

文章编号:1671-1637(2014)05-0051-08

混合动力车辆无离合器操作换挡动态协调控制方法

王 俊,王庆年,王鹏宇,曾小华

(吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室,吉林 长春 130025)

摘 要:为减小混合动力车辆换挡过程中产生的冲击,缩短换挡时间与提高车辆的加速性能,基于一种双电机混合动力系统构型,提出了无离合器操作的换挡协调控制方法。通过控制自动变速器输入轴处的电机,实现无离合器操作换挡过程中变速器输入轴的转速快速同步,缩短换挡时间。为了防止离合器频繁分离与结合导致过度的磨损,控制自动变速器输出轴处的电机,在换挡过程中通过驱动力补偿来保证整个系统的转矩输出连续,减小换挡过程的冲击度。试验结果表明:应用无离合器操作换挡协调控制方法能够确保车辆在换挡过程中驱动力的连续输出,与传统的换挡方式相比,冲击度降低了约60%,车辆在 $0\sim 50\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 与 $0\sim 60\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 的加速性能分别提高了5.53%与5.94%。

关键词:汽车工程;混合动力车辆;换挡;无离合器操作;转速同步;动态协调控制

中图分类号:U461.6

文献标志码:A

Dynamic coordinated control method of gear shifting without clutch operation for hybrid electric vehicle

WANG Jun, WANG Qing-nian, WANG Peng-yu, ZENG Xiao-hua

(State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, Jilin, China)

Abstract: In order to decrease gear shifting impact, shorten gear shifting time and improve vehicle accelerating performance, a dynamic coordinated control method of gear shifting without clutch operation for hybrid electric vehicle was proposed based on dual-motor hybrid electric powertrain. The driven motor of automatic transmission input shaft was controlled to fast realize rotate speed synchronization in gear shifting process without clutch operation so as to shorten gear shifting time. The driven motor of automatic transmission output shaft was controlled to prevent clutch from over wearing because of frequent separation and combination, and the continuous torque output of driving system was achieved by using motor torque on the output shaft of transmission to reduce the impact degree in gear shifting. Test result shows that vehicle driving force keeps stable in gear shifting because of the dynamic coordinated control method. Compared with the traditional gear shifting method, clutch impact degree reduces by about 60%, and vehicle accelerating performances improve by 5.53% and 5.94% under $0\sim 50$ and $0\sim 60\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ accelerating conditions, respectively. 1 tab, 19 figs, 18 refs.

Key words: automotive engineering; hybrid electric vehicle; gear shifting; operation without clutch; rotate speed synchronization; dynamic coordinated control

Author resumes: WANG Jun(1985-), male, doctoral student, +86-431-85095227, wangjun9161029@

收稿日期:2014-03-27

基金项目:国家863计划项目(2011AA11A210)

作者简介:王 俊(1985-),男,湖北黄石人,吉林大学工学博士研究生,从事新能源汽车研究。

导师简介:王庆年(1952-),男,吉林长春人,吉林大学教授,工学博士。

163.com; WANG Qing-nian(1952-), male, professor, PhD, +86-431-85095227, wqn@jlu.edu.cn.

0 引 言

为解决有级变速器换档时间过长与换档动力中断等缺点,国内外学者对此进行了大量的研究。张俊智等通过提出电机与发动机协调换档控制的方法,来减小离合器与同步器的磨损,缩短换档过程中产生的动力中断时间^[1];胡建军等针对 ISG 型装备 AMT(自动变速器)的混合动力汽车,提出通过协调控制电子节气门与 ISG 电机的转速与转矩实现平顺的换档^[2],降低离合器滑磨功和换档冲击度;Zhong 等针对传统车辆的驱动系统,提出了 PID、前馈和 Bang-Bang 三种发动机转速控制算法,采用快速、精确的发动机转速控制实现不分离离合器的换档控制^[3];He 等提出采用无离合器协调控制避免换档过程中的冲击,实现无离合器控制的转速同步控制^[4];刘志茹等采用电机协调控制减小换档过程中的转矩波动^[5];Baraszu 等针对混合动力车辆运行模式,提出不同驱动模式下的换档策略,采用发动机与电机转矩协调控制来缩短换档时间,减小了换档期间离合器两端的转速差^[6];Yoon 等针对混合动力汽车提出一种无离合器的变速器,通过协调驱动电机与发电机来控制行星轮系统变速器,结果显示离合器磨损程度与换档冲击度等均有所降低^[7]。

上述研究针对换档过程均提出了有效的控制方法,但由于受到混合动力系统的构型局限性,上述方法仅能够实现无离合器换档协调控制,而对于换档过程中所产生的动力中断以及所产生的冲击度无法解决,为此本文针对一汽某型混合动力客车,提出在混合动力系统的变速器输出轴匹配驱动电机,用来解决有级变速器换档过程中的动力传递不连续问题,同时在起步过程中,驱动电机输出转矩克服起步阻力,实现起步无离合器控制^[6]。与此同时,在变速器的输入轴匹配同步调速电机,缩短变速器换档过程中的输入轴与输出轴的转速差来缩短换档时间,该方案不仅可以实现无离合器操作的转速同步换档协调控制,同时可以在换档期间通过动力补偿提高车辆的动力性与驾驶平顺性。

1 混合动力系统结构

通过研究双电机混合动力车辆换档过程,提出 M2 电机动力补偿与 M1 电机主动同步转速,来解决换档时动力中断与冲击等问题,从而提高车辆驾驶舒适性。

图 1 为混合动力系统的结构,其中 ECU 为发动机控制器;MCU 为电机控制器;TCU 为自动变速器控制器;BMS 为电池管理系统;HCU 为整车控制器;CAN_H 为 CAN 总线的高电平;CAN_L 为 CAN 总线的低电平;AMT 为自动变速器。为便于分析换档过程的传动系统动力学性能,下面将给出动力学简图。图 2 为驱动系统的等效数学模型,其中: J_e 为发动机的等效转动惯量; J_c 为离合器的等效转动惯量; J_1 为 M1 电机的等效转动惯量; J_2 为 M2 电机的等效转动惯量; J_0 为传动轴、后桥、车轮及整车质量等转换到变速器输出轴的等效转动惯量; T_e 为发动机的转矩; T_c 为离合器传递的转矩; T_1 为 M1 电机的转矩; T_2 为 M2 电机的转矩; ω_e 为发动机转速; ω_1 为变速器输入轴转速; ω_2 为变速器输出轴转速; ω_c 为离合器转速; T_r 为外界阻力矩; i_c 为转矩耦合器传动比; i_n 为第 n 档时变速器传动比。

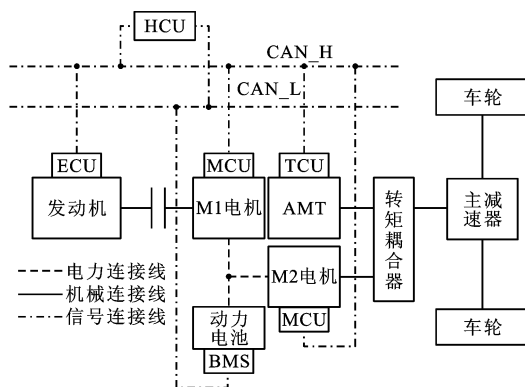


图 1 动力系统结构

Fig. 1 Powertrain structure

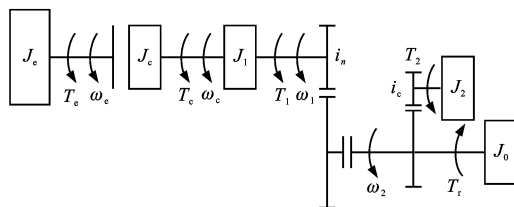


图 2 驱动系统动力学模型

Fig. 2 Dynamics model of driving system

2 无离合器换档控制过程

本文正是采用精确地控制固定在变速器输入轴的 M1 电机,使其迅速地同步变速器输入轴的转速,无需分离离合器实现快速的换档,与此同时,控制变速器输出轴处固定的 M2 电机进行动力补偿,实现

换挡过程车辆驱动力连续输出。

无离合器换挡控制挂档时,需要在 AMT 换挡前对变速器的输入轴与输出轴转速进行校对,仅当输入轴转速和实际档位的比值接近输出轴转速时,才允许换挡的操作,因为转速差太大,档位无法挂上与同步器磨损也会过严重^[7]。

转速状态检测是从空档切换至档位接合状态时的过渡状态。在这个状态下,换挡需要满足以下条件,AMT 变速器的输入轴的转速 ω_1 和目标档位下计算出来的输入轴 t 时刻目标转速 ω_t 的绝对差值小于临界转速 ω_0 ,并且维持的时间大于或等于 t_0 ,才执行换挡的操作,以减小挂档时的冲击。本文设 t_A 为 AMT 由空档状态切换至转速检测的时刻^[8]; t_0 为档位从结合状态切换为空档的时刻。

同时考虑到摘档过程中,如果变速器仍然传递较大的扭矩,就会使得换挡操纵机构难以克服齿轮间的摩擦力矩,档位就无法顺利地摘下。为此设置摘档转矩的条件为目标档位 G_t 与当前实际档位 G_c 不相等时,变速器输入轴传递的转矩 T_i 绝对值小于设定的临界转矩 T_L 。当满足上述条件时,AMT 才允许由结合状态切换至空档状态^[9],具体控制过程见图 3。

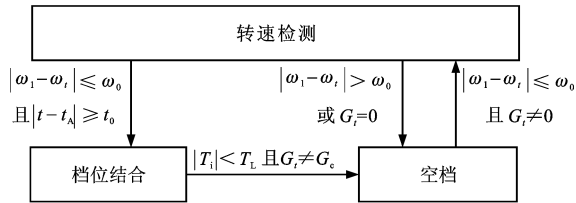


图3 AMT 状态切换条件

Fig. 3 Switching conditions of AMT states

AMT 的实际状态只有档位结合与空档,而转速检测状态实际上也属于空档状态。当档位结合时,自动变速器的转速与转矩可以分别表示为

$$\omega_1 = \omega_2 i_{G_c} \quad (1)$$

$$T_i = T_e + T_1 \quad (2)$$

$$T_3 = T_i i_{G_c} \eta_{G_c} + T_2 i_c \quad (3)$$

式中: η_{G_c} 为当前档位的传递效率; T_3 为变速器输出轴处转矩。

当档位为空档时,自动变速器的转速与转矩可以分别表示为

$$\omega_t = \omega_1 + \int_{t_0}^t \frac{T_i dt}{J_e + J_1 + J_c} \quad (4)$$

$$T_3 = T_2 i_c \quad (5)$$

图4为车辆换挡过程中动力协调控制的流程,

其中 T_u 为变速器输入轴处目标转矩, ΔT 为允许的转矩差。

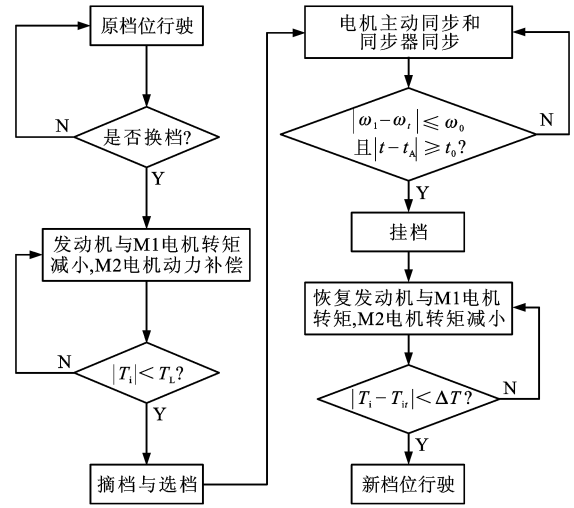


图4 换挡过程动力协调流程

Fig. 4 Coordinated flow of power in gear shifting process

本文将换挡过程分为卸载、调速、加载3个过程,并分析目标档位、当前档位、档位接合状态与AMT变速器输入轴转矩(发动机转矩与M1电机转矩之和)与M2电机的动力补偿转矩。图5中档位接合状态是获取的当前变速器的实际齿轮接合状态,接合时为1,分离为0。当目标档位与当前档位不一致,且档位接合信号为1时,控制器给出换挡信号,但齿轮仍处于结合状态,此时正处于发动机与M1电机转矩卸载状态。当档位接合信号为0,但目标档位信号不为0时,变速器齿轮已经分离,AMT控制处于调速状态,控制器将给M1电机和发动机指令进行转速同步控制,与此同时,控制器将控制M2电机进行转矩补偿以保证车辆的动力性。当档位接合信号切换为1时,目标档位与当前档位一致,控制器给发动机与M1电机加载指令并判断AMT输入轴转矩是否达到目标转矩,而M2电机与之协调卸载转矩以保证车辆动力性的稳定性。如果AMT输入轴转矩与目标转矩差值达到一定的范围内,标志着换挡完成,进入稳态驱动过程^[10-12]。在整个换挡过程中发动机的控制与原策略一样经历着卸载负荷、空负荷、恢复负荷3个过程,只是在卸载、恢复负荷过程中通过电机的干预协调实现换挡过程中的平稳切换,具体换挡过程曲线见图5。

由于无离合器换挡过程是采用2个电机的转矩补偿,在电机功率匹配时需要加以考虑。但由实际计算可知电机转矩补偿过程对于电机的功率需求并不大,原本匹配的功率大小完全能够满足需求,协调

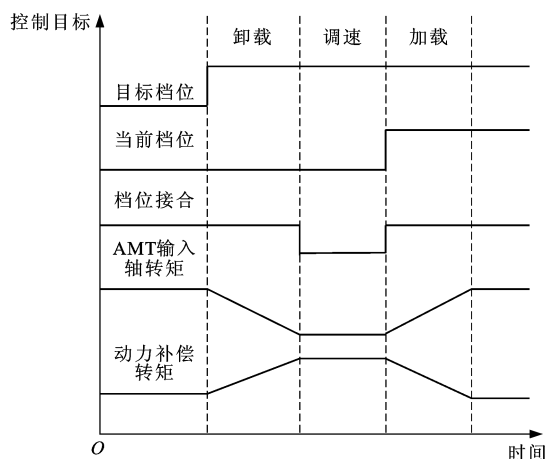


图 5 换挡过程

Fig. 5 Gear shifting process

控制过程无需增加系统成本。

换挡前车辆处于第 n 档时,发动机与 M1 电机联合驱动车辆,车辆处于稳定的驱动运行状态。换挡前动力学模型见图 6,计算式为

$$\left(J_e + J_c + J_1 + \frac{J_2 i_c^2 + J_0}{i_n^2} \right) \dot{\omega}_e = T_e + T_1 - \frac{T_r}{i_n} \quad (6)$$

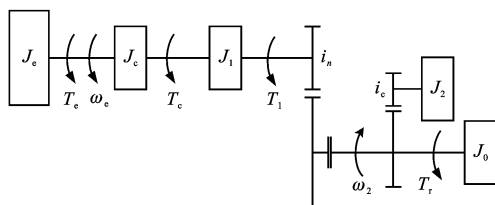


图 6 换挡前动力学模型

Fig. 6 Dynamics model before gear shifting

卸载阶段是变速器的输入轴处动力源的转矩减小过程以轻松实现变速器摘档,同时为保证车辆动力输出的连续性,M2 电机进行动力补偿。卸载阶段动力学模型见图 7,计算式为

$$\left(J_e + J_c + J_1 + \frac{J_2 i_c^2 + J_0}{i_n^2} \right) \dot{\omega}_e = T_e + T_1 + \frac{T_2 i_c - T_r}{i_n} \quad (7)$$

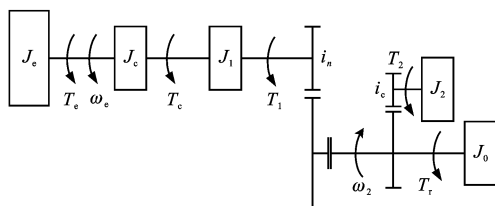


图 7 卸载阶段动力学模型

Fig. 7 Dynamics model in unloading

调速阶段时变速器处于空档状态,且变速器输入轴转速与目标转速差较大,需要通过 M1 电机进行主动同步调节,缩小转速差,从而快速结合新的档位。调速阶段动力学模型见图 8,计算式为

$$(J_c + J_1 + J_e) \dot{\omega}_0 = T_1 \quad (8)$$

$$(J_2 i_c^2 + J_0) \dot{\omega}_0 = T_2 i_c - T_r \quad (9)$$

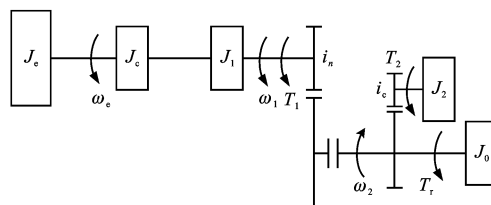


图 8 调速阶段动力学模型

Fig. 8 Dynamics model in speed synchronization

加载阶段时变速器已经结合新的档位,变速器输入轴的电机与发动机正处于恢复原负荷状态,需要与 M2 电机协调控制,从而保证整个系统输出的转矩保持稳定。加载阶段动力学模型见图 9,计算式为

$$\left(J_e + J_c + J_1 + \frac{J_2 i_c^2 + J_0}{i_{G_i}^2} \right) \dot{\omega}_e = T_e + T_1 + \frac{T_2 i_c - T_r}{i_{G_i}} \quad (10)$$

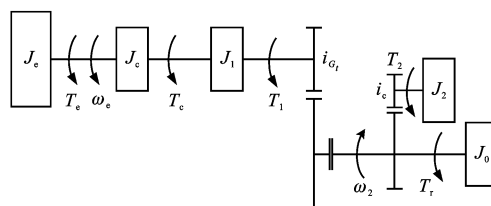


图 9 加载阶段动力学模型

Fig. 9 Dynamics model in loading

变速器输入轴处的发动机与 M1 电机一旦恢复到换挡前的功率输出状态表示换挡完成,其动力学模型见图 10,计算式为

$$\left(J_e + J_c + J_1 + \frac{J_2 i_c^2 + J_0}{i_{G_i}^2} \right) \dot{\omega}_e = T_e + T_1 - \frac{T_r}{i_{G_i}} \quad (11)$$

3 转矩协调控制

3.1 卸载阶段控制

卸载阶段的标志为目标档位与当前档位不一致,档位接合状态为 1。此时控制变速器输入轴驱动转矩减小,同时 M2 电机的输出转矩增大,尽可能使得总驱动转矩保持不变以减小车辆的冲击和保持

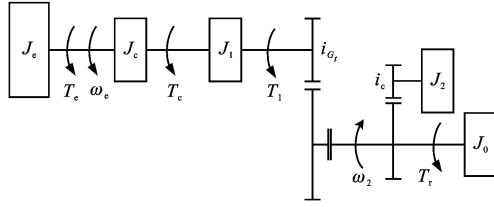


图 10 换挡完成后动力学模型

Fig. 10 Dynamics model after gear shifting

车辆驱动转矩的连续性,而换挡过程中的车辆阻力可以认为不变。此阶段车辆的冲击度为

$$j = \frac{i_0}{Mgr_w} \frac{d(T_1 i_n + T_2 i_c)}{dt} \quad (12)$$

式中: i_0 为主减速器传动比; M 为车辆质量; r_w 为车轮半径; g 为重力加速度。

卸载阶段的控制首要考虑车辆的最大冲击度,考虑驾驶人的驾驶舒适性尽可能使各个档位的卸载速率基本一致^[13]。

如果需要控制车辆在卸载阶段的冲击度 $j \leq j_{\max}$ (最大冲击度),则需要控制主减速器输入轴端的转矩变化率

$$\frac{d(T_1 i_n + T_2 i_c)}{dt} \leq \frac{Mr_w j_{\max}}{i_0} \quad (13)$$

由式(13)表明,在不同档位时需要对变速器的输入轴转矩变化率与 M2 电机的输出转矩变化率进行协调控制,才能满足冲击度限制设计要求。考虑到多参数的协调控制复杂性,本文简化设定变速器输入轴处卸载时转矩变化率为 $1\,000\text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$,这样有利于各个档位下换挡卸载时间一致性。

M2 电机的需求转矩为

$$T_2 = \frac{T_E(\alpha_0, V) - T_1 i_n}{i_c} \quad (14)$$

式中: $T_E(\alpha_0, V)$ 为主减速器处等效需求转矩; α_0 为油门踏板开度; V 为车速。

3.2 调速阶段控制

调速阶段标志为目标档位与当前档位不一致,档位结合状态为 0。该阶段也是无离合器换挡的关键阶段,主要控制目标就是采用 M1 电机同步调速将变速器的输入轴转速调整到输出轴与目标档位换算的转速,并尽可能保持整个过程的快速。同时采用 M2 电机动力补偿使得主减速器输入轴处转矩尽可能与需求转矩接近,从而保证转矩连续输出^[14-16]。

3.2.1 M1 电机同步调速控制

调速阶段表示变速器档位处于空档,控制器需要协调控制发动机与 M1 电机,完成调速过程。由于电机的转速响应远比发动机的转速响应快,通常

使用电机作为转速调节。

采用电机调速主要有 2 个优点:当处于升档时,档位传动比减小,需要减小变速器输入轴转速,采用发动机调速就只能靠发动机的摩擦力矩,该力矩较小,能力有限,而电机提供的负转矩大,能够快速降低变速器输入轴转速;升档过程中采用电机调速能够回收部分能量,从而提高系统的效率。调速阶段 M1 电机的目标转速 ω_{1t} 为

$$\omega_{1t} = \omega_2 i_{G_i} \quad (15)$$

变速器输入轴、输出轴的转速差为

$$\Delta\omega = |\omega_1 - \omega_2 i_{G_i}| \quad (16)$$

其转速差采用 M1 电机主动同步调速,然后同步器利用摩擦力矩同步,当转速差 $\Delta\omega \leq \Delta\omega_{\min}$ 并维持一定时间后同步结束进档, $\Delta\omega_{\min}$ 为给定最小转速差。整个过程同步的时间 t_1 为

$$t_1 = t_2 + \frac{I_i \Delta\omega}{T_s} \quad (17)$$

式中: t_2 为电机同步调速时间; T_s 为同步器同步转矩; I_i 为变速器输入轴转动惯量。

对 M1 电机采用 PID 控制来实现转速同步, α_1 为 M1 电机的负荷率,其取值范围被限制在 $[-1, 1]$ 内

$$\alpha_1 = K_p \left[e(t) + \frac{1}{K_I} \int e(t) dt + K_D \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (18)$$

目标转速与实际转速偏差 $e(t)$ 为

$$e(t) = \frac{\omega_2}{i_{G_c}} - \frac{\omega_2}{i_n} - \int \frac{T_H(\alpha_1, n_1)}{J_2} dt_2 \quad (19)$$

式中: K_p 、 K_I 与 K_D 分别为控制比例、积分系数与微分系数; n_1 为 M1 电机转速; $T_H(\cdot)$ 为转矩函数。

当 $e(t) \leq \Delta\omega_{\min}$, 并维持一定时间, M1 电机停止同步调速,同步器滑磨并结合,实现挂档。

3.2.2 发动机转矩预加载控制

发动机的实际转矩可以近似表示为

$$T_{ea} = K_e(\omega_e) \alpha_e - T_{ef}(\omega_e) \quad (20)$$

式中: $K_e(\omega_e)$ 为转矩系数,是发动机转速 ω_e 的函数; α_e 为发动机的油门信号; $T_{ef}(\omega_e)$ 为发动机摩擦力矩,随发动机转速增大而增大。

在换挡过程中的调速阶段快要结束时,为防止齿轮结合时由发动机转矩导致的冲击,控制发动机的油门信号为 $\alpha_e = T_{ef}(\omega_e) / K_e(\omega_e)$,使得发动机的转矩输出为 0。可是考虑到发动机的转矩响应较慢,当进入加载阶段时,发动机的转矩响应滞后效应仍然会导致一定的冲击度。为此提出对发动机进行转矩预加载的转速调节功能以减小发动机转矩突然

加载的冲击^[17-18],此时

$$\alpha_e = k(\omega_t - \omega_1) + \frac{T_{ef}(\omega_e)}{K_e(\omega_e)} \quad (21)$$

式中: k 为发动机预加载转矩系数,根据实际台架选择合理值。

3.2.3 M2 电机动力补偿控制

在一轴处于调速阶段时,二轴采用 M2 电机动力补偿来满足车辆需求驱动力,为此 M2 电机的转矩需求为

$$T_2 = T_E(\alpha, V)/i_c \quad (22)$$

M2 电机的负荷率为

$$\alpha_2 = \frac{100T_2}{T_{2\max}} \quad (23)$$

式中: $T_{2\max}$ 为 M2 电机的最大转矩。

3.3 加载阶段控制

加载阶段类似于卸载阶段工作原理,仅是目标转矩不同。卸载阶段的目标转矩为 0,加载阶段的目标转矩为能量管理策略分配的转矩。加载阶段结束的标志为发动机转矩和 M1 电机转矩的绝对值分别超过能量管理分配的目标发动机转矩和目标 M1 电机的转矩,从而实现车辆的动态过程平稳切换至稳态过程。

4 无离合器换档动态协调策略验证

考虑到需要对自动变速器精确控制,故需要对其进行建模,同时构建整车的 Simulink 模型,同时将上述无离合器换档控制策略在 Simulink 软件中实现,以验证控制策略的合理性。

本文提供 90~104 s 之间的档位切换与档位结合状态的曲线,同时提供了换档过程中车辆行驶需求转矩、发动机转矩、M1 电机转矩、M2 电机转矩与自动变速器的输入轴转矩等相关曲线。

图 11 显示档位接合状态为 0 时代表脱档,档位接合状态为 1 时代表档位接合。图 12 中显示调速阶段花费 0.6~0.8 s,此时离合器不分离,采用 M1 电机主动同步转速,使得变速器的输入轴转速与输出轴经过新档位换算后的转速小于设定的临界值,并且维持一定的时间后接合档位。其中转速同步后并维持一段时间是防止挂档导致的冲击过大与同步器磨损,通过维持一段时间能够使得转速基本平稳。

图 13 为车辆行驶过程需求的转矩,图 14 为主减速器输入轴处转矩。在 2 次换档过程中,可采用主减速器输入轴处转矩变化率推算车辆冲击度

$$j = \frac{i_0}{Mr_w} \frac{dT_r}{dt} \quad (24)$$

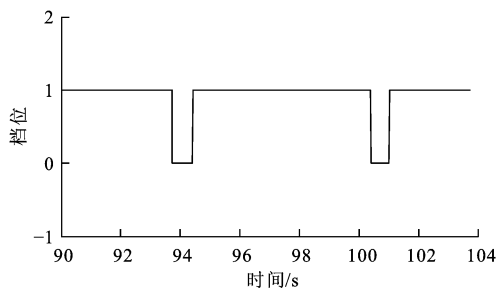


图 11 档位接合状态

Fig. 11 Gear engagement state

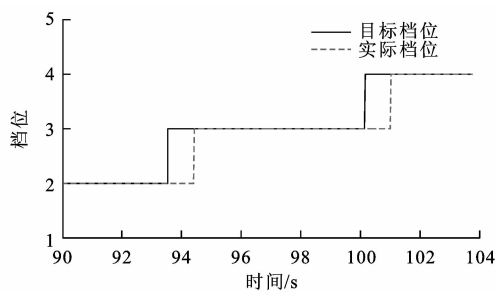


图 12 目标档位与实际档位

Fig. 12 Target gear and actual gear

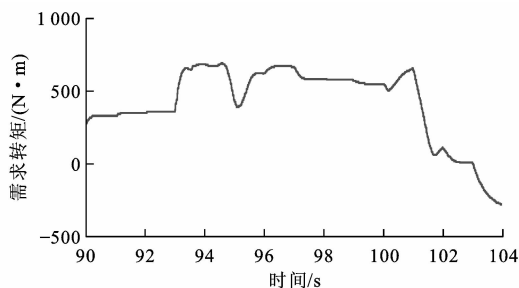


图 13 车辆行驶需求转矩

Fig. 13 Driving torque requirement of vehicle

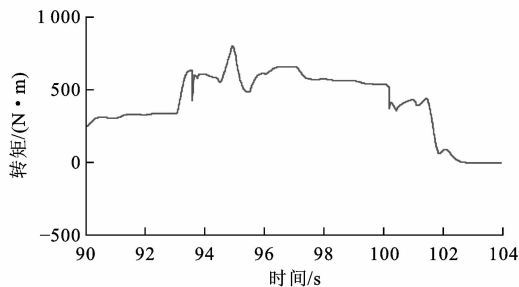


图 14 主减速器输入轴转矩

Fig. 14 Input shaft torque of final drive

从式(24)可知,换档时主减速器输入轴处转矩变化率为 800~1 000 N·m·s⁻¹,计算出的车辆的冲击度范围为 0.66~0.83 m·s⁻³,而传统的换档方式冲击度约为 2.00 m·s⁻³,该控制方式产生的冲击度比传统换档方式降低约 60%。

车辆在 94 s 与 101 s 附近经历 2 次换挡,变速器输入轴转矩降为零使换挡更加容易,图 15 显示原本大约在 94 s 与 101 s 时主减速器输入轴中断的转矩由 M2 电机补偿,使得主减速器输入轴转矩连续输出,实现理想的连续驱动特性,降低了车辆因为换挡过程中的动力中断导致的冲击。

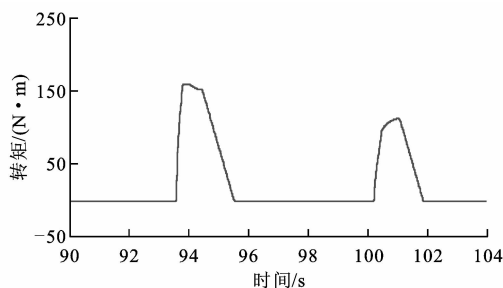


图 15 M2 电机转矩输出

Fig. 15 Output torque of M2 motor

图 16 中变速器输入轴转矩为发动机转矩输出与 M1 电机转矩输出之和,由于发动机卸载转矩与电机转矩响应相比较慢,具体见图 17, M1 电机进行转矩主动调节使得变速器输入轴转矩迅速降至设定的临界转矩,换挡后 M1 电机进入转速调节模式,迅速使得变速器输入轴转速与目标转速同步,具体可见图 18。

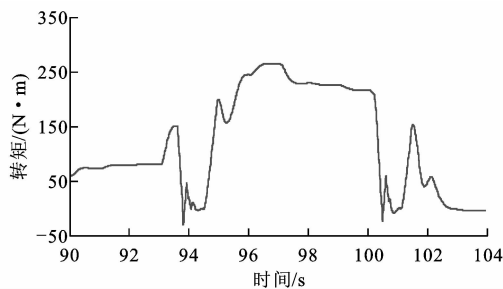


图 16 变速器输入轴转矩

Fig. 16 Input shaft torque of transmission

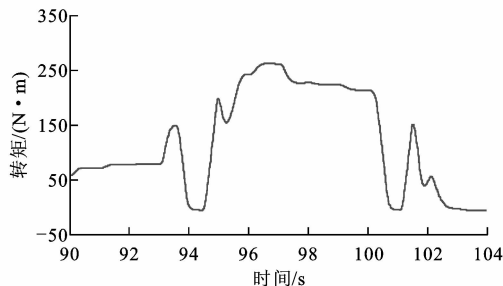


图 17 发动机转矩输出

Fig. 17 Output torque of engine

采用无离合器换挡协调控制提高了车辆的加速性能,图 19 与表 1 表明 $0 \sim 50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 与 $0 \sim 60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 工况下车辆的加速时间分别提高了

5.53% 与 5.94%。

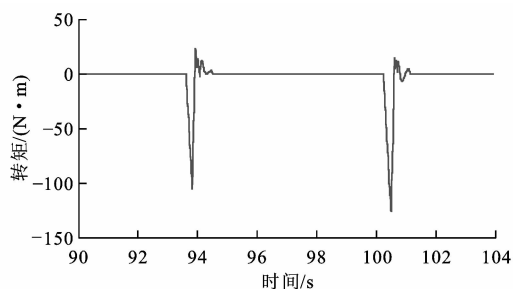


图 18 M1 电机转矩输出

Fig. 18 Output torque of M1 motor

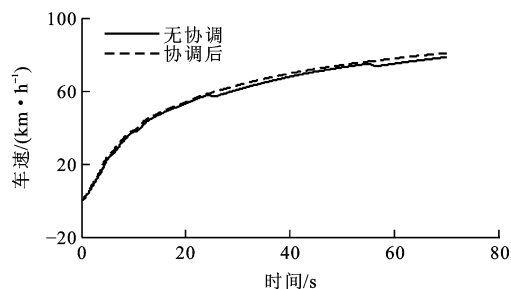


图 19 加速曲线对比

Fig. 19 Comparison of accelerating curves

表 1 加速性试验结果

Tab. 1 Accelerating experiment result

加速试验	加速时间/s		提高百分比/ %
	无协调	协调后	
$0 \sim 50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	20.25	19.13	5.53
$0 \sim 60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	25.91	24.37	5.94

5 结 语

无离合器换挡策略通过协调 M2 电机进行驱动力补偿保证车辆行驶时连续的动力输出,通过协调 M1 电机进行转速调节,实现无离合器操作的协调换挡。从仿真结果来看,无离合器换挡控制可以达到较理想的结果,能够在无离合器操作情况下快速换挡,同时在换挡过程中实现无动力中断的转矩连续输出。该控制方式不仅能防止离合器频繁结合与分离导致的过度磨损,提高车辆行驶过程中的驾驶舒适性,降低换挡过程中的冲击,同时采用 M2 电机动力补偿能够提高车辆的加速性能。

参考文献:

References:

- [1] 张俊智,李 波,薛俊亮,等. 混合动力电动汽车冲击度的试验[J]. 机械工程学报,2008,44(4): 87-91.
ZHANG Jun-zhi, LI Bo, XUE Jun-liang, et al. Experimental research on jerk of hybrid electric vehicles[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(4): 87-91. (in Chinese)

- [2] 胡建军, 丁李辉, 叶明, 等. ISG 型轻度混合动力 AMT 汽车换挡品质控制仿真分析[J]. 汽车工程, 2008, 30(2): 106-110.
- HU Jian-jun, DING Li-hui, YE Ming, et al. A simulation analysis on shifting quality of a mild HEV with ISG and AMT[J]. Automotive Engineering, 2008, 30(2): 106-110. (in Chinese)
- [3] 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.
- [4] HE Hong-wen, LIU Zhen-tong, ZHU Li-ming, et al. Dynamic coordinated shifting control of automated mechanical transmissions without a clutch in a plug-in hybrid electric vehicle[J]. Energies, 2012, 5(8): 3094-3109.
- [5] 刘志茹, 王庆年, 王光平. 混合动力汽车换挡主动控制技术[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2006, 36(2): 153-156.
- LIU Zhi-ru, WANG Qing-nian, WANG Guang-ping. Active control during shifting in hybrid electric vehicle[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2006, 36(2): 153-156. (in Chinese)
- [6] BARASZU R C, CIKANEK S R. Torque fill-in for an automated shift manual transmission in a parallel hybrid electric vehicle[C]//IEEE. Proceedings of the American Control Conference. Anchorage: IEEE, 2002: 1431-1436.
- [7] YOON Y S, KIM S J, KIM K S. Conceptual design of economic hybrid vehicle system using clutchless geared smart transmission[J]. International Journal of Automotive Technology, 2013, 14(5): 779-784.
- [8] 王伟达, 项昌乐, 刘辉, 等. 重型混联式混合动力车辆换挡品质控制参数设计与优化[J]. 中国公路学报, 2011, 24(6): 121-126.
- WANG Wei-da, XIANG Chang-le, LIU Hui, et al. Design and optimization of parameters of gear-shifting quality control for heavy parallel-series hybrid electric vehicle[J]. China Journal of Highway and Transport, 2011, 24(6): 121-126. (in Chinese)
- [9] CAUET S, COIRAULT P, NJEH M. Diesel engine torque ripple reduction through LPV control in hybrid electric vehicle powertrain: experimental results[J]. Control Engineering Practice, 2013, 21(12): 1830-1840.
- [10] HE Hong-wen, RUI Xiong, CHANG Yu-hua. Dynamic modeling and simulation on a hybrid power system for electric vehicle applications[J]. Energies, 2010, 3(11): 1821-1830.
- [11] YE X, JIN Z, HU X, et al. Modeling and control strategy development of a parallel hybrid electric bus[J]. International Journal of Automotive Technology, 2013, 14(6): 971-985.
- [12] 尹安东, 宫闪闪, 江昊, 等. 动态转矩协调的 ISG 混合动力系统控制策略[J]. 电子测量与仪器学报, 2013, 27(2): 145-150.
- YIN An-dong, GONG Shan-shan, JIANG Hao, et al. Control strategy of ISG hybrid system based on dynamic torque coordination[J]. Journal of Electronic Measurement and Instrument, 2013, 27(2): 145-150. (in Chinese)
- [13] 张仲良, 钱正纵, 陈杰. 城市客车并联液压混合动力系统参数匹配[J]. 中国公路学报, 2013, 26(3): 176-182.
- ZHANG Zhong-liang, QIAN Zheng-zong, CHEN Jie. Parameter matching of parallel hydraulic hybrid system for urban bus[J]. China Journal of Highway and Transport, 2013, 26(3): 176-182. (in Chinese)
- [14] 岳东鹏, 王杰, 张俊智. 装配 AMT 的 HEV 动力总成协调控制策略[J]. 交通运输工程学报, 2010, 10(1): 43-49.
- YUE Dong-peng, WANG Jie, ZHANG Jun-zhi. Coordinated control strategies of HEV powertrain with AMT[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2010, 10(1): 43-49. (in Chinese)
- [15] CHEN Li, XI Gang, SUN Jing. Torque coordination control during mode transition for a series-parallel hybrid electric vehicle[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2012, 61(7): 2936-2949.
- [16] ZHANG Y, CHEN X, ZHANG X, et al. Dynamic modeling and simulation of a dual-clutch automated lay-shaft transmission[J]. Journal of Mechanical Design, 2005, 127(2): 302-307.
- [17] 李国岫, 张欣, 宋建锋. 并联式混合动力电动汽车动力总成控制器硬件在环仿真[J]. 中国公路学报, 2006, 19(1): 108-112.
- LI Guo-xiu, ZHANG Xin, SONG Jian-feng. Hardware in loop simulation for powertrain controller of parallel hybrid electric vehicle[J]. China Journal of Highway and Transport, 2006, 19(1): 108-112. (in Chinese)
- [18] CHEN Li, ZHU Fu-tang, ZHANG Min-min, et al. Design and analysis of an electrical variable transmission for a series-parallel hybrid electric vehicle[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2011, 60(5): 2354-2363.