(3): 524-536.
- [4] 喻凡,曹民,郑雪春. 能量回馈式车辆主动悬架的可行性研究[J]. 振动与冲击, 2005, 24(4):27-30.
Yu Fan, Cao Min, Zheng Xuechun. Research on the feasibility of vehicle active suspension with energy regeneration[J], Journal of Vibration and Shock, 2005, 24(4):27-30. (in Chinese)
- [5] 喻凡,张勇超. 馈能型车辆主动悬架技术[J]. 农业机械学报, 2010, 41(1):1-5.
Yu Fan, Zhang Yongchao. Technology of regenerative vehicle active suspension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(1):1-5. (in Chinese)
- [6] 于长森,王伟华,王庆年. 混合动力车辆馈能式悬架的节能潜力[J]. 吉林大学学报:工学版, 2009, 39(4): 841-845.
Yu Changmiao, Wang Weihua, Wang Qingnian. Analysis of energy-saving potential of energy regenerative suspension system on hybrid vehicle[J]. Journal of Jilin University; Engineering and Technology Edition, 2009, 39(4):841-845. (in Chinese)
- [7] 于长森,王伟华,王庆年. 电磁馈能式悬架方案设计与节能分析[J]. 汽车技术, 2010,2010(2):21-24.
Yu Changmiao, Wang Weihua, Wang Qingnian. Design of electromagnetic energy regenerative suspension system and analysis of energy conservation[J]. Automobile Technology, 2010,2010(2):21-24. (in Chinese)
- [8] 于长森,王伟华,王庆年. 馈能悬架阻尼特性及其影响因素[J]. 吉林大学学报:工学版, 2010, 40(6):1482-1485.
Yu Changmiao, Wang Weihua, Wang Qingnian. Damping characteristic and its influence factors in energy regenerative suspension[J]. Journal of Jilin University; Engineering and Technology Edition, 2010, 40(6):1482-1485. (in Chinese)
- [9] 陈士安,何仁,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.
Chen Shian, He Ren, Lu Senlin. A study on the simulation of energy reclaiming suspension and performance evaluation[J]. Automotive Engineering, 2006, 28(2):167-171. (in Chinese)
- [10] 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)
- [11] 余志生. 汽车理论[M]. 3版. 北京:机械工业出版社, 2006;183-193.



第一作者简介:张晗,男,1985年8月生,博士研究生。主要研究方向为汽车动力学及其控制、车辆半主动悬架系统。曾发表《液电式馈能减振器外特性仿真与试验》(《农业工程学报》2014年第30卷第2期)等论文。

E-mail:zh1985@163.com