论文

DCT 变速混合动力轿车制动降档过程优化控制

赵治国^{①②}, 李学彦^{②*}, 吴朝春^②

① 同济大学新能源汽车工程中心, 上海 201804;

② 同济大学汽车学院, 上海 201804

* E-mail: 94xueyanli@tongjiedu.cn

收稿日期: 2016-05-08; 接受日期: 2016-07-29; 网络出版日期: 2016-08-22

国家自然科学基金(批准号: 51275355)资助项目

摘要 针对装配干式双离合器式自动变速器(dual clutch transmission, DCT)的弱混合动力轿车发动机辅助制动工况, 为充分回收制动能量, 制定了电液复合制动力矩分配策略, 并对该工况瞬态降档过程各阶段离合器传递力矩和 ISG 电机输出力矩协调控制问题展开了研究. 首先, 建立了 DCT 降档过程动力学方程, 模糊识别驾驶员制动意图, 计算并获得驾驶员需求制动力矩, 考虑电机最大制动力矩限制、发动机辅助制动力矩以及整车行驶阻力矩, 根据所制定的复合制动力矩分配策略决策了发动机辅助制动过程 ISG 目标输出力矩; 其次, 设计降档过程转矩相分离离合器控制律, 模型计算得到了离合器传递力矩; 再者, 考虑 ISG 电机力矩响应速度及转速同步时刻冲击度等, 设计了发动机转速参考轨迹, 并综合运用线性二次型最优跟踪及模型参考自适应控制, 在外界扰动及模型参数摄动的情况下求取了惯性相结合离合器转速同步过程 ISG 电机输出力矩; 最后, 为避免从降档过程切换至在档稳定减速制动时, 由于电机力矩突变所造成的车辆较大冲击, 设计了电机力矩切换控制策略. 仿真结果表明: 所设计的制动降档控制策略能够充分利用发动机辅助制动力矩, 并回收部分制动能量, ISG 电机能够响应降档过程需求制动力矩的变化, 实现快速换档.

关键词 DCT 变速混合动力轿车, 复合制动减速, 降档过程, 线性二次型最优跟踪, 模型参考自适应控制

1 引言

双离合器式自动变速器(dual clutch transmission, DCT)变速混合动力轿车减速制动过程, 利用驱动电机较快且较准的转速和力矩响应特性, 一方面可使其介入制动降档过程, 为 DCT 负力矩降档提供可控动力源, 以实现平稳快速换档, 另一方面还可以回收再生制动过程的部分能量, 进一步提升整车燃油经

济性和动力性能^[1,2].

在制动降档动力学及控制研究方面, 唐高强^[3]以装备机械式自动变速器(automated mechanical transmission, AMT)的并联式混合动力客车为研究对象, 开展了制动过程发动机反拖制动和再生制动策略、换档规律决策和优化方法的研究; Kulkarni 等人^[4]针对 DCT 换档过程的转矩相及惯性相进行了动力学分析, 并通过在 Simulink 中搭建的发动机-传动系集

引用格式: 赵治国, 李学彦, 吴朝春. DCT 变速混合动力轿车制动降档过程优化控制. 中国科学: 技术科学, 2016, 46: 950-960
Zhao Z G, Li X Y, Wu C C. Optimal control in brake down-shifting process for hybrid electric car equipped with dry dual clutch transmission (in Chinese). Sci Sin Tech, 2016, 46: 950-960, doi: 10.1360/N092016-00170

成系统对起步、升档及降档进行了仿真分析; Walker 等人^[5]提出了基于发动机、离合器速度与力矩的综合控制方法, 使动力源更加快速地响应换挡过程中的力矩需求. 但由于混合动力车相较于其所针对的传统车在动力系统上存在较大差异, 因此仍需要进一步讨论.

在换挡优化控制研究方面, Zhang 等人^[6]建立了 DCT 换挡过程评价系统, 并将最高标准作为目标泛函, 通过多目标遗传算法对转矩相和惯性相的离合器切换时序进行控制, 使换挡品质得到了一定改善. 严忆泉等人^[7]将换挡过程划分为 4 个阶段, 并根据各个阶段的特点采用相应的控制策略, 来达到整体优化. 在调速阶段, 综合考虑整个过程的冲击度与滑摩功, 同时兼顾同步点的冲击, 使用离散动态规划求解了最优轨线和最优控制序列, 但未给出递推方程, 且离散动态规划方法所求得的数据只能作为预存的基准值, 后期仍需根据车辆实际运行工况及驾驶员意图进行动态修正.

另一方面, 周宇星和严忆泉^[8]指出在无动力降档过程中, 发动机提供阻力矩, 因此发动机转速的提升靠接合离合器滑摩来实现, 但这种情况下, 换挡过程的滑摩功将明显增加, 在一定程度上将缩短离合器的工作寿命.

本文针对装配 ISG 电机的 DCT 变速弱混合动力轿车, 在轻度及中度制动减速工况下, 使 ISG 电机以最大能力工作在再生制动发电模式, 以充分回收制动能量, 并与发动机一起辅助制动, 制动力矩不足部分则通过液压机械制动来补偿; 在制动降档过程, 利用 ISG 电机快速响应驾驶员对动力源力矩的请求, 从而使接合离合器主从动部分快速实现同步.

2 DCT 变速 HEV 减速制动过程分析

本文研究对象为弱混合动力轿车, 其动力系统拓扑结构如图 1 所示, 其中发动机曲轴与 ISG 电机转子固接, 并通过 6 速干式 DCT 变速器驱动前轮.

较高车速非紧急制动时, 发动机节气门开度将逐渐减小至怠速工况开度, 此时发动机输出力矩已不足以克服发动机内部机械损耗, 发动机端相对于整车将输出辅助制动力矩. 而图 1 所示的混合动力轿车, 其 ISG 电机在制动过程中与发动机一同输出负力矩, 回收再生制动能量, 因此需要制定复合制动力矩

图 1 (网络版彩图) DCT 变速 HEV 动力系统拓扑结构

分配策略, 使发动机、ISG 电机与液压制动系统一同响应驾驶员需求制动力矩.

2.1 制动意图模糊识别

混合动力汽车为了制动能量回收的需要, 在轻度及中度制动工况下采用复合制动, 而在紧急制动时为了保证刹车可靠性, 仅采用机械制动. 因此, 为了满足对驾驶员需求制动强度的识别, 混合动力车常对制动踏板进行模拟式改造, 制动意图识别时常选取的参数有制动减速度、制动踏板开度及其变化率等等. 但由于制动减速度是在驾驶员对踏板作出相应动作后车辆的响应, 在控制上会出现滞后, 控制的实时性较差^[9]. 因此, 本文同时选取制动踏板开度及其变化率两个识别参数, 通过模糊决策实时判断驾驶员制动意图.

所述模糊决策方法具体如图 2 所示, 输入语言变量为制动踏板开度 β , 其值范围为[0~100], 及其变化率 $\dot{\beta}$, 其值范围为[-50~50], 输出语言变量为制动减速度的状态, 并分别对应轻度制动、中度制动及紧急制动 3 种工况. 隶属度函数选取梯形-三角形-梯形的线性隶属度函数. 参考识别参数在各个工况的范围^[10], 根据各参数极限工况下的范围及所选定的隶属度函数曲线, 制定模糊规则, 模糊推理所对应的制动减速度的状态, 即不同制动意图.

2.2 需求制动力矩

本文所针对的混合动力汽车, 利用在制动踏板上安装的位移传感器, 可实时监测制动踏板的行程; 为充分反映驾驶员对当前总制动力矩的需求, 同时

图2 制动意图模糊决策

选取了制动踏板开度及其变化率,通过总结试验数据,采用设置两参数权重因子拟合了不同制动踏板开度及其变化率下的总需求制动力矩(图3),

$$T_{\text{req}} = k_1 \beta + k_2 \dot{\beta}, \tag{1}$$

式中, T_{rep} 表示驾驶员需求的制动力矩, β 表示制动踏板开度, $\dot{\beta}$ 表示制动踏板开度变化率, k_1 和 k_2 分别为前述两参数的权重因子,通过总结实验数据得到,式(1)中对 T_{rep} 小于零的情况作取零处理,对应实际行驶过程中,驾驶员需求总制动力矩为零的情况.由实际制动踏板开度及其变化率查表可得总需求制动力矩.

2.3 发动机辅助制动

发动机辅助制动时,在不分离离合器的情况下车辆通过传动机构强迫发动机加速运转来产生阻力矩以实现牵阻作用,即发动机成为吸收能量的装置.当驾驶员踩下制动踏板,车辆逐渐由正常行驶进入制动减速状态,发动机节气门接近全闭,此时若不切

图3 (网络版彩图)需求制动力矩与制动踏板开度及其变化率关系曲面

断发动机与传动系的联系则产生发动机辅助制动效果^[2]. 发动机辅助制动力矩可用如下的经验公式表示^[11,12]:

$$T_e^{\text{assi}} = T_0 + k n_e, \tag{2}$$

式中, T_e^{assi} 为发动机辅助制动力矩, T_0 为与转速无关的常量, k 为由发动机特性决定的系数, n_e 为发动机转速.

由式(2)可知,发动机辅助制动力矩随发动机转速的升高而增大,因此,为充分利用发动机辅助制动作用,应使发动机转速处于较高的水平.

2.4 ISG 电机制动力矩

在不考虑驾驶员制动强度影响下,电机最大制动力矩主要与电机特性、电池充电特性有关.下文不考虑电池 SOC(state of charge)变化对电机最大制动力矩的影响,即认为电机最大输出制动力矩 $T_{\text{m_max}}$ 仅随转速变化,如图4所示.值得注意的是,电机在降档过程中的调速阶段将暂时工作在“放电”状态,此时,电机最大驱动力矩与上述电机最大制动力矩的特性类似,在此不再赘述.

由于 ISG 电机转子与发动机曲轴固接,其转速与发动机曲轴转速相等.因此,基于图4的关系曲线,实时采集发动机(或电机)转速并查表,即可得到每一时刻 ISG 电机输出力矩限制.

2.5 ISG 电机最大程度回收制动能量的制动力矩分配策略

考虑到研究对象的动力系统结构中,发动机曲轴与 ISG 电机转子固接,通过离合器将动力传递至变速箱.因此,在制动过程中,若要利用电机回收再生

图4 电机最大制动力矩与电机转速变化关系简图

制动能量, 发动机必然同时进行辅助制动. 由 1.3 及 1.4 两节的分析可知, 为最大程度利用电机进行制动能量回收, 应使电机处于基速之上, 而此时发动机也能够以较大制动力矩进行辅助制动. 在此基础上, 采用的复合制动协调控制策略旨在充分发挥当前 ISG 电机回收再生制动能量的能力, 同时充分利用发动机辅助制动力矩, 以降低对液压机械制动系统的要求. 因此, 考虑车辆运行过程电机最大输出力矩限制, 制定了常规(轻度、中度)制动和紧急制动下的发动机、电机与液压制动力分配策略, 如图 5 所示.

根据制动意图模糊识别的结果选择常规或紧急制动电液制动力分配策略. 再通过需求制动力矩计算模块获取驾驶员需求的总制动力矩, 常规制动过程, 优先利用电机再生制动力矩和发动机辅助制动力矩来响应前述模糊决策出的驾驶员需求制动, 当电机再生制动力矩和发动机辅助制动力矩(等效到变速箱输出轴)不足以提供驾驶员所需求的制动力矩时, 不足部分由液压机械制动系统来提供. 紧急制动时, 由于发动机曲轴转速(即电机转速)下降较快, 电机可提供的最大制动力也会在短时间能快速下降, 因此为保证制动安全, 紧急制动时电机不参与制动能量回收.

3 常规制动工况降档过程最优控制

3.1 制动降档过程分析

在减速制动工况下, 由于发动机转速迅速下降, 离合器主、从动盘之间的转速差为负值, 则发动机相

图5 制动力矩分配策略示意图

对于离合器输入轴输出制动力矩. 在这种情况下如果采用发动机正力矩换挡的控制策略, 即先进行 2 个离合器力矩交互, 将会因 2 个离合器传递力矩的方向相反导致功率循环; 同时, 输出力矩也可能出现急剧变化, 使整车产生较大的冲击度. 综上, 负力矩降档应先经历转矩相再经历惯性相.

当降档信号触发后, 制动意图识别模块识别驾驶员意图并根据制动踏板开度求取总需求制动力矩, 为降低离合器传递力矩的控制难度, 使液压机械制动力矩响应换挡过程中整车需求制动力矩的变化, 而保证离合器传递力矩的值维持恒定, 转矩相依靠 ISG 电机响应力矩需求并由两离合器共同传递; 在惯性相, ISG 电机输出力矩快速上升, 工作在正力矩, 拉高发动机转速以尽快实现接合离合器主、从动盘的转速同步; 当转速同步后, 控制 ISG 电机逐渐恢复至再生制动状态, 完成由换挡到在档稳定制动减速的切换. 只要能够实现离合器传递力矩及电机输出力矩的精确控制, 整车需求制动力矩就可以一直保持在驾驶员需求的水平, 保证制动安全.

3.2 6 速干式 DCT 动力学模型

通过简化所得的 6 速干式 DCT 变速器动力学模型如图 6 所示, 其中包含干式双离合模块和相应的执行机构、4 个同步器和相应的执行机构以及双中间轴齿轮传动机构. 采用了集中参数建模方法, 只考虑轴系的惯量和阻尼, 考虑到刚度影响和齿轮之间啮合间隙及非线性因素对换挡过程控制影响较小, 且其数学模型建立困难, 因此对其忽略不计.

图 6 中, 各参数及变量定义为: I 表示当量转动惯量, c 表示旋转黏性阻尼系数, 各下标分别表示 DCT 输入轴、中间轴、输出轴、齿轮或离合器从动盘部分等.

3.2.1 DCT 降档过程动力学模型

由受力分析所得的 DCT 降档滑摩阶段八自由度换挡动力学方程可利用传动比关系简化至二自由度换挡动力学模型^[13]:

$$\left. \begin{aligned} I_e \dot{\omega}_e &= T_e + T_{ISG} - \operatorname{sgn}(\omega_e - \omega_{on}) T_{on} \\ &\quad - \operatorname{sgn}(\omega_e - \omega_{off}) T_{off} - c_e \omega_e, \\ I_s^{\text{equ}} \dot{\omega}_s &= \operatorname{sgn}(\omega_e - \omega_{on}) T_{on} K_{on} \\ &\quad + \operatorname{sgn}(\omega_e - \omega_{off}) T_{off} K_{off} - T_b - T_r - c_s^{\text{equ}} \omega_s, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中, I_s^{equ} , c_s^{equ} 为等效到变速器输出轴的当量转动

图6 (网络版彩图)6速干式DCT动力学模型

惯量及当量旋转黏性阻尼系数; ω_{off} , ω_{on} 为接合离合器及分离离合器的转速; ω_e , ω_s 为发动机轴及变速箱输出轴的转速; $\dot{\omega}_e$, $\dot{\omega}_s$ 为发动机轴及变速箱输出轴的角加速度; T_e , T_{ISG} , T_b , T_r 为发动机输出力矩、ISG 输出力矩、等效到变速箱输出轴的液压机械制动力矩及负载阻力矩; T_{off} , T_{on} 为接合离合器及分离离合器传递力矩; K_{off} , K_{on} 为离合器 1 及离合器 2 传递力矩等效到变速器输出轴的放大因子, 可由公式推导得到, 不再赘述。

在制动减速降档过程中, 液压机械制动力矩直接作用于车轮, 整车有一定制动减速度; 同时, 由于发动机停止供油(少量喷油以将发动机转速维持在怠速转速之上), 其转速也同时下降, 此时离合器传递力矩的符号由离合器主、从动盘转速差的符号决定。

3.2.2 稳定制动减速动力学模型

DCT 制动减速降档前后, 车辆分别处于在档稳定制动减速状态, 则发动机的转速与接合离合器从动盘的转速严格相等, 将此转速条件代入式(3)中, 即可得到稳定制动减速阶段 DCT 的换挡动力学模型:

$$I_s^{\text{equ},i} \dot{\omega}_s = (T_e + T_{\text{ISG}}) K_{e,i} - T_b - T_r - c_s^{\text{equ},i} \omega_s, \quad i = 2, 3, \quad (4)$$

式中, $I_s^{\text{equ},i}$ 为在档稳定制动减速状态下等效到变速器输出轴的当量转动惯量; $c_s^{\text{equ},i}$ 为在档稳定制动减速状态下等效到变速器输出轴的当量旋转黏性阻尼系数; $K_{e,i}$ 为在档稳定制动减速状态下等效到变速器输出轴的放大因子, 角标值分别代表换挡前后在档稳定制动减速状态的档位值。

3.3 降档过程控制策略

由于降档过程中发动机辅助制动力矩与发动机转速间存在确定关系, 因此, 动力源端只有 ISG 电机输出力矩可调控。故换挡过程控制量决策主要包括以下两个方面。

(1) 离合器传递力矩计算。根据驾驶员需求制动力矩和液压机械制动力矩, 基于模型和分离离合器传递力矩, 得到换挡过程两离合器所传递的力矩。

(2) ISG 输出力矩决策。在转矩相, 选取合理的分离离合器分离规律, 得到动力源总需求力矩, 结合发动机辅助制动力矩, 求得 ISG 输出力矩; 在惯性相, 通过最优控制器求取 ISG 输出力矩, 实现接合离合器主、从动盘转速的快速同步; 在电机最大制动能力切换阶段, 考虑冲击度约束, 设计 ISG 输出力矩切换规律。

3.4 离合器传递力矩的计算

与稳定制动减速阶段相同, 总需求制动力矩由制动踏板开度查表得出, 且由动力源等效输出力矩和液压机械制动力矩组成, 而离合器负责传递动力源输出力矩。因此, 根据模型, 可以得到:

$$\begin{aligned} T_{\text{req}}(k+1) = & \text{sgn}(\omega_e - \omega_{\text{on}}) \cdot T_{\text{on}}(k+1) K_{\text{on}} - T_b(k+1) \\ & - T_r(k+1) + \text{sgn}(\omega_e - \omega_{\text{off}}) \cdot T_{\text{off}}(k+1) K_{\text{off}} \\ & - c_s^{\text{equ}} \omega_s(k+1), \end{aligned} \quad (5)$$

式中, $T_b(k+1)$ 表示每一时刻液压机械制动力矩值; $T_r(k+1)$ 表示等效到变速器输出轴的车辆负载阻力矩, 可通过车辆纵向动力学模型实时计算得到。

两离合器在转矩相完成力矩的交互, 为了使离

合器分离规律与车辆冲击度实现解耦, 应使接合离合器传递力矩的上升值弥补分离离合器传递力矩的下降值. 此外, 为了缩短转矩相的时间, 同时避免分离离合器完全分离时刻接合离合器力矩产生突变, 综合考虑离合器执行机构特性, 选取了二次曲线分离控制律, 具体如下:

$$T_{\text{off}}(t_{k+1}) = \frac{T_{\text{off}}^{\text{ini}} - T_{\text{off}}^{\text{tar}}}{t_{\text{tor}}^2} \cdot (t_{k+1} - t_{\text{tor}})^2, \quad (6)$$

式中, $T_{\text{off}}(t_{k+1})$ 表示 $k+1$ 时刻的分离离合器力矩, $T_{\text{off}}^{\text{ini}}$, $T_{\text{off}}^{\text{tar}}$ 分别表示分离离合器在转矩相初始时刻和结束时刻的力矩, t_{tor} 表示转矩相时间, 其由离合器执行机构特性决定.

在惯性相和电机最大制动能力切换阶段, 由于分离离合器已经完全分离, 因此式(6)的 $T_{\text{off}}(k+1)$ 为 0. 已知两离合器等效传递力矩及分离离合器分离规律, 则可求解出接合离合器在每一时刻的力矩值.

3.5 ISG 输出力矩决策

3.5.1 转矩相基于模型的 ISG 输出力矩计算

在转矩相, ISG 主要负责响应需求制动力矩的变化, 并使发动机转速略低于分离离合器从动盘转速, 以保证两个离合器始终传递负力矩, 避免功率循环. 由 DCT 换挡过程动力学模型可得:

$$T_{\text{ISG}} = -T_e + \text{sgn}(\omega_e - \omega_{\text{on}})T_{\text{on}} + \text{sgn}(\omega_e - \omega_{\text{off}})T_{\text{off}} + I_e \dot{\omega}_e + c_e \omega_e. \quad (7)$$

3.5.2 惯性相二次型最优控制器设计

在惯性相, 为了使发动机与接合离合器从动盘转速实现快速同步, 缩短换挡时间, 同时降低离合器滑摩功以延长离合器工作寿命, 而在转速同步时刻又不致于引起过大冲击, 同时兼顾电机力矩响应特性, 本文发动机转速参考轨迹同样采用类似 3.4 节中离合器分离规律的二次曲线(图 7).

由发动机参考轨迹设计要求及图 7 可知, t_0 表示惯性相初始时刻, 此时发动机转速与分离离合器从动盘转速相等; t_f 表示惯性相结束时刻, 此时发动机的转速和角加速度与接合离合器从动盘的转速和角加速度保持一致.

因此, 发动机转速参考轨迹及边界条件如下:

$$\begin{aligned} y_r(t_{k+1}) &= \omega_e(t_{k+1}) = a(t_k)t_{k+1}^2 + b(t_k)t_{k+1} + c(t_k), \\ t_k &\in [t_0, t_f], \end{aligned} \quad (8)$$

图 7 发动机转速参考轨迹设计示意图

$$\begin{cases} \omega_e(t_0) = \omega_{\text{off}}(t_0), \\ \omega_e(t_f) = \omega_{\text{on}}(t_f), \\ \dot{\omega}_e(t_f) = \dot{\omega}_{\text{on}}(t_f), \end{cases} \quad (9)$$

式中, $\omega_{\text{on}}(t_f)$ 及 $\dot{\omega}_{\text{on}}(t_f)$ 为每一时刻滚动更新的惯性相结束时刻的接合离合器转速及角加速度值, 其根据惯性相时间和当前时刻接合离合器从动盘角加速度来确定. 因此, 需要确定惯性相时间才能计算得到发动机每一时刻的目标值. 为了充分发挥电机输出力矩能力且反映驾驶员对降档时间的需求, 所设计参考轨迹应在制动强度大时缩短惯性相时间; 在制动强度小时适当延长惯性相时间. 当 ISG 电机输出力矩变化量最大时, 发动机转速变化率取得最大值^[14], 则由前述设计的二次曲线的性质可知, 应以惯性相初始时刻的电机最大输出力矩变化量来确定惯性相时间, 即:

$$\dot{\omega}_e(t_0) = (\omega_e(t))'|_{t_0} = \frac{T_{\text{ISG}}^{\text{var}} - c_e \omega_e}{I_e}, \quad (10)$$

式中, $T_{\text{ISG}}^{\text{var}} = T_{\text{ISG}}^{\text{max}} - T_{\text{ISG}}^{\text{ini}}$, 且 $T_{\text{ISG}}^{\text{ini}}$ 和 $T_{\text{ISG}}^{\text{max}}$ 分别表示 ISG 电机在进入惯性相前的输出力矩初始值和最大驱动力矩.

(1) 线性二次型最优跟踪控制

最优输出跟踪控制问题的目标是当受控系统被给定一个参考输出信号 $y_r(t)$ 时, 受控系统能够产生一个适当的控制向量 $u(t)$, 使得受控系统的实际输出能够跟踪上参考输出的变化, 同时使性能指标取得极小值, 即在系统消耗最小能量的情况下, 保证跟踪误差一直处在零值附近.

针对本文的跟踪控制问题, 由于进入惯性相时, 分离离合器已经不再传递力矩, 因此惯性相的动力

学方程为

$$I_e \dot{\omega}_e = T_e + T_{\text{ISG}} - \text{sgn}(\omega_e - \omega_{e2}) T_{\text{on}} - c_e \omega_e. \quad (11)$$

值得注意的是, 发动机转速存在一定测量噪声, 因此改写式(11), 如下:

$$I_e \dot{\omega}_e = T_e + T_{\text{ISG}} - \text{sgn}(\omega_e - \omega_{e2}) T_{e2} - c_e (\omega_e + \omega_e^{\text{noise}}). \quad (12)$$

根据上述方程, 选取 $x = \omega_e$ 作为状态变量, $u = T_{\text{ISG}} + T_{e2}$ 作为控制变量, w 表示外界干扰, 则控制方程为

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu + B_1 w, \\ y = Cx, \end{cases} \quad (13)$$

式中, $A = -\frac{c_e}{I_e}$, $B = \frac{1}{I_e}$, $B_1 = -\frac{c_e}{I_e}$, $C=1$, $w = \omega_e^{\text{noise}}$.

为综合考虑过程跟踪误差和控制能量消耗, 选取其性能指标为

$$J = \frac{1}{2} \int_0^\infty e^T(t) Q e(t) + u^T(t) R u(t) dt, \quad (14)$$

式中, $e(t) = y_r(t) - y(t)$, 即为受控线性定常系统的输出误差, Q 和 R 分别表征对跟踪误差和控制能量的要求, 则极小值的近似最优输出跟踪控制率为^[15]

$$u^*(t) = -R^{-1} B^T [P x(t) - g + h(t)]. \quad (15)$$

$P(t)$ 可通过求解黎卡提(Riccati)方程得到:

$$PA + A^T P - PBR^{-1} B^T P + C^T Q C = 0, \quad (16)$$

式中的常量伴随矩阵 g 为

$$g = [PBR^{-1} B^T - A^T]^{-1} C^T Q y_r, \quad (17)$$

式中, $h(t)$ 是为了补偿控制方程中的干扰项而引入的补偿量. $h(t)$ 可通过下式求解^[16]:

$$P(t)BR^{-1} B^T h(t) + P(t)B_1 w - \dot{h}(t) - A^T h(t) = 0. \quad (18)$$

通过求解上述二次型最优控制问题, 可求得惯性相每一时刻的最优控制量.

(2) 模型参考自适应控制

由线性二次型最优跟踪控制求得的最优控制量, 若作用在无参数摄动的理想系统上时可以实现较好的跟踪, 但是实际被控对象存在未知参数摄动, 直接施加上述控制量将产生较大输出误差, 因此, 以可调系统的状态变量构成自适应规律, 增强系统对参数摄动的鲁棒性^[17]. 具体如下图 8 所示:

实际的被控对象是结构与参考模型一致, 但参数未知的线性系统, 被控对象的状态方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_p = A_p(t)x_p + B_p(t)u_1 + B_{1p}(t)w, \\ y_p = C_p x_p, \end{cases} \quad (19)$$

图 8 自适应控制框图

式中,

$$u_1 = K(t)u + F(t)x_p + F(t)w, \quad (20)$$

其中, $C_p=1$, 由于存在参数的摄动, 因此 A_p , B_p , B_{1p} 是时变矩阵, 同时, 由于模型中仅考虑发动机转速测量噪声的干扰, 可推知, $B_{1p}=A_p$. 通常被控系统的参数不便于直接调整, 因此为了补偿被控对象参数的变化, 就需要引进可调的前馈增益矩阵 $K(t)$ 和反馈补偿矩阵 $F(t)$ 与被控对象一起组成一个可调系统, 如图 8 中虚线方框所示. 式(20)的第三项作为扰动的补偿. 式(13)为参考模型状态方程, 系统的广义误差为

$$e_1(t) = x(t) - x_p(t). \quad (21)$$

因此广义误差为状态变量的方程:

$$\begin{aligned} \dot{e}_1(t) = & A e_1 + [A - A_p(t) - B_p(t)F(t)]x_p \\ & + [B - B_p(t)K(t)]u + [A - A_p(t) - B_p(t)F(t)]w. \end{aligned} \quad (22)$$

为了使被控对象对输入 u 的动态响应与参考模型对输入 u 的动态响应完全一致, 自适应机构对 $K(t)$ 和 $F(t)$ 进行调整, 使被控对象所处的可调系统与参考模型相匹配, 即:

$$A = A_p(t) + B_p(t)F^*, \quad B = B_p(t)K^*. \quad (23)$$

带“*”表示模型完全匹配时的取值, 则式(22)改写为

$$\dot{e}_1(t) = A e_1 + BK^{*-1} \tilde{F} x_p + BK^{*-1} \tilde{K} u, \quad (24)$$

式中, $\tilde{F} = F^* - F$, $\tilde{K} = K^* - K$.

以李雅普诺夫稳定性理论设计自适应规律^[17,18], 可得自适应调节规律为

$$\begin{cases} \dot{\tilde{F}} = R_1 (BK^{*-1})^T P e x_p^T, \\ \dot{\tilde{K}} = R_2 (BK^{*-1})^T P e u^T, \end{cases} \quad (25)$$

其中, P , R_1 , R_2 均为对称正定矩阵.

以上方法确定的 $K(t)$ 和 $F(t)$ 参数调整的自适应规

律可以保证对输入控制量 u , 模型参考自适应系统是全局稳定的, 从而使系统具有良好的跟踪性能及抗干扰能力. 由图可以看出, 利用线性二次型计算每一时刻控制量 u 时, 是以当前时刻发动机实际转速 x_p 来计算反馈率及扰动补偿, 实现了整个综合控制系统的闭环控制. 而所得的最优控制量与实时计算的发动机辅助制动力矩和接合离合器传递力矩作差后即可得 ISG 电机输出力矩.

4 仿真结果与分析

根据前文所建立的干式 DCT 制动减速降档动力学模型及控制策略, 在 Matlab/Simulink 软件中建立了 DCT 变速 HEV 制动降档过程仿真模型. 在典型工况下对所搭建的仿真模型进行模拟.

4.1 恒定制动踏板开度 3 档降 2 档过程仿真

以 20% 恒定制动踏板开度时 3 档降 2 档过程为

图9 恒定制动踏板开度时 3 档降 2 档过程仿真结果

(a) 发动机及离合器转速; (b) 动力源及离合器力矩分配; (c) 车速; (d) 滑摩功; (e) 冲击度

例, 验证控制策略的有效性, 仿真结果如图 9 所示。

由图 9(b)可知, 在档稳定制动过程中, 制定的复合制动力分配策略可以使电机始终工作在最大制动能量回收状态, 当进入换挡后两个离合器的力矩平顺地完成了交互, 而电机能够在发动机力矩不可调控的情况下, 快速响应动力源力矩变化请求, 在其最

大输出力矩能力范围内充分发挥其调速能力, 实现发动机转速同步。在电机力矩切换阶段, 离合器传递力矩平滑地切换至使电机输出最大制动力矩。

由图 9(a), (c)和(e)可知, 由于采用了线性二次型最优跟踪控制, 发动机转速平滑且快速地实现了与接合离合器转速的同步, 整个过程中, 车速没有出现

图 10 控制策略鲁棒性仿真结果

(a) 发动机转速量测噪声; (b) 发动机及离合器转速; (c) 动力源及离合器力矩分配; (d) 车速; (e) 滑摩功; (f) 冲击度

突变, 且冲击度较小.

4.2 控制策略鲁棒性仿真

为验证控制策略的鲁棒性, 在被控对象的两个参数 b_e 和 I_e 中各加入 50% 的加性不确定性, 同时在发动机转速量测值中添加如图 10(a) 所示的白噪声, 并以变制动踏板开度(初始制动踏板开度 20%, 变化率 10%)时 3 档降 2 档为例进行仿真, 结果如图 10 所示.

由图 10(b)和(d)可知, 在控制对象存在外界干扰及参数摄动的情况下, 由于综合运用了线性二次型最优跟踪控制及模型参考自适应控制, 发动机转速平滑、快速地实现了与接合离合器转速的同步, 而没有出现控制器失稳, 使系统具备一定的鲁棒性.

由图 10(c)可知, 在转矩相, 两个离合器实现了力矩交互, ISG 电机响应此过程中力矩的波动; 在惯性相, 由于系统存在参数摄动, 因此控制量在前期存在较大的波动, 但随着自适应系统对系统的调整, 控制量的波动逐渐减小, 而控制量的力矩突变完全由 ISG 电机来响应, 因此 ISG 电机的力矩响应能力决定了系统的控制效果. 虽然电机在惯性相输出正力矩, 消耗电能, 但该阶段时间较短, 相较于整个制动减速过程而言, 电机回收再生制动能量远远大于此部分耗能, 证明该策略能在车辆制动减速过程中能有效回收制动能量. 在惯性相结束后由于增加了电机输出力矩切换阶段, 电机力矩和离合器传递力矩平稳地切换至在档稳定制动减速水平.

由图 10(e)和(f)可知, 整个换档过程所产生的滑摩功较小. 仅在进入换档过程及电机输出力矩切换阶段出现了较大冲击度, 但基本维持在 $\pm 3 \text{ m/s}^3$, 保证了换档品质.

5 结论

(1) 本文设计的常规复合制动力矩分配策略, 可以保证 ISG 电机在输出力矩限制内最大程度地回收再生制动能量.

(2) ISG 电机参与制动减速工况下的降档过程, 使动力源输出力矩主动参与发动机调速, 从而快速、平稳地实现转速同步; 相比传统车通过离合器滑摩拖高发动机转速, 可以进一步减小离合器磨损, 提高其使用寿命.

(3) 在完成降档后, 需要按照在档稳定制动工况下的复合制动力分配策略, 将 ISG 电机的输出力矩切换至最大制动力矩, 此时需要充分考虑离合器执行机构的特性, 设置过渡阶段, 保证整车制动减速度不出现突变, 避免出现较大冲击度.

(4) 基于线性二次型最优跟踪控制及模型参考自适应控制的综合控制方法应用于 DCT 减速制动工况下的降档过程, 不仅有效改善了换档品质, 而且使系统对外部干扰及内部参数摄动具有了一定的鲁棒性.

(5) 文中针对减速制动工况下的降档过程离合器传递力矩和 ISG 输出力矩控制, 只进行了仿真, 后续有待于台架试验和实车试验的进一步验证.

参考文献

- 1 朱敏, 刘海鸥, 王尔烈, 等. 减速制动时机械式自动变速器车辆换档控制策略. 机械工程学报, 2015, 2: 110–116
- 2 李文辉, 高全均, 魏宏, 等. 发动机辅助制动作用及其对汽车制动性能的影响. 内燃机工程, 2002, 23: 25–29
- 3 唐高强. 并联混合动力客车制动过程换档规律研究. 硕士学位论文. 北京: 北京理工大学, 2015
- 4 Kulkarni M, Shim T, Zhang Y. Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions. Mech Mach Theory, 2007, 42: 168–182
- 5 Walker P D, Zhang N, Tamba R. Control of gear shifts in dual clutch transmission powertrains. Mech Syst Signal Pr, 2011, 25: 1923–1936
- 6 Zhang J, Lei Y, Zong C, et al. Shift quality evaluation system based on neural network for DCT vehicles. In: International Conference on Natural Computation. IEEE, 2010. 4267–4271
- 7 严忆泉, 宋健, 李亮. 干式双离合自动变速器分段优化换档策略研究. 农业机械学报, 2014, 45: 30–36
- 8 周宇星, 严忆泉. 双离合自动变速器降档控制研究. 上海汽车, 2014, 9: 12–15
- 9 王庆年, 孙磊, 唐先智, 等. HEV 制动意图识别的研究. 汽车工程, 2013, (9): 769–774
- 10 孙磊. HEV 驾驶员制动意图识别及控制算法研究. 硕士学位论文. 长春: 吉林大学, 2012
- 11 付尧, 雷雨龙, 刘洪波, 等. 减速制动工况下自动变速器档位决策. 吉林大学学报: 工学版, 2014, 44: 592–598
- 12 董敬, 庄志. 汽车拖拉机发动机. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 13 赵治国, 王琪, 陈海军, 等. 干式 DCT 换档模糊时间决策及力矩协调控制. 机械工程学报, 2013, 12: 92–108

- 14 赵治国, 杨云云, 陈海军, 等. 干式 DCT 变速混合动力轿车换挡过程转矩协调优化控制. 中国公路学报, 2015, 28: 109–119
- 15 张彬彬. 受扰线性系统的最优跟踪控制方法研究. 硕士学位论文. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014
- 16 Glielmo L, Vasca F. Optimal control of dry clutch engagement. In: SAE World Cong, 2000. Transmission and Driveline Symposium 2000. Detroit, 2000
- 17 陈复扬, 姜斌. 自适应控制及应用. 北京: 国防工业出版社, 2009
- 18 葛宝明. 先进控制理论及其应用. 北京: 机械工业出版社, 2007

Optimal control in brake down-shifting process for hybrid electric car equipped with dry dual clutch transmission

ZHAO ZhiGuo^{1,2}, LI XueYan² & WU ChaoChun²

¹ Clean Energy Automotive Engineering Center, Tongji University, Shanghai 201804, China;

² School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China

As for the engine auxiliary braking conditions of hybrid vehicle equipped with dry dual clutch transmission (DCT), a composite braking torque distribution strategy is proposed, and the control problem of clutch transmitted torque and ISG output torque is researched. Based on the established dynamics equation of DCT shifting process, the target braking torque is extrapolated by fuzzy recognition of driver's intention, and the motor maximum torque limitation, engine auxiliary braking torque as well as vehicle driving resistance torque are updated at real time, ISG target output torque is calculated according to the proposed composite braking torque distribution strategy. During the shifting process, based on the model and designed disengaging principle, the clutch transmitted torque is obtained. Considering the motor response characteristics and the impact of the synchronization moment, the engine speed reference curve is designed, in view of the external disturbance and model parameter perturbation, the ISG output torque during the synchronization process is obtained by applying linear quadratic optimal tracker and model reference adaptive control. At last, a torque shift phase is designed to avoid the significant impact caused by directly shifting from the in-gear stable operation to the shifting process. The simulation results show that the proposed strategy can make full use of engine auxiliary braking torque and effectively recover the braking energy, and ISG can respond to the changes in the target braking torque, ensuring fast shift.

hybrid electric vehicle equipped with DCT, composite braking deceleration, downshifting process, linear quadratic optimal tracker, model reference adaptive control

doi: 10.1360/N092016-00170