

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.01.001

基于广义预测控制的汽车横摆稳定性控制^{*}

杨建森¹ 李飞² 丁海涛¹ 郭孔辉¹ 郝宝青³

(1. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025; 2. 中国汽车技术研究中心, 天津 300162;

3. 泛亚汽车技术中心有限公司, 上海 201201)

【摘要】 汽车在紧急避障操纵时容易丧失稳定性,通过四轮差动制动的方式对汽车施加附加横摆力矩可以实现汽车的横摆稳定性控制。由于汽车动力学模型的非线性以及参数和环境的不确定性,使用最优控制方法决策的附加横摆力矩在实际中往往无法保持最优。由此提出广义预测控制(GPC)方法决策附加横摆力矩。建立了七自由度非线性车辆模型作为预测模型,并通过实车试验对其精度进行了验证。通过 Simulink/Carsim 环境中的虚拟试验对 GPC 方法的控制效果进行了验证,结果表明 GPC 方法比 LQR 方法能更有效地提高汽车的主动安全性。

关键词: 汽车 主动安全 横摆稳定性控制 广义预测控制

中图分类号: U461.91 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)01-0001-05

Vehicle Yaw Stability Control Based on Generalized Predictive Control

Yang Jiansen¹ Li Fei² Ding Haitao¹ Guo Konghui¹ Hao Baoqing³

(1. State Key Laboratory of Automobile Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China

2. Automotive Technology & Research Center, Tianjin 300162, China

3. Pan Asia Technical Automotive Center Co., Ltd., Shanghai 201201, China)

Abstract

The vehicle easily loses yaw stability in the emergency obstacle avoidance manoeuvre, and the vehicle yaw stability control can be accomplished by applying the vehicle additional yaw moment by means of four wheels differential braking. As the vehicle dynamic model is nonlinear and its parameters and environment is uncertainty, the vehicle additional yaw moment decided by the optimal control is always unable to maintain optimal in reality. The generalized predictive control (GPC) method was proposed for deciding the vehicle additional yaw moment. The nonlinear 7-DOF vehicle model was built as the predictive model, and its accuracy was verified by vehicle tests. The control performances of GPC method were verified by virtual tests in the Simulink/Carsim, test results showed that the GPC method was more effective than the LQR method in improving the vehicle active safety.

Key words Vehicle, Active safety, Yaw stability control, Generalized predictive control

引言

当汽车遇到外界因素的干扰(如侧向风)、分离路面行驶、高速紧急避障等情况时,车辆会偏离理想的车辆操纵特性,严重时驾驶员会丧失对车辆的控制,处于非常危险的境况,横摆稳定性控制(YSC)系统可以通过四轮差动制动的方式把汽车纠正到理想

的操纵特性上来,从非稳定区域控制到稳定区域。横摆稳定性控制系统作为一款非常具有发展潜力的主动安全装置,已经得到社会的广泛认可。

当前,各科研机构已对横摆稳定性控制进行了大量研究,常用的方法是最优控制,例如 LQR、LQG 等,但这些控制方法都需要精确的控制模型,而汽车是一个复杂的非线性系统,并且工程使用中又往往

收稿日期: 2011-06-29 修回日期: 2011-08-03

^{*} 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2006AA110103)和国家重点基础研究发展计划(973计划)资助项目(2011CB711205)

作者简介: 杨建森, 博士生, 主要从事汽车动力学与控制研究, E-mail: jiansen.yang@gmail.com

通讯作者: 丁海涛, 副教授, 主要从事汽车动力学与控制研究, E-mail: ding.haitao@ascl.jlu.edu.cn

需要对模型简化,所以模型的精确性很难保证;另外,车辆在行驶中,参数、环境都具有很大的不确定性,使得按理想模型得到的最优控制在实际中无法保持最优,有时甚至引起品质的严重下降。在这种背景下,本文提出广义预测控制(GPC)方法^[1-3]决策附加横摆力矩,进而通过差动制动的方式实现汽车横摆稳定性的控制。

1 车辆动力学建模

1.1 整车模型

为了实现广义预测控制算法,需要建立一个简化的车辆模型作为预测模型,图1表示的是拥有纵向、侧向、横摆以及4个车轮转动共7个自由度的四轮车辆模型。

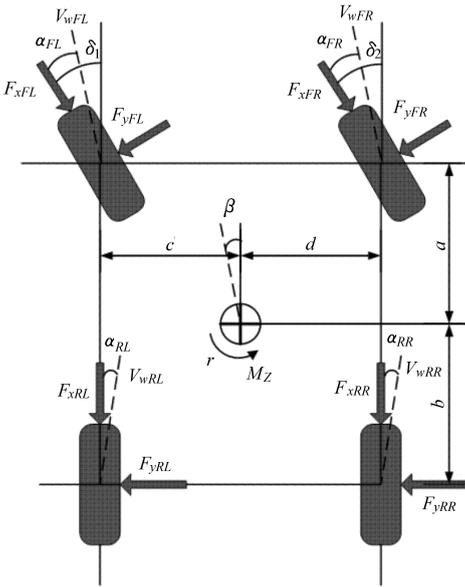


图1 简化的车辆动力学模型

Fig. 1 Simplified vehicle dynamical model

根据达朗贝尔原理,汽车转向时的横摆动力学表达式为

$$I_{ZZ} \dot{r} = a(F_{yFL} \cos \delta_1 - F_{xFL} \sin \delta_1 + F_{yFR} \cos \delta_2 - F_{xFR} \sin \delta_2) + b(F_{yRL} + F_{yRR}) + c(F_{yFL} \sin \delta_1 + F_{xFL} \cos \delta_1 + F_{xRL}) - d(F_{yFR} \sin \delta_2 + F_{xFR} \cos \delta_2 + F_{xRR}) + M_Z \quad (1)$$

式中 I_{ZZ} ——汽车横摆转动惯量

r ——汽车横摆角速度

M_Z ——控制施加的横摆力矩

F_{xij} 、 F_{yij} ——轮胎接地印记处的纵向力和侧向力

δ_1 、 δ_2 ——左、右侧的前轮转角

a 、 b 、 c 、 d ——汽车质心的位置

其中下角 $i = F$ 表示前轴, $i = R$ 表示后轴, $j = L$ 表示左侧车轮, $j = R$ 表示右侧车轮。

为对车辆模型进行简化,现做如下假设:左、右侧前轮转角相等;匀速行驶状态轮胎纵向力非常小。通过以上简化,式(1)可以表示为

$$I_{ZZ} \dot{r} = a(F_{yFL} + F_{yFR}) \cos \delta + b(F_{yRL} + F_{yRR}) + cF_{yFL} \sin \delta - dF_{yFR} \sin \delta + M_Z \quad (2)$$

如果忽略载荷的转移,则左、右侧的轮胎侧偏角可以认为相等。4个车轮的侧向力可以表示为

$$F_{yij} = c_{ij} \alpha_i \quad (3)$$

其中 $\alpha_{FL} = \alpha_{FR} = \alpha_F$ $\alpha_{RL} = \alpha_{RR} = \alpha_R$

式中 c_{ij} ——车轮的侧偏刚度

α_i ——车轮侧偏角

图2所示为目标车型的轮胎稳态侧偏试验数据, c_{FL} 、 c_{FR} 、 c_{RL} 、 c_{RR} 可以利用试验数据通过查表的方式获得,此处可以表达车辆动力学模型的非线性。

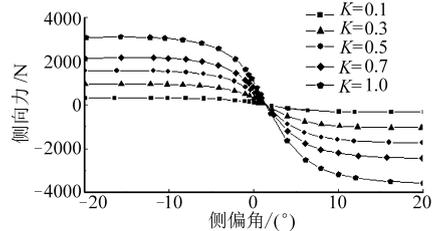


图2 不同附着系数K下的轮胎侧向力曲线

Fig. 2 Lateral tire forces with different coefficient values

已知车轮侧偏角、质心侧偏角和横摆角速度满足

$$\begin{cases} \alpha_F = \delta - \beta - \frac{r}{V_{cg}} a \\ \alpha_R = -\beta + \frac{r}{V_{cg}} b \end{cases} \quad (4)$$

式中 β ——汽车质心侧偏角

V_{cg} ——车速

假设 $c_{FL} = c_{FR} = c_F$, $c_{RL} = c_{RR} = c_R$,由式(2)~(4)可得

$$I_{ZZ} \dot{r} = [2ac_F \cos \delta + (c-d)c_F \sin \delta] \delta + \left\{ [2ac_F \cos \delta + (c-d)c_F \sin \delta] \frac{a}{V_{cg}} - \frac{2b^2 c_R}{V_{cg}} \right\} r - [2ac_F \cos \delta + (c-d)c_F \sin \delta + 2bc_R] \beta + M_Z \quad (5)$$

汽车质心侧偏特性方程可以表示为

$$m_{cg} V_{cg} (\dot{\beta} + r) = [(F_{xFL} + F_{xFR}) \sin \delta + (F_{yFL} + F_{yFR}) \cos \delta - (F_{yRL} + F_{yRR})] \cos \beta + [(F_{xFL} + F_{xFR}) \cos \delta + (F_{yFL} + F_{yFR}) \sin \delta + F_{xRL} + F_{xRR}] \sin \beta \quad (6)$$

式中 m_{cg} ——整车质量

结合前面假设,式(6)可以简化为

$$m_{cg} V_{cg} (\dot{\beta} + r) = 2c_F (\beta - \delta) \cos \delta + 2c_R \beta + 2c_F \frac{ar}{V_{cg}} \cos \delta - 2c_R \frac{br}{V_{cg}} \quad (7)$$

当前轮转角 $\delta = 0$ 时, r 和 β 的状态方程可以表

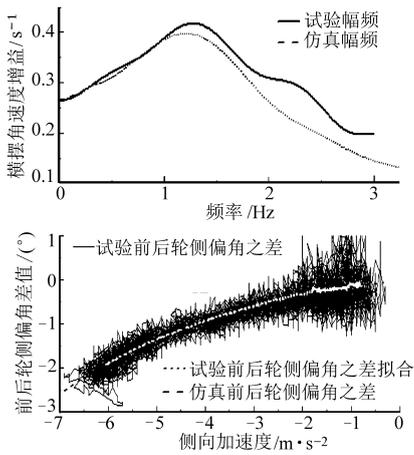


图4 模型验证结果

Fig. 4 Model validation

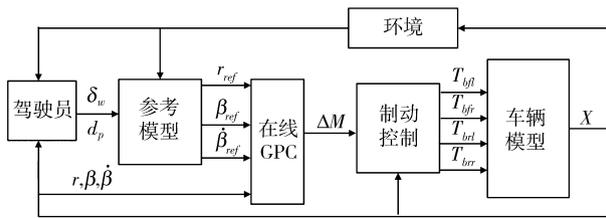


图5 广义预测控制策略框图

Fig. 5 Generalized predictive control scheme

量得到的方向盘转角和制动踏板开度以及估算的参考车速决策出理想的横摆角速度、质心侧偏角和质心侧偏角速度。广义预测控制的目标是使车辆的实际姿态与这些理想值的差值最小化,因此设计目标函数

$$J = \sum_{i=0}^{N_1} [r_{ref}(t+i) - r(t+i)]^2 + \sum_{i=0}^{N_2} [\beta_{ref}(t+i) - \beta(t+i)]^2 + \sum_{i=0}^{N_3} [\dot{\beta}_{ref}(t+i) - \dot{\beta}(t+i)]^2 \quad (12)$$

式中 N_1, N_2, N_3 ——预测宽度

$r_{ref}(t+i)$ —— $t+i$ 时刻横摆角速度的理想值

$\beta_{ref}(t+i)$ —— $t+i$ 时刻横摆质心侧偏角的理想值

$\dot{\beta}_{ref}(t+i)$ —— $t+i$ 时刻横摆质心侧偏角速度的理想值

$r(t+i)$ —— $t+i$ 时刻横摆角速度的实际值

$\beta(t+i)$ —— $t+i$ 时刻横摆质心侧偏角的实际值

$\dot{\beta}(t+i)$ —— $t+i$ 时刻横摆质心侧偏角速度的实际值

式(11)的传递函数可以表示为

$$(d_0 + d_1 z^{-1} + d_2 z^{-2})R(z) = (n_0 + n_1 z^{-1} + n_2 z^{-2})M_Z(z) \quad (13)$$

Diophantine 预测方程可得^[5]

$$E_j(z^{-1})(d_0 + d_1 z^{-1} + d_2 z^{-2})\Delta + z^{-j}F_j(n_0 + n_1 z^{-1} + n_2 z^{-2}) = 1 \quad (14)$$

其中 $E_j(z^{-1})$ 是 z^{-1} 的 $j-1$ 阶多项式。

式(14)两边同乘以 $r(t+j)$, 然后整理得

$$r(t+j) = F_j r(t) + E_j(n_0 + n_1 z^{-1} + n_2 z^{-2})\Delta M_Z(t+j-1) \quad (15)$$

作为广义预测控制的探索性研究,为了简化控制算法,本文只考虑横摆角速度的跟随,目标函数写成矩阵的形式

$$J = [\mathbf{R}_{Des} - \mathbf{R}]^T [\mathbf{R}_{Des} - \mathbf{R}] \quad (16)$$

其中 $\mathbf{R}_{Des} = [r_{Des}(t+1) \ r_{Des}(t+2) \ \cdots \ r_{Des}(t+N)]$

$\mathbf{R} = [r(t+1) \ r(t+2) \ \cdots \ r(t+N)]$

$r(t+1) = F_1 r(t) + G_1 \Delta M_Z(t)$

$r(t+2) = F_2 r(t) + G_2 \Delta M_Z(t+1)$

$r(t+N) = F_N r(t) + G_N \Delta M_Z(t+N-1)$

预测方程写成矩阵形式为

$$\mathbf{R} = \mathbf{G}\mathbf{U} + \mathbf{f} \quad (17)$$

$$\text{其中 } \mathbf{G} = \begin{bmatrix} g_0 & 0 & \cdots & 0 \\ g_1 & g_2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N-1} & g_{N-2} & \cdots & g_0 \end{bmatrix}$$

$\mathbf{U} = [\Delta M_Z(t) \ \Delta M_Z(t+1) \ \cdots \ \Delta M_Z(t+N-1)]^T$

$\mathbf{f} = [f(t+1) \ f(t+2) \ \cdots \ f(t+N)]^T$

$f(t+1) = (G_1(z^{-1}) - g_{10})\Delta M_Z(t) + F_1 r(t)$

$f(t+2) = z(G_2(z^{-1}) - z^{-1}g_{21} - g_{20})\Delta M_Z(t) + F_2 r(t)$

$$G_i(z^{-1}) = g_{i0} + \sum_{j=1} g_{ij} z^{-j}$$

目标函数可以写成

$$J = [\mathbf{R}_{Des} - \mathbf{f} - \mathbf{G}\mathbf{U}]^T [\mathbf{R}_{Des} - \mathbf{f} - \mathbf{G}\mathbf{U}] \quad (18)$$

目标函数简化为

$$J = [\mathbf{G}^T \mathbf{G}]^{-1} \mathbf{G}^T [\mathbf{R}_{Des} - \mathbf{f}] \quad (19)$$

式中 \mathbf{U} 是控制向量,把 \mathbf{U} 的第一个值作为当前的控制输出。因此当前横摆稳定性控制需要的附加横摆力矩为

$$\Delta M_Z(t) = \Delta M_Z(t-1) + \mathbf{g}^T [\mathbf{R}_{Des} - \mathbf{f}] \quad (20)$$

其中 \mathbf{g}^T 是 $[\mathbf{G}^T \mathbf{G}]^{-1} \mathbf{G}^T$ 的第一行数。

施加在汽车上的附加横摆力矩需要通过液压调节器改变车轮轮缸制动压力的方式来实现。控制不同的车轮产生汽车横摆力矩的效率是不同的,结合前期的理论分析和仿真结果,本文对最优车轮进行控制,汽车过度转向时在外前轮上施加制动力控制;不足转向时在内后轮上施加制动力控制^[6]。

3 仿真结果

利用在 Simulink/Carsim 环境中的虚拟试验对广义预测控制方法的控制效果进行了验证。选择的

工况是驾驶员闭环的紧急双移线, 结合 ISO 标准规定, 选择在附着系数为 0.3 的路面上进行, 初始车速为 110 km/h^[7-8]。

采样时间 $T = 0.01$ s; 预测宽度 $H_p = 8$; 控制宽度 $H_c = 3$; 速度阈值 $V_{TH} = 4$ km/h; 横摆角速度阈值 $\Delta r_{TH} = \pm 5$ ($^\circ$)/s。

从图 6 中看出, 施加广义预测控制 (GPC) 和线性二次调节器 (LQR) 控制的汽车都能顺利过桩, 但 GPC 控制的车辆更接近理想轨迹。施加 GPC 控制比 LQR 控制的汽车方向盘操纵幅度要小, 在保证顺利过桩的前提下能降低驾驶员负担。

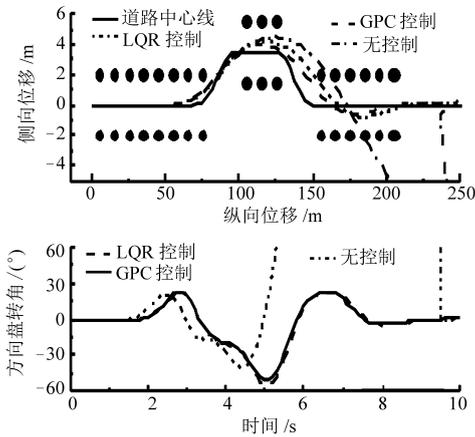


图 6 紧急双移线工况的汽车行驶轨迹和方向盘转角
Fig. 6 Vehicle driving track and steering wheel angle of emergency double lane change

从图 7 中看出, 施加 GPC 控制的汽车横摆角速度也能更好地跟随汽车的理想操纵特性。施加 GPC 控制的汽车质心侧偏角也比 LQR 控制时有一定幅度减小。

从图 8 中看出, 未施加控制汽车的横摆角速度-质心侧偏角相图很快就出现发散, 而 GPC 控制的车辆一直处于稳定区域, 很好地起到了稳定性控制的作用, 并且比 LQR 控制的汽车包络面积更小, 说明有一定程度的改善。

参 考 文 献

- Clarke D W, Mohtadi C, Tuffs P S. Generalized predictive control-part I: the basic algorithm [J]. Automatica, 1987, 23(2):137~148.
- Sehyun Chang, Tim J Gordon. Improvement of vehicle dynamics using model-based predictive control [C]. SAE Paper 2009-01-0427, 2009.
- Sohel Anwar. A predictive control algorithm for a yaw stability management system [C]. SAE Paper 2003-01-1284, 2003.
- 丁海涛, 郭孔辉, 李飞, 等. 基于加速度反馈的任意道路和车速跟随控制驾驶员模型 [J]. 机械工程学报, 2010, 46(10):116~120, 125.
Ding Haitao, Guo Konghui, Li Fei, et al. Arbitrary path and speed following driver model based on vehicle acceleration feedback [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(10):116~120, 125. (in Chinese)
- 葛宝明, 林飞, 李国国. 先进控制理论及其应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2007: 117~122.
- 郭孔辉, 丁海涛. 轮胎附着极限下差动制动对汽车横摆力矩的影响 [J]. 汽车工程, 2002, 24(2):101~104.
Guo Konghui, Ding Haitao. The effect of yaw moment through differential braking under tire adhesion limit [J]. Automotive Engineering, 2002, 24(2):101~104. (in Chinese)

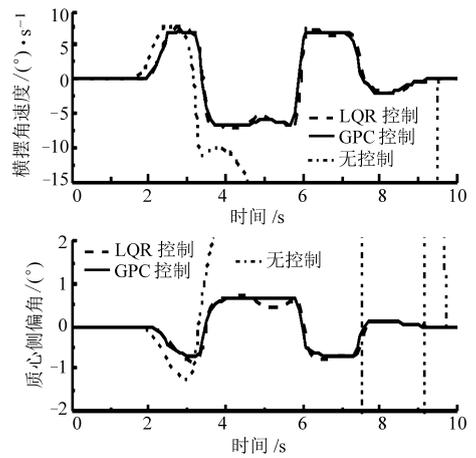


图 7 紧急双移线工况的汽车横摆角速度和质心侧偏角
Fig. 7 Vehicle yaw rate and slip angle of emergency double lane change

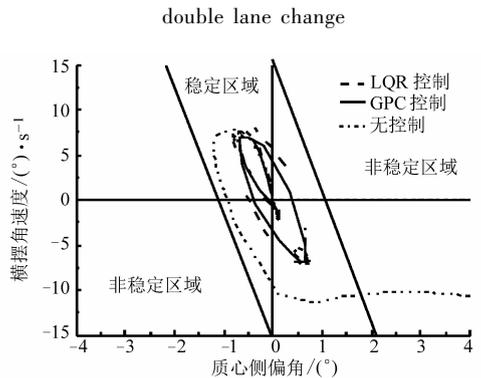


图 8 紧急双移线工况的汽车质心侧偏角与横摆角速度相图
Fig. 8 Phase diagram between slip angle and yaw rate of emergency double lane change

4 结 论

(1) 在进行汽车横摆稳定性控制时, 采用 GPC 的方法决策附加横摆力矩, 比 LQR 方法可以更好地跟踪期望轨迹和理想操纵特性, 具有良好的稳定性控制效果。

(2) 建立的七自由度非线性车辆模型作为预测模型可以实时有效地实现 GPC 算法。

1 300 r/min后,基本保持不变。

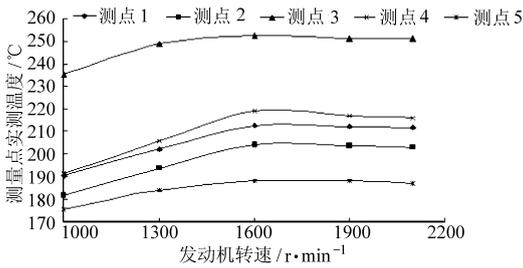


图7 燃烧室测点温度随发动机转速的变化曲线

Fig. 7 Effect of engine speed

图8为发动机不同转速下活塞径向和轴向的温差变化。试验用活塞是盆型燃烧室的组成部分,燃烧室底面是平整面,燃烧室底面厚度仅10 mm,活塞的内腔正对着喷油强制冷却油注,燃烧室底面热量易被润滑油带走,故在发动机不同转速下温差均较小,测点1与测点2在活塞径向方向上的距离为30.5 mm,温差在10℃之内,可见,强制冷却很好地改善了活塞燃烧室底面径向温度分布;活塞轴向温差比径向温差大得多。测点3和测点4在活塞轴向方向上的距离仅14 mm,但温差达到32℃,说明活塞顶面温度的热量不能及时被带走,存在烧顶的危险。

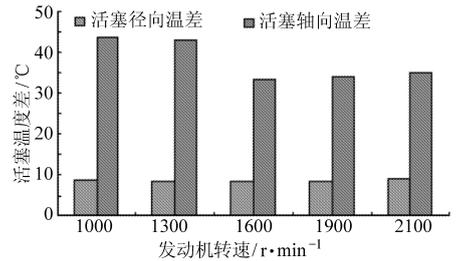


图8 活塞径向、轴向温差

Fig. 8 Temperature difference at axial and radial directions

4 结论

(1) 在整个试验过程中,存储式活塞温度测量方法性能稳定可靠,黑匣子隔温措施有效地保护了电子元器件在高温下的性能。

(2) EQD180N-20型发动机活塞在最大扭矩工况下,活塞的整体温度合理,最高温度是活塞顶面倒角处的264℃。第一环槽的温度比较高,在1 500 r/min、2 100 r/min都到达了210℃以上,几乎达到普通润滑油的结焦温度。

(3) EQD180N-20型发动机活塞径向温度梯度小,燃烧室侧壁在轴向方向温度梯度大,其热负荷严重。

参 考 文 献

- 1 Woschn G. A universally application equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine [C]. SAE Paper 670931, 1967.
- 2 Naoya Kato, Michiyasu Moritsugu, Takashi Shimura, et al. Piston temperature measuring technology using electro magnetic induction [C]. SAE Paper 2001-01-2027, 2001.
- 3 陆瑞松. 内燃机的传热与热负荷 [M]. 北京: 人民交通出版社, 1988.
- 4 Kazama Toshiharu, Sasaki Hayato, Narita Yukihiro. Simultaneous temperature measurements of bearing and seal parts of a swash plate type axial piston pump-effects of piston clearance and fluid property [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2010, 24(1): 203 ~ 206.
- 5 Mizuno Hideaki, Ashida Koichi, Teraji Atsushi, et al. Transient analysis of the piston temperature with consideration of in-cylinder phenomena using engine measurement and heat transfer simulation coupled with three-dimensional combustion simulation [J]. SAE International Journal of Engines, 2009, 2(1): 83 ~ 90.
- 6 陆晓军. 发动机活塞温度的非接触互感式测量方法 [J]. 农业机械学报, 1998, 29(1): 125 ~ 129.
Lu Xiaojun. A study of non-contact mutual-inductive measurement of the temperature field in engine piston [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1998, 29(1): 125 ~ 129. (in Chinese)
- 7 吴慧斌, 马小峰, 程尔昌, 等. 6110/125Z 柴油机活塞温度场测量及降温措施 [J]. 内燃机工程, 2002, 23(5): 59 ~ 61.
Wu Huibin, Ma Xiaofeng, Cheng Erchang, et al. The piston temperature field measurement and how to reduce the temperature in a 6110/125Z model diesel engine [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2002, 23(5): 59 ~ 61. (in Chinese)

(上接第5页)

- 7 宗长富, 陈国迎, 梁赫奇, 等. 基于模型预测控制的汽车底盘协调控制策略 [J]. 农业机械学报, 2011, 42(2): 1 ~ 7.
Zong Changfu, Chen Guoying, Liang Heqi, et al. Vehicle chassis coordination control strategy based on model predictive control [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(2): 1 ~ 7. (in Chinese)
- 8 丁海涛, 郭孔辉, 陈虹. 汽车稳定性控制中横摆力矩决策的LQR方法 [J]. 吉林大学学报: 工学版, 2010, 40(3): 597 ~ 601.
Ding Haitao, Guo Konghui, Chen Hong. LQR method for vehicle yaw moment decision in vehicle stability control [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2010, 40(3): 597 ~ 601. (in Chinese)