

两档 AMT 纯电动汽车换挡协调控制及试验研究

肖力军¹,王明¹,钟志华¹,张邦基^{1†},徐卫东²

(1. 湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室,湖南 长沙 410082;

2. 湘电莱特电气有限公司,湖南 湘潭 411100)

摘要:为提高两档 AMT 纯电动汽车的换挡平顺性及减少换挡时间,建立了详细的纯电动汽车动力传动系统的数学模型,制定驱动电机参与换挡过程的综合协调控制方法,从允许的最大换挡冲击度出发得出转矩相位电机扭矩控制律,惯性相位采用 PID 和有限状态切换的控制策略进行电机调速.最后搭建纯电动汽车传动系统试验台架,对升挡和降挡过程中换挡协调控制策略进行仿真分析与试验验证.仿真结果显示:0~100 km/h 全加速的升挡时间为 0.5 s,纵向冲击度在 8.0 m/s³ 以内,NEDC 市区工况升降挡时间均在 0.6 s 以内,最大冲击度未超过 7.8 m/s³;试验结果显示:驱动电机在固定转速下的升降挡时间分别为 0.6 s 和 0.8 s,输出轴转速变化平滑.传统 AMT 车辆的换挡时间为 0.8~1.0 s,上述结果表明该换挡综合协调控制策略能够实现快速、平稳换挡.

关键词:电动汽车;两档 AMT;换挡平顺性;综合协调控制策略;试验验证

中图分类号:U463.212

文献标志码:A

Coordinated Shift Control and Experimental Study of Two-speed AMT for Pure Electric Vehicle

XIAO Lijun¹, WANG Ming¹, ZHONG Zhihua¹, ZHANG Bangji^{1†}, XU Weidong²

(1. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Hunan University, Changsha 410082, China;

2. XEMC Light Electric Co LTD, Xiangtan 411100, China)

Abstract: In order to improve the shifting smoothness and to reduce the shifting time of the two-speed Automated Manual Transmission (AMT) equipped on the pure electric vehicle, the mathematical model of the powertrain system was developed, and the comprehensive coordinated control strategies in which the motor participates in the shifting process were designed. The motor torque control law of torque phase was derived from the maximum allowable shift impact, and the PID and finite state switching control strategy were adopted to regulate motor speed during the inertia phase. Additionally, a test rig of the pure electric vehicle transmission system was built for the up-shift and down-shift test. The simulation results show that the up-shift time of 0~100 km/h full acceleration is 0.5 s, the longitudinal impact is within 8.0 m/s³, and the up-shift and down-shift time in the NEDC urban conditions are both within 0.6 s, and the maximum impact does not exceed 7.8 m/s³. The test results show that the up-shift and down-

* 收稿日期:2018-05-18

基金项目: 国家科技支撑计划资助项目 (2013BAG14B00), National Key Technology Research and Development Program of China (2013BAG14B00)

作者简介: 肖力军(1975—),男,湖南邵阳人,湖南大学博士研究生

† 通讯联系人, E-mail: bangjizhang@hnu.edu.cn

shift time is 0.6 s and 0.8 s, respectively, which is in the condition that the drive motor under fixed speed control, and the output shaft speed changes smoothly. Because the shift time of the traditional AMT vehicle is 0.8~1.0 s, the above results show that the comprehensive coordination shift control strategy can achieve fast and smooth shifting.

Key words: electric vehicles; two-speed AMT; shifting smoothness; coordinated shift control strategy; experimental verification

新能源汽车产业是国家重大战略布局,纯电动汽车是新能源汽车的主要发展方向之一^[1-2]。目前纯电动汽车大多采用的直驱方式存在能耗过高等问题,而多挡化能够有效利用驱动电机的高效工作区间、降低整车能耗^[3-4]。电机的高效区远大于内燃机,因此挡位过多并不能对经济性有大幅度改善,且会增加控制难度和开发成本。因此,搭载具有传动效率高、可靠性好和开发成本低等优势的两档 AMT(Automated Manual Transmission),是纯电动汽车产业的重要发展方向。但两档 AMT 存在换挡平顺性不佳,动力中断时间长等问题。

近年来,AMT 在纯电动汽车上的应用成为国内外研究热点。文献[5-6]分析了两档 I-AMT 在纯电动汽车上的应用,通过同步器和离合器的组合或离心式离合器和干式离合器的协调控制完成换挡;文献[7]提出一种无动力中断两档变速器,设计三种无动力中断换挡控制策略,仿真对比验证了不同控制策略的优劣。文献[8]在单行星排结构基础上通过干式离合器和制动器两个执行机构可以实现换挡过程无动力中断。但是相较于传统构型的 AMT 变速器,上述几种无动力中断的构型都较为复杂、成本更高,也未经实际检验。文献[9]研究汽车 AMT 无离合器换挡控制,能显著提高换挡舒适性。王洪亮等在文献[10]中分析了换挡过程中挂挡力对换挡品质的影响,但没有建立详细的同步器数学模型;文献[11]在无离合器 AMT 换挡过程中采用了一种复合转矩-转速控制算法,并取得了较好的控制效果,但建模过程中仅将同步器当做开关元件,未考虑同步器动态性能对换挡冲击的影响。

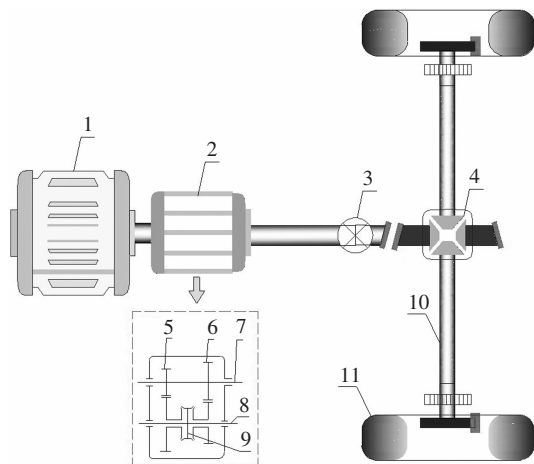
在同步器建模及控制研究方面,文献[12-13]建立了同步器详细的数学模型,分析了换挡过程各阶段同步器的工作状态,但仅针对与双电机纯电动汽车和传统燃油车,未分析两档 AMT 纯电动汽车换挡过程同步器的工作模式。文献[14-15]建立了详细的换挡执行机构数学模型,同时分析了同步器工作的各个阶段力的传递路径,并且通过台架试验进行

验证,但并没有给出在整车控制逻辑上进行验证。在两档 AMT 换挡平顺性的研究上,存在一些不足,大都未考虑同步器对换挡平顺性的影响。

本文建立包含电池与同步器的两档 AMT 纯电动汽车动力传动系统模型,设计换挡过程中驱动电机参与换挡过程的综合协调控制方法,并通过仿真和试验验证该协调换挡控制策略的有效性。

1 动力传动系统模型的建立

纯电动汽车动力系统结构如图 1 所示,动力传动系统由驱动电机、两档 AMT 变速箱和车轮等组成,驱动过程中动力由驱动电机经两档变速箱传递给车轮,最终驱动汽车平稳行驶^[16]。



1-驱动电机,2-变速器,3-万向节,4-主减速器和差速器,5-一档主动齿轮,6-二档主动齿轮,7-驱动电机输出轴,8-变速器从动轴,9-同步器,10-驱动轴,11-车轮

图 1 两档电动汽车传动系统

Fig.1 Two-speed pure electric vehicle driveline system

1.1 电池模型

电池系统采用内阻模型,建立开路电压和内阻与电池 SOC 与温度的关系^[17-18],即:

$$V_{oc} = V_{oc-cell}(\text{Temp}, \text{SOC}) \times B_{cell} \quad (1)$$

$$R_{disc} = R_{disc-cell}(\text{Temp}, \text{SOC}) \times B_{cell} \quad (2)$$

式中: V_{oc} 为电池开路电压; $V_{oc-cell}(\text{Temp}, \text{SOC})$ 为电池单体开路电压,是关于电池温度与SOC的函数; B_{Cell} 为电池串联数量; R_{disc} 为电池放电内阻; $R_{disc-cell}(\text{Temp}, \text{SOC})$ 为电池单体内阻,是关于电池温度与SOC的函数,如图2所示。

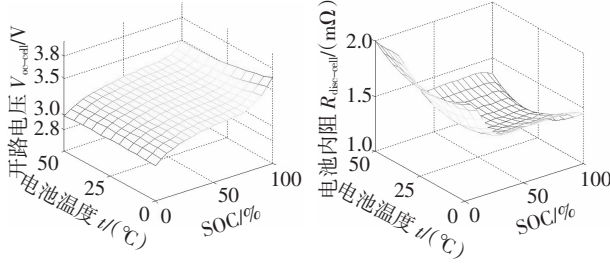


图2 电池开路电压函数曲线与内阻函数曲线

Fig.2 Function of open circuit voltage and internal resistance function for battery

1.2 驱动电机模型

驱动电机的输出转矩取决于油门开度与驱动电机转速,可表示为:

$$T_o = \frac{\eta_c \eta_m P_B}{\omega_m} = \frac{\eta_c P_B f(\omega_m, T_m)}{\omega_m} \quad (3)$$

$$P_m = \eta_c T_m \omega_m \quad (4)$$

式中: T_o 为电机输出转矩; ω_m 为电机转速; $f(\omega_m, T_m)$ 为电机效率; η_c 为电机控制器的效率.效率MAP如图3所示。

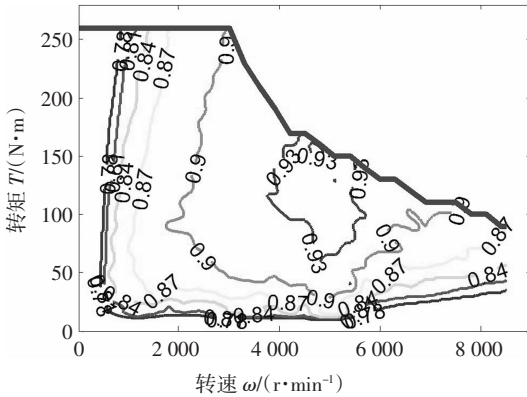


图3 电机效率MAP图

Fig.3 Motor efficiency MAP

电机转矩传递到变速器,动力传递方程表示为:

$$(J_m i_t^2 + J_t) \ddot{\theta} = T_i i_t - d_t \dot{\theta} - T_f \quad (5)$$

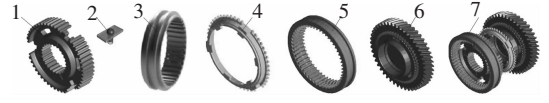
式中: J_m 和 J_t 分别表示电机转动惯量和变速器等效转动惯量; i_t 为变速器传动比; θ 为输出轴转角; d_t 为变速器等效转动阻尼; T_f 为车辆行驶阻力矩; T_i 为变速器输入转矩。

$$T_{sleeve} = T_i \cdot i_t \quad (6)$$

式中: T_{sleeve} 为同步器传递扭矩。

1.3 同步器动力学模型

同步器采用如图4所示锁环式结构。



1-花键鼓,2-定位止动装置,3-啮合套,4-同步环,5-换挡结合齿圈,6-换挡齿轮,7-部分组件组合

图4 同步器结构图

Fig.4 Synchronizer structure

当同步器拨杆处于中间位置和同步器处于分离或空行程位置时,此时同步器传递转矩为零,结合套轴向运动的加速度可表示为:

$$\text{acc} = \frac{F_{sleeve} - c_1 \cdot v_{sleeve}}{M_{sleeve}} \quad (7)$$

式中: F_{sleeve} 为结合套上的作用力; c_1 为作用于结合套的粘滞系数; v_{sleeve} 为结合套轴向速度; M_{sleeve} 为结合套质量。

当转矩作用于结合套时,结合套输出转矩可表示为:

$$T_{sleeve} = T_{syn} \cdot \tan\left(2 \frac{\omega_{rel}}{d_\omega}\right) \quad (8)$$

式中: T_{syn} 为作用于拨叉上的力矩; ω_{rel} 为同步器结合齿与输出轴的相对转速; d_ω 为同步器结合齿和输出轴转速差预设阈值,若转速差低于该阈值,同步器将无法结合。

$$T_{syn} = |F_{sleeve}| \cdot \frac{R \cdot \mu}{\sin \alpha} \quad (9)$$

式中: R 为锁环锥体的有效半径; μ 为平均动态阻力系数; α 为锁环锥角。

当结合套进入结合阶段时,结合套的输出转矩可表示为:

$$T_{sleeve} = \text{sign}(\omega_{ref}) \cdot \frac{F_{sleeve}}{\tan \beta} \cdot R_d \quad (10)$$

式中: β 为结合套锥角。

当结合套处于结合完成或快速分离时,结合套的输出转矩可表示为:

$$T_{sleeve} = K \cdot \theta + c_1 \omega_{ref} \quad (11)$$

式中: K 为结合套结合时的刚度; θ 为结合套与结合齿圈的相对转角。

1.4 整车行驶阻力矩

变速器输出转矩经主减速器、差速器和半轴传递至车轮,整车行驶阻力矩为:

$$T_f = i_0 r (mgf \cos \alpha + mg \sin \alpha + \frac{C_d A}{21.15} v^2 + \delta_m \frac{dv}{dt}) \quad (12)$$

式中: m 为整车质量; g 为重力加速度; α 为路面坡度; ρ 为空气密度; C_d 为空气阻力系数; v 为车速; f 为地面滚动摩擦系数; r 为轮胎半径; i_0 为主减速器传动比; δ_m 为质量转换系数。

2 换挡控制策略

纯电动汽车变速器的换挡控制过程可分为转矩相和惯性相,升挡和降挡过程协调控制策略分别如图5和图6所示。

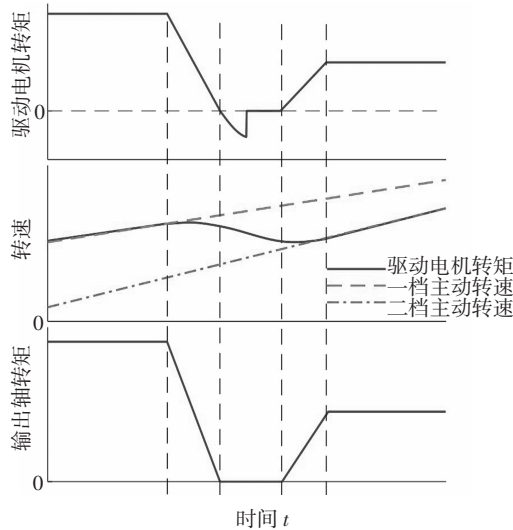


图5 升挡过程转矩协调控制策略

Fig.5 Torque coordinated control strategy for up-shift

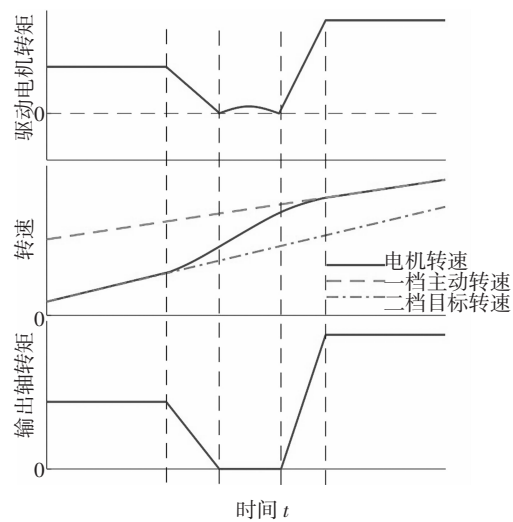


图6 降挡过程转矩协调控制策略

Fig.6 Torque coordinated control strategy for down-shift

转矩相的控制目标主要是实现转矩的快速跟踪调节,为尽量减少转矩相阶段的换挡冲击,根据冲

击度要求设定驱动电机的转矩变化率:

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{J_e \cdot i_0 \cdot (J_1 i_g^2 + J_2)}{r i_g} \quad (13)$$

式中: J_e 为换挡转矩相的纵向冲击度; J_1 为电机驱动轴的转动惯量; J_2 为齿轮从动轴的转动惯量。

根据德国标准 $J_e \leq 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-3}$ 的要求^[19],由式(13)得到满足冲击度要求的驱动电机转矩最大变化率.摘挡前,驱动电机在由力矩模式切换至自由模式时,按照满足冲击度要求的驱动电机转矩变化率将驱动电机转矩逐渐降低为零。

转矩相结束后,将电机调至自由模式,快速实现摘挡,换挡过程进入惯性相。

惯性相的主要控制目标是快速实现转速同步.研究表明换挡过程中的转速差控制对换挡时间和冲击度都有较大影响^[20].为快速实现转速调节,采用PID控制器和有限状态切换的控制策略^[18],具体控制思路可表示为:

$$\begin{cases} n_1 = n_2 \cdot i_g & n_2 \geq 200 \text{ 或 } n_2 \leq -200 \\ n_1 = n_2 \cdot i_g + n_3 & 0 \leq n_2 < -200 \\ n_1 = n_2 \cdot i_g - n_3 & -200 < n_2 \leq 0 \end{cases} \quad (14)$$

式中: n_1 为驱动电机目标转速; n_2 为变速器中间轴转速; n_3 为转速修正量。

在驱动电机调速完成至同步器开始同步的这段时间内,驱动电机转速会有所下降,选取由一档切换至二挡时的修正值为 100 r/min;由二挡切换至一档时的转速修正值 80 r/min。

当转速调节完成后,电机进入自由模式,通过换挡拨叉快速实现挂挡.挂挡完成后,根据当前驾驶员意图确定驱动电机目标转矩,按照满足冲击度要求的电机转矩变化率将驱动电机转矩逐渐恢复至目标转矩。

以变速器一档升二挡时的控制策略为例进行分析.首先,TCU接收VCU发出的换挡指令,TCU接收控制权开始执行换挡控制,MCU控制驱动电机输出转矩目标降为零,控制电机进入自由模式,拨动拨叉完成摘挡,转矩相结束,进入惯性相.MCU控制驱动电机调至转矩模式,调节驱动电机转速到期望的目标转速.随后,MCU控制驱动电机调至自由模式,将驱动电机输出转矩降为零,控制电机进入自由模式,拨动拨叉完成挂挡,惯性相结束.最后,将驱动电机转矩恢复至换挡之前的值,将整车控制权交还给VCU,换挡过程结束.升挡控制流程如图7所示。

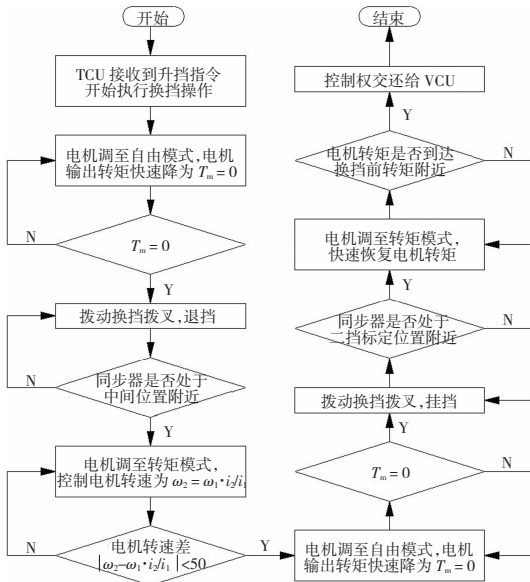


图 7 升挡控制流程图

Fig.7 The diagram for up-shift control

3 传动系统台架搭建

为验证所设计控制策略的有效性,搭建传动系统试验台架,如图 8 所示.该台架主要由驱动电机及其控制器、两挡 AMT 变速器及其控制器、转矩传感器、动力电池系统、负载电机及其控制器、冷却系统等组成.其中驱动电机采用湘电莱特电气有限公司设计生产的 TYC30-8-180 型永磁同步电机,峰值功率为 60 kW,额定转速为 3 000 r/min,转矩控制精度为 0.125 N·m,转速控制精度为 1 r/min;负载电机采用 Tz230XS70B 型永磁同步电机,峰值功率为 140 kW,额定转速为 4 000 r/min,负载电机控制精度与驱动电机一致;采用 HBM/T12 转矩测试仪,转矩量程为 1 000 N·m.

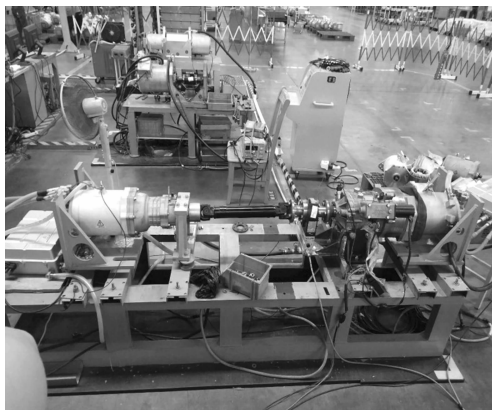


图 8 两挡 AMT 纯电动传动系统试验台架

Fig.8 The test rig for pure electric vehicle driveline system with two-speed AMT

两挡 AMT 变速器及控制器如图 9 所示,一档和二挡的传动比分别为 2.41 和 1,主减速比为 6.0.

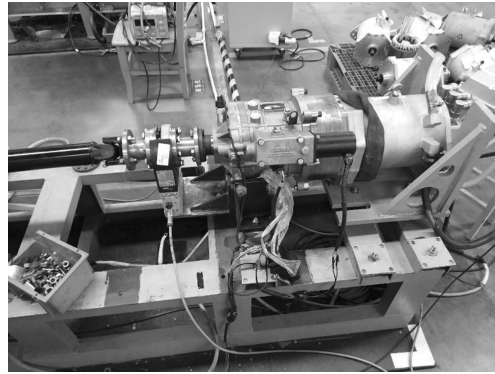


图 9 两挡 AMT 变速器及控制器
Fig.9 Two-speed AMT and TCU

4 仿真与试验研究

为验证所设计换挡协调控制策略的有效性,分别利用 MATLAB/Stateflow 进行仿真分析和 dSPACE 进行试验测试.车辆相关参数及设计指标如表 1 所示.

表 1 整车参数及设计指标

Tab.1 Vehicle parameters and design index

参数	符号	数值
整备质量/kg	m	1 770
满载质量/kg	M	2 145
迎风面积/m ²	A	2.2
空气阻力系数	C_d	0.3
滚动阻力系数	f	0.01
传动系统效率	δ_T	0.9
车轮半径/m	r	0.321 65
最高车速/(km·h ⁻¹)	u_{max}	130
最大爬坡度/%	α_{max}	≥25
0~50 km/h 加速时间/s	t_{0-50}	≤5
50~80 km/h 加速时间/s	t_{50-80}	≤5
0~100 km/h 加速时间/s	t_{0-100}	≤15
NEDC 工况续航里程/km	S	≥200

4.1 仿真分析

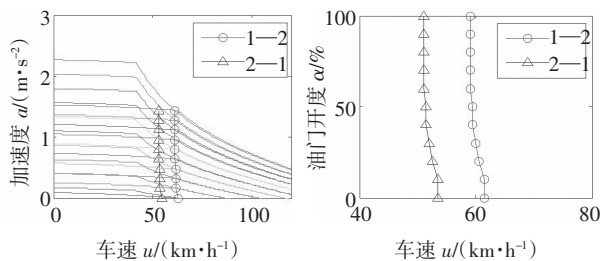
仿真过程分为升挡过程和降挡过程,同步器建模的物理参数如表 2 所示.升挡过程采用 0~100 km/h 全加速工况和 NEDC 市区工况进行验证,降挡工况采用 NEDC 市区工况出现的降挡区间进行验证,其中,0~100 km/h 全加速工况采用的换挡规律曲线为最佳动力性换挡曲线,如图 10 所示,该曲线是根

据两个挡位在相同油门开度下对应的加速度曲线的交点获取;NEDC 市区工况的换挡规律曲线采用的是最佳经济性换挡曲线,如图 11 所示,该曲线是根据在同一油门开度下两个挡位在不同车速对应的电机效率曲线的交点获取。

表 2 同步器建模基本参数

Tab.2 Parameters of synchronizer

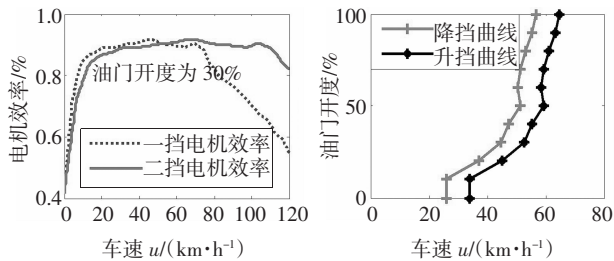
参数	单位	数值
电机转动惯量	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	0.1
电机旋转阻尼	$(\text{N}\cdot\text{m})/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	0.001
一档齿轮粘滞阻尼	$(\text{N}\cdot\text{m})/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	0.000 1
二档齿轮粘滞阻尼	$(\text{N}\cdot\text{m})/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	0.000 1
主减速器粘滞阻尼	$(\text{N}\cdot\text{m})/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	0.000 1
结合套质量	kg	0.2
结合套刚度	$(\text{N}\cdot\text{m})/\text{rad}$	5 729.6
同步器旋转阻尼	$(\text{N}\cdot\text{m})/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	0.1
锁环锥角	degree	6.5
锁环锥体的有效半径	mm	45
结合套锥角	degree	6.5
结合套的粘滞系数	$(\text{N}\cdot\text{m})/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	0.1
输出轴转动惯量	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	0.21
输出轴阻尼	$(\text{N}\cdot\text{m})/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	280
输出轴刚度	$(\text{N}\cdot\text{m})/\text{rad}$	6 200
输出轴粘滞阻尼	$(\text{N}\cdot\text{m})/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	0.03



(a)不同油门开度下车辆加速度曲线 (b)最佳动力性换挡规律

图 10 最佳动力性换挡曲线

Fig. 10 Optimum dynamic shift schedule



(a)30%油门开度下电机效率曲线 (b)最佳经济性换挡规律

图 11 最佳经济性换挡曲线

Fig.11 Optimum economic shift schedule

图 12 和图 13 分别为 0~100 km/h 升挡工况的实际车速曲线、驱动电机转矩及整车纵向冲击度.仿真结果表明,换挡过程从 5.75 s 开始,至 6.30 s 结束,换挡时间为 0.55 s,最大冲击度维持在 8.0 m/s^3 以内,换挡控制策略能够快速平稳实现换挡功能,验证了在高加速区间段换挡控制策略的有效性。

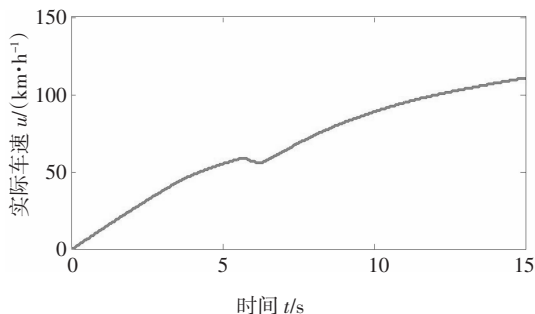


图 12 升挡工况的实际车速曲线

Fig.12 The vehicle speed during up-shifting

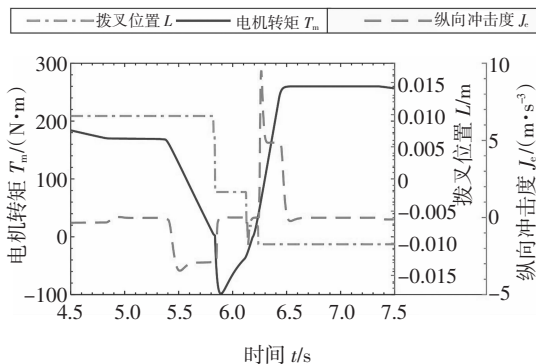
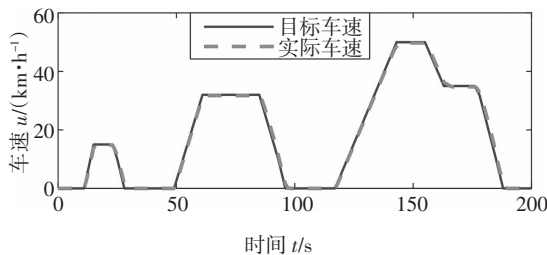


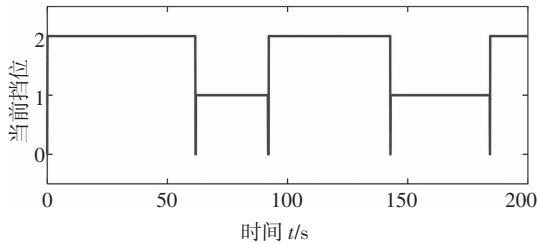
图 13 升挡工况驱动电机转矩和整车纵向冲击度

Fig.13 The motor torque and jerk during up-shifting

图 14 为制定的换挡控制策略在 NEDC 市区工况的测试曲线,该曲线表明,制定的换挡控制策略能够在 NEDC 市区工况下实现平顺换挡,仿真车速能够准确跟随目标值,SOC 初始值为 90%,SOC 值变化曲线如图 15 所示。



(a)车速



(b)当前挡位

图 14 NEDC 市区工况速度和挡位测试

Fig.14 Vehicle speed and gear state during urban part of NEDC cycle

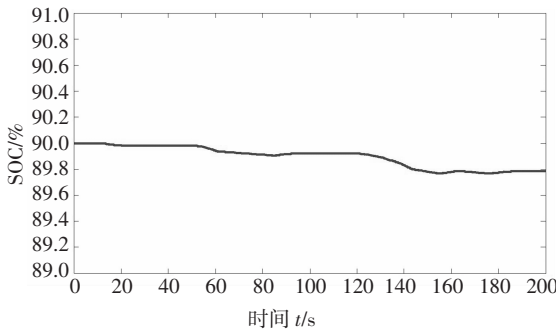
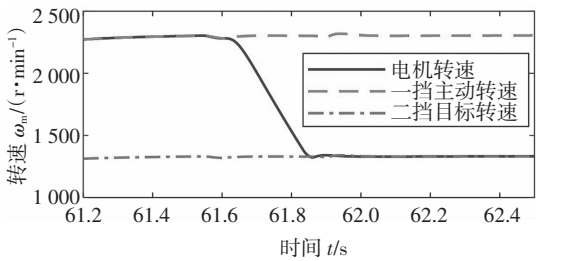


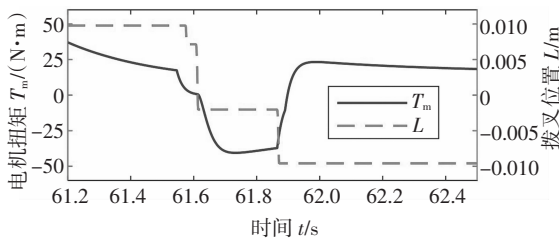
图 15 NEDC 市区工况测试时 SOC 曲线

Fig.15 SOC curve during urban part of NEDC cycle

图 16 和图 17 分别为 NEDC 市区工况第一次升挡和降挡测试结果.测试结果表明,制定的换挡控制策略能够快速准确实现换挡,升挡过程从 61.55 s 开始,至 61.91 s 结束,降挡过程从 91.72 s 开始,至 92.14 s 结束,换挡时间均维持在 0.5 s 以内;升挡过程转速无明显波动,降挡过程转速略有波动,考虑到换挡过程转矩较小,换挡冲击并不大,车辆冲击度均在 7.8 m/s^3 以内.



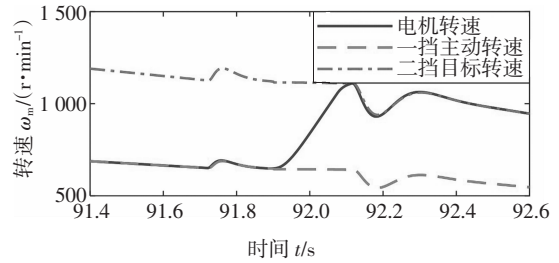
(a)车速



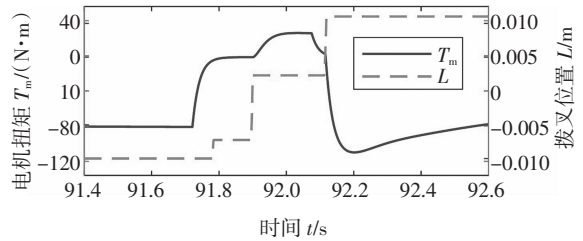
(b)电机转矩 T_m 与拨叉位置 L

图 16 NEDC 市区工况第一次升挡测试

Fig.16 First up-shift test for urban part of NEDC cycle



(a)转速



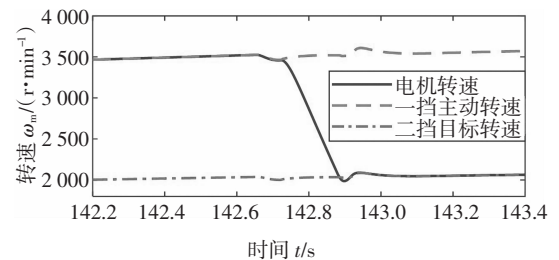
(b)电机转矩 T_m 与拨叉位置 L

图 17 NEDC 市区工况第一次降挡测试

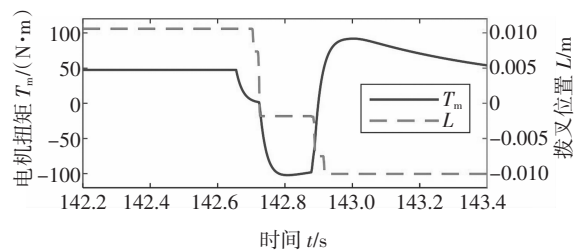
Fig.17 First down-shift test for urban part of NEDC cycle

图 18 和图 19 分别为 NEDC 市区工况第二次升挡和降挡测试结果.测试结果表明,制定的换挡控制策略能够快速平稳实现换挡功能,升挡过程从 142.67 s 开始,至 142.93 s 结束,降挡过程从 184.03 s 开始,至 184.42 s 结束,换挡时间均维持在 0.5 s 以内;升挡过程转速无明显波动,降挡过程转速稍有波动,换挡过程车辆冲击度均在 6.9 m/s^3 以内.

上述仿真结果表明,所制定的换挡控制策略能够实现快速、平稳换挡.



(a)车速



(b)电机转矩 T_m 与拨叉位置 L

图 18 NEDC 市区工况第二次升挡测试

Fig. 18 Second up-shift test for urban part of NEDC cycle

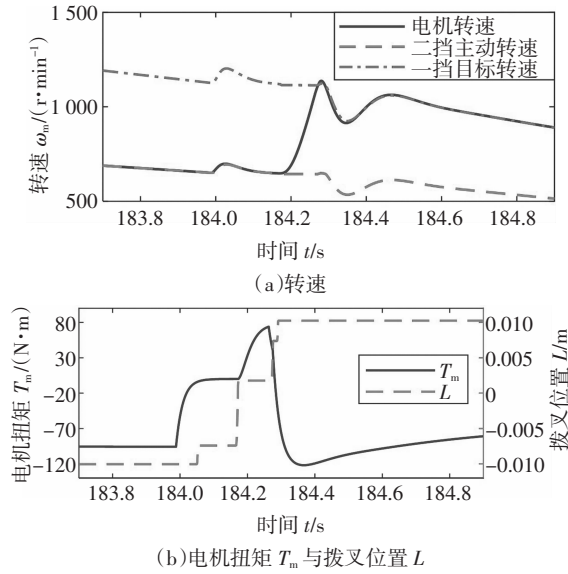


图 19 NEDC 市区工况第二次降挡测试

Fig.19 Second down-shift test for urban part of NEDC cycle

4.2 试验验证

为验证所设计换挡控制策略的有效性,采用升降挡测试方法,控制器发出换挡指令后,电机首先进入卸扭状态,当卸扭完成之后控制换挡拨叉使变速器进入空挡,随后根据当前车速和目标挡位计算出电机目标转速并进行电机调速,当输出轴转速与目标挡位齿轮转速差值在一定范围内时开始挂挡,由同步器进行转速同步,在挂挡完成之后恢复转矩至目标值,换挡完成。

测试流程:整个测试过程分为升挡和降挡,首先将变速器挡位设为一挡,电机目标转矩和目标转速分别设定为 $20\text{ N}\cdot\text{m}$ 、 $500\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,当电机达到目标状态后向 TCU 发出升挡指令,进行升挡测试.当升挡测试完成后再向 TCU 发出降挡指令,进行降挡测试。

图 20 为 $500\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ ($20\text{ N}\cdot\text{m}$) 工况下测试的升挡试验结果,在 152.40 s 时 TCU 接收到升挡请求并接管 VCU 进行升挡控制,同时发送换挡指令给 MCU,MCU 在 152.42 s 接收到换挡指令并控制电机实现降扭, 152.46 s 时电机驱动转矩降为零,同步器在换挡执行机构的作用下实现摘挡,在 152.60 s 时 MCU 控制电机转速达到目标转速(152.72 s),此时同步器结合完成挂挡,同时 TCU 将控制权转交于 VCU,至 153 s 电机控制器控制驱动电机转矩恢复至目标转矩,升挡时间持续近 0.6 s 。

图 21 表示 $500\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ ($20\text{ N}\cdot\text{m}$) 工况下测试的降挡试验结果,在 139.78 s 时 TCU 接收到升挡请求并接管 VCU 进行降挡控制,MCU 在 139.8 s 接收到换挡指令并控制电机实现降扭,在 139.84 s 电机驱

动转矩降为零,同步器在换挡拨叉的作用下实现摘挡,在 139.88 s MCU 控制驱动电机开始调速,在 140.24 s 驱动电机转速达到目标转速,同步器结合完成挂挡,同时 TCU 将控制权转交于 VCU,至 140.52 s 电机控制器控制驱动电机转矩恢复至目标转矩.降挡时间持续近 0.8 s 。

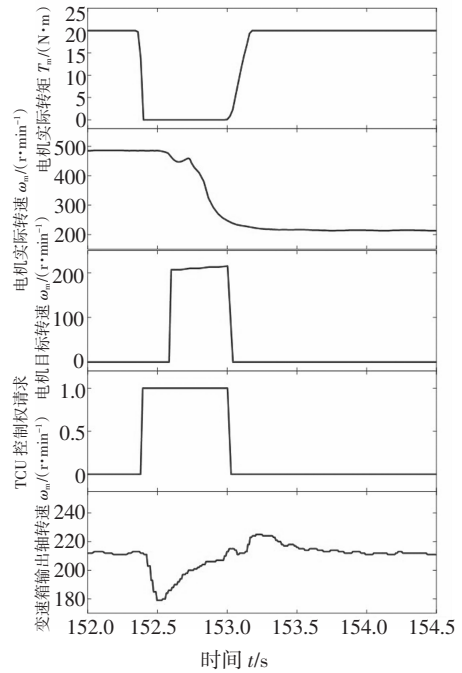


图 20 升挡试验结果

Fig.20 Experiment result of up-shift

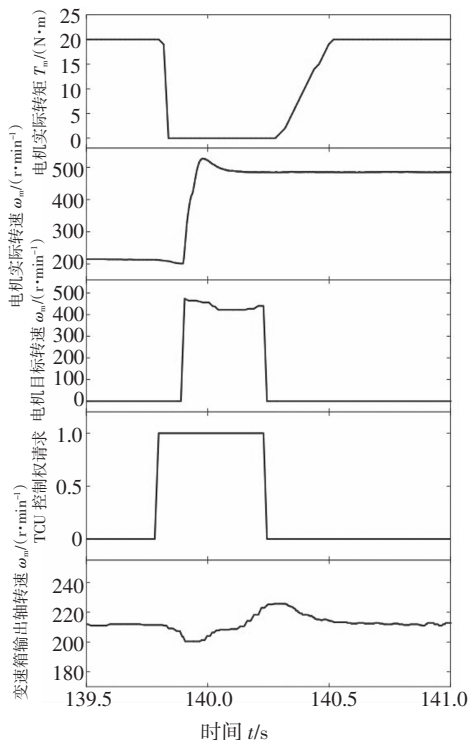


图 21 降挡试验结果

Fig.21 Experiment result of down-shift

升降挡试验测试结果表明,所设计换挡控制策略能够实现快速、平稳换挡。

5 结 论

1)设计包含电池模型与同步器模型的两档 AMT 纯电动汽车换挡控制策略,分析换挡过程中驱动电机和同步器的工作过程,研究换挡过程中驱动电机参与换挡过程的综合协调控制方法。

2)分别在 0~100 km/h 和 NEDC 市区工况下进行仿真分析,结果验证了所设计换挡协调控制策略的有效性,其中 0~100 km/h 换挡时间在 0.5 s 以内,最大冲击度在 8.0 m/s^3 以内,整个 NEDC 市区工况升降挡换挡时间均在 0.6 s 以内,最大冲击度均未超过 7.8 m/s^3 。

3)搭建纯电动汽车传动系统试验台架,进行升降挡试验测试,结果验证了所设计的换挡协调控制策略的有效性,升降挡时间分别为 0.6 s 和 0.8 s,换挡过程中转速变化平滑,无大幅波动。

参考文献

- [1] GERSSEN-GONDELACH S J, FAIJ A P C. Performance of batteries for electric vehicles on short and longer term [J]. *Journal of Power Sources*, 2012, 212(9):111—129.
- [2] ZHU B, ZHANG N, WALKER P, *et al.* Gear shift schedule design for multi-speed pure electric vehicles [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D—Journal of Automobile Engineering*, 2014, 229(1):70—82.
- [3] 龚贤武,唐自强,马建,等.两挡纯电动汽车动力传动系统的参数匹配与优化[J]. *合肥工业大学学报(自然科学版)*, 2017, 40(3):310—315.
GONG X W, TANG Z Q, MA J, *et al.* Optimization design of powertrain parameter for in-wheel motor driven electric vehicles [J]. *Journal of Hefei University of Technology(Natural Sciences)*, 2017, 40(3):310—315. (In Chinese)
- [4] 王峰,方宗德,祝小元.纯电动汽车新型动力传动装置的匹配仿真与优化[J]. *汽车工程*, 2011, 33(9):805—808.
WANG F, FANG Z D, ZHU X Y. Matching, simulation and optimization of the new power transmission device for an electric vehicle [J]. *Automotive Engineering*, 2011, 33(9):805—808. (In Chinese)
- [5] 刘拂晓,赵韩,江昊.纯电动汽车 AMT 换挡规律及仿真研究[J]. *合肥工业大学学报(自然科学版)*, 2013, 36(11):1281—1284.
LIU F X, ZHAO H, JIANG H. Research on the simulation of AMT shift schedule for pure electric vehicle [J]. *Journal of Hefei University of Technology(Natural Sciences)*, 2013, 36(11):1281—3448. (In Chinese)
- [6] YUE H Q, ZHU C Y, GAO B Z. Fork-less two-speed I-AMT with overrunning clutch for light electric vehicle [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2018(130):157—169.
- [7] TIAN Y, RUAN J, ZHANG N, *et al.* Modeling and control of a novel two-speed transmission for electric vehicles [J]. *Mechanism & Machine Theory*, 2018(127):13—32.
- [8] NGUYEN T S, 宋健,方圣楠,等.电动汽车动力保持型机械式自动两挡变速器仿真与试验[J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 2017, 57(10):1106—1113.
NGUYEN T S, SONG J, FANG S N, *et al.* Simulation and experimental demonstration of a seamless two-speed automatic mechanical transmission for electric vehicles [J]. *Journal of Tsinghua University (Science and Technology)*, 2017, 57(10):1106—1113. (In Chinese)
- [9] ZHONG Z, KONG G, YU Z, *et al.* Shifting control of an automated mechanical transmission without using the clutch [J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2012, 13(3):487—496.
- [10] 王洪亮,刘海鸥,关超华,等.重型车辆 AMT 换挡过程控制方法研究[J]. *汽车工程*, 2009, 31(6):540—544.
WANG H L, LIU H O, GUAN C H. A Study on gear shifting control of AMT in heavy-duty vehicles [J]. *Automotive Engineering*, 2009, 31(6):540—544. (In Chinese)
- [11] WALKER P D, FANG Y H, ZHANG N. Dynamics and control of clutchless automated manual transmissions for electric vehicles [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2017, 12(139):061005.
- [12] HU M H, ZENG J F, XU S Z, *et al.* Efficiency study of a dual-motor coupling EV powertrain [J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2015, 64(6):2252—2260.
- [13] LUCENTE G, MONTANARI M, ROSSI C. Modeling of an automated manual transmission system [J]. *Mechatronics*, 2007, 17(2):73—91.
- [14] WANG X Y, LI L, HE K, *et al.* Dual-loop self-learning fuzzy control for AMT gear engagement: design and experiment [J]. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 2017(99):1—13.
- [15] ZHONG Z M, KONG G L, YU Z P, *et al.* Concept evaluation of a novel gear selector for automated manual transmissions [J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2012, 31(8):316—331.
- [16] 江昊,赵韩,黄康,等.纯电动汽车经济性换挡规律仿真研究[J]. *汽车工程*, 2015, 37(7):819—824.
JIANG H, ZHAO H, HUANG K, *et al.* A simulation study on the shift schedule of electric vehicle aiming at fuel economy [J]. *Automotive Engineering*, 2015, 37(7):819—824. (In Chinese)
- [17] 张志杰,李茂德.锂离子动力电池温升特性的研究[J]. *汽车工程*, 2010, 32(4):320—323.
ZHANG Z J, LI M D. A study on the temperature rise characteristic of lithium-ion power battery [J]. *Automotive Engineering*, 2010, 32(4):320—323. (In Chinese)
- [18] ZHU C, LI X H, SONG L J, *et al.* Development of a theoretically based thermal model for lithium ion battery pack [J]. *Journal of Power Sources*, 2013, 223(1):155—164.
- [19] PANG B, HONG J L, GAO B Z, *et al.* Shift quality amelioration of EV with AMT by speed regulation [C]//International Federation of Automatic Control (IFAC). Changchun, China, 2018:910—917.
- [20] 孙骏,薛敏,房娜娜.基于 Matlab/Stateflow 的 4AT 换挡控制仿真研究[J]. *合肥工业大学学报(自然科学版)*, 2012, 35(4):439—443.
SUN J, XUE M, FANG N N. Study of the simulation of 4AT shift control based on Matlab/Stateflow [J]. *Journal of Hefei University of Technology(Natural Sciences)*, 2012, 35(4):439—443. (In Chinese)