

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.06.013

重型汽车 EPS 助力控制策略的研究与仿真

周仕友¹, 李 霆^{1*}, 汪兆栋²

(1. 五邑大学 信息工程学院, 广东 江门 529020;

2. 华南理工大学 自动化科学与工程学院, 广东 广州 510640)

摘要: 针对电动助力转向系统(EPS)在重型汽车中应用的问题,对重型汽车电动助力转向系统的助力控制策略作了理论分析、研究和仿真。在分析了重型汽车EPS特点的基础上,对循环球式电动助力转向系统的静态和物理硬件进行了设计及建模;提出了对重型汽车EPS使用上下两层控制结构,上层为目标电流控制,下层为助力电机控制;基于助力控制模式分别对上层控制设计了 sugeno 型模糊控制和惯性补偿控制策略、对下层控制设计了模糊PID复合控制策略,并在 Simulink 中进行了仿真验证。仿真结果表明,该控制策略能有效地解决惯性、适应性和快速性等问题,可以为重型汽车EPS的开发及应用提供理论参考。

关键词: 重型汽车; 电动助力转向系统; 循环球式转向器; 前馈; 模糊PID

中图分类号: TH39; U463.4 文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2014)06-0740-05

Research and simulation of EPS power control strategy in heavy vehicles

ZHOU Shi-you¹, LI Ting¹, WANG Zhao-dong²

(1. School of Information Engineering, Wuyi University, Jiangmen 529020, China;

2. School of Information Science and Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, China)

Abstract: Aiming at the application of electric power steering(EPS)in heavy vehicles, the theoretical analysis, study and simulation of the EPS power control strategy for heavy vehicles were presented. The static characteristic and the physical hardware of recirculating ball steering gear were designed and modeled on the basis of the analysis of the characteristics of heavy vehicles EPS. A two-lay structure controller was put forward on EPS of heavy vehicles, including the target current control and power motor control. The sugeno-fuzzy control, inertia compensation and fuzzy PID integrated control strategy were designed respectively based on power control mode, and be verified in the Simulink. The simulation results indicate that, the problem of inertia, flexibility and rapidity of the response can be solved better, the control strategy can be as a theory of reference of EPS development and application for heavy vehicles.

Key words: heavy vehicle; electric power steering(EPS); recirculating ball steering gear; feedforward; fuzzy PID

0 引 言

电动助力转向系统(EPS)属于新型动力转向系统,是由电机提供转向助力的机电一体化伺服机构,能给驾驶者提供更轻便、舒适的驾驶体验。EPS与智能交通科技发展趋势相一致;并符合安全、环保、节能的汽车发展主题,使用前景广阔^[1-2]。但是目前研究、

开发和应用主要面向适合乘用车的齿轮齿条式EPS,对于大中型重型汽车并不适用。

EPS具有液压和电液助力转向所不具备的很多优点,如模块化、燃油效率、返回性能和路感可调等^[3]。相对于乘用车,重型汽车转向系统布置空间较大,对于振动与噪声的要求较低,最高车速较低,并且在高速行驶中也需要一定的助力;但是重型汽车转向系统、前轴载荷及转向轮负荷都更加沉重以致转向阻力矩与系统

收稿日期: 2014-01-07

作者简介: 周仕友(1988-),男,湖南永州人,主要从事电动助力转向器方面的研究. E-mail:zz946@163.com

通信联系人: 李 霆,男,教授,硕士生导师. E-mail:liting@wyu.cn

惯性更大,因此在现有24 V电源条件下,重型汽车大功率EPS在物理硬件和系统控制上都面临着很大的困难。高性能电机、高效率减速机构、大惯量柔性负载系统动态控制技术、与汽车悬架等系统的集成控制技术、系统匹配技术等,都是解决亟需解决的关键问题。

本研究在分析重型汽车EPS的特点的基础上,对主要部件进行选型和布置,研究重型汽车EPS系统的控制策略。

1 EPS结构及建模

1.1 助力特性

目前大部分乘用车EPS采用电机转矩作为系统控制目标,也有研究提出位置跟随性能是制约转向跟随性提高的主要因素,即需设计成位置伺服系统。汽车EPS不同于常规的位置或速度随动系统,常规随动系统的负载全部由执行机构承担,如火炮/舰载雷达方位跟踪系统,其转向输入轴与输出轴没有机械连接,转向力矩全部由电机或液压装置提供,属于线控转向,因此设计成位置伺服系统。但是,EPS由方向盘输入力矩和电机转矩共同克服转向阻力矩转向,转向操作同时要求轻便和良好的“路感”^[4]。另外,EPS扭矩传感器通过方向盘与转向轴的转角差来测量扭矩大小,而转向轴与电机相连,可以等价地认为扭矩传感器为位置比较元件,因此该系统应以力矩作为控制目标。

对于EPS来讲,转向“轻便性”和“路感”是建立在助力特性设计是否合理的基础上,需同时满足低速转向时足够轻便和高速转向时有良好的路感的要求;然后才能用物理硬件和软件算法去实现系统的性能要求。由于重型汽车对于舒适性要求一般,本研究采用相对成熟

的以方向盘转矩和车速作为助力大小决策因素的扭矩-车速双信号直线型助力特性曲线,如图1所示。

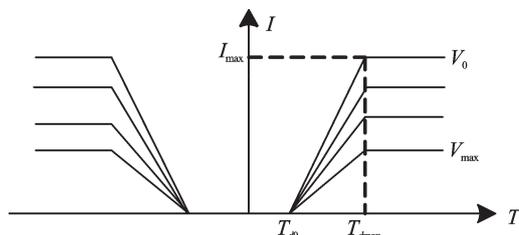


图1 扭矩-车速直线型助力特性曲线

如图1所示,助力电流随着车速提高而降低,假设汽车转向助力矩在原地转向时最大,助力转向必须满足此时转向轻便性的要求。根据半经验公式,汽车在沥青或者混凝土路面上所受到的原地转向阻力矩 M_r 为^[5]:

$$M_r = \frac{f}{3} \sqrt{\frac{G_l^3}{p}} \quad (1)$$

当原地转向阻力达到最大时,所需要的转向盘转矩也就最大,此时达到电机最大的助力转矩 $T_{m \max}$,可由下式计算得到:

$$T_{m \max} = \frac{M_r}{G_p \eta_1^+} - T_{d \max} \quad (2)$$

式中: f —轮胎与地面间的滑动摩擦因素, G_l —满载转向轴载荷, p —轮胎气压, G_p —转向器角传动比, G_m —减速器传动比, η_1 —减速器效率, η_1^+ —转向器正效率。

假设方向盘到上转向轴的效率为1。根据国标QC/T480-1999《汽车操纵稳定性指标限值与评价方法》得到对于最大总质量6 t~15 t的卡车/客车的最大操舵力为180 N,因此本研究取转矩 $T_{d \max}$ 的值为40 N·m。其他相关计算量及计算结果如表1所示。

表1 助力特性计算量(即计算结果)

f	G_l/kN	p/MPa	G_p	G_m	η_1	η_1^+	$T_{d0}/(N \cdot m)$	$T_{d \max}/(N \cdot m)$	$M_r/(N \cdot m)$	$T_{m \max}/(N \cdot m)$
0.8	40	0.75	20	31	0.8	0.924	3	40	2 460	3.75

1.2 系统结构

现有齿轮齿条式EPS并不适合助力要求较大的重型汽车。乘用车前轴载荷一般不超过2 t,而轻中型商用汽车,满载时前轴载荷可能达到3 t~10 t,是普通乘用车的3~5倍,所需的助力矩约为普通乘用车的5~11倍^[6]。因此,重型汽车载荷比乘用车大得多,所需的电机助力远远超过乘用车;而且转向器结构与安装部位不同,重型汽车采用循环球式机械转向器,需要重新设计电动助力系统来匹配原来的机械式转向器合成为整体式大功率助力转向器。

1.2.1 机械转向器

循环球式转向器如图2所示。在现有重型汽车循

环球式转向器基础上引入电动助力系统。

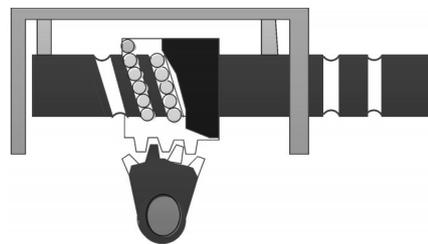


图2 循环球式转向器

1.2.2 电机

无刷直流电机。现有商用车24 V电源条件下,大功率EPS最大的限制在于能提供足够转矩的助力电机。电压越低助力电机最大工作电流越大,对驱动电

路性能要求越高,导致成本越高;而且工作电流越大,电机中的电阻产生的热量越多,容易烧坏电机;最大工作电流还受汽车电源的输出电流和系统各元件效率的限制。随着汽车电子系统增加,目前商用汽车 42 V 电源应用系统研究已经取得进展^[7]。本研究参考 42 V 电压进行系统参数设计,结合减速器对所需电机转速、转矩、功率进行综合计算。

1.2.3 减速器

EPS 减速器与电动机相连,常采用蜗轮蜗杆机构、行星齿轮机构等。重型汽车转向需要较大的转动力量,因此减速机构显得至关重要,应该从系统整体性能出发进行选择与设计。减速器最重要的参数是减速比,齿轮减速比被作为机电伺服系统设计中最重要的变量。它直接影响齿轮、电机和机械传动装置的尺寸^[8],对 EPS 系统的性能有着重大的影响,选择减速比时要兼顾转向系统的特殊工况和助力电机的性能指标。参考文献[1]结合整个系统对减速器进行了设计,使用一个正齿轮和一个行星齿轮进行组合。

重型汽车循环球式 EPS 助力位置可以选择有转向轴、转向螺杆、转向摇臂。其中转向轴助力布置方便、结构紧凑、成本较低、容易进行拆装与维修工作,本研究 EPS 总体结构采用循环球式转向轴电动助力转向,如图 3 所示。

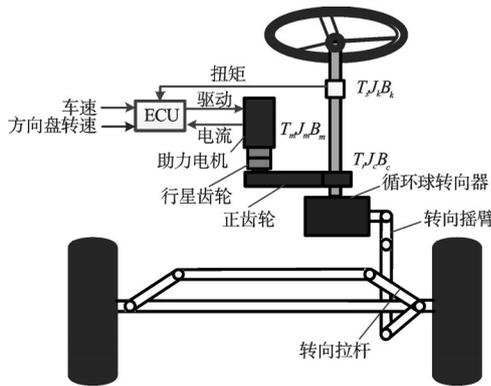


图 3 重型汽车 EPS 系统结构

1.3 动力学方程

重型汽车的转向系统是由转向盘、转向柱、循环球式机械转向器及一些惯性元件组成,非常复杂。这里进行了很多的简化,如将扭矩传感器简化成为一根刚度为 K_s 的扭力杆件,忽略了助力电机的扭转刚度,认为减速器减速比为 G_m 。由此得到了转向轴、助力电机、循环球转向器等几个 EPS 系统的如下简化动力学模型。

扭矩传感器:

$$T_s = K_s(\theta_k - \theta_c) \quad (3)$$

减速器:

$$\theta_m = G_m \cdot \theta_c \quad (4)$$

直流助力电机电压平衡方程及电磁转矩:

$$U = L \frac{dI}{dt} + RI + K_b \frac{d\theta_m}{dt} \quad (5)$$

$$T_m = K_a I \quad (6)$$

电机轴:

$$T_m - \frac{T_a}{G_m} = J_m \frac{d^2\theta_m}{dt^2} + B_m \frac{d\theta_m}{dt} \quad (7)$$

转向柱:

$$T_k - K_s(\theta_k - \theta_c) = J_k \frac{d^2\theta_k}{dt^2} + B_k \frac{d\theta_k}{dt} \quad (8)$$

循环球转向器:

$$T_s + T_a - \frac{T_r}{G_p} = J_c \frac{d^2\theta_c}{dt^2} + B_c \frac{d\theta_c}{dt} \quad (9)$$

式中: K_s —扭矩传感器刚度; $\theta_k, \theta_m, \theta_c$ —转向盘、电机、转向轴转角; T_k, T_m, T_a —转向盘转矩、助力电机电磁转矩、助力电机施加在转向轴上的转矩; J_k, J_m, J_c —转向盘和上转向轴的转动惯量、助力电机、前轮及转向机构向转向轴等效后的转动惯量; B_k, B_m, B_c —转向柱阻尼系数、助力电机阻尼系数、转向机构与前轮等效到转向轴的摩擦系数; K_a, K_b —助力电机的力矩常数、反电动势常数; G_m —减速器传动比。

2 控制策略

汽车要求转向平顺、轻便并具有良好的“路感”,因此 EPS 需具有良好的跟随性和稳定性,特别是电机响应需要快速。在硬件确定的基础上,控制策略和算法决定了 EPS 能否快速、稳定、准确地辅助转向。在实际中,需要对转向、回正、中间位置等几个环节进行控制。电机对转向器的辅助作用主要有提供助力和阻尼两种形式,对应助力控制和阻尼控制两种控制模式,包括转向助力、回正助力、回正阻尼、中位阻尼。其中 EPS 系统处于助力控制的工作时间最长,而且向这种模式切换的次数最为频繁,属于基本助力控制,因此它是 EPS 系统中最主要最关键的控制模式,本研究就助力控制进行分析和研究。

2.1 控制策略

根据 EPS 的结构及工作原理,可以将其分为上、下两层进行控制,上层为助力特性及各种补偿电流等进行综合计算,并抑制干扰和噪声,下层为电机电流伺服控制系统;也可以认为上层是系统位置控制,下层为电流控制。针对重型汽车 EPS 具有一定程度非线性、不确定性、时变性以及具有大惯性的特点,本研究提出对上层控制使用 Sugeno 型模糊控制及惯性补偿,下层使用模糊 PID 的复合控制结构,系统控制框图如图 4 所示。

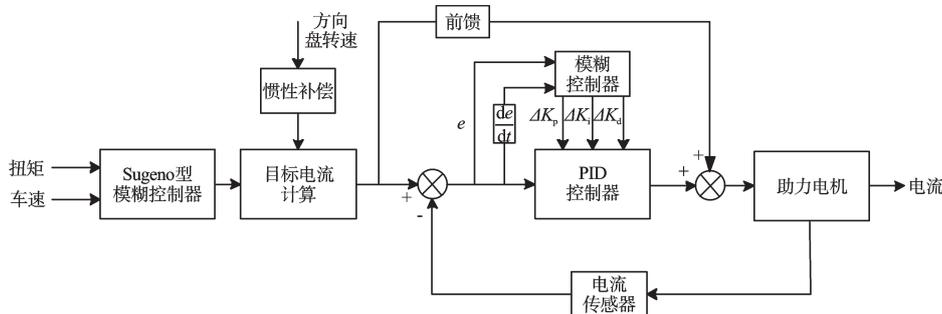


图4 重型汽车EPS控制系统框图

2.1.1 上层控制

(1) 助力特性。由于EPS系统的助力特性是由多个线性系统组成的非线性系统,采用Sugeno型模糊控制器的分段线性控制的特点,可使得汽车在不同速度切换时的转向盘助力更平滑,并取得更好的控制效果^[9]。这里使用一阶Sugeno型模糊控制系统,模糊规则形式为:IF T_s is A and V is B then $I = pT_s + qV + r$, 扭矩范围 $[-80\ 80]$,车速范围 $[0\ 100]$ 。

模糊规则控制表如表2所示。

表2 助力特性模糊控制规则表

		T_s						
V		NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
Z		-1	-0.67	-0.33	0	0.33	0.67	1
PS		-0.67	-0.45	-0.22	0	0.22	0.45	0.67
PM		-0.33	-0.22	-0.11	0	0.11	0.22	0.33
PB		0	0	0	0	0	0	0

(2) 惯性补偿。重型汽车具有较大的惯性,特别是快速或躲闪转向时,应该使用惯性补偿来解决大惯性问题,本研究惯性补偿使用方向盘角加速度来作为信号源,而不是电机轴加速度,以更好地提高惯性补偿助力的响应快速性,惯性补偿如下式所示:

$$I_i = K_i \frac{d^2\theta_k}{dt^2} \quad (10)$$

式中: K_i —惯性补偿系数, $d^2\theta_k/dt^2$ —方向盘转动角加速度。

因此,电机在工作中所需电流= Σ (助力特性电流,惯性补偿电流)。

2.1.2 下层控制

模糊PID控制不需要系统具有非常精确的数学模型,能够在线自动调整控制器参数,具有PID控制的快速性,也具有模糊控制的非线性时变控制优势,能减少波动,提供更好的手感和操纵稳定性^[10]。同时前馈控制能提高系统的响应速度。模糊控制规则如表3~5所示。

2.2 Simulink 仿真

该仿真的电机参数如表6所示。在Simulink中仿

表3 ΔK_p 模糊控制规则表

		de/dt						
e		NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
NB		PB	PB	PM	PM	PS	Z	Z
NM		PB	PB	PM	PS	PS	Z	NS
NS		PM	PM	PM	PS	Z	NS	NS
Z		PM	PM	PS	Z	NS	NM	NM
PS		PS	PS	Z	NS	NS	NM	NM
PM		PS	Z	NS	NM	NM	NM	NM
PB		Z	Z	NM	NM	NM	NB	NB

表4 ΔK_i 模糊控制规则表

		de/dt						
e		NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
NB		NB	NB	NM	NM	NS	Z	Z
NM		NB	NB	NM	NS	NS	Z	Z
NS		NB	NM	NS	NS	Z	PS	PS
Z		NM	NM	NS	Z	PS	PM	PM
PS		NM	NS	Z	PS	PS	PM	PB
PM		Z	Z	PS	PS	PM	PB	PB
PB		Z	Z	PS	PM	PM	PB	PB

表5 ΔK_d 模糊控制规则表

		de/dt						
e		NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
NB		PS	NS	NB	NB	NB	NM	PS
NM		PS	NS	NB	NM	NM	NS	Z
NS		Z	NS	NM	NM	NS	NS	Z
Z		Z	NS	NS	NS	NS	NS	Z
PS		Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
PM		PB	NS	PS	PS	PS	PS	PB
PB		PB	PM	PM	PM	PS	PS	PB

表6 电机仿真参数

仿真参数	数值
额定电压 U/V	42
电阻 R/Ω	0.065
电感 L/mH	1.03
额定转速 $n/(r \cdot \min^{-1})$	5 000
转矩系数 $K_t/(N \cdot m \cdot A^{-1})$	0.064 4
反电动势系数 $K_e/(V \cdot (r \cdot \min^{-1})^{-1})$	0.006 8
电机阻尼系数 $B_m/(N \cdot m \cdot s \cdot \text{rad}^{-1})$	0.062
电机转动惯量 $J_m/(kg \cdot m^2)$	0.02

真得到上层控制的助力特性曲线、惯性补偿曲线如图5、图6所示,下层控制的阶跃输入信号响应及正弦输入信号跟踪如图7、图8所示。

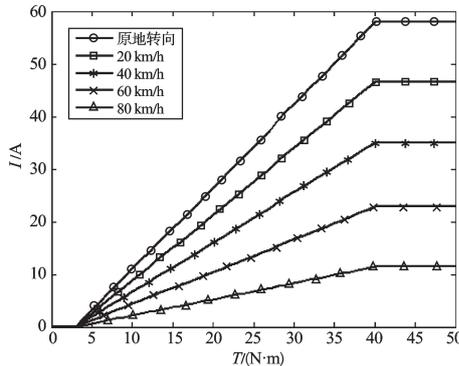


图5 助力特性仿真曲线

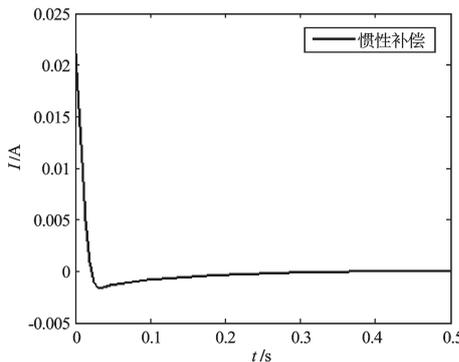


图6 阶跃输入下惯性补偿电流响应曲线

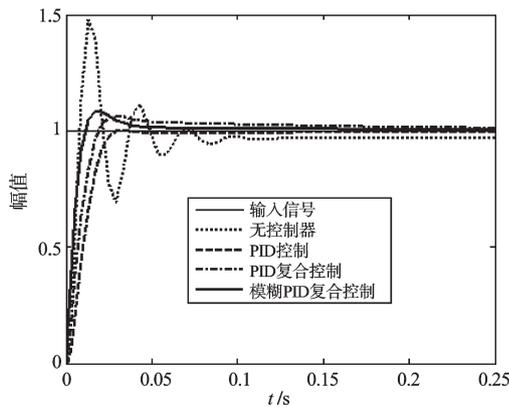


图7 阶跃目标电流输入下响应曲线

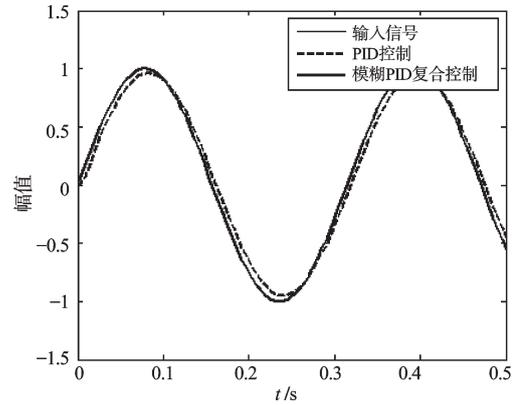


图8 EPS在 $w=20$ rad/s 正弦输入下响应曲线

略,并在 Simulink 中进行了仿真。仿真结果表明:该控制策略在系统稳定性、快速性、频带等方面能达到重型汽车 EPS 工作的需要,可以为重型汽车 EPS 后期开发和应用提供理论参考。

参考文献(References):

[1] 雷琼红. 汽车电动助力转向(EPS)技术的现状和发展趋势分析[J]. 机械工程师,2009,18(9):53-55.

[2] 徐翔,宋文斌. 电动叉车的电动助力转向(EPS)应用[J]. 机电工程,2010,27(11):33-35.

[3] 熊亮,刘和平,彭东林. 无转矩传感器汽车电动助力转向系统的控制策略[J]. 汽车工程,2013(8):711-715.

[4] LEE M H, LEE H M, LEE K S, et al. Development of a hardware in the loop simulation system for electric power steering in vehicles[J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2011, 12(5):733-744.

[5] 张小江,丁宏刚,朱亚夫,等. 重型车辆轮胎原地转向阻力矩研究[J]. 机械设计与制造,2013(1):217-219.

[6] ROOS F. Design and Theoretical Evaluation of Electric Power Steering in Heavy Vehicles[R]. Stockholm: Department of Machine Design Royal Institute of Technology, KTH, 2005:62-62.

[7] 刘宁博. 基于模糊自适应PID控制的商用车EPS控制器的设计[D]. 西安:长安大学汽车学院,2010.

[8] ROOS F. Towards a Methodology for Integrated Design of Mechatronic Servo Systems[D]. Department of Machine Design, 2007.

[9] 刘俊,陈无畏. 电动助力转向系统 Sugeno 型模糊及PID的滤波控制研究[J]. 中国机械工程,2009(14):1758-1763.

[10] LI X, ZHAO Xue-ping. Controller design for electric power steering system using T-S fuzzy model approach[J]. *International Journal of Automation and Computing*, 2008, 6(2):198-203.

[编辑:张翔]

3 结束语

本研究通过对重型汽车EPS的分析和研究,建立了重型汽车EPS的模型,设计了模糊PID复合控制策

本文引用格式:

周仕友,李霆,汪兆栋. 重型汽车EPS助力控制策略的研究与仿真[J]. 机电工程,2014,31(6):740-744.

ZHOU Shi-you, LI Ting, WANG Zhao-dong. Research and simulation of EPS power control strategy in heavy vehicles[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2014, 31(6):740-744.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>