

兼顾平顺性与车高调节的重型车空气悬架控制

孙维超^{1†}, 张晋华², 潘惠惠¹

(1. 哈尔滨工业大学 航天学院 智能控制与系统研究所, 黑龙江 哈尔滨 150001;

2. 广州大学 机械与电气工程学院, 广东 广州 510006)

摘要: 空气悬架由于质量轻、刚度以及高度可调等优点在重型车中得到了广泛的应用. 空气悬架可以实现重型车的两项重要功能: 平顺性保证以及车身高度调节, 但是空气悬架的平顺性以及车身高度调节均通过空气弹簧气压腔的气压改变来实现, 因此二者是彼此制约和冲突的. 然而, 目前对空气悬架车高调节的研究追求控制的精确性与稳定性而忽略了平顺性, 而对平顺性的研究又几乎不考虑车高变化造成的影响. 基于上述动机, 本文提出了兼顾平顺性的空气悬架重型车车高调节鲁棒控制方法, 实现了平顺性保障下的车高调节曲线精确跟踪控制, 提升了重型车空气悬架系统的整体性能. 实车参数仿真验证了所提出方法在平顺性与车高调节两项指标中的优越性.

关键词: 空气悬架; 平顺性; 车高调节控制

引用格式: 孙维超, 张晋华, 潘惠惠. 兼顾平顺性与车高调节的重型车空气悬架控制. 控制理论与应用, 2022, 39(6): 1002 – 1010

DOI: 10.7641/CTA.2021.10138

Heavy vehicle air suspension control considering ride comfort and height regulation

SUN Wei-chao^{1†}, ZHANG Jin-hua², PAN Hui-hui¹

(1. Research Institute of Intelligent Control and Systems, Harbin Institute of Technology, Harbin Heilongjiang 150001, China;

2. School of Mechanical and Electrical Engineering, Guangzhou University, Guangzhou Guangdong 510006, China)

Abstract: Air suspension has been widely used on heavy vehicles for its extraordinary merits, such as light mass, adjustable stiffness, adjustable body height, etc. Air suspension has two main functions: ride comfort guarantee and vehicle body adjustment, however these two functions are realized by the same technique, namely regulating the air pressure in the air chamber, which results in conflictions and restrictions between ride comfort control and vehicle body regulation. At present, the research on vehicle body regulation by air suspension focuses on the control accurateness and stability, neglecting the ride comfort, while the research on ride comfort control hardly considers the effects on body height. According to the aforementioned motivation, a heavy vehicle height robust control method for air suspension considering ride comfort is proposed in this paper, realizing the accurate tracking to reference body regulation curves with the ride comfort guaranteed, which improves the whole performance of air suspension for heavy vehicles. The numerical simulations with real heavy vehicle parameters demonstrate the priority of both ride comfort and height regulation performances.

Key words: air suspension; ride comfort; vehicle body height control

Citation: SUN Weichao, ZHANG Jinhua, PAN Huihui. Heavy vehicle air suspension control considering ride comfort and height regulation. *Control Theory & Applications*, 2022, 39(6): 1002 – 1010

1 引言

重型车指整车总质量大于3500 kg的M类(至少4个车轮、载客、机动)或N类(至少4个车轮、载货、机动)汽车^[1]. 相比于轻型车辆, 重型车由于其载重量的极大提升, 可以更大限度地提高货物的运输效率. 另一方面, 由于空气悬架质量轻、刚度可调以及车身高度可调等一系列优点, 在对车身高度调节及平顺性有

要求的重型车辆中得到了广泛的应用. 因此, 对重型车空气悬架的平顺性及车高调节控制具有重要的意义.

空气悬架可以实现重型车的两个重要功能: 一为平顺性能的提升; 一为车身高度的调节. 其中平顺性能是车辆悬架对路面冲击及车身振动衰减的考察指标, 因此车辆悬架的控制目标即为降低车身垂向加速

收稿日期: 2021-02-16; 录用日期: 2021-08-24.

[†]通信作者. E-mail: w.sun@hit.edu.cn; Tel.: +86 18686782506.

本文责任编辑: 陈虹.

国家自然科学基金项目(62022031, 61773135)资助.

Supported by the National Natural Science Foundation of China (62022031, 61773135).

度, 以此提高车辆的平顺性能^[2-8]. 目前, 对于空气悬架的平顺性能控制方法研究主要包括: PID控制、模糊控制、 H_∞ 控制、LQG (线性二次最优)、遗传算法等^[9-11]. 在文献[12]中采用模糊控制方法对重型车空气悬架进行控制, 以同时提高重型车的平顺性及道路友好性; 文献[13]针对车辆电控空气悬架同时设计了 H_∞ 控制器以及LQG控制器, 通过对比分析得出 H_∞ 控制器在悬架平顺性能提升方面的优势. 以上所述控制方法, 尽管其控制算法不同, 对于空气悬架的控制原理都为通过对空气悬架进气排气电磁阀的控制实现对空气弹簧内部气压的控制, 以此改变空气弹簧的作用力, 实现缓冲减振功能, 提高空气悬架系统的平顺性能.

空气悬架的另一个重要功能为车身高度调节控制, 不同的车身高度可以适应不同的车辆行驶环境以及装载环境^[14]. 文献[15]提出了电控空气悬架车身高度调节的神经网络PID控制方法, 旨在实现车高调节控制的同时, 实现整车姿态控制; 文献[16]针对电控空气悬架在车高调节过程中出现的振荡问题, 提出了模糊自适应方法, 通过仿真表明其在车高调节过程中的有效性; 孙晓强通过建立车高调节与整车姿态混杂系统动态模型, 并以此设计车高调节与整车姿态混杂模型预测控制器, 以此同时实现车高调节以及整车姿态控制问题^[17]. 车高调节控制同样依赖于充放气电磁阀的通断控制, 以此改变空气弹簧内气压, 实现空气悬架的伸缩.

通过以上文献分析可以看出, 目前的空气悬架车高调节控制追求精确性以及稳定性而忽略了控制过程中对平顺性能的影响; 而在平顺性的控制过程中又不考虑对车高变化的影响. 事实上, 由于车辆平顺性以及车高调节都通过空气弹簧的充放气来实现, 因此平顺性与车高调节的控制是彼此冲突与制约的, 进而有必要同时考虑两者的控制问题. 基于以上问题, 考虑在车高调节的过程对车辆平顺性能的影响, 本文提出了兼顾平顺性的空气悬架重型车车高调节鲁棒控制, 以保证车高调节过程中的平顺性能. 本文的创新点主要包括: 1) 提出了兼顾平顺性的空气悬架重型车车高调节控制策略, 进而设计车身垂向加速度状态约束的车身高度跟踪控制器; 2) 在车高调节控制器的设计过程中考虑到未建模动态及外界干扰等不确定性, 所设计的车高调节控制器具有一定的鲁棒性能.

本文后续章节结构安排为: 在第2部分中, 针对空气悬架物理模型建立相应的面向控制的动力学模型, 并对控制问题进行描述; 然后在第3部分中设计车身垂向加速度状态约束的空气悬架重型车车高调节鲁棒控制器; 接着在第4部分中, 通过仿真分析验证所提

出的控制算法在保证平顺性能的同时对车高调节的控制效果; 最后在第5部分得出相应的结论.

2 问题描述

建立空气悬架物理模型如图1所示, 图中 m_s 为簧载质量, m_w 为非簧载质量, c_s 为悬架减震器阻尼系数, k_w 为轮胎垂向刚度, c_w 为轮胎垂向阻尼, z_s 为簧载质量垂向位移, z_w 为非簧载质量垂向位移, z_r 为路面垂向输入, Q 为流经电磁阀空气质量流量.

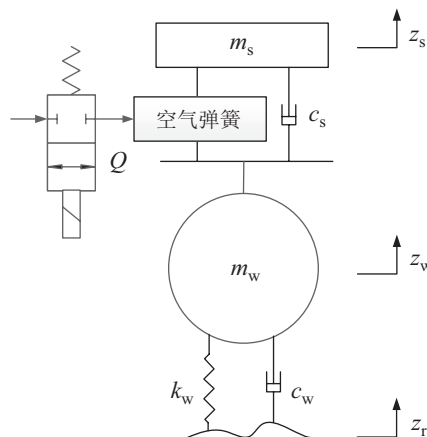


图1 空气悬架物理模型

Fig. 1 Physical model of air suspension

根据图1所示物理模型, 建立面向控制的重型车车高调节动力学模型: 簧载质量动力学模型为

$$P_{as}A_{as} + c_s(\dot{z}_w - \dot{z}_s) + F_s = m_s\ddot{z}_s, \quad (1)$$

式中: P_{as} 为空气弹簧腔压强, A_{as} 为空气弹簧有效截面积, F_s 为上界已知不确定性. 其中 z_s 为簧载质量垂向位移, 表示车高调节被控量; 其二阶导数 $\ddot{z}_s$ 为簧载质量垂向加速度, 表示车辆平顺性被控量. 显然车高调节与平顺性控制的控制对象都为簧载质量, 但是其控制目标不一致: 车高调节控制目标为簧载质量跟踪参考值, 而平顺性控制目标为镇定簧载质量垂向加速度, 因此两者存在制约与冲突.

非簧载质量动力学模型为

$$k_w(z_r - z_w) + c_w(\dot{z}_r - \dot{z}_w) - P_{as}A_{as} - c_s(\dot{z}_w - \dot{z}_s) + F_w = m_w\ddot{z}_w, \quad (2)$$

式中 F_w 为上界已知不确定性; 空气弹簧气压腔气压动态模型为

$$\dot{P}_{as}A_{as}(z_{a0} + z_s - z_w) = -KP_{as}A_{as}(\dot{z}_s - \dot{z}_w) + KRTQ + F_P, \quad (3)$$

式中: z_{a0} 为空气弹簧初始高度, K 为多变指数, R 为理想气体常数, T 为气体温度, F_P 为上界已知不确定性. 以上公式整理可得

$$\begin{cases} \dot{p}_{as} = \frac{KRT}{A_{as}(z_{a0} + z_s - z_w)}Q - \frac{Kp_{as}}{z_{a0} + z_s - z_w}(\dot{z}_s - \dot{z}_w) + \frac{F_p}{A_{as}(z_{a0} + z_s - z_w)}, \\ \ddot{z}_s = \frac{A_{as}}{m_s}p_{as} + \frac{c_s}{m_s}(\dot{z}_w - \dot{z}_s) + \frac{F_s}{m_s}, \\ \ddot{z}_w = \frac{k_w}{m_w}(z_r - z_w) + \frac{c_w}{m_w}(\dot{z}_r - \dot{z}_w) - \frac{A_{as}}{m_w}p_{as} - \frac{c_s}{m_w}(\dot{z}_w - \dot{z}_s) - \frac{F_w}{m_w}. \end{cases} \quad (4)$$

另一方面,根据GB/T 13442-92人体全身振动暴露的舒适性降低界限和评价准则中Z轴向(脚或臀部至头方向)振动加速度 a_z 的舒适性降低界限数值(表1)可知,当暴露时间一定,车身振动频率处于4~8 Hz时,所要求的车身垂向振动加速度限值最严格;且当暴露时间为24 h时,车身垂向振动加速度限值最小,为0.04 m/s². 因此,在车高调节过程中,为保证整车平顺性,可以参考表1确定车身垂向加速度限值.

基于以上分析,控制问题可以描述为:设计控制器 Q ,使得 z_s 跟踪到其参考值 z_{sr} ,且在跟踪过程中保证车身加速度 $\ddot{z}_s$ 不超过其所要求的最大限值.

表1 Z轴向(脚或臀部至头方向)振动加速度 a_z 的舒适性降低界限数值

Table 1 The comfort reduction limit value of vibration acceleration a_z in the Z-axis (foot or hip to head direction)

频率/ Hz	加速度/(m·s ⁻²)								
	暴露时间								
	24 h	16 h	8 h	4 h	2.5 h	1 h	25 min	16 min	1 min
1.00	0.09	0.14	0.20	0.34	0.44	0.75	1.35	1.35	1.78
1.25	0.08	0.12	0.18	0.30	0.40	0.67	1.19	1.19	1.59
1.60	0.07	0.11	0.16	0.27	0.36	0.60	1.06	1.06	1.43
2.00	0.06	0.10	0.14	0.24	0.32	0.54	0.95	0.95	1.27
2.50	0.06	0.08	0.13	0.21	0.29	0.48	0.84	0.84	1.13
3.15	0.05	0.08	0.11	0.19	0.25	0.42	0.63	0.75	1.00
4.00	0.04	0.07	0.10	0.17	0.23	0.37	0.57	0.67	0.89
5.00	0.04	0.07	0.10	0.17	0.23	0.37	0.57	0.67	0.89
6.30	0.04	0.07	0.10	0.17	0.23	0.37	0.57	0.67	0.89
8.00	0.04	0.07	0.10	0.17	0.23	0.37	0.57	0.67	0.89
10.00	0.06	0.08	0.13	0.21	0.29	0.48	0.71	0.84	1.13
12.50	0.07	0.11	0.16	0.27	0.36	0.60	0.89	1.06	1.43
16.00	0.09	0.14	0.20	0.34	0.44	0.75	1.13	1.35	1.78
20.00	0.11	0.17	0.25	0.42	0.57	0.95	1.43	1.68	2.25
25.00	0.14	0.21	0.32	0.54	0.71	1.19	1.78	2.13	2.86
31.50	0.18	0.27	0.40	0.67	0.89	1.51	2.37	2.70	3.56
40.00	0.23	0.34	0.51	0.84	1.13	1.90	2.86	3.37	4.44
50.00	0.29	0.42	0.63	1.06	1.43	2.38	3.56	4.19	5.71
63.00	0.36	0.54	0.79	1.35	1.78	3.02	4.44	5.40	7.11
80.00	0.44	0.67	1.00	1.68	2.25	3.75	5.71	6.73	8.89

注:表中列的界限值为纯单频(正弦)振动的均方根值或1/3倍频程带宽的均方根值.

3 控制器设计

令

$$x_1 = z_s, x_2 = \dot{z}_s, x_3 = z_w, x_4 = \dot{z}_w,$$

$$x_5 = p_{as}, x_6 = \frac{A_{as}}{m_s}x_5 + \frac{c_s}{m_s}(x_4 - x_2),$$

$$Q = u, \frac{F_s}{m_s} = F_1, \frac{F_w}{m_w} = F_3,$$

并且

$$\dot{x}_6 = \frac{A_{as}}{m_s}\dot{x}_5 + \frac{c_s}{m_s}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2) =$$

$$\begin{aligned} & \frac{A_{as}}{m_s} \left(\frac{KRT}{A_{as}(z_{a0} + x_1 - x_3)}u + \frac{F_p}{A_{as}(z_{a0} + z_s - z_w)} - \frac{K}{z_{a0} + x_1 - x_3} \left(\frac{m_s}{A_{as}}(x_6 - \frac{c_s}{m_s}(x_4 - x_2)) \right) \right) \cdot \\ & (x_2 - x_4) + \frac{c_s}{m_s}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2) = \\ & \frac{KRT}{m_s(z_{a0} + x_1 - x_3)}u + \frac{c_s}{m_s}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2) + F_2 - \frac{K}{z_{a0} + x_1 - x_3} \left(x_6 - \frac{c_s}{m_s}(x_4 - x_2) \right) (x_2 - x_4), \end{aligned} \quad (5)$$

其中 $\frac{F_p}{m_s(z_{a0} + z_s - z_w)} = F_2$, 则式(4)可以重新表示

为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2, \\ \dot{x}_2 = x_6 + F_1, \\ \dot{x}_6 = \frac{KRT}{m_s(z_{a0} + x_1 - x_3)}u + \frac{c_s}{m_s}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2) + F_2 - \\ \quad \frac{K}{z_{a0} + x_1 - x_3}(x_6 - \frac{c_s}{m_s}(x_4 - x_2))(x_2 - x_4), \\ \dot{x}_3 = x_4, \\ \dot{x}_4 = \frac{k_w}{m_w}(z_r - x_3) + \frac{c_w}{m_w}(\dot{z}_r - x_4) - x_6 + F_3, \end{cases} \quad (6)$$

则控制目标可以进一步表述为: 设计控制器 u , 使得 $|x_6(t)| < X_6$, 且 $x_1 \rightarrow x_{1r}$ 当 $t \rightarrow \infty$ 时; 其中 X_6 为加速度约束限值, 令 $x_{1r} = z_{sr}$.

控制器设计分为以下4个步骤.

步骤1 令 $e_1 = x_1 - x_{1r}$, $e_2 = x_2 - x_{2r}$, 其中 x_{2r} 为虚拟控制输入, 则可以得到车高跟踪误差动态为

$$\dot{e}_1 = \dot{x}_1 - \dot{x}_{1r} = x_2 - \dot{x}_{1r} = e_2 + x_{2r} - \dot{x}_{1r}, \quad (7)$$

设计

$$x_{2r} = -k_1 e_1 + \dot{x}_{1r}, \quad (8)$$

其中 $k_1 > 0$ 为控制器设计参数, 则可得 e_1 的上述误差动态为

$$\dot{e}_1 = -k_1 e_1 + e_2. \quad (9)$$

取李雅普诺夫函数 $V_1 = \frac{1}{2}e_1^2$, 则有

$$\dot{V}_1 = e_1 \dot{e}_1 = -k_1 e_1^2 + e_1 e_2. \quad (10)$$

当 $|e_2| \leq E_2$ (在后续设计过程中保证) 时, 有

$$\dot{V}_1 \leq -k_1 e_1^2 + \frac{E_2^2 e_1^2}{4\varepsilon_1} + \varepsilon_1 = -(k_1 - \frac{E_2^2}{4\varepsilon_1})e_1^2 + \varepsilon_1, \quad (11)$$

其中 $\varepsilon_1 > 0$ 为任意小的正常数. 当取 $k_1 > \frac{E_2^2}{4\varepsilon_1}$ 时, 有

$$\dot{V}_1 \leq -\bar{k}_1 e_1^2 + \varepsilon_1 = -2\bar{k}_1 V_1 + \varepsilon_1, \quad (12)$$

其中 $\bar{k}_1 = k_1 - \frac{E_2^2}{4\varepsilon_1}$. 对上式 $\dot{V}_1$ 积分可得

$$V_1(t) \leq \frac{\varepsilon_1}{2\bar{k}_1} + (V_1(0) - \frac{\varepsilon_1}{2\bar{k}_1})e^{-2\bar{k}_1 t}, \quad (13)$$

因此有 $|e_1(\infty)| \leq \sqrt{\frac{\varepsilon_1}{\bar{k}_1}}$, 当 $t \rightarrow \infty$.

步骤2 令 $e_6 = x_6 - x_{6r}$, 其中 x_{6r} 为虚拟控制输入, 则 e_2 的动态可以表示为

$$\begin{aligned} \dot{e}_2 &= \dot{x}_2 - \dot{x}_{2r} = x_6 + F_1 - \dot{x}_{2r} = \\ &e_6 + F_2 + x_{6r} - \dot{x}_{2r}. \end{aligned} \quad (14)$$

设计

$$x_{6r} = -k_2 e_2 + \dot{x}_{2r}, \quad (15)$$

其中 $k_2 > 0$ 为控制器设计参数, 则进一步可得

$$\dot{e}_2 = -k_2 e_2 + F_1 + e_6. \quad (16)$$

取李雅普诺夫函数 $V_2 = \frac{1}{2}e_2^2$, 则有

$$\dot{V}_2 = e_2 \dot{e}_2 = -k_2 e_2^2 + e_2 e_6 + e_2 F_1. \quad (17)$$

当 $|F_1| \leq \bar{F}_1$, $|e_6| \leq E_6$ (在后续设计过程中保证, 其中 $\bar{F}_1$ 为 F_1 上界), 有

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &\leq -k_2 e_2^2 + \frac{E_6^2 e_2^2}{2\varepsilon_2} + \frac{\varepsilon_2}{2} + \frac{\bar{F}_1^2 e_2^2}{2\varepsilon_2} + \frac{\varepsilon_2}{2} \leq \\ &-(k_2 - \frac{E_6^2 + \bar{F}_1^2}{2\varepsilon_2})e_2^2 + \varepsilon_2, \end{aligned} \quad (18)$$

其中 $\varepsilon_2 > 0$ 为任意小的正常数. 取 $k_2 > \frac{E_6^2 + \bar{F}_1^2}{2\varepsilon_2}$, 得

$$\dot{V}_2 \leq -\bar{k}_2 e_2^2 + \varepsilon_2 = -2\bar{k}_2 V_2 + \varepsilon_2, \quad (19)$$

其中 $\bar{k}_2 = k_2 - \frac{E_6^2 + \bar{F}_1^2}{2\varepsilon_2}$. 对上式 $\dot{V}_2$ 积分可得

$$V_2(t) \leq \frac{\varepsilon_2}{2\bar{k}_2} + (V_2(0) - \frac{\varepsilon_2}{2\bar{k}_2})e^{-2\bar{k}_2 t}, \quad (20)$$

因此有 $|e_2(\infty)| \leq \sqrt{\frac{\varepsilon_2}{\bar{k}_2}}$, 当 $t \rightarrow \infty$.

步骤3 e_6 的动态可以表示为

$$\begin{aligned} \dot{e}_6 &= \dot{x}_6 - \dot{x}_{6r} = \\ &\frac{KRT}{m_s(z_{a0} + x_1 - x_3)}u + \frac{c_s}{m_s}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2) + F_2 - \dot{x}_{6r} - \\ &\frac{K}{z_{a0} + x_1 - x_3}(x_6 - \frac{c_s}{m_s}(x_4 - x_2))(x_2 - x_4), \end{aligned} \quad (21)$$

设计

$$\begin{aligned} u &= \\ &\frac{m_s(z_{a0} + x_1 - x_3)}{KRT}(-k_6 e_6 + \dot{x}_{6r} - \frac{c_s}{m_s}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2)) + \\ &\frac{K}{z_{a0} + x_1 - x_3}(x_6 - \frac{c_s}{m_s}(x_4 - x_2))(x_2 - x_4), \end{aligned} \quad (22)$$

其中 $k_6 > 0$ 为控制器设计参数, 则可得

$$\dot{e}_6 = -k_6 e_6 + F_2. \quad (23)$$

取李雅普诺夫函数 $V_6 = \frac{1}{2}e_6^2$, 对 $\dot{V}_6$ 求导可得

$$\dot{V}_6 = e_6 \dot{e}_6 = -k_6 e_6^2 + e_6 F_2. \quad (24)$$

当 $|F_2| \leq \bar{F}_2$ ($\bar{F}_2$ 为 F_2 的上界) 时, 有

$$\begin{aligned} \dot{V}_6 &\leq -k_6 e_6^2 + \frac{\bar{F}_2^2 e_6^2}{4\varepsilon_6} + \varepsilon_6 = \\ &-(k_6 - \frac{\bar{F}_2^2}{4\varepsilon_6})e_6^2 + \varepsilon_6, \end{aligned} \quad (25)$$

其中 $\varepsilon_6 > 0$ 为任意小的正常数. 取 $k_6 > \frac{\bar{F}_2^2}{4\varepsilon_6}$ 时, 有

$$\dot{V}_6 \leq -\bar{k}_6 e_6^2 + \varepsilon_6 = -2\bar{k}_6 V_6 + \varepsilon_6, \quad (26)$$

其中 $\bar{k}_6 = k_6 - \frac{\bar{F}_2^2}{2\varepsilon_6}$. 对上式 $\dot{V}_6$ 积分可得

$$V_6(t) \leq \frac{\varepsilon_6}{2\bar{k}_6} + (V_6(0) - \frac{\varepsilon_6}{2\bar{k}_6})e^{-2\bar{k}_6 t}. \quad (27)$$

进一步可得 $|e_6(\infty)| \leq \sqrt{\frac{\varepsilon_6}{\bar{k}_6}}$, 当 $t \rightarrow \infty$.

同时根据 $\dot{V}_6 \leq -2\bar{k}_6 V_6 + \varepsilon_6$, 可得

$$|e_6(t)| \leq \max\{\sqrt{\frac{\varepsilon_6}{\bar{k}_6}}, e_6(0)\} = E_6. \quad (28)$$

同理, 根据 $\dot{V}_2 \leq -2\bar{k}_2 V_2 + \varepsilon_2$ 及 $|e_6(t)| \leq E_6$ 可得

$$|e_2(t)| \leq \max\{\sqrt{\frac{\varepsilon_2}{\bar{k}_2}}, e_2(0)\} = E_2. \quad (29)$$

根据 $\dot{V}_1 \leq -2\bar{k}_1 V_1 + \varepsilon_1$ 及 $|e_2(t)| \leq E_2$ 可得

$$|e_1(t)| \leq \max\{\sqrt{\frac{\varepsilon_1}{\bar{k}_1}}, e_1(0)\} = E_1. \quad (30)$$

注意到 $e_6 = x_6 - x_{6r}$, 以及

$$\dot{x}_{2r} = -k_1 \dot{e}_1 + \ddot{x}_{1r}, \quad (31)$$

$$\dot{e}_1 = -k_1 e_1 + e_2, \quad (32)$$

有

$$x_6 = e_6 + x_{6r} = e_6 - (k_1 + k_2)e_2 + k_1^2 e_1 + \ddot{x}_{1r}, \quad (33)$$

由此可得, 当 $|\ddot{x}_{1r}| \leq X_{1RDD}$ 时, 有

$$|x_6| \leq E_6 + (k_1 + k_2)E_2 + k_1^2 E_1 + X_{1RDD} \leq X_6, \quad (34)$$

其中: E_1, E_2, E_6 为 e_1, e_2, e_6 在控制器设计过程中要求保证的上界, X_{1RDD} 为车高调节参考轨迹加速度上界.

综上可得, 当取 k_1, k_2, k_3 使得

$$k_1 > \frac{E_2^2}{4\varepsilon_1}, k_2 > \frac{E_6^2 + \bar{F}_1^2}{2\varepsilon_2}, k_6 > \frac{\bar{F}_2^2}{4\varepsilon_6},$$

$$E_6 + (k_1 + k_2)E_2 + k_1^2 E_1 + X_{1RDD} \leq X_6$$

时, x_1 可以以任意小误差 ε_1 跟踪 x_{1r} , 且 $|x_6(t)| < X_6$.

步骤4 当 $\ddot{e}_1 = \dot{e}_2 = e_6 = 0$ 时, 系统零动态为

$$\begin{cases} \dot{x}_3 = x_4, \\ \dot{x}_4 = \frac{k_w}{m_w}(z_r - x_3) + \frac{c_w}{m_w}(\dot{z}_r - x_4) - \ddot{x}_{1r} + F_3, \end{cases} \quad (35)$$

即

$$\ddot{x}_3 + \frac{c_w}{m_w}\dot{x}_3 + \frac{k_w}{m_w}x_3 + \ddot{x}_{1r} - \frac{c_w}{m_w}\dot{z}_r - \frac{k_w}{m_w}z_r - F_3 = 0, \quad (36)$$

其特征方程为

$$s^2 + \frac{c_w}{m_w}s + \frac{k_w}{m_w} = 0, \quad (37)$$

由 $c_w > 0, m_w > 0, k_w > 0$ 可得 $\frac{c_w}{m_w} > 0$ 及 $\frac{k_w}{m_w} > 0$, 即二阶零动态系统特征方程系数均为正, 因此零动态系统稳定. 当路面垂直输入 $z_r, \dot{z}_r$, 参考信号 $\ddot{x}_{1r}$ 及不确定性 F_3 有界时, x_3, x_4 有界.

讨论1 由式(33)可知, x_6 的值与控制误差 e_1, e_2, e_6 、控制器设计参数 k_1, k_2 、以及参考信号 $\ddot{x}_{1r}$ 的值有关, 因此在控制器设计过程中, 需要根据 E_1, E_2, E_6 的值确定 k_1, k_2 , 在保证系统稳定的前提下, 当初始误差一定时, k_1, k_2 越小, 闭环系统的 x_6 的值越小.

讨论2 根据式(28)–(30)可知, 由于 $\varepsilon_i (i = 1, 2, 6)$ 可以任意小, 又 $\dot{V}_i \leq -2\bar{k}_i V_i + \varepsilon_i$, 因此 E_i 由 $e(0)$ 决定. 进一步可以设计参考信号, 以获得较小的初始误差. 本文采用多项式差值参考车高调节曲线:

$$x_{1r} = \begin{cases} h_1, & t \leq T_1, \\ \sum_{j=0}^5 a_j t^j, & T_1 \leq t \leq T_2, \\ h_4, & t \geq T_2, \end{cases} \quad (38)$$

其中: T_1 与 T_2 为车高调节开始时刻与结束时刻, h_1 与 h_4 为初始车高与目标车高, $a_j (j = 0, 1, \dots, 5)$ 为设计参数, 使得

$$\begin{cases} x_{1r}(T_1) = \sum_{j=0}^5 a_j T_1^j = h_1, \\ \dot{x}_{1r}(T_1) = \frac{d(\sum_{j=0}^5 a_j T_1^j)}{dt} = h_2, \\ \ddot{x}_{1r}(T_1) = \frac{d^2(\sum_{j=0}^5 a_j T_1^j)}{dt^2} = h_3, \\ x_{1r}(T_2) = \sum_{j=0}^5 a_j T_2^j = h_4, \\ \dot{x}_{1r}(T_2) = \frac{d(\sum_{j=0}^5 a_j T_2^j)}{dt} = h_5, \\ \ddot{x}_{1r}(T_2) = \frac{d^2(\sum_{j=0}^5 a_j T_2^j)}{dt^2} = h_6, \end{cases} \quad (39)$$

为保证车高调节前后整车平顺性, 可以令 $h_3 = h_6 = 0$, h_2 与 h_4 可以根据参考信号确定.

4 仿真分析

为验证所提出的兼顾平顺性的空气悬架重型车车高调节控制算法的有效性, 进行仿真实验. 仿真中车辆参数如下表2所示^[18], 控制器参数如表3所示. 为验证说明所提出算法在车高调节过程纵平顺性方面的优势, 同时对比地对采用PID控制算法

$$u = -k_p e_1 - k_i \int_0^t e_1 dt - k_d \frac{de_1}{dt} \quad (40)$$

进行仿真, 其中PID控制器参数同样列入表3中。

4.1 正弦激励路面

在正弦激励路面仿真过程中, 参数设置如下: 车辆在 $z_r(t) = 0.01 \sin(2\pi t)$ 的路面垂向输入下对车高进

行调节, 初始车高 $h_1 = 0$, 目标车高 $h_4 = 0.02$, 车高调节开始时刻 $T_1 = 1$ s, 车高调节结束时刻 $T_2 = 4$ s, 空气弹簧初始高度 $z_{a0} = 0.03$ m, 簧载质量加速度限值 $X_6 = 0.04$ m/s². 不确定性外界扰动输入为 $F_1(t) = F_2(t) = F_3(t) = 0.01 \sin(2\pi t)$; 所有状态初始化为0, 采样时间为0.001 s。

表2 1/4车辆参数

Table 2 Quarter vehicle parameters

参数				参数				
	m_s	c_w	c_s	T	m_w	k_w	K	R
值	1535 kg	10000 Ns/m	11086 Ns/m	293.15 K	400 kg	650000 N/m	1.4	287.1 J · kg ⁻¹ · K ⁻¹

表3 控制器设计参数

Table 3 Controller parameters

参数		参数		参数		
k_1	k_p	k_2	k_i	k_6	k_d	
值	100	0.1	100	1	100	1

仿真结果如图2~7所示, 图例中“设计控制器”表示所提出的兼顾平顺性的车高调节控制算法, “PID控制器”表示控制效果对比的PID控制器。图2为车高调节过程中车身高度对参考轨迹的跟踪效果, 图例中“参考值”表示由式(38)与式(39)确定的参考车高调节曲线, 在3 s内将车高由原始高度提高0.02 m; 图3为相应的跟踪误差曲线。由图2及图3可以看出相比于PID控制算法, 在提出的兼顾平顺性的车高调节控制算法可以以更小的误差实现对参考车高调节曲线的跟踪。同时注意到, 在仿真过程中加入扰动项 $F_1(t)$ 与 $F_2(t)$, 仍然不会影响对参考车高的跟踪误差收敛效果, 因此所提出的车高调节算法具有一定的鲁棒性。

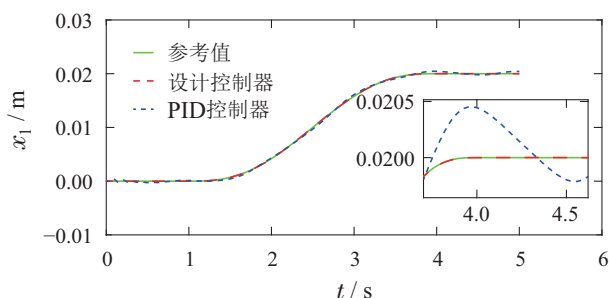


图2 车身高度状态曲线

Fig. 2 State curves for the vehicle body height

图4表示在车高调节过程中车身速度状态曲线, 其中在所提出的控制算法下对应的系统状态误差 e_2 见图5。可以看出在在所提出的控制算法下, 车身以更光滑的曲线完成车高调节, 然而在PID控制器作用下, 车身速度在调节开始阶段展现出相当剧烈的抖动, 影响车辆的平顺性。

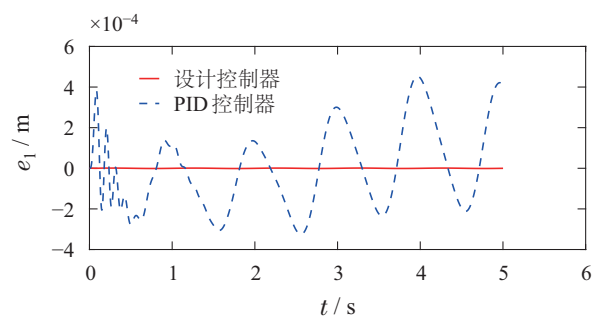


图3 车身高度跟踪误差状态曲线

Fig. 3 State curves for the vehicle body height tracking error

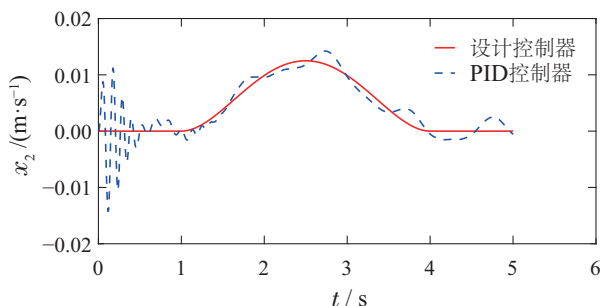


图4 车身速度状态曲线

Fig. 4 State curves for the vehicle body velocity

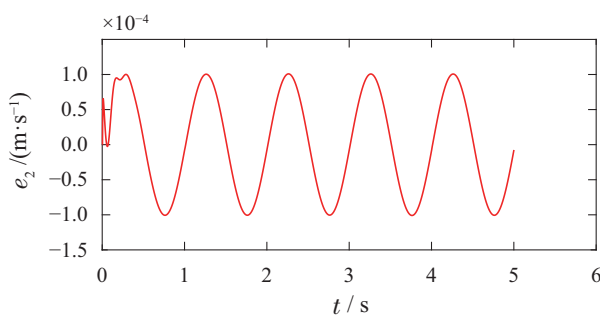


图5 e_2 状态曲线

Fig. 5 State curves for the e_2

车高调节过程中, 车身加速度曲线如图7所示。图6中黑色虚线 X_6 为在控制器设计过程中所要求的舒适性界限的加速度限值, 本文中为 $X_6 = 0.04$ m/s²。从图

中加速度曲线可以看出,在提出的兼顾平顺性车高调节控制器作用下,车身加速度被限制在0.04与-0.04之间;而在PID车高调节控制器的作用下,其车身加速度值远远超过 X_6 ,由此造成极差的整车平顺性能,即PID车高调节控制器无法对整车平顺性进行兼顾。

图7表示车高调节过程中控制输入曲线,即流经车辆悬架电磁阀空气质量流量。由图可以看出,在控制初始阶段,PID控制器所需要的控制能量远远大于所提出的兼顾平顺性的车高调节控制器,在控制后期,二者趋于相同。

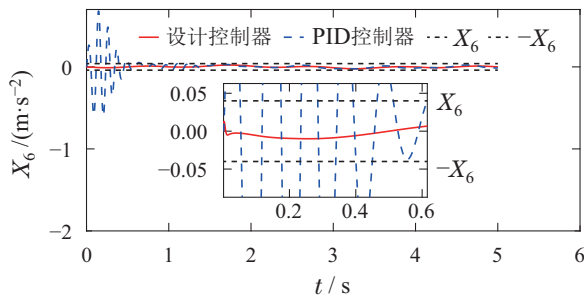


图6 车身加速度状态曲线

Fig. 6 State curves for the vehicle body acceleration

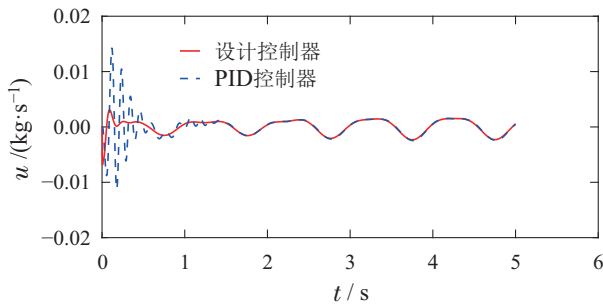


图7 控制输入曲线

Fig. 7 Curves for the control input

为进一步通过数值直观地展示所提出车高调节算法的优势,表4列出了相应的性能指标,即车高跟踪误差与车身加速度均方根值(下标为rms)。从表4中可以直观地看出所提出的兼顾平顺性的车高调节控制器相比与PID控制器可以同时提高车高跟踪性能与平顺性能。

表4 车高调节性能指标(正弦激励x路面)

Table 4 Performance indices for height regulation (Sinusoidal excitation road surface)

指标	PID控制器	设计控制器	性能提升
e_{1rms}/m	2.083×10^{-4}	7.126×10^{-7}	99.66%
$x_{6rms}/(m \cdot s^{-2})$	9.919×10^{-2}	9.922×10^{-3}	90.00%

4.2 随机激励路面

在随机激励路面仿真过程中,路面垂向输入为滤波白噪声

$$\dot{z}_r(t) = -2\pi n_1 v z_r(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} v \omega(t), \quad (41)$$

其中: n_1 为截止频率, v 为车速, n_0 为空间参考频率, $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数。仿真中采用A级不平度路面: $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$, $G_q(n_0) = 16 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, $n_1 = 0.01 \text{ m}^{-1}$, $v = 10 \text{ m/s}$,如图8所示。

仿真过程中其他参数设置如下:初始车高 $h_1 = 0.02$,目标车高 $h_4 = 0$,车高调节开始时刻 $T_1 = 1 \text{ s}$,车高调节结束时刻 $T_2 = 4 \text{ s}$,空气弹簧初始高度 $z_{a0} = 0.03 \text{ m}$,簧载质量加速度限值 $X_6 = 0.04 \text{ m/s}^2$ 。不确定性外界扰动输入为

$$F_1(t) = F_2(t) = F_3(t) = 0.01 \sin(2\pi t);$$

所有状态初始化为0,采样时间为0.001 s。

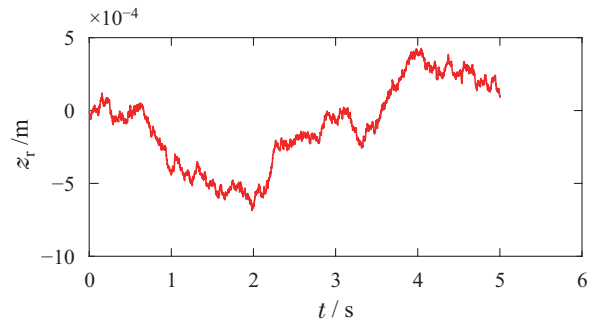


图8 A级不平度路面垂向输入

Fig. 8 Vertical input for A-class rough road surface

仿真结果如图9-14所示。图9为车高调节过程中车身高度对参考轨迹的跟踪效果,在3 s内将车高由0.02 m的高度下降为0 m;图10为相应的跟踪误差曲线。同样由图9与图10可以看出所设计的兼顾平顺性的车高调节控制算法相比于PID控制算法可以以更小的跟踪误差实现对参考车高调节曲线的跟踪。同时由扰动项 $F_1(t)$ 与 $F_2(t)$ 的存在可以证明所提出的车高调节算法具有一定的鲁棒性。

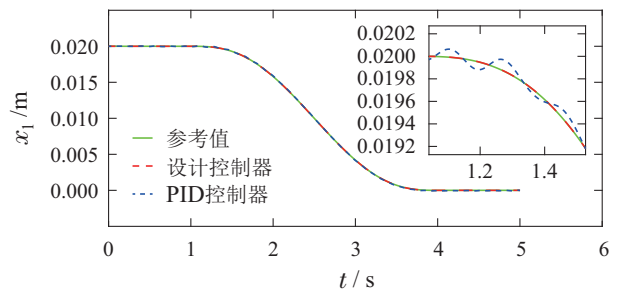


图9 车身高度状态曲线

Fig. 9 State curves for the vehicle body height

图11表示在车高调节过程中车身速度状态随时间变化曲线。根据图11同样可以看出在所提出的控制算法下,车身以更平滑的速度完成车高调节,然而在PID控制器作用下,车身速度在整个车高调节过程中都展现出相当剧烈的抖动,而影响车辆的平顺性能。

车高调节过程中,车身垂向加速度曲线如图12所示。图12中黑色虚线 X_6 同样为在控制器设计过程中

所要求的舒适性界限的加速度限值. 从图中可以看出, 在兼顾平顺性车高调节控制器作用下, 车身加速度被限制在 0.04 与 -0.04 之间; 而在PID车高调节控制器的作用下, 其车身加速度值超过 X_6 , 整车平顺性能因此会降低, 即PID车高调节控制器无法对整车平顺性进行兼顾.

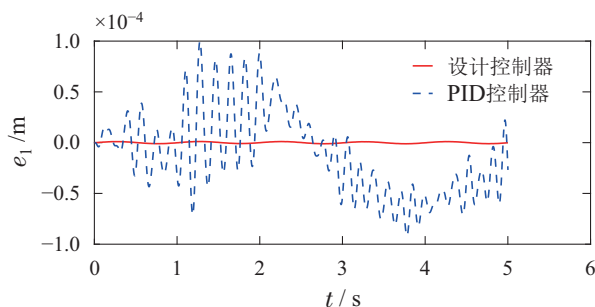


图10 车身高度跟踪误差状态曲线

Fig. 10 State curves for the vehicle body height tracking error

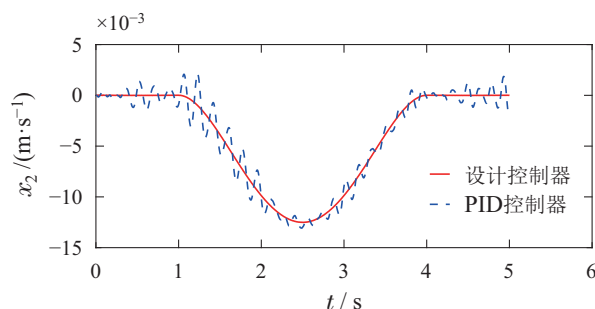


图11 车身速度状态曲线

Fig. 11 State curves for the vehicle body velocity

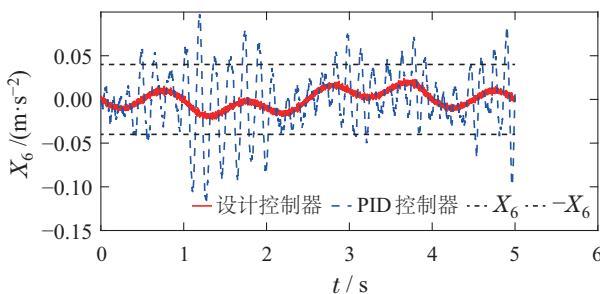


图12 车身加速度状态曲线

Fig. 12 State curves for the vehicle body acceleration

图13表示车高调节过程中控制输入曲线, 可以看出, 所提出的兼顾平顺性的车高调节控制器所需要的控制能量要大于PID控制器.

同样在表5中列出了相应的车高跟踪误差与车身加速度均方根值性能指标. 从表5中可以看出所提出的兼顾平顺性的车高调节控制器相比与PID控制器在兼顾车高调节性能与平顺性能方面的优势.

通过以上正弦激励路面与随机激励路路面仿真可以得出, 在所提出的兼顾整车平顺性的车高调节控制器作用下, 车身高度可以在加速度约束的调节下, 实

现对目标车高轨迹的跟踪; 而在PID车高调节控制器作用下, 会造成很大的车身加速度值, 进而极大降低整车在车高调节过程中的平顺性. 另外相比于PID车高调节控制器, 本文提出的兼顾整车平顺性的车高调节控制器可以以较小的跟踪误差实现对参考车高曲线的跟踪.

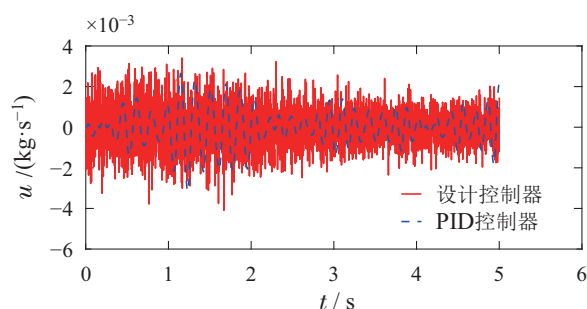


图13 控制输入曲线

Fig. 13 Curves for the control input

表5 车高调节性能指标(随机激励路面)

Table 5 Performance indices for height regulation (Random excitation road surface)

指标	PID控制器	设计控制器	性能提升
e_{1rms}/m	4.169×10^{-5}	7.169×10^{-7}	98.28%
$x_{6rms}/(m \cdot s^{-2})$	3.608×10^{-2}	1.034×10^{-2}	71.34%

5 结论

本文提出一种兼顾平顺性的空气悬架重型车车高调节鲁棒控制算法, 所设计的车高调节控制算法可以在加速度限值范围内实现对参考车高曲线的跟踪, 并且对外界扰动具有一定的鲁棒性. 另外, 相比于PID车高调节控制, 所提出的兼顾平顺性的空气悬架重型车车高调节鲁棒控制算法能够以更小的跟踪误差、车身加速度实现车车高调节, 体现出更优的控制效果. 论文中采用数值仿真的形式对所设计车高调节控制器算法进行验证, 在后续的研究过程中将进一步采用CarSim仿真验证以及台架实验验证.

参考文献:

- [1] ZHAO Yuzhuang, WANG Zongcheng, CHEN Sizhong. Investigation of height control for air suspension system based on sliding mode method. *Transactions of Beijing Institute of Technology*, 2014, 34(11): 1125 – 1129.
(赵玉壮, 王宗诚, 陈思忠. 基于滑模控制的空气悬架车高控制系统研究. 北京理工大学学报, 2014, 34(11): 1125 – 1129.)
- [2] ZHANG J, SUN W, JING H. Nonlinear robust control of antilock braking systems assisted by active suspensions for automobile. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2018, DOI: 10.1109/TCST.2018.2810823.
- [3] ZHANG J, SUN W, LIU Z, et al. Comfort braking control for brake-by-wire vehicles. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 133: 106255.

- [4] YAN S, SUN W, HE F, et al. Adaptive fault detection and isolation for active suspension systems with model uncertainties. *IEEE Transactions on Reliability*, 2019, 68(3): 927 – 937.
- [5] PAN H, SUN W. Nonlinear output feedback finite-time control for vehicle active suspension systems. *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, 2019, 15(4): 2073 – 2082.
- [6] PAN H, JING X, SUN W, et al. Analysis and design of a bioinspired vibration sensor system in noisy environment. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2018, 23(2): 845 – 855.
- [7] PAN H, JING X, SUN W, et al. A bioinspired dynamics-based adaptive tracking control for nonlinear suspension systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2018, 26(3): 903 – 914.
- [8] PAN H, LI H, SUN W, et al. Adaptive fault-tolerant compensation control and its application to nonlinear suspension systems. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems*, 2020, 50(5): 1766 – 1776.
- [9] KIM H, LEE H. Height and leveling control of automotive air suspension system using sliding mode approach. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2011, 60(5): 2027 – 2041.
- [10] ZHU H, YANG J, ZHANG Y, et al. Nonlinear dynamic model of air spring with a damper for vehicle ride comfort. *Nonlinear Dynamics*, 2017, 89(4): 1 – 24.
- [11] PRASSAD S G, MOHAN K M. A contemporary adaptive air suspension using lqr control for passenger vehicles. *ISA Transactions*, 2019, 93: 244 – 254.
- [12] CHEN Yikai, HE Jie, LI Xuhong, et al. Integrated performance optimum design of heavy truck air suspension based on fuzzy control. *Journal of Southeast University (Natural Science Edition)*, 2008, (2): 319 – 323.
(陈一锴, 何杰, 李旭宏, 等. 基于模糊控制的重型货车空气悬架性能多目标优化. 东南大学学报(自然科学版), 2008, (2): 319 – 323.)
- [13] REN Pingli, PAN Gongyu, LIU Bin. Research on modeling of electro-controlled air suspension and design of H_∞ controller. *Machinery Design & Manufacture*, 2009, (8): 101 – 103.
(任萍丽, 潘公宇, 刘斌. 车辆电控空气悬架建模及 H_∞ 控制研究. 机械设计与制造, 2009, (8): 101 – 103.)
- [14] PEYMAN K E, KHAJEPOUR A, WONG A, et al. Analysis and optimization of air suspension system with independent height and stiffness tuning. *International Journal of Automotive Technology*, 2016, 17(5): 807 – 816.
- [15] DOU Hui, CHEN Long, WANG Shaohua, et al. Research on vehicle height adjustment control of electronically controlled closed-loop air suspension. *Machinery Design & Manufacture*, 2014, 9: 171 – 174.
(窦辉, 陈龙, 汪少华, 等. 电控闭式空气悬架车高调节控制研究. 机械设计与制造, 2014, 9: 171 – 174.)
- [16] XIAO Fei, CHEN Long, WANG Shaohua, et al. Research on fuzzy self-adaptive control of ECAS vehicle height adjustment system based on AMESim. *Machinery Design & Manufacture*, 2016, 302(4): 141 – 144.
(肖飞, 陈龙, 汪少华, 等. 基于AMESim的ECAS车高调节模糊自适应控制研究. 机械设计与制造, 2016, 302(4): 141 – 144.)
- [17] SUN X, CAI Y, CHEN L, et al. Vehicle height and posture control of the electronic air suspension system using the hybrid system approach. *Vehicle System Dynamics*, 2016, 54(3): 1 – 25.
- [18] SUN Xiaoqiang. *Research on hybrid model predictive control of vehicle height and posture adjustment system for bus with ECAS*. Nanjing: Jiangsu University, 2016.
(孙晓强. 客车ECAS车高调节与整车姿态混杂模型预测控制研究. 博士学位论文. 南京: 江苏大学, 2016.)

作者简介:

孙维超 博士, 教授, 博士生导师, 目前研究方向为汽车动力学控制、自适应鲁棒控制, E-mail: w.sun@hit.edu.cn;

张晋华 博士, 副教授, 目前研究方向为汽车动力学控制、自适应鲁棒控制, E-mail: zjhjd@gzhu.edu.cn;

潘惠惠 博士, 副教授, 博士生导师, 目前研究方向为智能汽车、非线性控制, E-mail: huihuipan@hit.edu.cn.