

电液复合转向系统能量优化分配方法研究

吴海啸¹,彭京旗²,姜朋昌¹

(1. 南京奥联新能源有限公司,江苏 南京 210016; 2. 南京南汽专用车有限公司,江苏 南京 210007)

摘要:以新型电液复合转向系统(E-HHPS)为研究对象,对其复合助力模式下助力分配及能耗进行研究。建立E-HHPS动力学模型,根据典型工况下所需的助力力矩数据,以系统最低能耗为控制目标,设计电液复合转向系统双执行机构最佳分配比动态求解方法。仿真结果表明,该方法能够有效降低转向系统能耗。

关键词:电液复合转向系统;助力力矩;分配比;能耗

中图分类号:TP273+.1 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2021)02-0241-04

Research on Optimal Energy Distribution Method of Electric-hydraulic Hybrid Steering System

WU Haixiao¹, PENG Jingqi², JIAN Pengchang¹

(1. Nanjing Aolian New Energy Co., Ltd., Nanjing 210016, China; 2. Nanjing NAC Special Purpose Vehicle Co., Ltd., Nanjing 210007, China)

Abstract: Taken a novel electric-hydraulic hybrid power steering system (E-HHPS) as the research subject, its steering assist torque distribution and energy consumption were studied. With establishment of Dynamic model of E-HHPS and the basis of the data of steering assist torque under typical working conditions, a dynamic solution method for optimal power distribution coefficient of dual actuators of E-HHPS was proposed with the lowest energy consumption of the system as the control target. The simulation results indicate that the optimal power distribution method can effectively reduce the energy consumption of steering system.

Keywords: electric-hydraulic hybrid power steering system; assist torque; optimal power distribution coefficient; steering energy consumption

0 引言

随着新能源汽车技术的高速发展,新能源汽车正在快速产业化。为延长车辆续驶里程,提高车载能源能量利用率成为新能源汽车技术亟待解决的问题之一。因此,如何降低系统能耗也逐步成为广泛关注的焦点。

新能源汽车助力转向系统分为电动液压助力转向系统(electro-hydraulic power steering, EHPS)和电动助力转向系统(electric power steering, EPS)两种。EPS系统响应迅速,具有助力随速可调的特性,能提供较好的路感,但受汽车本身蓄电池电压等电气特性限制,往往难以满足大中型商用车低速时对于转向系统性能的需求。EHPS系统通过电机驱动转向油泵,能够满足大中型商用车的转向要求,但是其持续运行的特性导致系统能耗较高,且无法像EPS一样可提供良好的手感^[1-2]。因此产生了新型电液复合转向系统E-HHPS,其在EHPS系统基础上增加助力电机及其减速机构,使系统可通过两子系统间并联的方式协同工作提供助力,且两套助力装置均比较小,可以很大程度节约后备功率,同时助力转向总成质量和体积均有所减小。

江苏大学李强等^[3]对系统的电机、液压泵、液压管路、中位开式转向阀等结构基于AMESim进行了建模仿真,分析了这些结构的功率损失;北京理工大学谢欢欣^[4]对转向能耗特性进行了分析,得到了不同行驶车速下常压式和常流式液压助力系统转向能耗比。但当前对能量消耗机理研究较多,对控制实现研究较少。

针对上述问题,本文针对手感及能耗问题展开研究,在采用复合助力模式时通过合理的电、液助力分配比例,既提供良好的驾驶手感,又使两子系统均工作于高效率运行区间,降低系统能耗。

1 新型电液复合转向系统动力学建模

1.1 转向盘模块模型

在转向盘力输入的条件下,转向盘模块的数学模型可以用以下方式描述:

$$T_{\text{driver}} = J_{\text{sw}} \ddot{\theta}_{\text{sw}} + B_{\text{sw}} \dot{\theta}_{\text{sw}} + T_{\text{sc}} + M_{\text{fsw}} \quad (1)$$

式中: T_{driver} 为驾驶员输入转矩; θ_{sw} 为转向盘转角; θ_{sc} 为转向管柱转角; J_{sw} 为转向盘模块的转动惯量; B_{sw} 为转向

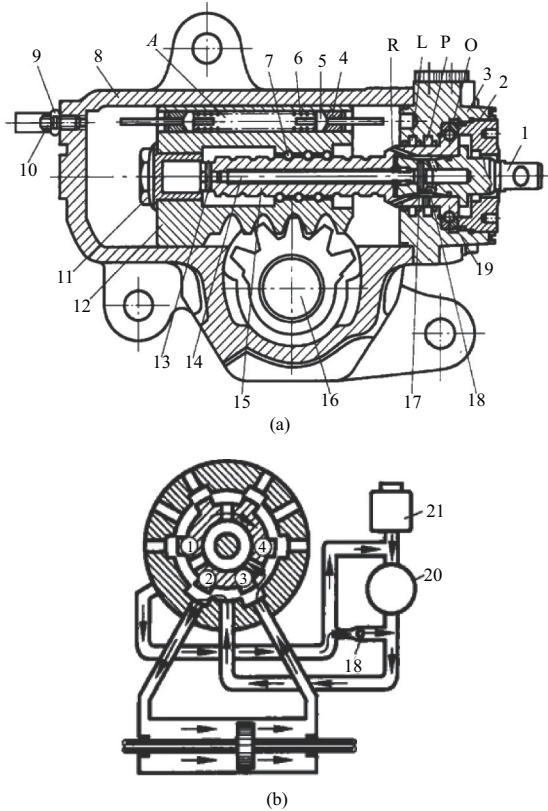
基金项目:江苏省重点研发计划(BE2017008-1;BE2017008-4)

第一作者简介:吴海啸(1984—),男,江苏泰兴人,高级工程师,硕士,长期从事新能源汽车控制系统研究。曾参与多项国家及省市项目,获得江苏省科技进步三等奖1项,南京市科学技术三等奖1项,已发表学术论文20余篇,申请发明专利10余项。

盘模块的转动阻尼; T_{cs} 为转向管柱传递的转矩; $M_{f_{sw}}$ 为转向盘模块的摩擦力矩。

1.2 循环球式转向器模型

本文采用整体式的循环球式液压助力转向器,其结构如图1所示。该转向器转向螺母兼起助力缸活塞的作用,转向器壳体兼作助力缸,阀套与转向螺杆制成一体,扭杆两端通过定位销分别与螺杆和阀芯固定。转向时,阀芯和阀套之间产生相对转动,使转向助力缸两腔内产生压差,产生助力作用。



1—阀芯;2—旋塞;3—上盖;4—阀座;5—阀杆;6—弹簧;
7—钢球;8—壳体;9—螺母;10—调节螺母;11—螺母;
12—转向螺母(活塞);13、17—定位销;14—扭杆;
15—螺杆;16—齿扇轴(摇臂轴);18—单向阀;19—轴承;
20—转向油泵;21—储油罐;O—回油环槽;P—进油环槽;
L—左腔环槽;R—右腔油孔;A—限位阀腔。

图1 循环球式液压助力转向器

转向器数学模型为

$$T_{SC} = J_{TB} \ddot{\theta}_{TB} + B_{TB} \dot{\theta}_{TB} + J_S \ddot{\theta}_{S1} + B_S \dot{\theta}_{S1} + T_S \quad (2)$$

式中: T_{SC} 为转向管柱传递力矩; T_{TB} 为扭杆传递的转矩; T_S 为螺杆传递的转矩。

循环球式转向器中螺母的模型为:

$$m_{lm} \ddot{x} + B_{lm} \dot{x} = F_1 + F_2 + F_3 - F_{cs} \quad (3)$$

式中: m_{lm} 为螺母质量; B_{lm} 为液压助力油缸的阻尼系数; F_{cs} 为作用在齿扇上的力; x 为螺母轴向位移; F_1 为转向螺杆轴向工作载荷; F_2 为转向器内部液压助力; F_3 为电助力。

转向器齿扇的数学模型为

$$J_{cs} \ddot{\theta}_{cs} + B_{cs} \dot{\theta}_{cs} = T_{cs} - T_f \quad (4)$$

式中: J_{cs} 为齿扇的转动惯量; θ_{cs} 为齿扇转角; B_{cs} 为齿扇的黏性阻尼系数; T_f 为转向阻力矩等效到齿扇摇臂轴的力矩; T_{cs} 为作用在齿扇上的驱动力矩。

转向螺杆转矩作用在齿扇上的驱动力矩可表示为

$$T_{cs1} = K_{S1} (\theta_{S1} - \theta_{S2}) \cdot i_g \quad (5)$$

式中: K_{S1} 为转向螺杆扭转刚度; θ_{S1} 为转向螺杆下端转角; θ_{S2} 转向螺杆转角。

液压助力系统作用在齿扇上的驱动力矩为

$$T_{cs2} = F_s \cdot r_w = A_p (P_A - P_B) \cdot r_w \quad (6)$$

式中: F_s 为转向螺杆扭转刚度; r_w 为齿扇半径; A_p 为液压缸活塞的有效面积; P_A 、 P_B 分别表示液压缸两端压力。

电助力系统助力位置在螺杆上,因此电助力系统作用在齿扇上的驱动力矩可表示为

$$T_{cs3} = K_m (\theta_m - \theta_{i1} i_m) i_g \quad (7)$$

式中: K_m 为电机轴刚度; θ_m 为电机转角; i_m 为电机减速机构传动比; i_g 为循环球转向器传动比。

1.3 电助力模块

电助力系统模块由永磁无刷直流电机与蜗轮蜗杆减速装置组成,其助力位置在转向器螺杆上,转矩通过循环球式转向器传递。

电动机电气特性数学模型为

$$L_{a1} \frac{di_{a1}}{dt} + R_{a1} i_{a1} + K_{e1} \dot{\theta}_{m1} = u_{a1} \quad (8)$$

式中: u_{a1} 为电机电枢电压; i_{a1} 为电机电枢电流; R_{a1} 为电机的电枢电阻; L_{a1} 为电枢电感; θ_{m1} 为电机转角; K_{e1} 为反电动势常数。

电动机机械特性数学模型为

$$J_{m1} \ddot{\theta}_{m1} + B_{m1} \dot{\theta}_{m1} = T_{m1} - T_L - M_{m1} (\theta_{m1}, \dot{\theta}_{m1}) \quad (9)$$

式中: J_{m1} 为电机转动惯量; B_{m1} 为电机轴阻尼系数; T_{m1} 为电机电磁转矩; T_L 为电机输出转矩; $M_{m1} (\theta_{m1}, \dot{\theta}_{m1})$ 为电机轴处摩擦转矩。

1.4 电动液压助力模块

电控液压助力模块由助力电机、液压泵、转阀等部件组成。下面分别对主要部件建立数学模型。

电控液压助力模块的电机同样选取永磁直流电机,其模型与 EPS 电机相同。

液压泵由助力电机驱动,从储油箱中吸出油液,使油液具有一定压力后进入转阀进油孔中。

液压泵工作压力 P_s 为

$$P_s = 2\pi\eta T_o/q \quad (10)$$

式中: q 为齿轮泵实际平均排量; P_s 为液压泵工作压力; η 为液压泵机械效率; T_o 为液压泵输入转矩。

液压动力转向器的转向阀采用对称结构可控节流通道,对四通道转向阀建立动力学模型,其等效模型为

$$\begin{cases} Q_S = Q_1 + Q_2 = C_d A_1 \sqrt{2(p_s - p_1)/\rho} + C_d A_2 \sqrt{2(p_s - p_2)/\rho} \\ Q_{L1} = Q_1 - Q_4 = C_d A_1 \sqrt{2(p_s - p_1)/\rho} - C_d A_4 \sqrt{2(p_1 - p_0)/\rho} \\ Q_{L2} = Q_3 - Q_2 = C_d A_3 \sqrt{2(p_2 - p_0)/\rho} - C_d A_2 \sqrt{2(p_s - p_2)/\rho} \end{cases} \quad (11)$$

1.5 车辆模型

本文采取魔术公式为基础的经验轮胎模型;整车模型选用三自由度整车模型,具有 x 轴方向侧倾、 y 轴方向位移和 z 轴方向横摆3个自由度^[5];驾驶员模型见参考文献[6],本文不做赘述。

2 双执行机构最佳分配

2.1 助力特性曲线分析

本文提出的转向助力控制策略是根据车辆当前的行驶车速和转向盘手力,通过设计好的转向助力特性曲线计算所需助力。转向助力特性曲线是基本助力特性曲线与驾驶员理想转向盘手力的差值。

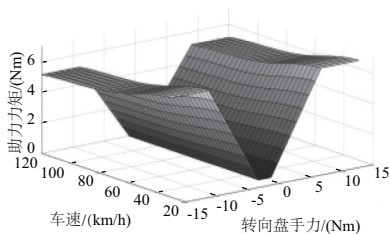
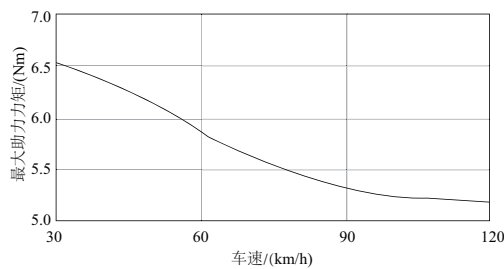
目前,基本助力特性曲线共有3种类型:直线型、折线型和曲线型。本文采用直线型助力特性曲线。直线型助力特性曲线表达式为:

$$T_a = \begin{cases} 0 & (0 \leq T_h < T_{h0}) \\ Kf(T_h) & (T_{h0} \leq T_h < T_{hmax}) \\ T_{amax}(T_h > T_{hmax}) \end{cases} \quad (12)$$

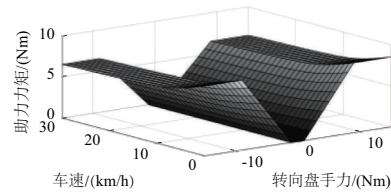
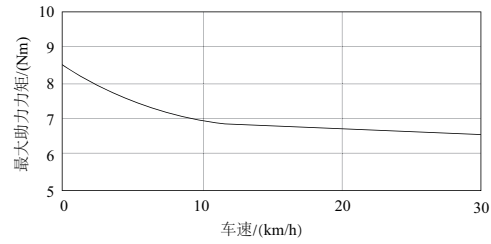
式中: T_h 为方向盘手力; K 是助力系数;取助力转向系统开始提供助力时的力矩 $T_{h0} = 1 \text{ Nm}$;助力转向系统提供力矩达到最大时的转向盘手力 $T_{hmax} = 9 \text{ Nm}$ 。

行驶车速、侧向加速度、转向盘转角是影响理想转向盘手力的主要因素。汽车中高速行驶时,转向盘很小的转角就能引起很大的侧向加速度,因此高速时侧向加速度与车速是最为重要的影响因素;低速时,驾驶员对转向盘转角的感知增强,因此低速时着重考虑车速与转向盘转角的影响^[7]。在此,分析与道路试验基础上,提出了参数化驾驶员理想转向盘力矩模型。设计低速段范围为 $0 \sim 30 \text{ km/h}$,高速段范围为 $30 \sim 120 \text{ km/h}$ 。

基本助力特性曲线与驾驶员理想转向盘手力的差值即为助力转向系统所需提供的力矩大小。根据此种方法可求得每一车速下助力转向系统所需提供的最大助力力矩,如图2所示。



(a) 高速段助力曲线



(b) 低速段助力曲线

图2 所提供的最大助力力矩

2.2 双执行机构最佳分配比动态求解

通过对双执行机构进行合理的助力分配,期望两执行机构尽量工作在高效率工作区间,同时使双执行机构总功耗最低。

定义双执行机构分配比 x 为电动助力执行机构助力力矩 T_{elec} 与总助力力矩 T_{addit} 之比,其表达式为: $x = T_{elec}/T_{assit}$ 。

因此:

$$\begin{aligned} T_{elec} &= xT_{assit} \\ T_{hydra} &= (1-x)T_{assit} \end{aligned} \quad (13)$$

双执行机构总能耗为

$$P = \frac{xT_{assit}n_{elec}}{9550\eta_{elec}} + \frac{\beta(1-x)T_{assit}n_{hydra}}{9550\eta_{hydra}} \quad (14)$$

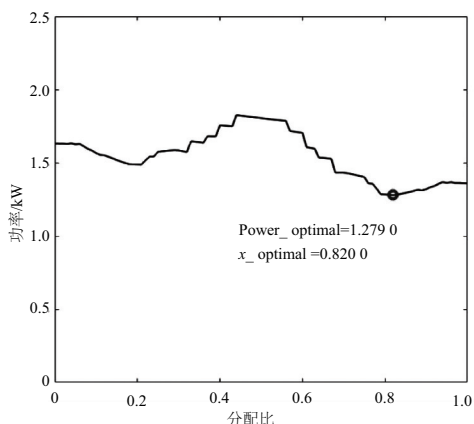
式中: β 为电液液压模块损失系数; n_{elec} 为电机转速; n_{hydra} 为油泵转速; η_{elec} 为电机效率; η_{hydra} 为油泵效率。

由于电机与油泵之间存在转矩损失,因此取损失系数为1.2。

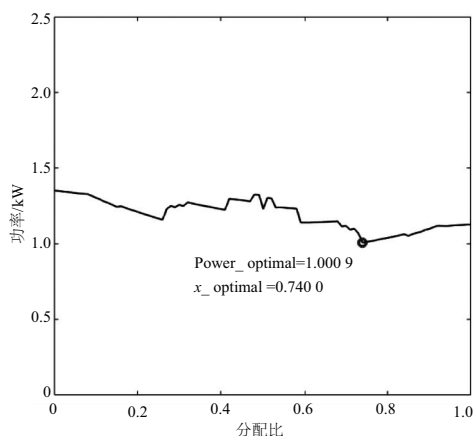
双执行机构分配比取值范围为 $[0,1]$,使 x 以0.01的变化率遍历 $[0,1]$ 区间,求取不同分配比对应的功率,得到分配比-功率曲线,求出曲线最低点,即可求出当前车速、转向盘转矩条件下双执行机构最低能耗对应的最佳分配比。

3 仿真分析

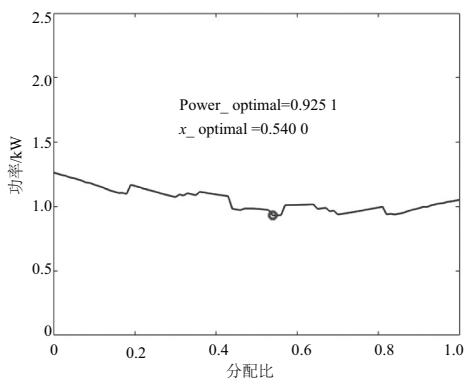
最佳分配比求解控制器模块输入为转向盘手力和车速,输出为两执行机构电机理想转速,同时计算出最佳分配比与转向系统最低能耗。分别对原地转向、低速、中速、高速4种典型工况进行仿真,为比较各工况差异,转向盘手力均输入 9 Nm 。由图3仿真结果可看出,转向盘手力相同时,随着车速的增加,所需助力力矩下降,两执行机构最佳混合比下降,即电动助力转向系统提供助力占总助力力矩比例下降,同时最低转向能耗也降低。



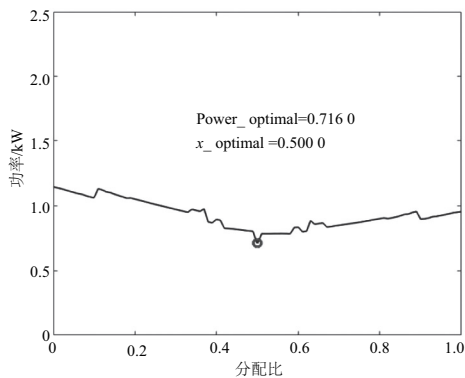
(a) 原地转向(转向盘手力输入为9 Nm, 车速0 km/h)



(b) 低速转向(转向盘手力输入为9 Nm, 车速30 km/h)



(c) 中速段转向(转向盘手力输入为9 Nm, 车速60 km/h)



(d) 高速转向(转向盘手力输入为9 Nm, 车速90 km/h)

图3 相同转向盘手力、不同车速输入时最佳分配比

从图3仿真结果可知,原地转向工况下,E-HHPS系统能耗为1.28 kW,相比于普通EHPS系统功率降低约0.32 kW,能量消耗率下降约21.3%;相比于EPS系统功率降低约0.12 kW,能量消耗率下降约8.5%。

E-HHPS系统同普通EHPS系统与EPS系统相比,低速转向时,能耗分别降低了27.9%和9%;中速转向时,分别降低了26.1%和11.9%;高速转向时分别降低了40.3%和28.4%。可见转向盘手力较大时,不同车速工况下,E-HHPS系统均能够显著降低总系统能耗。

从新型电液复合助力转向系统在相同转向盘手力、不同车速下的仿真结果分析中可得出如下结论:转向盘手力相同时,随着车速的增加,所需总的助力功率下降。当原地转向时,所需助力功率最大,两执行机构同时工作在中低转矩区域(即高效率区域)时,不能满足转矩需求,由于提供相同助力时电动助力模块比电液助力模块功率消耗小、效率高,因此,在原地转向最佳分配比较大,即电动助力模块提供更大助力。当低速转向时,与原地转向情况类似,所需总的助力功率和最佳分配比比原地转向时略有下降,此时依然由电动助力模块提供更大助力。当中高速转向时,所需总的助力功率较小,最佳分配比也大幅降低,此时两执行机构电机同时工作在中低转矩区域(即高效率区域),即可满足助力需求。以上仿真结果与转向系统运行的实际情况基本相同,所以最佳分配比求解控制器模型较为准确。

4 结语

本文对新型电液复合转向系统复合助力模式下助力分配及能耗问题进行了研究,建立新型电液复合转向系统动力学模型,根据典型工况下所需的助力力矩数据,以系统最低能耗为控制目标,提出电液复合转向系统双执行机构最佳分配比动态求解方法。仿真结果表明,针对新型电液复合转向系统复合助力模式设计的双执行机构,最佳分配比动态求解方法能够有效降低转向系统能耗。本研究对新型电液复合转向系统复合助力模式下的能量优化分配控制有着重要的意义。

参考文献:

- [1] ZHAO W Z, LUAN Z K, WANG C Y. Parametric optimization of novel electric-hydraulic hybrid steering system based on a shuffled particle swarm optimization algorithm [J]. Journal of Cleaner Production, 2018, 186: 865-876.
- [2] 张永辉,王栋. EPS助力曲线设计[J]. 机械制造与自动化, 2019, 48(6): 172-173, 177.
- [3] 李强,夏长高,金桥,等. 电控液压助力转向系统的功率损失分析[J]. 重庆交通大学学报(自然科学版), 2013, 32(3): 511-514.
- [4] 谢欢欣. 电动客车双油泵式电动液压助力转向系统研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
- [5] 余志生. 汽车理论[M]. 5版. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [6] 许力,胡杰,孟武强. 个性化驾驶员模型及其在车辆测试中应用[J]. 机械工程学报, 2015, 51(18): 136-142.
- [7] 任夏楠,邓兆祥. 驾驶员理想转向盘力矩特性研究[J]. 中国机械工程, 2014, 25(16): 2261-2265.

收稿日期: 2020-01-10