

文章编号:1000-582X(2010)08-080-05

电动助力转向系统控制策略的仿真分析

徐中明^{a,b}, 胡康博^b, 余 烽^b, 张志飞^b

(重庆大学 a. 机械传动国家重点实验室; b. 机械工程学院, 重庆 400044)

摘要:建立了电动助力转向系统的数学模型,根据路感强度的表达式,运用伯德图进行了频域分析,并制定了比例微分助力的控制策略。结合考虑车身侧倾的三自由度汽车模型和轮胎模型,建立了用于分析电动助力转向特性的仿真模型,针对转向轻便性、高速回正性和合适路感的多重目标,进行了方向盘正弦输入和方向盘撒手仿真试验,总结出了控制器参数在不同车速和转向盘输入转矩下的变化规律。

关键词:电动助力转向;建模;控制策略;仿真

中图分类号: U463.4

文献标志码: A

Simulation analysis of control strategy for electric power steering system

XU Zhong-ming^{a,b}, HU Kang-bo^b, YU Feng^b, ZHANG Zhi-fei^b

(a. State Key Laboratory of Mechanical Transmissions;

b. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: The mathematical model of the electric power steering (EPS) system is developed, and control strategy is designed by the way of frequency analysis using Bode diagram, on a basis of steering feel expression. A complete model with four-tire and three-freedom vehicle models is built. In order to meet optimal goals, including steering agility, return-ability and steering effort requirements of drivers, the rule of controller parameter values under the condition of different speeds and steering torques is concluded through numerous simulation tests.

Key words: electric power steering; modeling; control strategy; simulation

电动助力转向系统(Electric Power Steering, 简称EPS)以其节能、环保、主动安全性和操纵稳定性的优势,将更多地出现在中高级轿车、跑车和SUV上,而不再局限于微型轿车和经济性轿车;EPS的助力型式也从低速范围助力型向全速范围助力型发展,并且其控制形式与功能也进一步加强^[1]。

目前对EPS控制策略的研究主要集中在结合PID的回正补偿控制^[2-4]、基于人工智能的PID控制^[5-6]、以及模糊控制^[7]、H_∞^[8-9]等单一的智能控制方法等,然而对控制参数的取值规律研究不足,主要依赖智能控制中既定的控制规则,对EPS控制不一

定有良好的适用性;仿真试验中建立的模型以线性二自由度和简单的线性轮胎模型为主,较少考虑非线性;助力形式以低速时的轻便性和回正、补偿控制为主,对高速时驾驶员的路感考虑不足。在EPS全速助力的趋势下,需要考虑更全面的控制策略。

笔者根据汽车转向时的动力学特性以及电动助力转向的性能要求建立了完整的非线性汽车转向仿真模型,在传统的助力控制的基础上设计了一种新的EPS控制策略,进行全速范围的助力控制和回正控制;并根据前人对驾驶员转向路感偏好性的分析,

收稿日期:2010-02-14

基金项目:重庆市科委科技计划项目重点自然科学基金项目资助(CSTC,2006BA6017)

作者简介:徐中明(1963-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事车辆动力学及控制研究,(E-mail)xuzm@cqu.edu.cn。

对车速感应型的助力特性曲线进行了修正。

1 EPS 系统和控制策略

1.1 EPS 数学模型的建立

图 1 为电动助力转向系统的结构示意图,主要包括转向盘、转向柱、齿轮齿条转向器、助力电动机、减速机构以及控制器等。根据牛顿力学定律,建立 EPS 的系统动力学方程式。

转向盘及上转向柱

$$J_c \ddot{\theta}_c + B_c \dot{\theta}_c + K_{sen}(\theta_c - \theta_e) = T_d \quad (1)$$

下转向柱及到转向器小齿轮的输出轴

$$J_{cl} \ddot{\theta}_e + B_{cl} \dot{\theta}_e = T_{sen} + K_m i_m (\theta_m - \theta_e i_m) - T_w \quad (2)$$

齿条

$$m_r \ddot{x}_r + b_r \dot{x}_r + K_r x_r = T_w / r_p - F_r \quad (3)$$

电动机

$$J_m \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + K_m (\theta_m - \theta_e i_m) = T_m \quad (4)$$

式中, T_d 为转向盘上施加的转矩; θ_c , θ_e , θ_p , θ_m

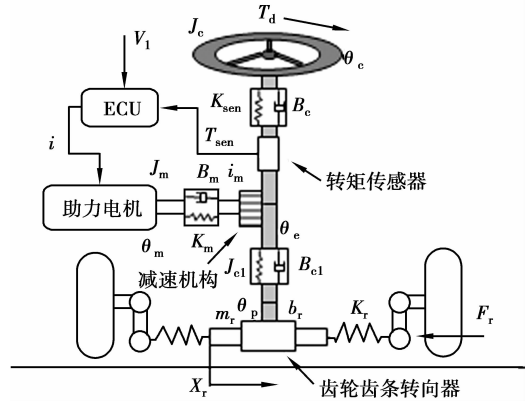


图 1 电动助力转向系统结构示意图

分别为转向盘、输出轴、小齿轮和电动机的转角,其中:假定联接输出轴和转向器小齿轮的为双等速转向节,则 $\theta_e = \theta_p$; T_{sen} 为检测转矩; x_r 为齿条位移, $x_r = \theta_p \times r_p$; T_w 为作用在输出轴上的反作用力矩; F_r 为由回正力矩导致的作用在齿条上的外力; T_m 为电动机电磁转矩; i 为电枢电流。仿真参数见表 1。

表 1 EPS 模型仿真参数

转向盘的等效转动惯量	转向盘的等效阻尼系数	扭杆的扭转刚度系数	下转向柱的转动惯量	下转向柱的阻尼系数	电机和减速机构的刚性系数	减速机构的减速比	齿条的质量	齿条的阻尼系数	小齿轮的半径	电动机惯性矩	电动机粘性阻尼系数	电动机的电磁转矩系数
$J_c / (N \cdot m \cdot rad^{-1} \cdot s^2)$	$B_c / (N \cdot m \cdot rad^{-1} \cdot s)$	$K_{sen} / (N \cdot m \cdot rad^{-1})$	$J_{cl} / (N \cdot m \cdot rad^{-1} \cdot s^2)$	$B_{cl} / (N \cdot m \cdot rad^{-1} \cdot s)$	$K_m / (N \cdot m \cdot rad^{-1})$	i_m	m_r / kg	$b_r / (N \cdot m^{-1} \cdot s)$	r_p / m	$J_m / (N \cdot m \cdot rad^{-1} \cdot s^2)$	$B_m / (N \cdot m \cdot rad^{-1} \cdot s)$	$K_T / (N \cdot m \cdot A^{-1})$
0.001 2	0.261	123	0.001 6	0.020 7	125	7.25	5	312	0.007 8	0.000 47	0.033	0.10

K_r 为齿条及轮胎在转向时受到的路面摩擦阻力矩而作用在齿条上的等效弹簧刚性系数,根据经验公式得到在原地转向时取值为 $K_0 = 33\ 025.5\ N/m$,但随路面摩擦系数的减小而减小^[9]。由于车速的增加会导致路面摩擦系数的减小,那么各车速下的 K_r 与 K_0 相比,取值如图 2 所示。

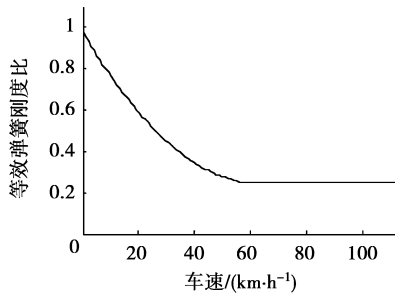


图 2 等效弹簧刚性系数的变化曲线

1.2 控制策略的表达式

由 $T_m = K_T \times i$ 可知,助力大小可以通过控制电动机电枢电流来实现。基本的控制策略是车速感应

型比例助力控制,即令 $i = K_p T_{sen}$,根据转向盘转矩来决定助力电流大小,并随车速增加而减少 K_p ,形成助力曲线图。为了获得更好的转向感觉,设计了新的比例双微分助力控制策略

$$i = K_p T_{sen} + K_{d1} \dot{T}_{sen} + K_{d2} \dot{\theta}_m \quad (5)$$

K_p, K_{d1}, K_{d2} 分别为传感器检测转矩、转矩变化率以及电动机转速的增益系数。

1.3 路感强度

下面从路感的角度来验证控制策略的有效性。路感是指转向过程中驾驶员手上的力与汽车运动状态(包括车轮和路面的附着状态)之间的对应关系。路感强度可表示为^[10]

$$G_h = T_d / F_r$$

假定转向盘不动,以齿条受到的地面冲击为输入,并以固定转向盘所需的力矩作为输出。以此分析在转向轮受到路面冲击时系统的动态特性。

设 $\theta_c = 0, T_d = T_{sen} = -K_{sen} x_r / r_p$,由式(2)-(5)得

$$\frac{T_d(s)}{F_r} = \frac{K_{sen} r_p (J_m s^2 + B_m s - K_T K_{d2} s + K_m)}{Den_4 s^4 + Den_3 s^3 + Den_2 s^2 + Den_1 s + Den_0}$$

其中, $Den_4 = M_r J_m r_p^2$;

$$Den_3 = B_r J_m r_p^2 + M_r (B_m - K_T K_{d2}) r_p^2$$

$$Den_2 = M_r K_m r_p^2 + B_r (B_m - K_T K_{d2}) r_p^2 + K_{r1} J_m r_p^2$$

$$Den_1 = [K_m B_r + K_{r1} (B_m - K_T K_{d2})] r_p^2 + K_m i_m K_T K_{sen} K_{d1}$$

$$Den_0 = K_{r1} K_m r_p^2 - K_m^2 i_m^2 + K_m i_m K_{sen} K_T K_p$$

$$K_{r1} = K_r + (K_{sen} + K_m i_m^2) / r_p^2$$

$$M_r = m_r + J_{cl} / r_p^2, B_r = b_r + B_{cl} / r_p^2$$

利用伯德图进行频域分析,可知 K_{d1} 能够改善被 K_p 恶化了的高频响应, K_{d2} 调节系统阻尼并在低频内保持系统的幅值稳定。图 3 所示为无助力、 K_p 助力和比例微分助力 (K_{d1} 、 K_{d2} 已优化) 下的 $G_n(s)$ 的伯德图比较。

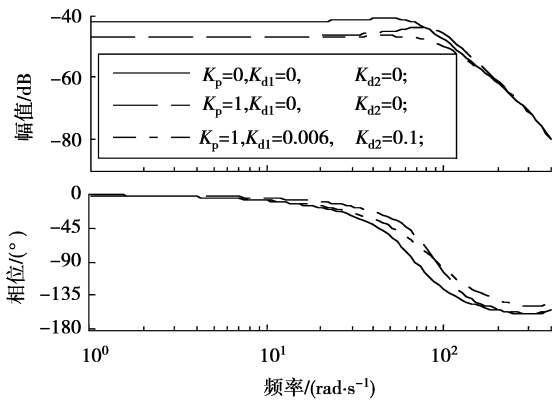


图 3 不同控制方式下的伯德图

2 仿真模型的建立

2.1 整车模型

考虑悬架、轮胎和车身的非线性,建立图 4 所示的侧向、横摆和侧倾的三自由度汽车转向模型。并假设:汽车前进速度不变,不考虑四轮转动和地面切向力对轮胎侧偏特性的影响;没有空气动力的作用;忽略转向梯形的作用,左右前轮转角相等。

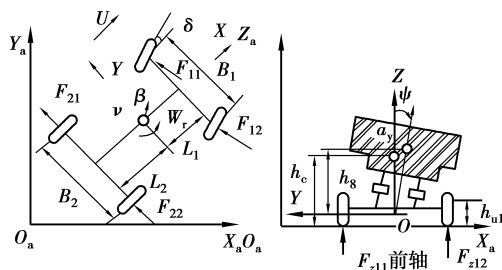


图 4 三自由度汽车模型示意图

以前轮转角和四轮的侧偏力为输入,以横摆角速度、侧向加速度等为输出。建立以下方程式:

Y 向力平衡

$$mU(\omega_r + \dot{\beta}) - m_s h_s \ddot{\varphi} = F_{11} \cos \delta + F_{12} \cos \delta + F_{21} + F_{22}$$

Z 向力矩平衡

$$I_z \dot{\omega}_r + I_{xz} \ddot{\varphi} = F_{12} \cos \delta \cdot L_1 - F_{12} \sin \delta \cdot B_1 / 2 + F_{11} \cos \delta \cdot L_1 + F_{11} \sin \delta \cdot B_1 / 2 - (F_{21} + F_{22}) L_2$$

X 向力矩平衡

$$I_x \ddot{\varphi} + I_{xz} \dot{\omega}_r - m_s h_s U(\omega_r + \dot{\beta}) = -(D_f + D_r) \dot{\varphi} - (C_{\varphi 1} + C_{\varphi 2} - m_s g h_s) \varphi$$

侧偏角 α_{ij} ($i, j=1, 2$) 表达式

$$\alpha_{11} = \alpha_{12} = \arctan(\beta + L_1 \omega_r / U) - \delta - E_{\varphi}$$

$$\alpha_{21} = \alpha_{22} = \arctan(\beta - L_2 \omega_r / U) - E_{r\varphi}$$

四轮垂直载荷表达式: $F_{z_{ij}}' = F_{z_{ij}} + \Delta F_{z_{ij}}$

其中,轮胎动态载荷变化量 $\Delta F_{z_{ij}}$

$$\Delta F_{z_{11}} B_1 = m_s a_y h_c L_2 / L_0 + C_{\varphi 1} \varphi +$$

$$m_{u1} h_{u1} U_2 / R,$$

$$\Delta F_{z_{21}} B_2 = m_s a_y h_c L_1 / L_0 + C_{\varphi 2} \varphi +$$

$$m_{u2} h_{u2} U_2 / R,$$

$$\Delta F_{z_{12}} = -\Delta F_{z_{11}}, \Delta F_{z_{22}} = -\Delta F_{z_{21}}, R =$$

$$U / \omega_r$$

轮胎静态垂向载荷 $F_{z_{ij}}$ ($i, j=1, 2$)

$$F_{z_{11}} = F_{z_{12}} = 0.5 m g L_2 / L_0, F_{z_{21}} = F_{z_{22}} = 0.5 m g L_1 / L_0$$

侧向加速度 a_y : $a_y = (U(\omega_r + \dot{\beta}) - h_s \ddot{\varphi})$

其中, ω_r 为横摆角速度, β 为质心侧偏角, φ 为车身侧倾角, δ 为前轮转角, R 为转弯半径, F_{ij} 为四轮侧偏力,是侧偏角和轮胎垂向载荷的函数。部分整车模型参数在图 4 中表达,其余参数为: m 为整车质量; m_s 为悬挂质量; m_{u1}/m_{u1} 为前、后轴非悬挂质量; I_z 为整车对 Z 轴的转动惯量; I_x 为整车对 X 轴的转动惯量; I_{xz} 为悬挂质量对 XZ 轴惯性积; D_f/D_r 为前、后悬架侧倾阻尼系数; $C_{\varphi 1}/C_{\varphi 2}$ 为前、后悬架侧倾刚度; E_f/E_r 为前、后悬架侧倾转向系数。

2.2 Fiala-桥石轮胎模型

Fiala-桥石轮胎模型根据轮胎印迹长度、附着系数、垂向载荷、 $\alpha_{ij}=0$ 时轮胎侧偏刚度来得到侧向力和回正力矩对侧偏角的函数^[11]。采用该轮胎模型的原因是:第一,由于侧倾角和侧向加速度的存在而会使左、右车轮的垂向载荷发生改变,从而导致轮胎的侧偏刚度发生变化;第二,大范围转向时,侧偏力和回正力矩不再与侧偏角成线性变化。

2.3 仿真模型

EPS 模型以 T_d 、 F_r 为输入,后者可以由轮胎模型得到的回正力矩经过参数转换得到;以 θ_c 、 x_r 为输出, x_r 又可以转换为 δ 。因此将 EPS 模型、整车模型和轮胎模型结合起来,可以建立以转向盘转矩为输入,转向盘转角、横摆角速度、侧向加速度等变量为

输出的仿真模型,如图 5 所示。

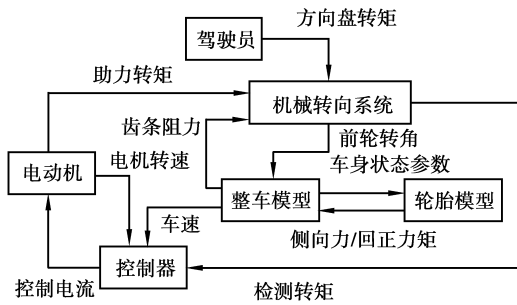


图 5 仿真模型示意图

3 控制器参数取值规律

由于 EPS 对汽车原地转向和高速行驶时转向盘中间位置区域的操纵稳定性有很大影响^[12];因此,可以从 EPS 的轻便性、回正性和路感 3 个方面进行控制器参数的设计。

根据以上建立的完整的汽车转向仿真模型,可以先根据转向轻便性和路感的要求确定不同车速下 K_p 的值,建立助力特性图;再从转向系统阻尼和回正性的要求来考虑 K_{d1} 和 K_{d2} 的取值。

3.1 K_p 的取值

K_p 的取值实际上和助力曲线图的车速感应系数的取值类似^[13],低速时主要考虑转向轻便性,高速时考虑路感的要求,并加入死区控制和饱和控制。根据不同车速和转向盘转角,可以确定所要求的转向盘转矩,再根据回正力矩和摩擦阻力矩,得到所需的电机助力转矩,从而初定该车速下助力系数。然后利用仿真试验进行修正。

试验方法:在一定车速下,转向盘正弦输入使得侧向加速度幅值达到 0.3 g,测得此时转向盘转矩,即:该车速下的操舵力,由此得出 0.3 g 时操舵力随车速改变的变化曲线^[14-15]。

然后根据文献[14]中所推荐的路感偏好型函数,即:对于中级 sedan 型轿车而言,车速在 10~113 km/h 时,转向盘转矩幅值取 2~4 N·m。改变 K_p 值使得该车速下的操舵力与路感偏好型函数推荐的值一致,从而实现对特征车速尤其是中高车速下的 K_p 值的修正。图 6 为修正后的助力曲线图。图 7 为最终的仿真结果与路感偏好型函数的比较。

在除以上特征车速外的其余车速下所得到的助力电流通过 Lookup Table(2-D)模块自带的插值-外推法(Interpolation-Extrapolation)获得。

3.2 K_{d1} 与 K_{d2} 的取值规律

K_{d1} 的作用是调节系统响应速度、降低电机惯量的影响,而 K_{d2} 调节系统阻尼、提高回正性能。根据正弦输入下的转向盘转矩和转角关系曲线来选择

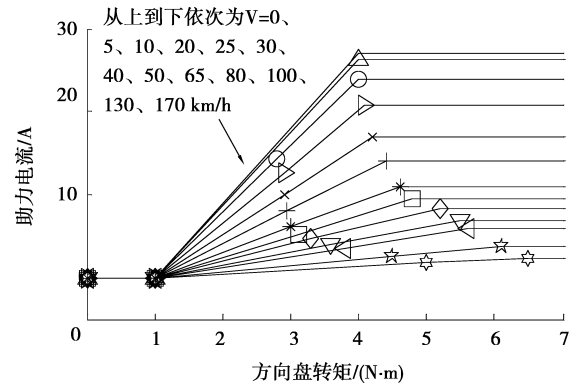


图 6 助力曲线(K_p 增益)示意图

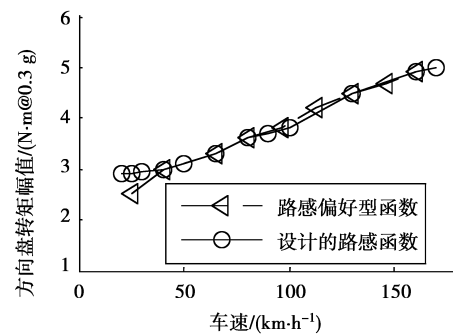


图 7 路感偏好型函数比较

K_{d1} 的取值,使其变化曲线与传统的液压助力系统的曲线相符。从回正性的角度来考虑 K_{d2} 的取值,在不同车速下做方向盘的撒手试验,以得到理想的转向盘转角和横摆角速度的响应曲线。

在仿真试验中,得到控制器中 K_{d1} 取正,当 T_{sen} 的变化率大于一定值时,与 T_{sen} 的变化率成正比,且车速越大, K_{d1} 越大。在回正过程中, K_{d2} 取负,相当于产生一个与电动机转速成正比的阻力矩,使其对转向盘产生回正阻尼,从而获得平稳的回正特性;而且应随车速增加而增大,这是因为车速增加后超调和振荡也越来越厉害,需要更大的控制量。

图 8 表示在 80 km/h 时做方向盘撒手试验,得到的方向盘转角和横摆角速度的响应曲线。

与传统的比例助力相比,加入 K_{d1} 与 K_{d2} 后的比例微分助力控制策略使方向盘平滑地回到中位,转角最大超调量从 39.5% 降低到 3.8%,调整时间从 2.1 s 缩短到 0.4 s,消除了方向盘振荡,回正性能提高;同时横摆角速度也得到了较好控制,降低了驾驶员在车辆横摆时的恐慌心理,增强了高速行驶稳定性。

4 结 论

- 1) 根据汽车转向特性,建立了完整的非线性汽车仿真模型,仿真结果表明了其可行性和准确性。
- 2) 根据比例系数 K_p 的取值建立了直线型助力特性曲线,并可以根据驾驶员对路感的要求对其进

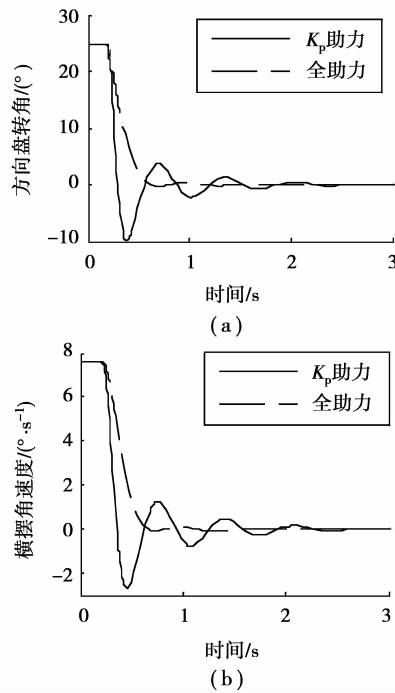


图8 方向盘回正的响应曲线

行修正。该方法参照了侧向加速度为 0.3 g 时的偏好手力,其余各个侧向加速度时的驾驶员偏好手力还需要根据更多的试验数据来支持。

3)考虑到不同驾驶员对转向系统的主观要求以及尚未确定统一的 EPS 性能评价标准,难以确定部分控制器参数取值,这有待进一步分析和解决。

参考文献:

- [1] 林逸,施国标. 汽车电动助力转向技术的发展现状与趋势[J]. 公路交通科技, 2001, 18(3): 79-82,87.
LIN-YI, SHI GUO-BIAO. Development status and tendency of Electric power steering [J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2001, 18(3): 79-82,87.
- [2] 申荣卫,林逸,台晓虹,等. 电动助力转向系统建模与补偿控制策略[J]. 农业机械学报, 2007, 38(7): 5-9.
SHEN RONG-WEI, LIN YI, TAI XIAO-HONG, et al. Research on modeling and compensation control strategy of electric power system [J]. Journal of agricultural machine, 2007, 38(7): 5-9.
- [3] 徐建平,何仁,苗立冬,等. 电动助力转向系统回正控制算法研究[J]. 汽车工程, 2004, 26(5): 557-559,541.
XU JIAN-PING, HE REN, MIAO LI-DONG, et al. A study on returnability control algorithm for electric power steering system [J]. Automotive Engineering, 2004, 26(5): 557-559,541.
- [4] SONG J, BOO K, KIM H S, et al. Model development and control methodology of a new electric power steering system [J]. Journal of Automobile Engineering, 2004, 218(9): 967-975.
- [5] XIONG J Q, TANG X Q, CHEN J H. A fuzzy control in electric power steering system[C]// Proceedings of the 7th International Conference on Intelligent Systems Design and Applications, Oct. 20-24, 2007, Rio de Janeiro, Brazil. [s. l.], 2007: 240-245.
- [6] ZANG H Q, LIU M. Fuzzy neural network PID control for electric power steering system [C]// International Conference on Automation and Logistics, August 18-21, 2007, Jinan, China. [s. l.]: IEEE, 2007: 643-648.
- [7] 陈卫平,陈无畏,郁明. 汽车电动助力转向系统的模糊自调整控制研究[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版, 2005, 28(5): 497-500.
CHEN WEI-PING, CHEN WU-WEI, YU MING. Study on fuzzy control of vehicle electric power steering system[J]. Journal of Hefei University of Technology: Natural Science Edition, 2005, 28(5): 497-500.
- [8] MORADKHANI M, HAIRI-YAZDI M R, SALAMSI F R, et al. H_∞ Loop-Shaping control of an electric power steering system [C]//IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Sept 4-7, 2007, Zurich, Switzerland. [s. l.]: IEEE, 2007: 1-6.
- [9] TIAN D Q, YIN G F, XIE G. Model and H_∞ robust control design for electric-power steering system [C]// Proceedings of 2004 International Conference on Intelligent Mechatronics and Automation, August 26-31, 2004, Chengdu, China. [s. l.]: IEEE, 2004: 779-783.
- [10] CHEN J S. Control of electric power steering systems [C]. SAE Paper 981116.
- [11] 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春: 吉林科学技术出版社, 1991.
- [12] 林逸,施国标,邹常丰,等. 电动助力转向系统转向性能的客观评价[J]. 农业机械学报, 2003, 34(4): 4-7.
LIN YI, SHI GUO-BIAO, ZOU CHANG-FENG, et al. Study on object evaluation of steering performance of electric power steering[J]. Journal of Agricultural Machinery, 2003, 34(4): 4-7.
- [13] Ji-Hoon Kim, Jae-Bok Song. Control logic for an electric power steering system using assist motor[J]. Mechatronics, 2002, 12: 447-459.
- [14] BERTOLLINI G P, HOGON R M. Applying driving simulation to quantify steering effort preference as a function of vehicle speed[C]// International Congress and Exposition, March 1-4, 1999, Detroit, MI, USA. [s. l.]: SAE, 1999: 1999-01-0394.
- [15] 宗长富,麦莉,王德平,等. 基于驾驶模拟器的驾驶员所偏好的转向盘力矩特性研究[J]. 中国机械工程, 2007, 18(8): 1001-1005.
ZONG CHANG-FU, MAI LI, WANG DE-PING, et al. Study on steering effort preference of drivers based on driving simulator [J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(8): 1001-1005.

(编辑 张小强)