

文章编号:1671-1637(2012)05-0057-07

无外界动力源主动悬架蓄能器参数匹配

周玉财¹, 陈士安², 王勇刚², 王 东², 何 仁², 刘红光²

(1. 青海交通职业技术学院 汽车工程系, 青海 西宁 810003; 2. 江苏大学 汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212013)

摘要:为了合理匹配 LQG 控制无外界动力源主动悬架的蓄能器充气压力、最高工作压力与容积等参数,以满足 95.4% 工作要求,选取理想控制力标准差的 2 倍为主动悬架的最大输出力,结合储能/主动油缸参数确定蓄能器的理想工作压力;以压力波动小于 5% 为目标,确定蓄能器的充气压力和最高工作压力;推导了悬架与蓄能器间的能量流动方程,并在增加 2 kW 负载条件下进行变容积参数的动态仿真,确定蓄能器的容积。计算结果表明:蓄能器理想工作压力为 23.008 MPa 时,悬架二次型性能指标仅较理想状态增大 5.21%;蓄能器的充气压力、最高工作压力与容积分别为 11.108、23.583 MPa 与 2.5 L,此时 LQG 控制无外界动力源主动悬架稳定工作时蓄能器的最大压力波动为 1.03%。可见蓄能器参数匹配结果同时满足无外界动力源主动悬架的低成本、高性能及高能量回收率的要求。

关键词:汽车工程;无外界动力源主动悬架;蓄能器;参数匹配;线性二次高斯问题

中图分类号:U463.33

文献标志码:A

Accumulator parameter matching of active suspension without external energy supply

ZHOU Yu-cai¹, CHEN Shi-an², WANG Yong-gang², WANG Dong², HE Ren², LIU Hong-guang²

(1. Department of Automotive Engineering, Qinghai Communications Technical College, Xining 810003, Qinghai, China;

2. School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, Jiangsu, China)

Abstract: In order to reasonably match the pre-charge pressure, maximum working pressure and volume of accumulator for active suspension without external energy supply based on LQG (linear quadratic Gaussian) control, twice standard deviation of ideal control force was proposed as the maximum force output of active suspension to meet 95.4% of work demand, and the parameters of reclaiming energy/active cylinder were taken into account to ascertain the ideal working pressure of accumulator. To make the pressure fluctuation in accumulator less than 5%, the pre-charge pressure and maximum working pressure of accumulator were matched. The energy flow equations between active suspension and accumulator were deduced. Under 2 kW load, the varying volume's dynamic simulation of accumulator was carried out. Computation result shows that the ideal working pressure of accumulator is 23.008 MPa, and the quadratic performance index of the suspension increases 5.21% compared with the ideal state. Accumulator's pre-charge pressure, maximum working pressure and volume are 11.108 MPa, 23.583 MPa and 2.5 L respectively, and the maximum pressure fluctuation in accumulator is 1.03% when the active suspension without external energy supply based on LQG control works steadily. So the demand with low manufacture cost, good suspension performance and high energy reclaiming efficiency

收稿日期:2012-05-27

基金项目:国家自然科学基金项目(50805066)

作者简介:周玉财(1968-),男,青海湟中人,青海交通职业技术学院副教授,从事汽车动力学研究。

for the active suspension is achieved. 4 tabs, 7 figs, 13 refs.

Key words: automotive engineering; active suspension without external energy supply; accumulator; parameter matching; LQG problem

Author resume: ZHOU Yu-cai(1968-), male, associate professor, +86-971-4123999, zhouyucai-qh@163.com.

0 引 言

悬架是汽车重要的结构和功能部件,对汽车舒适性及安全性有着重要的影响。主动悬架与半主动悬架技术是汽车技术研究的热点之一^[1-7]。由于主动悬架带有外界动力源与主动力发生器,一般认为主动悬架的性能优于半主动悬架,但制造成本与使用成本高于半主动悬架。

面对当前日益严峻的环境污染与能源枯竭问题,节能型悬架技术越来越被人们所重视。于长森等以电机为控制力发生器研究了馈能悬架的节能潜力^[8],可以回收一部分悬架间的振动能量;Huang等研究了一种电磁式馈能型主动悬架^[9],具有耗能全主动及馈能半主动 2 种控制模式,并采用主环/内环分层式结构实施主动控制。

无外界动力源的主动悬架是在馈能型悬架的基础上^[10],将原本被耗散的悬架间振动能量回收并用于主动减振,以进一步改善悬架性能。陈士安等研究了无外界动力源的主动悬架在使用 PID 与 LQG 控制方法时的能量可用性,采用 LQG 控制方法时无外界动力源的主动悬架在半主动模式下吸收振动能量的功率远大于在主动模式下主动减振消耗的功率,即在半主动模式下吸收的振动能量完全能满足主动减振时的能量需求^[11]。

与理想主动悬架相比,无外界动力源主动悬架馈能/主动油缸的最大输出力不可能是无限的。当该油缸的参数确定后,蓄能器的工作压力越高意味着其最大输出力越大。但压力越高也对应对整个液压系统质量要求与制造成本越高,因此,需对蓄能器的理想工作压力进行合理匹配。

在无外界动力源的主动悬架正常工作时,蓄能器压力波动越小意味着对相关电磁阀进行脉宽调制(PWM)控制后获取的输出力与实时计算获得的控制力越接近,控制效果越好,因此,有必要对蓄能器容积进行匹配以减小其工作压力波动。

为获取尽可能理想的使用性能和维持蓄能器工作压力基本稳定,对某重型车 1/4 车 2 自由度的 LQG 控制无外界动力源主动悬架蓄能器的理想工

作压力及容积进行匹配。

1 无外界动力源主动悬架的原理与模型

无外界动力源主动悬架的原理见图 1,当所需控制力方向与簧载质量相对于非簧载质量速度反向时,无外界动力源的主动悬架在半主动模式下工作,馈能/主动油缸将悬架间振动能量转化为液压能存储在蓄能器中备用;当所需控制力方向与簧载质量相对于非簧载质量速度同向时,无外界动力源的主动悬架在主动模式下工作,蓄能器作为动力源通过馈能/主动油缸为悬架提供减振主动力;控制单元根据减振需要对相关电磁控制阀输出 PWM 控制信号,以实现在不同脉宽调制工作周期内输出均值大小不等的主动减振力与半主动减振阻尼力。

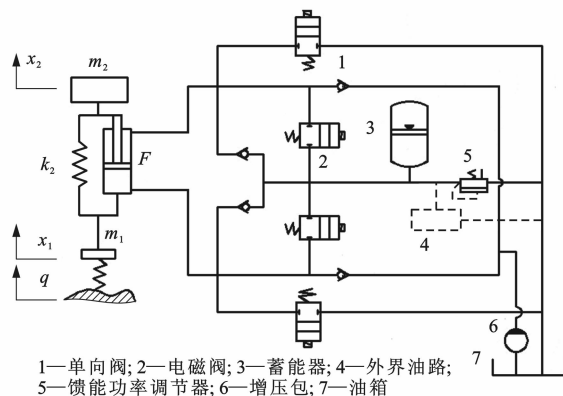


图 1 主动悬架的工作原理

Fig. 1 Working principle of active suspension

根据牛顿第二定律对无外界动力源主动悬架进行动力学分析,有

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = -k_1(x_1 - q) + k_2(x_2 - x_1) + c_0(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - F \\ m_2 \ddot{x}_2 = -k_2(x_2 - x_1) - c_0(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + F \end{cases} \quad (1)$$

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

式中: m_1 、 m_2 分别为车轴质量与簧载质量; k_1 、 k_2 分别为轮胎等效刚度与弹性元件刚度; x_1 、 x_2 分别为车轴位移与簧载质量位移; q 为路面激励; c_0 为基值阻尼; F 为理想控制力; $G_q(n_0)$ 为参考空间频率 n_0 ($n_0 = 0.1 \text{ Hz}$) 下的路面谱值; u 为车速; ω 为白噪声; f_0 为下限截止频率,等于 $0.011u$ 。

反映无外界动力源的主动悬架运动的状态方程为

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U} + \mathbf{G}\mathbf{W} \quad (3)$$

$$\mathbf{X} = (q, x_1, x_2, x_3, x_4)^T$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -2\pi f_0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_1}{m_1} & -\frac{k_1+k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & -\frac{c_0}{m_1} & \frac{c_0}{m_1} \\ 0 & \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & \frac{c_0}{m_2} & -\frac{c_0}{m_2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{m_1} & \frac{1}{m_2} \end{bmatrix}^T$$

$$\mathbf{G} = [2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)u} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

$$\mathbf{U} = [F]$$

$$\mathbf{W} = [\omega]$$

式中: \mathbf{X} 、 \mathbf{U} 、 \mathbf{W} 分别为状态向量、控制向量与白噪声向量; x_3 为车轮垂直运动速度; x_4 为簧载质量垂直运动速度。

汽车平顺性的评价指标主要有:簧载质量加速度 $a_2 = \ddot{x}_2$ 、车轮动载荷 $F_d = k_1(x_1 - q)$ 及悬架动挠度 $f_d = x_2 - x_1$, 考虑到这 3 个评价指标在优化过程存在冲突, 故在悬架性能评价中使用悬架二次型性能指标 J

$$J = \frac{1}{T} \int_0^T (a_2^2 + \delta'_1 F_d^2 + \delta_2 f_d^2) dt \quad (4)$$

式中: a_2^2 的权重系数默认为 1; δ'_1 与 δ_2 分别为 F_d^2 与 f_d^2 的权重系数; T 为汽车的行驶时间。

用轮胎动形变 $x_1 - q$ 代替车轮动载荷后悬架二次型性能指标为

$$J = \frac{1}{T} \int_0^T [\ddot{x}_2^2 + \delta_1 (x_1 - q)^2 + \delta_2 (x_2 - x_1)^2] dt \quad (5)$$

式中: δ_1 为 $(x_1 - q)^2$ 的权重系数。

J 值越小对应着主动悬架的性能越好。将悬架二次型性能指标写成标准形式, 有

$$J = \frac{1}{T} \int_0^T (\mathbf{X}^T \mathbf{Q} \mathbf{X} + \mathbf{U}^T \mathbf{R} \mathbf{U} + 2\mathbf{X}^T \mathbf{N} \mathbf{U}) dt \quad (6)$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \delta_1 & -\delta_1 & 0 & 0 & 0 \\ -\delta_1 & \delta_1 + \delta_2 + \frac{k_2^2}{m_2^2} & -\delta_2 - \frac{k_2^2}{m_2^2} & \frac{k_2 c_0}{m_2^2} & -\frac{k_2 c_0}{m_2^2} \\ 0 & -\delta_2 - \frac{k_2^2}{m_2^2} & \delta_2 + \frac{k_2^2}{m_2^2} & -\frac{k_2 c_0}{m_2^2} & \frac{k_2 c_0}{m_2^2} \\ 0 & \frac{k_2 c_0}{m_2^2} & -\frac{k_2 c_0}{m_2^2} & \frac{c_0^2}{m_2^2} & -\frac{c_0^2}{m_2^2} \\ 0 & -\frac{k_2 c_0}{m_2^2} & \frac{k_2 c_0}{m_2^2} & -\frac{c_0^2}{m_2^2} & \frac{c_0^2}{m_2^2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{N} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{k_2}{m_2^2} & -\frac{k_2}{m_2^2} & \frac{c_0}{m_2^2} & -\frac{c_0}{m_2^2} \end{bmatrix}^T$$

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_2^2} \end{bmatrix}$$

根据现代控制理论^[12], 主动悬架采用 LQG 方法时控制力 F 为

$$F = -\mathbf{R}^{-1}(\mathbf{S}\mathbf{B} + \mathbf{N})^T \mathbf{X} \quad (7)$$

\mathbf{S} 为式(8)的 Ricatti 方程的解

$$(\mathbf{S}\mathbf{A})^T + \mathbf{S}\mathbf{A} - (\mathbf{S}\mathbf{B} + \mathbf{N})\mathbf{R}^{-1}(\mathbf{S}\mathbf{B} + \mathbf{N})^T + \mathbf{Q} = \mathbf{0} \quad (8)$$

通常将 F 写成

$$F = -\mathbf{Y}\mathbf{X} = -y_1 q - y_2 x_1 - y_3 x_2 - y_4 x_3 - y_5 x_4 \quad (9)$$

\mathbf{Y} 为 LQG 控制器反馈增益矩阵 (y_i 为其元素), 可由式(10)计算得出

$$(\mathbf{Y}, \mathbf{S}, \mathbf{E}) = L(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{Q}, \mathbf{R}, \mathbf{N}) \quad (10)$$

式中: \mathbf{E} 为系统的特征向量; $L(\cdot)$ 为 MATLAB 软件的线性二次型调节器函数。

文献[11]的研究结果表明 LQG 控制主动悬架的性能与悬架刚度及基值阻尼无关, 考虑到基值阻尼越小消耗的功率越小, 取基值阻尼为 0。根据式(10)可计算得

$$\mathbf{Y} = 10^5 (3.475 \ 6, -0.738 \ 9, -2.311 \ 1, -0.166 \ 2, 0.549 \ 3)$$

2 蓄能器理想工作压力的匹配

以某重型货车的被动悬架为原型改造获得无外界动力源的主动悬架, 该车常用工况是以 $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的车速在 C 级路面上行驶, 被动悬架的具体参数与路面参数见表 1, c 为被动悬架减震器阻尼。根据文献[11]可求得 δ_1 为 105 060, δ_2 为 3 000.6。

表 1 被动悬架与路面输入参数

Tab. 1 Parameters of passive suspension and road input

参数	参数值	参数	参数值
m_1/kg	350	$k_1/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	3×10^6
m_2/kg	5 000	$k_2/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	5.05×10^5
$c/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	30 150	$G_q(n_0)/(\text{m}^2 \cdot \text{m})$	256×10^{-6}
f_0/Hz	0.22		

2.1 馈能/主动油缸的最大输出力

振动响应 χ 幅值的绝对值超过限值 $\chi_0 = \lambda \sigma_\chi$ (σ_χ 为 χ 的标准差) 的概率 P_χ 可由表 2 查得, λ 为某一特定 χ 幅值的限值 χ_0 相对于标准差 σ_χ 的倍数。

根据式(3)、(7)可用数值仿真的方法求取馈能/主动油缸输出力 F , 仿真使用 ODE3 算法, 时长取 40 s。使用 MATLAB 软件所带 std 函数可求得 F

的标准差 σ_F 为 7 788.5 N。

表 2 λ 与 P_x 的关系

Tab. 2 Relation of λ and P_x

λ	1.00	2.00	2.58	3.00	3.29
$P_x/\%$	31.7	4.6	1.0	0.3	0.1
$1-P_x/\%$	68.3	95.4	99.0	99.7	99.9

表 2 显示当 λ 为 2.00 时可满足 95.4% 的使用概率(工作要求);当 λ 为 2.58 时可满足 99.0% 的使用概率;当 λ 为 3.00 时可满足 99.7% 的使用概率;考虑到实际工程误差,提出使用 λ 为 2.00 与 2.58 分别求取 F 的最大绝对值 $\max(|F|)$,然后选取其中的合适值。

2.2 蓄能器理想工作压力的匹配

无外界动力源主动悬架馈能/主动油缸的最大输出力由油缸参数及蓄能器工作压力共同决定,考虑到活塞杆截面积的影响,使用表 2 求取蓄能器的理想工作压力 p_i

$$p_i = \frac{2\max(|F|)}{A_1 + A_2} = \frac{2\lambda\sigma_F}{A_1 + A_2} \quad (11)$$

式中: A_1 、 A_2 分别为活塞在上、下腔的工作截面积。

馈能/主动油缸使用文献[10]中的参数,考虑到 F 的整体阻尼特性为正^[11],为使悬架在压缩行程中充分利用悬架弹簧的缓冲特性,油缸采用图 1 的布置形式,有

$$\begin{cases} A_1 = 5.4978 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \\ A_2 = 8.0425 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{cases} \quad (12)$$

根据式(11)、(12)可求得 λ 为 2.00 与 2.58 时蓄能器理想工作压力 p_i 的具体值 p_{i1} 及 p_{i2}

$$\begin{cases} p_{i1} = 23.008 \text{ MPa} \\ p_{i2} = 29.680 \text{ MPa} \end{cases} \quad (13)$$

F 阻尼特性与悬架相对变形速度 $\Delta v = \dot{x}_2 - \dot{x}_1$ 相关,并在正负之间转换,不同工况下的 $\max(|F|)$ 为

$$\max(|F|) = \begin{cases} A_2 p_i & \dot{x}_2 - \dot{x}_1 \text{ 与 } F\Delta v \text{ 同号} \\ A_1 p_i & \dot{x}_2 - \dot{x}_1 \text{ 与 } F\Delta v \text{ 异号} \end{cases} \quad (14)$$

通过数值仿真可得到 λ 为 2.00 与 2.58 输出力受限主动悬架与理想主动悬架的 a_2 、 $x_2 - x_1$ 与 $x_1 - q$ 的均方根值 $\sigma(a_2)$ 、 $\sigma(x_2 - x_1)$ 、 $\sigma(x_1 - q)$ 与 J 、 $\max(|F|)$ 及馈能/主动油缸的平均输出功率 P 的统计数据见表 3;3 组 J - t 曲线见图 2(t 为时间);理想状态下 F - t 曲线见图 3; λ 为 2.00 时的 F - t 曲线见图 4; λ 为 2.58 时的 F - t 曲线见图 5。

表 3 中的悬架指标数据与图 2 显示:当 λ 为 2.00 与 2.58 时,2 种输出力受限 LQG 主动悬架的 J 值较理想状态分别增大了 5.21% 及 1.27%,悬架

表 3 三组悬架性能统计数据

Tab. 3 Performance data of three suspensions

性能参数	输出力受限主动悬架		理想主动悬架
	$\lambda=2.00$	$\lambda=2.58$	
$\sigma(a_2)/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	1.369 8	1.371 2	1.380 3
$\sigma(x_2 - x_1)/\text{m}$	0.013 1	0.012 9	0.012 9
$\sigma(x_1 - q)/\text{m}$	0.004 6	0.004 5	0.004 4
J	4.659 5	4.485 0	4.428 6
P/kW	-2.800 4	-2.788 0	-2.790 7
$\max(F)/\text{N}$	18 504	23 870	28 245

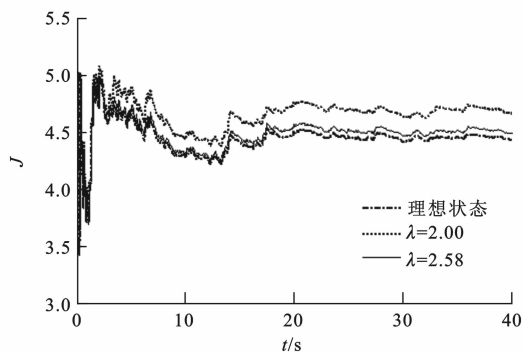


图 2 J - t 曲线

Fig. 2 J - t curves

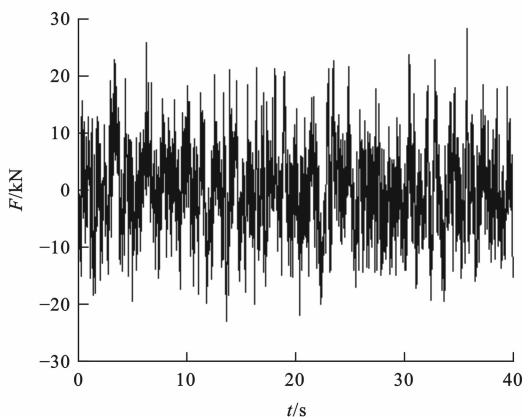
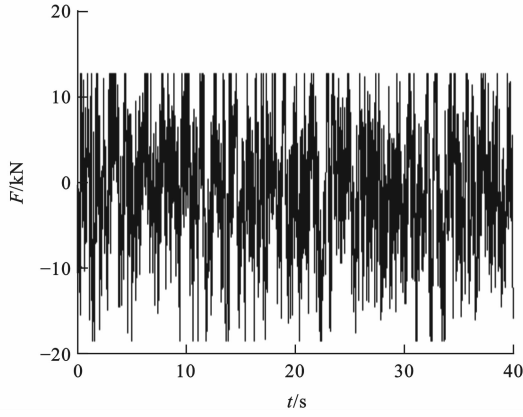
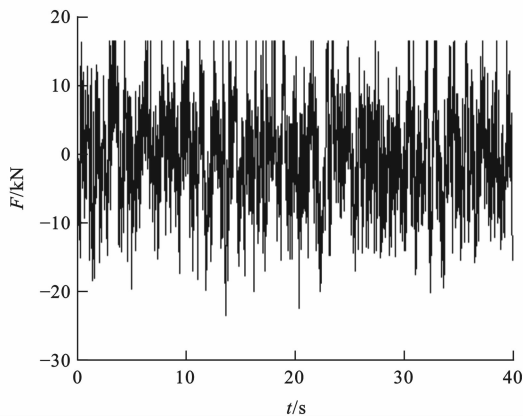


图 3 理想状态下 F - t 曲线

Fig. 3 F - t curve under ideal state

性能的主要评价指标 a_2 的方差分别减小了 1.52% 与 1.31%;表 3 中的 P 值数据显示: λ 为 2.00 时的输出力受限 LQG 主动悬架反馈的能量最多,即该状态下的能量可用性最好;表 3 的 $\max(|F|)$ 数据及图 3~5 显示: λ 为 2.00 时的 $\max(|F|)$ 分别较 λ 为 2.58 时及理想状态下的 $\max(|F|)$ 降低了 29.00% 与 34.49%。

综合上述分析可知: λ 为 2.58 时的输出力受限 LQG 主动悬架较 λ 为 2.00 时的状态的 J 值减小 3.94%, a_2 方差增大了 0.21%,能量可用性有轻微降低, $\max(|F|)$ 及 p_i 值增大了 29.00%,即在 λ 为

图 4 λ 为 2.00 时的 $F-t$ 曲线Fig. 4 $F-t$ curve under $\lambda=2.00$ 图 5 λ 为 2.58 时的 $F-t$ 曲线Fig. 5 $F-t$ curve under $\lambda=2.58$

2.00 时 p_i 增大带来的悬架性能改善程度远小于本身的增大程度。考虑到液压系统的压力越小,整个系统越安全,制造成本越低,此外悬架性能指标之差仅有 3.94%,位于 5%置信度误差之内,故可以认为 λ 为 2.00 时使蓄能器理想工作压力处于最佳匹配状态。此时,选择 p_i 为 23.008 MPa 较为合理。

3 蓄能器容积的匹配

3.1 悬架与蓄能器间的能量流动方程

选用气囊式蓄能器,其充氮气达到预定初始压力(充气压力)状态与储能后氮气达到最大压力状态见图 6(T_1 为氮气最大压力温度)。假定蓄能器气囊内的氮气为理想气体,考虑到气囊式蓄能器自身完好封闭的结构特点,可认为氮气的状态变化过程为绝热过程,则有以下热力学方程成立^[13]

$$pV = MR_0 T_0 \quad (15)$$

$$pV^\kappa = p_0 V_0^\kappa = p_1 V_1^\kappa \quad (16)$$

式中: p 、 p_0 、 p_1 分别为氮气的当前、充气及最大压力; V 、 V_0 、 V_1 分别为对应 p 、 p_0 与 p_1 的氮气体积; M 为

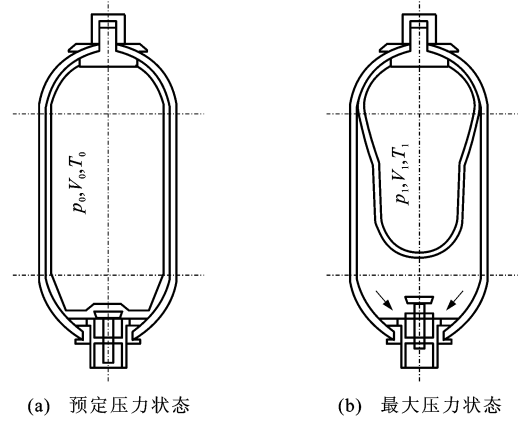


图 6 蓄能器的结构

Fig. 6 Structure of accumulator

氮气质量; R_0 为气体常数,等于 $287.1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; κ 为绝热过程系数,取 1.4; T_0 为氮气当前温度。

蓄能器在蓄能/释能过程中气体内能为

$$U_0 = M c_v T_0 = \frac{c_v}{R_0} pV \quad (17)$$

式中: c_v 为气体定容比热容,等于 $717.9 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 。

对式(17)两边求微分,可求得蓄能器在蓄能/释能过程中气体内能的变化为

$$dU_0 = \frac{c_v}{R_0} d(pV) \quad (18)$$

对式(15)求微分有

$$d(pV) = V dp + p dV \quad (19)$$

由式(16)可求得

$$\begin{cases} p dV = -\frac{V}{\kappa} dp \\ V = \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{\kappa}} V_0 \end{cases} \quad (20)$$

联立式(18)~(20)可求得蓄能器内气体内能随压力变化的微分方程为

$$dU_0 = \frac{c_v(\kappa-1)}{\kappa R_0} \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{\kappa}} V_0 dp \quad (21)$$

表 3 显示: λ 为 2.00 时的输出力受限主动悬架在正常工作时有 2.800 4 kW 的能量反馈,为了充分利用上述反馈能量,为蓄能器设置了一个 2 kW 纯耗能元件;由于无外界动力源主动悬架与蓄能器的能量流动方向关于 $F\Delta v$ 的正负取向正好相反,此时以蓄能器为主体的蓄能器与悬架及耗能元件的能量流动关系为

$$dU_0 = -(F\Delta v + P_L)K \quad (22)$$

$$K = \begin{cases} 0 & p > p_i \text{ 或 } p = p_i \cup F\Delta v + P_L < 0 \\ 1 & p = p_i \cup F\Delta v + P_L \geq 0 \text{ 或 } p < p_i \end{cases} \quad (23)$$

式中: P_L 为耗能元件功率,等于 2 kW; K 为蓄能器

的限压开关量,即让蓄能器的最大压力为 p_i 。

联立式(21)、(22)可求得蓄能器内气体压力与悬架及耗能元件的能量流动关系为

$$-(F_{\Delta v} + P_L)K = \frac{c_v(\kappa - 1)}{\kappa R_0} \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{\kappa}} V_0 dp \quad (24)$$

3.2 蓄能器最大压力与充气压力的确定

蓄能器容积越大,能量进出导致的压力波动越小,但容积越大会导致蓄能器价格升高并影响在汽车上的安装,因此,沿小值方向合理选择蓄能器容积,维持其工作压力基本稳定是对相关电磁阀进行 PWM 控制获取尽可能理想效果的必要条件,考虑到实际工程误差,提出让蓄能器压力波动相对于最大压力不超过 5%,那么按下式可求蓄能器的最大压力

$$p_1 = (1 + 0.025)p_i \quad (25)$$

蓄能器在单位容积储存能量最大条件下的充气压力 p_0 为

$$p_0 = 0.471p_i \quad (26)$$

3.3 蓄能器容积的确定

根据国家标准,气囊式蓄能器容积 V_0 标称系列值为:0.63、1.60、2.50、4.00、6.30 L。当无外界动力源的主动悬架以馈能型悬架形式工作至蓄能器的最大压力状态后,结合标称容积参数、式(24)、(25)及输出力受限的 LQG 控制无外界动力源主动悬架模型,可用数值仿真方法计算不同标称容积下的压力波动及统计数据见图 7 及表 4。

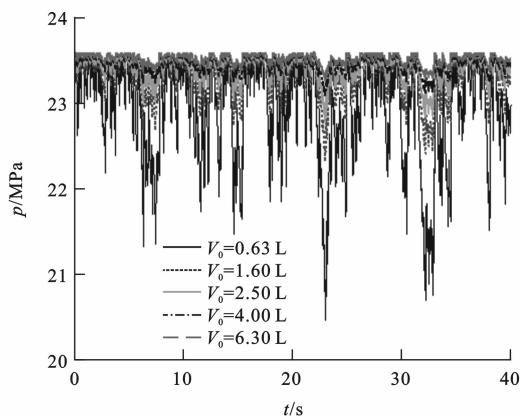


图 7 p - t 曲线

Fig. 7 p - t curves

图 7 显示: V_0 越大, p 波动越小。表 4 显示:当 V_0 为 2.50 L 时, p 相对 p_i 的最大变化率为 -0.010 3,满足蓄能器工作压力 p 的波动不超过 2.5% 的要求。按照蓄能器国家标准,可取其标称容积为 2.5 L,标称压力为 31.5 MPa 的 NXQ1-L2.5/※ 型号的气囊式蓄能器。

表 4 容积与压力波动的关系

Tab. 4 Relation of pressure fluctuation and volume

蓄能器标称容积/L	负载下的最低压力/MPa	p 相对 p_i 的最大变化率
0.63	20.46	-0.110 7
1.60	22.32	-0.029 9
2.50	22.77	-0.010 3
4.00	23.07	0.002 7
6.30	23.26	0.011 0

4 结 语

(1)以满足 95.4% 工作需求,选取理想控制力标准差的 2 倍为主动悬架的最大控制力,确定了蓄能器理想工作压力为 23.008 MPa,此时输出力受限主动悬架的 $\max(|F|)$ 较理想主动悬架降低 34.49%,但 J 仅变大 5.21%,说明上述蓄能器理想工作压力的匹配是合理的。

(2)推导了悬架与蓄能器间的能量流动方程,并进行了变蓄能器容积的动态仿真。仿真结果显示:当容积选择 2.5 L 时,汽车行驶时蓄能器在 2 kW 稳定功率输出下的压力波动小于 2.5%。

参 考 文 献 :

References :

- [1] ZAREH S H, SARRAFAN A, KHAYYAT A A A, et al. Intelligent semi-active vibration control of eleven degrees of freedom suspension system using magnetorheological dampers[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(2): 323-334.
- [2] CREWS J H, MATTSON M G, BUCKNER G D. Multi-objective control optimization for semi-active vehicle suspensions[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(23): 5502-5516.
- [3] MALEKSHAHI A, MIRZAEI M. Designing a non-linear tracking controller for vehicle active suspension systems using an optimization process[J]. International Journal of Automotive Technology, 2012, 13(2): 263-271.
- [4] YIM S. Design of a robust controller for rollover prevention with active suspension and differential braking[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(1): 213-222.
- [5] 刘树博,赵丁选. 主动悬架 H_∞ /广义 H_2 静态输出反馈控制方法[J]. 中国公路学报, 2009, 22(4): 122-126.
LIU Shu-bo, ZHAO Ding-xuan. H_∞ /generalized H_2 static output feedback control method for active suspension[J]. China Journal of Highway and Transport, 2009, 22(4): 122-126. (in Chinese)
- [6] EBRAHIMI B, BOLANDHEMMAT H, KHAMESEE M B, et al. A hybrid electromagnetic shock absorber for active

- vehicle suspension systems[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2011, 49(1/2): 311-332.
- [7] RYN S, KIM Y, PARK Y. Robust H_{∞} preview control of an active suspension system with norm-bounded uncertainties[J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2008, 9(5): 585-592.
- [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): 1482-1486.
YU Chang-miao, WANG Wei-hua, WANG Qing-nian. Damping characteristic and its influence factors in energy regenerative suspension[J]. *Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition*, 2010, 40(6): 1482-1486. (in Chinese)
- [9] HUANG K, YU F, ZHANG Y. Active controller design for an electromagnetic energy-regenerative suspension[J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2011, 12(6): 877-885.
- [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 Shi-an, HE Ren, LU Sen-lin. New reclaiming energy suspension and its working principle[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007, 43(11): 177-182. (in Chinese)
- [11] 陈士安,王勇刚,王东,等. 无外界动力源主动悬架能量可用性[J]. *交通运输工程学报*, 2012, 12(2): 46-52.
CHEN Shi-an, WANG Yong-gang, WANG Dong, et al. Energy availability of active suspension without external energy supply[J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2012, 12(2): 46-52. (in Chinese)
- [12] 陈士安,邱峰,何仁,等. 一种确定车辆悬架 LQG 控制加权系数的方法[J]. *振动与冲击*, 2008, 27(2): 65-68, 176.
CHEN Shi-an, QIU Feng, HE Ren, et al. A method for choosing weights in a suspension LQG control[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2008, 27(2): 65-68, 176. (in Chinese)
- [13] CHEN Ping-lu, YU Xiao-li, LIU Lin. Simulation and experimental study of electro-pneumatic valve used in air-powered engine[J]. *Journal of Zhejiang University: Science A*, 2009, 10(3): 377-383.
-
- (上接第 49 页)
- 2012, 50(S1): 303-317.
- [3] CANTONE L, CRESCENTINI E, VERZICCO R, et al. A numerical model for the analysis of unsteady train braking and releasing manoeuvre[J]. *Journal of Rail and Rapid Transit*, 2009, 223(3): 305-317.
- [4] CANTONE L. TrainDy: the new Union Internationale des Chemins de Fer software for freight train interoperability[J]. *Journal of Rail and Rapid Transit*, 2011, 225(1): 57-70.
- [5] NAM S W, KIM H J. A study on the improvement of release application characteristics of pneumatic brakes for freight train[J]. *KSME International Journal*, 2002, 16(6): 776-784.
- [6] PIECHOWIAK T. Pneumatic train brake simulation method[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2009, 47(12): 1-20.
- [7] PIECHOWIAK T. Verification of pneumatic railway brake models[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2010, 48(3): 283-299.
- [8] 魏伟,张善荣,刘庆忠. 长大列车制动系统减压特性的计算机模拟[J]. *大连铁道学院学报*, 1992, 13(4): 43-49.
WEI Wei, ZHANG Shan-rong, LIU Qing-zhong. A study on characteristic of pressure reduction of air brake system in a long train[J]. *Journal of Dalian Railway Institute*, 1992, 13(4): 43-49. (in Chinese)
- [9] 魏伟,张开文. 列车空气制动系统的数学模型[J]. *西南交通大学学报*, 1994, 29(3): 283-291.
WEI Wei, ZHANG Kai-wen. A mathematical model of air brake system of trains[J]. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 1994, 29(3): 283-291. (in Chinese)
- [10] 魏伟,李文辉. 列车空气制动系统数值仿真[J]. *铁道学报*, 2003, 25(1): 38-42.
WEI Wei, LI Wen-hui. Simulation model of train brake system[J]. *Journal of the China Railway Society*, 2003, 25(1): 38-42. (in Chinese)
- [11] 魏伟. 列车空气制动系统仿真的有效性[J]. *中国铁道科学*, 2006, 27(5): 104-109.
WEI Wei. The validity of the simulation for train air brake system[J]. *China Railway Science*, 2006, 27(5): 104-109. (in Chinese)
- [12] 魏伟. 两万吨组合列车制动特性[J]. *交通运输工程学报*, 2007, 7(6): 12-16.
WEI Wei. Brake performances of 20 000 ton connected train[J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2007, 7(6): 12-16. (in Chinese)
- [13] 魏伟,赵旭宝,姜岩,等. 列车空气制动与纵向动力学集成仿真[J]. *铁道学报*, 2012, 34(4): 39-46.
WEI Wei, ZHAO Xu-bao, JIANG Yan, et al. The integrated model of train brake and longitudinal dynamics[J]. *Journal of the China Railway Society*, 2012, 34(4): 39-46. (in Chinese)
- [14] 魏伟,武星宇. 制动特性对列车纵向冲动的影响[J]. *大连交通大学学报*, 2012, 33(1): 1-5.
WEI Wei, WU Xing-yu. Effect of brake characteristics on longitudinal impulse of train[J]. *Journal of Dalian Jiaotong University*, 2012, 33(1): 1-5. (in Chinese)
- [15] 赵新红. 大秦线可控列尾装置实时监测系统研究[J]. *中国铁路*, 2009(6): 76-79.
ZHAO Xin-hong. Research on real-time monitoring system for train tail exhaust device in Datong-Qinhuangdao Line[J]. *Chinese Railways*, 2009(6): 76-79. (in Chinese)
- [16] 林俊亭,蒋文怡. 数据会议在多机车同步操控中的应用研究[J]. *兰州交通大学学报*, 2008, 27(6): 134-136.
LIN Jun-ting, JIANG Wen-yi. Application of data conference to multi-locomotive synchronized control[J]. *Journal of Lanzhou Jiaotong University*, 2008, 27(6): 134-136. (in Chinese)