

汽车转向系统仿真和智能控制策略的研究

李 琤^{1,2,3} 洪 诚^{1,2,3} 郭 顺^{1,3} 蔡志军^{1,2}

(1. 安徽机电职业技术学院 汽车与轨道学院, 芜湖 241002)

(2. 安徽机电职业技术学院 智能汽车技术协同创新中心, 芜湖 241002)

(3. 芜湖市智能网联汽车线控底盘工程技术研发中心, 芜湖 241002)

摘要:【目的】针对汽车电动助力转向系统在不同工况下的操纵性能问题,以某款国产车型为研究对象,旨在优化其助力特性与控制策略,提升转向轻便性与路感。【方法】首先,通过CARSIM软件与Matlab/Simulink软件建立联合仿真平台,构建了精确的转向系统动力学模型,并选取直线型助力特性曲线,为后续控制策略研究提供基础;其次,分析了不同车速下的转向阻力矩与理想转向盘转矩,确定了助力增益系数随车速的变化规律;然后,设计了基于桥式电路脉宽调制的比例积分微分(Proportional Integral Derivative, PID)电流控制策略,以提升电流响应速度和控制精度;最后,通过实车的转向轻便性试验和中间位置转向试验,对控制策略的有效性进行验证。【结果】仿真与试验结果表明,采用所提控制策略的车型,在低速转向时,转向盘最大作用转矩为 $5.83 \text{ N}\cdot\text{m}$,与采用传统PID控制的竞品车型($5.60 \text{ N}\cdot\text{m}$)相当,保持了良好的转向轻便性;在高速中间位置转向试验中,侧向加速度为0时的转向盘转矩梯度提升了25.5%(达到 $17.32 \text{ N}\cdot\text{m/g}$),侧向加速度为 $0.1g$ ($g=9.8 \text{ m/s}^2$)时的转向盘转矩梯度提升了37.47%(达到 $15.30 \text{ N}\cdot\text{m/g}$),显著改善了高速行驶时的路感。

关键词: 控制策略; 电动助力转向系统; 助力特性; 转向性能

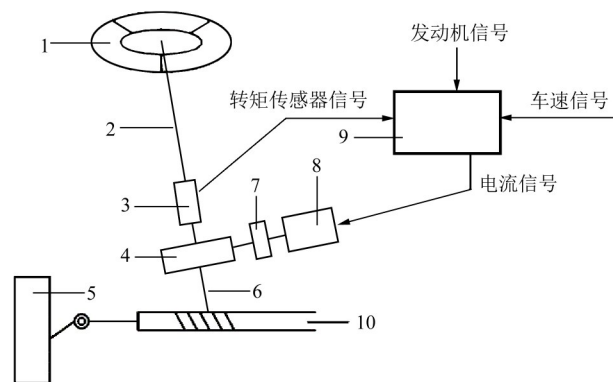
中图分类号: U467.4+92 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2026.04.012

0 引言

转向系统是汽车底盘的关键组成部分,其性能直接影响车辆的操纵稳定性与行驶安全性。随着汽车技术的发展,转向系统经历了机械式、液压助力式、电控液压助力式和电动助力式4个阶段^[1]。机械式转向系统因无助力而操纵沉重,已逐步淘汰;液压助力式存在高速发飘、路感不足等问题;电控液压助力式虽改善了控制性能,但系统持续工作导致能耗较高^[2]。电动助力转向(Electric Power Steering, EPS)系统不仅可降低3%~5%的油耗,还能在低速时提供“轻”助力、高速时提供“重”助力,提高行驶安全性。因此成为当前应用最广泛的转向系统形式。未来转向系统的发展趋势是线控驱动,实现完全无机械连接。EPS系统通过传感器检测驾驶员施加的转向盘力矩,控制器根据预设助力特性计算目标助力电流,驱动电动机输出相应转矩,经减速机构传递至齿轮齿条,实现助力转向,结构如图1所示。

在电动助力转向系统的研究与开发过程中,仿真软件可缩短开发周期、优化设计方案。宋修勇等^[3]利用CARSIM软件建立了整车模型,验证了动力系统在全力加速和爬坡工况下的性能。汪选要等^[4]基于CARSIM/

Simulink软件,设计了车辆转向角补偿模糊控制器。阎春利等^[5]针对线控转向系统的可变角传动比,提出了模糊控制策略。上述研究为EPS控制策略优化提供了有益参考,但针对特定车型的助力特性匹配与电流控制策略仍有待深入研究。



1. 转向盘; 2. 上转向柱; 3. 转矩传感器; 4. 减速机构; 5. 转向轮; 6. 下转向柱; 7. 电磁离合器; 8. 助力电动机; 9. 控制器; 10. 齿轮齿条转向器。

图1 电动助力转向系统结构

Fig. 1 Structure of electric power steering system

本文以某款国产SUV轿车的转向系统为研究对象,利用CARSIM/Simulink联合仿真建立整车运动学模型,研究其助力特性与控制策略,优化整车匹配方

收稿日期: 2024-09-30 修回日期: 2025-01-26

基金项目: 2024年度安徽省高校自然科学重点项目(2024AH050206); 2025年高校中青年骨干教师专业带头人培养行动项目(DTR2025107)

作者简介: 李琤,女,1986年生,安徽芜湖人,硕士,副教授; 主要研究方向为汽车底盘振动多体动力学; E-mail:0125000289@ahcme.edu.cn。

引用格式: 李琤,洪诚,郭顺,等. 汽车转向系统仿真和智能控制策略的研究[J]. 机械强度, 2026, 48(4): 103-111.

LI Cheng, HONG Cheng, GUO Shun, et al. Research on simulation and intelligent control strategy of a automobile's steering system[J].

Journal of Mechanical Strength, 2026, 48(4): 103-111.



免费获取

法,并与采用传统比例积分微分(Proportional Integral Derivative, PID)控制的竞品车型进行对比分析,验证所提设计的合理性与有效性。综合考虑轴荷分配、改造成本及装配便利性等因素,选用转向柱助力式方案,如图2所示。选用CL-YD-301型转矩传感器,用于对受力以及转矩进行检测,精度达到3/10 000^[6],如图3所示。

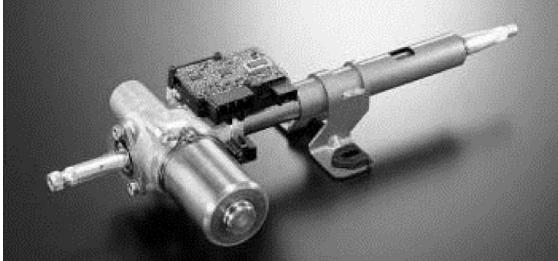


图2 转向柱助力式电动助力转向系统

Fig. 2 Steering column-assisted electric power steering system

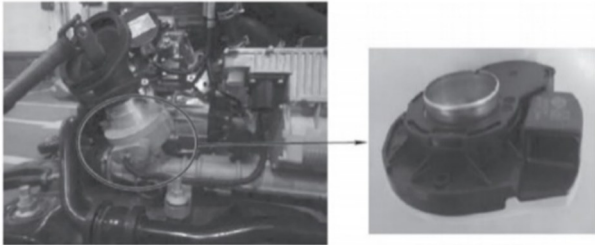


图3 转向系统转矩传感器

Fig. 3 Torque sensor of the steering system

1 EPS动力学仿真模型建立

1.1 EPS动力学模型

为兼顾模型精度与计算效率^[7],本文针对转向柱助力式的SUV轿车的转向系统进行建模,系统部件主要包括转向盘、上转向柱、下转向柱、助力电动机和齿轮齿条转向器^[8]。分析时可将转向盘与转向轴输入轴视作一个等效的刚体元件。驾驶员在操作过程中,对转向盘施加转矩后,可以视作对转向轴施加了相同性质的转矩。以转向盘和转向轴作为具体的研究对象,构建对应的数学模型,其详细的动力学模型如图4所示。

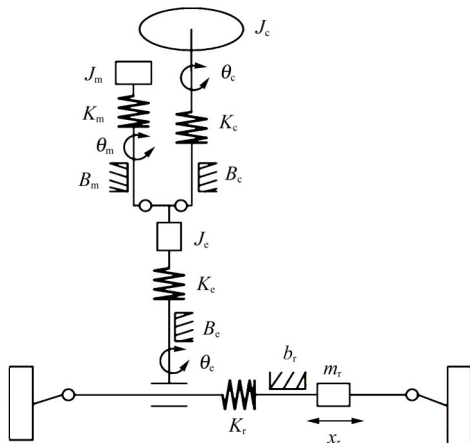


图4 EPS动力学模型

Fig. 4 EPS dynamic model

1.1.1 转向盘和上转向柱数学模型

转向盘与上转向柱的运动微分方程为

$$T_d = J_c \ddot{\theta}_c + B_c \dot{\theta}_c + T_c \quad (1)$$

式中, T_d 为转向盘转矩, $N \cdot m$; J_c 为转向盘和上转向柱的转动惯量, $kg \cdot m^2$; θ_c 为转向盘和上转向柱的转角, rad/s ; B_c 为转向盘和上转向柱的阻尼系数, $N \cdot m \cdot s/rad$; T_c 为转矩传感器的输出转矩, $N \cdot m$ 。

1.1.2 搭建转矩传感器的数学模型

转矩传感器反映上、下转向柱的相对扭转,其输出转矩为

$$T_c = K_c (\theta_c - \theta_e) \quad (2)$$

式中, K_c 为上转向柱的刚度, $N \cdot m/rad$; θ_e 为下转向柱的输出转角位移, rad 。

1.1.3 搭建齿轮齿条转向器的数学模型

齿轮齿条转向器的动力学方程为

$$\begin{cases} M_r \ddot{x}_r + B_r \dot{x}_r + K_r x_r = \\ \frac{K_c}{r_p} (\theta_c - \frac{x_r}{r_p}) + \frac{K_m G}{r_p} (\theta_m - \frac{x_r}{r_p}) \\ M_r = m_r + \frac{J_c}{r_p^2} \\ B_r = b_r + \frac{B_c}{r_p^2} \end{cases} \quad (3)$$

式中, M_r 为当量齿条质量, kg ; x_r 为齿条的位移, m ; B_r 为当量齿条的阻尼系数, $N \cdot s/m$; K_r 为齿条的等效弹簧刚度, $N \cdot m/rad$; K_c 为下转向柱的刚度, $N \cdot m/rad$; r_p 为小齿轮的半径, m ; K_m 为电动机输出轴的刚度, $N \cdot m/rad$; G 为减速机构的减速比; θ_m 为电动机的转向角度, rad/s ; m_r 为齿条的质量, kg ; J_c 为下转向柱的转动惯量, $kg \cdot m^2$; b_r 为齿条的阻尼系数, $N \cdot s/m$; B_c 为下转向柱的阻尼系数, $N \cdot m \cdot s/rad$ 。

1.1.4 搭建电动机的数学模型

助力电动机采用永磁式直流电动机,其动力学方程为

$$\begin{cases} J_m \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + T_f = T_m \\ T_f = K_m (\theta_m - G \frac{x_r}{r_p}) \\ T_m = K_t I \end{cases} \quad (4)$$

式中, J_m 为电动机轴的转动惯量, $kg \cdot m^2$; B_m 为电动机轴的阻尼系数, $N \cdot m \cdot s/rad$; T_f 为传递至齿条的助力转矩, $N \cdot m$; T_m 为电动机的输出转矩, $N \cdot m$; K_t 为电动机的转矩常数, $N \cdot m/A$; I 为电动机的电流, A 。

电动机电枢回路电压平衡方程为

$$U_m = LI + RI + K_f \dot{\theta}_m \quad (5)$$

式中, U_m 为电动机的控制电压, V ; L 为电动机的电感, H ; R 为电动机的电枢电阻, Ω ; K_f 为电动机的反电动势

系数, $V/(\text{rad}\cdot\text{s})$ 。

确定状态变量 $X = [\theta_c \ \dot{\theta}_c \ x_r \ \dot{x}_r \ \theta_m \ \dot{\theta}_m \ I]^T$, 输入量 $U = [T_d \ U_m]^T$, 输出量 $Y = [\theta_c \ T_c \ T_f \ x_r \ I]^T$ 。

系统状态空间方程为

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_c}{J_c} & -\frac{B_c}{J_c} & \frac{K_c}{J_c r_p} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_c}{M_r r_p} & 0 & -\frac{K_r}{M_r} - \frac{K_c + G^2 K_m}{M_r r_p^2} & -\frac{B_r}{M_r} & \frac{G K_m}{M_r r_p} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{G K_m}{J_m r_p} & 0 & -\frac{K_m}{J_m} & -\frac{B_m}{J_m} & \frac{K_t}{J_m} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{K_r}{L} & -\frac{R}{L} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{J_c} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{L} \end{bmatrix}^T$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_c & 0 & -\frac{K_c}{r_p} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{K_m G}{r_p} & 0 & K_m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, D = 0。$$

式中, X 为状态向量; U 为输入向量; Y 为输出向量。

联合式(1)~式(5), 得到

1.2 CARSIM 整车仿真模型

CARSIM 软件是面向汽车动力学的专业仿真工具, 在汽车研究领域应用广泛^[9], 整车模型的仿真参数来源于实车的测试数据和实际运行参数。在输入被研究对象的整车参数后(图 5), 再根据研究内容设定仿真工况, 最后对数学模型进行求解。本款 SUV 车型参数值如表 1~表 4 所示。

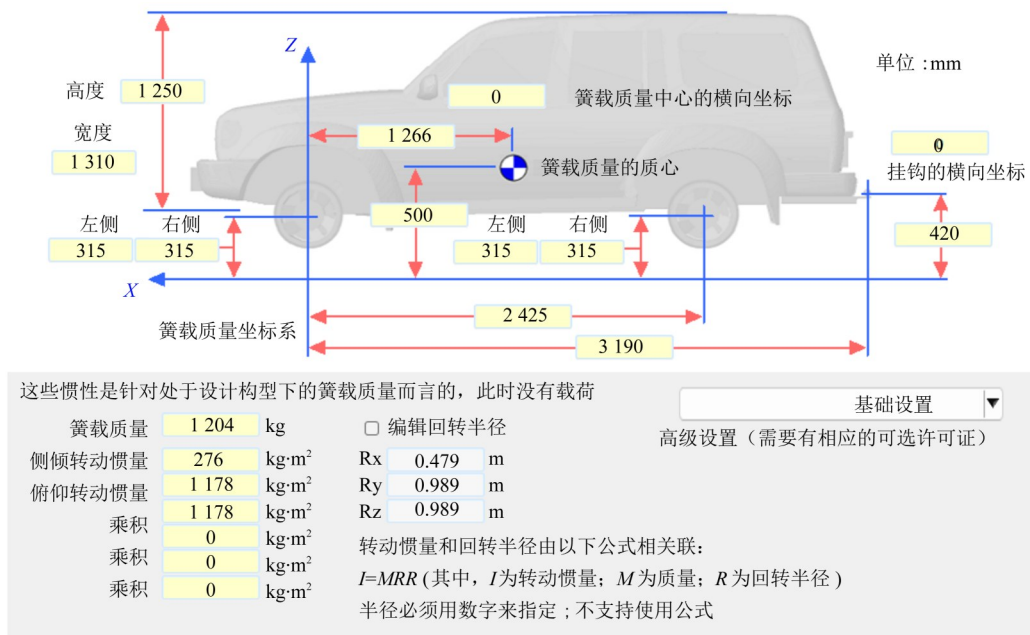


图 5 CARSIM 软件界面

Fig. 5 CARSIM's software interface

1.3 模型验证

为验证 CARSIM 模型的仿真精度, 选择对标车型进行模型校核^[10]。通过对比横摆角速度增益和侧向加速度增益, 评价模型对转向响应的复现能力。分别设置车速为 20 km/h (低速) 和 80 km/h (中速) 的正弦转向输入工况, 记录横摆角速度和侧向加速度随时间的变化曲线。

当输入 20 km/h 的正弦工况时, 横摆角速度、侧向加速度、车速随时间的响应曲线分别如图 6(a)、图 6(b)、图 6(c) 所示; 当输入 80 km/h 正弦工况时, 横摆角速度、侧向加速度、车速随时间的响应曲线分别如图 7(a)、图 7(b)、图 7(c) 所示。数据显示, CARSIM 仿真曲线与试验数据具有较高的一致性, 表明所建模型能够准确反映实车转向动力学特性。

表 1 整车模型仿真参数

Tab. 1 Vehicle model simulation parameters

参数	值
簧载质量/kg	1 204
轴距/mm	2 425
质心距前轴距离/mm	1 266
质心距后轴距离/mm	1 159
整车横摆转动惯量/(kg·m ²)	1 178
质心高度/mm	500

表 2 转向系统仿真参数

Tab. 2 Simulation parameters of the steering system

参数	值
转向传动比	17
左前轮的主销内倾角	12°52'
左前轮的主销后倾角	3°16'
左前轮的主销偏移距/mm	80
左前轮前束/mm	1.9
转向系统刚度/(N·m/rad)	35
右前轮的主销内倾角	15°30'
右前轮的主销后倾角	3°47'
右前轮的主销偏移距/mm	80
右前轮前束/mm	2.1

表 3 悬架系统仿真参数

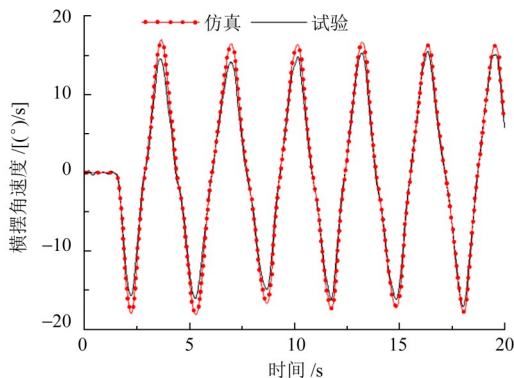
Tab. 3 Simulation parameters of the suspension system

参数	值
前轮非簧载质量/kg	73
侧倾中心高度/mm	130
前轮轮距/mm	1 310
前束影响系数	0
侧向力影响系数	-1×10 ⁻⁴
回正影响系数	3×10 ⁻²

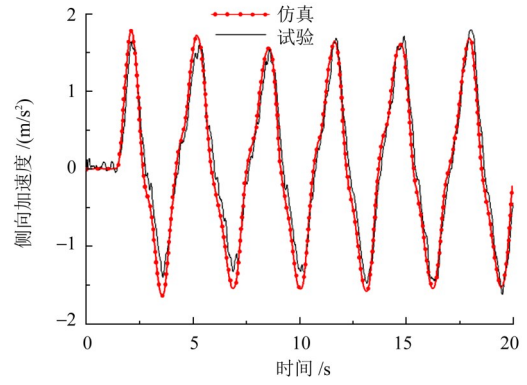
表 4 轮胎系统参数

Tab. 4 Tire system parameters

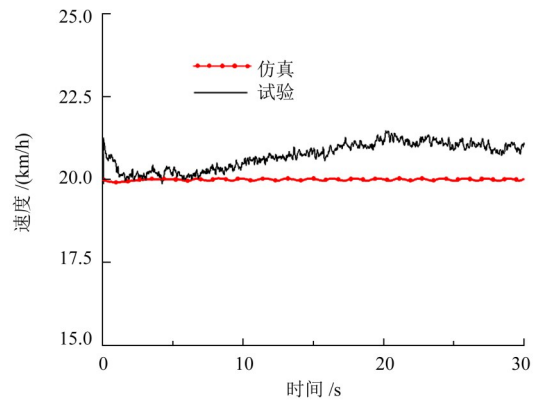
参数	值
滚动半径/mm	315
轮胎气压/kPa	180
垂直刚度/(N/mm)	250



(a) 横摆角速度-时间响应曲线



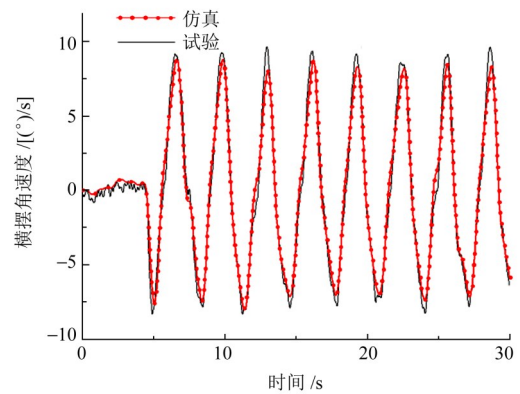
(b) 侧向加速度-时间响应曲线



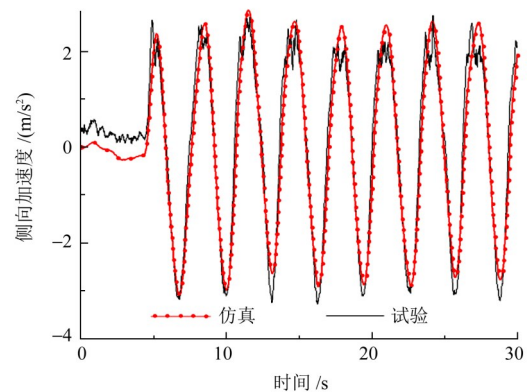
(c) 速度-时间响应曲线

图 6 20 km/h 工况响应曲线

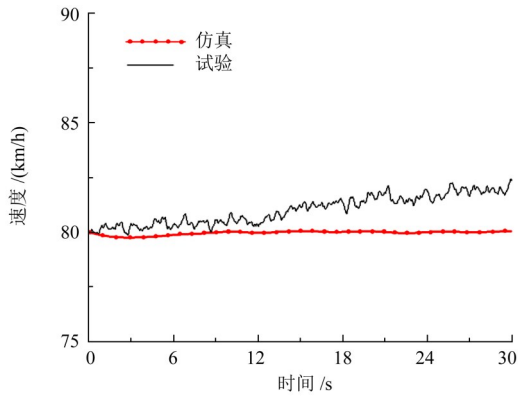
Fig. 6 Response curves at 20 km/h condition



(a) 横摆角速度-时间响应曲线



(b) 侧向加速度-时间响应曲线



(c) 速度-时间响应曲线

图 7 80 km/h 工况响应曲线

Fig. 7 Response curves at 80 km/h condition

2 EPS 助力特性曲线选择

助力特性曲线的设计是影响转向操纵性的重要因素,能决定在转向过程中的转向轻便性和灵活程度,常见的助力特性有直线型、折线型和曲线型 3 种^[11]。直线型助力特性输出目标电流与转向盘力矩呈线性关系,形式简单、便于标定,故本文选用直线型助力特性,其表达式为

$$T_a = \begin{cases} 0, & 0 \leq T_d < T_{d0} \\ K(v) \cdot (T_d - T_{d0}), & T_{d0} \leq T_d < T_{dmax} \\ T_{amax}, & T_d \geq T_{dmax} \end{cases} \quad (6)$$

$$T_r = T_a + T_d \quad (7)$$

式中, T_a 为输出至转向系统的助力转矩; T_{amax} 为最大输出助力转矩; T_d 为转向盘输入转矩; T_{d0} 为提供初始助力时的启动转矩; T_{dmax} 为转向盘最大输入转矩; $K(v)$ 为助力增益系数; T_r 为转向阻力矩。

当 $0 \leq T_d < T_{d0}$ 时,不提供助力;在 $T_{d0} \leq T_d < T_{dmax}$ 时,提供线性助力;在 $T_d \geq T_{dmax}$ 时,区间助力恒定^[12]。

联合式(6)和式(7),可以得到直线形助力特性变形表达式为

$$T_a = \begin{cases} 0, & 0 \leq T_r < T_{d0} \\ K(v) \cdot \left[\frac{T_r + T_{d0}K(v)}{1 + K(v)} - T_{d0} \right], & T_{d0} \leq T_r < T_{dmax} + T_{amax} \\ T_{amax}, & T_r \geq T_{dmax} + T_{amax} \end{cases} \quad (8)$$

依据 EPS 助力特性的要求,仿真确定无助力区间的转向阻力矩值。以理想转向盘转矩值作为转向输入,确定输出助力矩值及二者的分配关系,用助力特性的斜率值表示,最大助力斜率系数 K_{max} 的计算式为

$$K_{max} = \frac{T_{rmax} - T_{dmax}}{T_{dmax} - T_{d0}} \quad (9)$$

式中, T_{rmax} 为最大转向阻力矩。

考虑现实工况下,转向阻力矩随车速变化,因此助力斜率系数也随之变化。选择 $0.4g (g = 9.8 \text{ m/s}^2)$ 侧

向加速度的转向工况,测量不同车速下的转向总阻力矩与理想转向盘转矩,数值如表 5、表 6 所示。根据式(9)计算得出表 7 数值,并进一步拟合斜率感应系数曲线,如图 8 所示。

表 5 0.4g 侧向加速度下转向总阻力矩
Tab. 5 Total steering resistance torque under 0.4g lateral acceleration

速度/(km/h)	20	40	60	80	100
总阻力矩/(N·m)	10.20	9.80	9.45	8.90	8.25

表 6 0.4g 侧向加速度下理想转向盘转矩
Tab. 6 Ideal steering wheel torque under 0.4g lateral acceleration

速度/(km/h)	20	40	60	80	100
理想转向盘转矩/(N·m)	3.9	4.5	4.9	5.5	6.0

表 7 不同车速下助力特性曲线斜率
Tab. 7 Slopes of assist characteristic curves under different vehicle speeds

速度/(km/h)	20	40	60	80	100
斜率感应系数	2.6	1.4	0.9	0.6	0.4

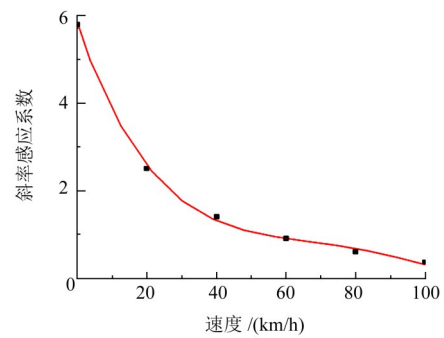


图 8 助力斜率系数拟合曲线

Fig. 8 Fitting curve of the assist slope coefficient

计算得到各车速下的助力斜率之后,绘制样车助力特性曲线(图 9)。当汽车处于低速行驶状态时,转向系统以实现轻便操控为主要目标。在这一阶段,助力斜率较大,助力电流也较大,便于电动机能够输出较强助力,减轻驾驶员的转向负担。随着车速逐步提升,助力斜率与助力电流值会逐渐降低,电动机所提供的助力也随之减小,有助于提升汽车转向的平顺性,让驾驶过程更加平稳舒适。

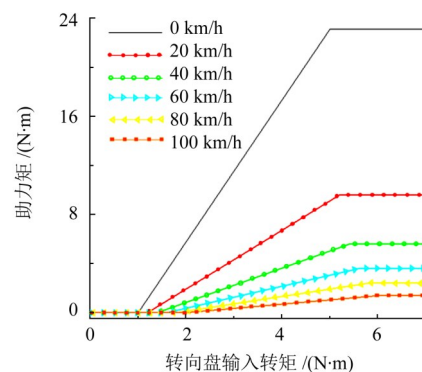


图 9 助力特性仿真曲线

Fig. 9 Simulated assist characteristic curves

3 电动助力转向系统控制策略

3.1 控制器目标电流的确定和补偿

目前,汽车 EPS 系统多采用 PID 控制器实现控制,包括模糊 PID 控制、最优 PID 控制等^[13-15]。相比对标车型的传统 PID 控制,本款车型采用桥式电路脉宽调制的 PID 电流控制方法,控制框图如图 10 所示。

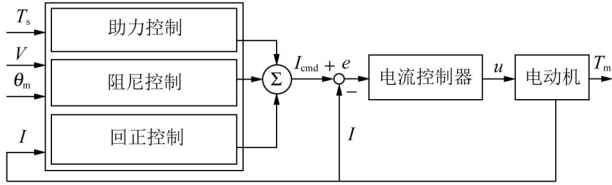


图 10 电流控制策略框图

Fig. 10 Block diagram of the current control strategy

3.1.1 助力控制

提供助力控制时,本款车型选用的电动机电磁助力转矩 T_s 的表达式为

$$T_s = \begin{cases} 0, & 0 \leq I < 2 \text{ A} \\ 0.05I - 0.1, & 2 \text{ A} \leq I < 35 \text{ A} \end{cases} \quad (10)$$

3.1.2 阻尼控制

当输入转矩值处于转向系统无助力范围时,阻尼控制逻辑如图 11 所示。

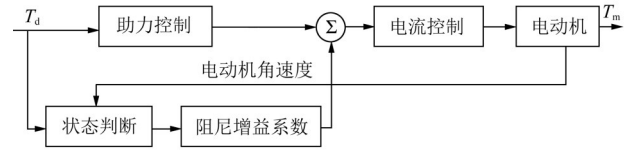


图 11 阻尼控制逻辑

Fig. 11 Damping control logic

3.1.3 回正控制

当助力电动机提供助力和驾驶员输入转矩相反时,回正控制逻辑如图 12 所示。

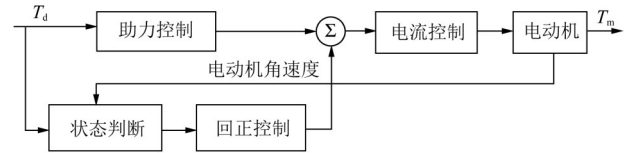


图 12 回正控制逻辑

Fig. 12 Steering return control logic

3.2 CARSIM/Simulink 联合仿真模型

利用 Matlab/Simulink 软件建模,将前文所述的转向助力特性曲线数值和桥式电路脉宽调制的 PID 电流控制策略同时被应用在电动机模块中。通过封装各个子模块,得到在助力模式下电动助力转向系统的联合仿真模型,如图 13 所示。通过控制目标电流,调整 EPS 的转向助力特性,实现 PID 闭环控制。

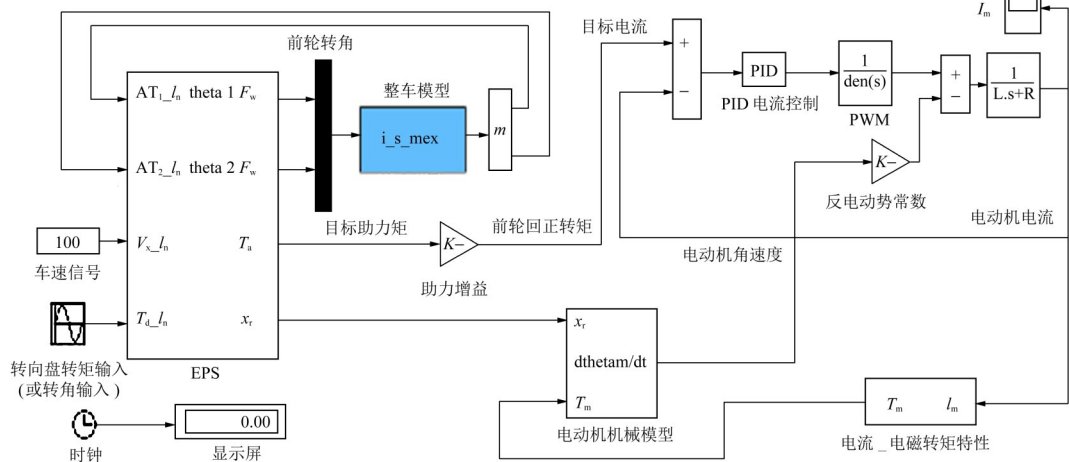


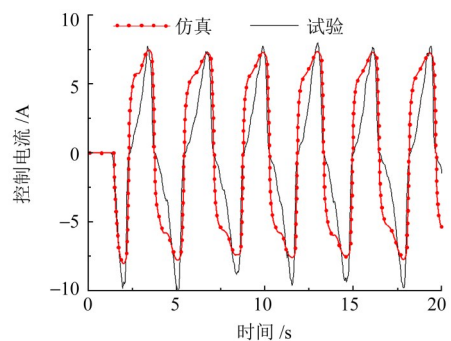
图 13 CARSIM/Simulink 联合仿真模型

Fig. 13 CARSIM/Simulink co-simulation model

3.3 仿真结果分析

对搭建好的桥式电路脉宽调制的 PID 电流控制策略的模型开展联合仿真,和对标的样车的试验数据进行对比分析。考虑到过高车速的转向试验存在危险,从低速 20 km/h 的车速开始,每次试验车速增加 20 km/h,直至高速 100 km/h 为止。不同车速的正弦数值作为输入,将仿真输出和试验输出的控制电流进行比较。如图 14 所示,仿真曲线和对标车型的试验数据基本吻合,这说明本款车型运用的控制方法容易实现,同时响应速度能满足要求,桥式电路脉宽调制的

PID 电流控制效果理想。



(a) 控制电流-时间曲线对比图(20 km/h)

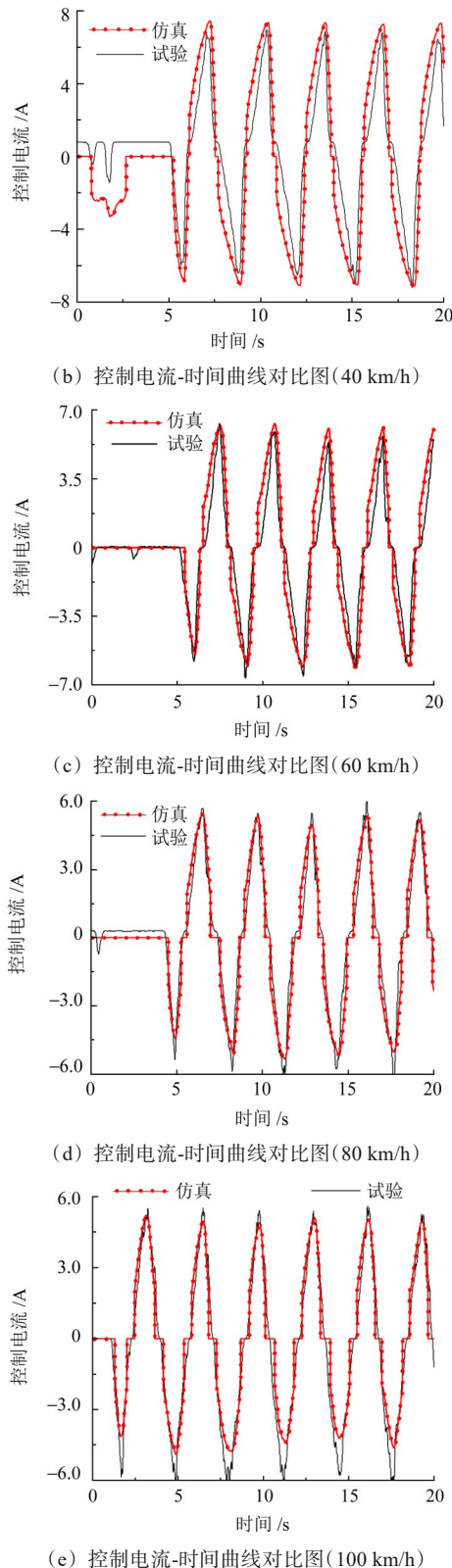


图 14 不同车速下控制电流-时间曲线对比
Fig. 14 Comparison of control current-time curves at different vehicle speeds

4 整车转向系统试验分析

为验证所提控制策略的实际效果,在搭载新控制算法的样车上开展转向轻便性试验和中间位置操纵稳定性试验,并与采用传统PID控制的竞品车型进行对

比。其中,测力转向盘需拆除原车转向盘,再将其安装在转向管柱上;V-BOX中带有GPS车速仪和高精度多功能陀螺仪,具备设置试验路径的功能,将其安装固定在质心位置上,XYZ方向按照车辆前进方向布置,采样率设置为50 ms,测量系统安装布置如图15所示。



图 15 测力转向盘与V-BOX测量系统
Fig. 15 Force measuring steering wheel and V-BOX measurement system

4.1 转向轻便性试验

根据国家标准 GB/T 6323—2014^[16]规定,使汽车沿着双纽线路径行驶,设定车速为10 km/h,分析本款车型和竞品车型转向轻便性和稳定性的结果。

确保来自不同传感器的数据在时间上是同步的,对数据进行时间校准后,使各个数据通道的时间匹配。再提取力矩-转角曲线,并观察车辆在行驶过程中的动态变化,数据如图16所示。试验数据显示(表8),本款车型实际试验中,转向盘最大作用转矩为5.83 N·m,竞品车型为5.60 N·m。所以在新的控制策略下,不影响车辆低速转向轻便性。

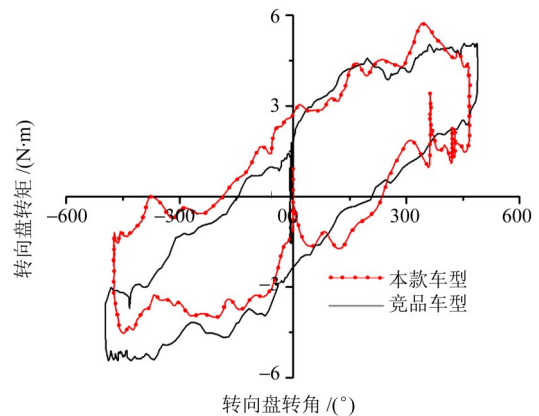


图 16 转向轻便性试验曲线
Fig. 16 Steering portability test curves
表 8 转向轻便性试验数据

Tab. 8 Steering portability test data			
参数		竞品车型	本款车型
转向盘在0点时	转角	$X=0^\circ$	$X=0^\circ$
	转矩	$Y=2.03\text{ N}\cdot\text{m}$	$Y=2.78\text{ N}\cdot\text{m}$
转向盘最大输出时	转角	$X=451^\circ$	$X=352^\circ$
	转矩	$Y=5.60\text{ N}\cdot\text{m}$	$Y=5.83\text{ N}\cdot\text{m}$

4.2 转向中间位置操纵稳定性试验

为验证车辆于高速行驶工况下,转向盘处于中间位置且小角度转向时的操纵稳定性^{[17]946-950},对样车开

展转向盘中间位置操纵稳定性试验,并收集其测试数据。此次试验设定的基础条件为:选择在无风的水平道路环境中,车辆先保持等速直线行驶的初始状态,然后以 80 km/h 的标准车速,在侧向加速度分别为 0 和 0.1g 的情况下,进行近似正弦曲线的蛇形行驶,试验持续周期设定为 60 s。确保来自不同传感器的数据在时间上是同步的,再提取转向盘转矩-侧向加速度曲线,并观察车辆在行驶过程中的动态变化,数据如图 17 所示。

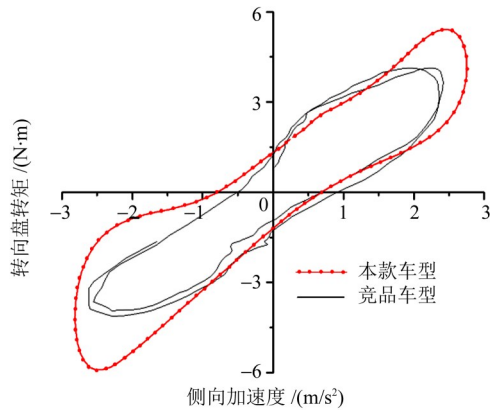


图 17 转向中间位置操纵稳定性试验曲线

Fig. 17 On-center handling stability test curves

中间位置转向试验中^{[17]946-950},试验数据显示(表 9),侧向加速度为 0 时,即在转向盘没有因车辆侧向运动产生额外作用力时,转向盘转矩梯度能衡量转向系统初始转动时的阻力特性,竞品车型为 13.80 N·m/(9.8 m/s²),本款车型为 17.32 N·m/(9.8 m/s²),提升幅度 25.5%,即本款车型“路感”辨识度更好;侧向加速度为 0.1g 时,在转向盘没有因车辆侧向运动产生额外作用力时,转向盘转矩梯度能衡量转向盘传递给驾驶员的力的变化情况,竞品车型为 11.13 N·m/(9.8 m/s²),本款车型为 15.30 N·m/(9.8 m/s²),提升幅度为 37.47%,即本款车型能提供更大的转向盘非线性力,驾驶员能通过转向盘更敏锐地察觉到车辆转向过程中的动态变化。综上所述,在基本不影响低速转向轻便性的情况下,高速时路感有明显改善。

表 9 转向中间位置操纵稳定性试验数据

Tab. 9 On-center handling stability test data

参数	单位: N·m/g	
	竞品车型	本款车型
侧向加速度为 0 时的转向盘转矩梯度	13.80	17.32
侧向加速度为 0.1g 时的转向盘转矩梯度	11.13	15.30

5 结论

以某款国产车型的电动助力转向系统为研究对象,开展 CARSIM-Simulink 联合仿真研究,主要结论如下:

1) 基于 CARSIM 软件,建立了某款车型的 CARSIM/Simulink 电动助力转向系统的联合仿真模

型,模型精度经试验验证,可为控制策略研究提供可靠平台。

2) 采用桥式电路脉宽调制的 PID 电流控制策略,并与竞品车型的传统 PID 控制进行对比分析。结果表明,所提策略实现简便、成本较低、响应速度快,控制效果理想。

3) 通过转向轻便性试验和中间位置转向试验验证,在直线型助力特性下,本款车型低速时转向轻便性良好,高速时路感明显改善,助力特性合理,控制策略能够满足实际使用需求。

参考文献 (References)

- [1] 马建国,肖平,桂飞. 基于 CARSIM/Simulink 的汽车线控转向系统联合仿真研究[J]. 安阳工学院学报, 2023, 22(2): 29-33.
MA Jianguo, XIAO Ping, GUI Fei. Research on joint simulation of vehicle steering-by-wire system based on CARSIM/Simulink [J]. Journal of Anyang Institute of Technology, 2023, 22(2): 29-33. (In Chinese)
- [2] 孙鹏. 4WID/S 电动汽车线控转向操纵稳定性控制策略研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2019: 3-4.
SUN Peng. Research on steer by wire manipulation stability control strategy of 4WID/S electric vehicle [D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2019: 3-4. (In Chinese)
- [3] 宋修勇,王程龙. 基于 CARSIM/Simulink 联合仿真的电动汽车动力系建模[J]. 农业装备与车辆工程, 2020, 58(5): 100-105.
SONG Xiuyong, WANG Chenglong. Modeling of electric vehicle power system based on CARSIM/Simulink co-simulation [J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2020, 58(5): 100-105. (In Chinese)
- [4] 汪选要,马成程,程义,等. 基于质心侧偏角估计算法的车道保持稳定性控制[J]. 机械设计, 2020, 37(5): 57-62.
WANG Xuanyao, MA Chengcheng, CHENG Yi, et al. Stability control on lane keeping based on side-slip angle estimation [J]. Journal of Machine Design, 2020, 37(5): 57-62. (In Chinese)
- [5] 阎春利,王运生. 线控转向系统理想传动比控制策略及优化研究[J]. 重庆交通大学学报(自然科学版), 2024, 43(5): 106-112.
YAN Chunli, WANG Yunsheng. Ideal transmission ratio control strategy and optimization of the steering-by-wire system [J]. Journal of Chongqing Jiaotong University (Natural Science), 2024, 43(5): 106-112. (In Chinese)
- [6] 李琤. 汽车电动助力转向系统匹配设计及性能分析[J]. 机械强度, 2020, 42(4): 988-993.
LI Cheng. Matching design and performance analysis of automotive electric power steering system [J]. Journal of Mechanical Strength, 2020, 42(4): 988-993. (In Chinese)
- [7] 陈林彬,唐岚. 面向线控转向车辆的横向稳定性分层控制[J]. 机械设计与制造, 2024(2): 204-209.
CHEN Linbin, TANG Lan. Layered control of lateral stability for steer-by-wire vehicle [J]. Machinery Design & Manufacture, 2024(2): 204-209. (In Chinese)
- [8] 李志鹏,王世涛,孟旭,等. 基于 Simulink/CARSIM 的双伺服电机 EPS 试验台的研究[J]. 电子测量技术, 2018, 41(10): 1-6.
LI Zhipeng, WANG Shitao, MENG Xu, et al. Research of EPS

- test bench of double servo motor based on Simulink/CARSIM [J]. *Electronic Measurement Technology*, 2018, 41 (10): 1-6. (In Chinese)
- [9] 陈建兵,向青青. 分布式驱动电动汽车 Simulink/CARSIM 联合仿真平台的建立[J]. *机械科学与技术*, 2018, 37(10): 1496-1500. CHEN Jianbing, XIANG Qingqing. Establishing Simulink/CARSIM co-simulation platform for distributed drive electric vehicle [J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2018, 37(10): 1496-1500. (In Chinese)
- [10] 熊璐,陈晨,冯源. 基于 CARSIM/Simulink 联合仿真的分布式驱动电动汽车建模[J]. *系统仿真学报*, 2014, 26(5): 1143-1148. XIONG Lu, CHEN Chen, FENG Yuan. Modeling of distributed drive electric vehicle based on co-simulation of CARSIM/Simulink [J]. *Journal of System Simulation*, 2014, 26 (5) : 1143-1148. (In Chinese)
- [11] 商显赫,林幕义,童亮,等. 基于 Carsim 轻型货车 EPS 系统控制策略研究[J]. *计算机仿真*, 2021, 38(1): 129-133. SHANG Xianhe, LIN MUYI, TONG Liang, et al. Research on control strategy of EPS system based on Carsim light truck [J]. *Computer Simulation*, 2021, 38(1): 129-133. (In Chinese)
- [12] 孙跃东,郭森,周萍. ESP 系统的 CARSIM 与 Simulink 联合仿真研究[J]. *机械设计与制造*, 2018(3): 16-18. SUN Yuedong, GUO Sen, ZHOU Ping. Combined simulation and research of ESP system by using CARSIM and Simulink [J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2018(3): 16-18. (In Chinese)
- [13] WANG H B, CUI W, XIA Z, et al. Vehicle lane keeping system based on TSK fuzzy extension control [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2020, 234(2/3): 762-773.
- [14] ZHOU P C, REN C B, MENG L J, et al. Study on the multi-mode optimal control of four-wheel steering vehicle [J]. *Applied Sciences*, 2022, 12(14): 7037.
- [15] ZHAO J T, CHENG S, LI L, et al. A model free controller based on reinforcement learning for active steering system with uncertainties [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2021, 235(9): 2470-2483.
- [16] 全国汽车标准化技术委员会. 汽车操纵稳定性试验方法: GB/T 6323—2014[S]. 北京: 中国标准出版社, 2014: 24-27. National Automobile Standardization Technical Committee. Controllability and stability test procedure for automotive: GB/T 6323—2014[S]. Beijing: Standards Press of China, 2014: 24-27. (In Chinese)
- [17] 党建民,陈慧,赵祥磊,等. 中间位置转向力特性主客观评价相关性的研究[J]. *汽车工程*, 2015, 37(8): 946-950. DANG Jianmin, CHEN Hui, ZHAO Xianglei, et al. A study on the correlation between subjective and objective evaluations for on-center steering force characteristics [J]. *Automotive Engineering*, 2015, 37(8): 946-950. (In Chinese)

Research on simulation and intelligent control strategy of a automobile's steering system

LI Cheng^{1,2,3} HONG Cheng^{1,2,3} GUO Shun^{1,3} CAI Zhijun^{1,2}

(1. College of Automobile and Rail, Anhui Technical College of Mechanical and Electrical Engineering, Wuhu 241002, China)

(2. Collaborative Innovation Center for Intelligent Vehicle Technology, Anhui Technical College of Mechanical and Electrical Engineering, Wuhu 241002, China)

(3. Wuhu Engineering Technology Research and Development Center for the Wire-controlled Chassis of Intelligent and Connected Vehicles, Wuhu 241002, China)

Abstract: [Objective] This study focuses on the steering performance of automotive electric power steering system under various operating conditions. Taking a certain domestic vehicle model as the research subject, it aims to optimize its assist characteristics and control strategy to enhance steering ease and road feel. [Methods] Firstly, a co-simulation platform was established using CARSIM and Matlab/Simulink software to develop an accurate dynamic model of the steering system. A linear assist characteristic curve was selected to provide a basis for subsequent control strategy research. Secondly, the steering resistance torque and ideal steering wheel torque at different vehicle speeds were analyzed to determine the variation law of assist gain coefficients with respect to speed. Thirdly, a proportional-integral-derivative (PID) current control strategy based on bridge circuit pulse-width modulation (PWM) was designed to improve current response speed and control accuracy. Finally, the effectiveness of the control strategy was validated through vehicle tests on steering ease and intermediate position steering performance. [Results] Simulation and test results indicate that with the proposed control strategy, the maximum applied torque on the steering wheel during low-speed maneuvers was 5.83 N·m, comparable to 5.60 N·m of competitive models using traditional PID control, thereby maintaining good steering ease. In high-speed intermediate position steering tests, the gradient of steering wheel torque at zero lateral acceleration increased by 25.5% (reaching 17.32 N·m/g), while at 0.1g lateral acceleration, it increased by 37.47% (reaching 15.30 N·m/g), significantly improving road feel during high-speed driving.

Key words: Control strategy; Electric power steering system; Assist characteristic; Steering performance

Corresponding author: LI Cheng, E-mail: 0125000289@ahcme.edu.cn

Fund: 2024 Key Natural Science Research Projects of Higher Education Institutions in Anhui Province (2024AH050206); 2025 Training Program for Young and Middle-aged Teachers as Academic Leaders in Colleges and Universities (DTR2025107)

Received: 2024-09-30 Revised: 2025-01-26

(编辑:李立)