论 文

同轴并联混合动力系统模式切换控制研究

杨超^{①②}, 李亮^{②*}, 焦晓红^①, 张渊博^{①②}, 陈征^②, 宋健^②

① 燕山大学电气工程学院, 秦皇岛 066004;

② 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084

* E-mail: liangl@tsinghua.edu.cn

收稿日期: 2015-05-17; 接受日期: 2015-10-22; 网络出版日期: 2015-12-23

国家自然科学基金优秀青年基金(批准号: 51422505)和国家科技支撑计划(批准号: 2013BAG14B01)资助项目

摘要 同轴并联混合动力系统在低速运行工况下发动机怠速停机对于提升整车节油率有显著的作用, 然而由于同轴并联混合动力系统的自身结构特性, 当系统由纯电模式切换至混合动力模式过程中, 发动机需要开启并通过离合器的接合介入动力系统, 这一过程中存在的电机起动发动机及离合器接合控制问题一直是混合动力控制领域研究的热点问题. 针对上述模式切换控制问题, 本文建立了同轴并联混合动力系统传动系模型及干式离合器及其执行机构的数学模型, 考虑模式切换过程的平顺性与混合动力系统的传动效率, 并结合发动机起动阻力矩及系统负载转矩的瞬态不确定性, 提出了一种同轴并联混合动力系统模式切换控制方法: 首先采用 H_∞ 鲁棒控制理论设计出满足约束条件且性能指标较优的离合器接合速度轨迹, 然后将离合器接合速度轨迹转化成执行电机转速期望曲线, 设计直流电机转速跟踪 PID 控制器实现离合器的快速平滑接合, 然后对所提出控制方法在急加速、缓加速、不同发动机内阻以及不同车辆负载工况下的离合接合过程的仿真对比, 最后利用控制器自动代码生成技术对所提出方法进行了试验验证. 结果表明, 所提出的控制方法可以实现混合动力系统平滑快速的模式切换过程, 且整车的纵向冲击度控制在一定约束范围内, 使得系统模式切换平顺性得到了保障, 从而为整车模式切换控制策略设计提供理论基础.

关键词 混合动力系统, 模式切换, 离合器接合控制, 离合器执行机构, 鲁棒控制

1 引言

近几年, 汽车数量的持续增加导致了城市交通拥堵现象加剧^[1], 车辆发动机在此工况下多处于怠速运行模式, 不仅降低了燃油经济性且极大地加剧了碳氧化合物、PM2.5 等污染物的排放^[2~4]. 研究表明, 发动机怠速停机技术可以为整车提供约 5% 的节油

率^[5], 目前该技术已成为传统汽车尤其是混合动力汽车燃油经济性提升的一个关键因素^[6]. 在基于机械式自动变速器(Automatic Mechanical Transmission, AMT)的同轴并联混合动力系统中, 当车辆需要发动机重新启动并介入系统时, 传动系统可以通过离合器接合由驱动电机带动实现发动机快速起动^[7]. 而在此过程中所引入的系统平顺性问题一直是混合动力

引用格式: 杨超, 李亮, 焦晓红, 等. 同轴并联混合动力系统模式切换控制研究. 中国科学: 技术科学, 2016, 46: 91–100

Yang C, Li L, Jiao X H, et al. Research on mode transition control for single-shaft parallel hybrid powertrain (in Chinese). Sci Sin Tech, 2016, 46: 91–100, doi: 10.1360/N092015-00239

系统模式切换控制研究领域的研究热点^[6-8]。

针对混合动力系统模式切换过程中的离合器接合控制研究, 文献[9]运用动态规划算法求解了混合动力系统电机起动发动机过程中的电机、离合器和发动机三者之间的扭矩分配的全局最优解, 为该控制问题的研究提供了理论上的最优值。文献[10]利用模型参考控制方法设计了协调控制策略实现了混联式混合动力系统的平滑模式切换。文献[11]将离合器的接合过程分为了3个阶段, 界定了快速接合和平滑接合的边界条件, 并设计了控制策略实现了离合器的平滑快速接合。

同时, 针对离合器接合过程中所引入的整车舒适性和离合器耐久性之间的协调控制问题, 国内专家学者主要从车辆起步过程离合器接合对整车冲击度和滑摩能量损失两个指标的影响入手, 对离合器接合过程的控制进行了大量的探索, 并取得了一定的进展。文献[12~14]分别采用最优控制、 H_∞ 鲁棒控制和模型参考自适应控制方法针对AMT离合器接合过程设计了相应的控制器, 实现了接合过程的冲击度与滑摩功的综合优化。上述综合控制方法均研究的是传统车辆起步过程由发动机通过离合器接合带动传动系统及整车加速起步, 而混合动力系统电机起动发动机过程是由电机驱动车辆运行的同时通过离合器传递扭矩拖动发动机起动, 两个过程在模型描述及控制策略设计上均存在显著差异, 但仍存在利用相同控制方法解决不同问题的可能性。

针对基于AMT的同轴并联混合动力系统由纯电模式切换至混合动力模式过程中的离合器接合控制问题, 本文首先对混合动力系统传动系模型及离合器执行机构模型分别进行了详细描述, 其中将离合器接合过程划分为空行程阶段、离合器滑摩阶段1、离合器滑摩阶段2、转速同步阶段和完全接合阶段5个阶段。然后考虑到系统的实际运行特性, 采用 H_∞ 鲁棒控制方法设计了离合器在滑摩阶段2中的最优接合速度轨迹, 与此同时结合最优的离合器接合速度, 设计了执行电机的转速跟踪PID控制器, 实现了对离合器最优轨迹的位置跟踪, 达到预期的系统控制性能。

2 模式切换过程模型描述

本文研究的同轴并联混合动力系统构型示意图

如图1所示。该系统的特点是只需一个驱动电机置于离合器输出端与变速箱输入端之间, 减少了对传统动力系统的改动同时降低了系统成本。基于该系统可实现电机驱动、发动机驱动、混合驱动、发动机主动充电及再生制动5种常规工作模式^[15,16], 另外, 系统还可通过离合器接合传递驱动电机扭矩实现发动机起动, 即电机起动发动机模式。离合器通过执行机构的驱动可以自动完成分离或接合动作, 从而实现系统模式切换。为了描述及分析电机起动发动机模式下的离合器接合过程, 本文将对同轴并联混合动力系统传动系及离合器执行机构进行详细建模。

2.1 传动系模型描述

根据同轴并联混合动力系统的结构特点, 以及系统在电机起动发动机模式下的工作特性, 传动系模型可进行简化(图2)。图中 J_e 和 ω_e 分别为发动机转动惯量和发动机转速, T_{er} 为发动机起动阻力矩, ω_m 为驱动电机转速, T_{EM} 和 T_c 分别为驱动电机输出扭矩和离合器传递扭矩, J_{veh} 和 T_{load} 分别为等效的整车转动惯量和整车负载转矩, 其中 T_{load} 的表达式可以写成如下形式:

$$T_{load} = \left(mgC_r \cos\theta + \frac{1}{2} C_D \rho_d A v^2 + mgsin\theta \right) \cdot \frac{r_w}{i_g i_f}, \quad (1)$$

式中 m 和 g 为整车质量和重力加速度, C_r 和 θ 分别

图1 (网络版彩图)同轴并联混合动力系统构型示意图

图2 传动系简化模型示意图

代表滚动阻力系数和道路坡道角, C_D , ρ_d 及 A 分别为空气阻力系数、空气密度及迎风面积, v 和 r_w 分别为车速及车轮半径, i_g 和 i_f 分别为变速箱速比和主减速器速比.

当系统处于模式切换瞬间, 电机得到指令瞬时增扭, 在提供整车驱动所需扭矩的同时增加额外扭矩起动发动机, 同时离合器执行机构开始推动离合器接合, 发动机转速随着离合器位置的变化而不断增加, 当发动机转速达到怠速后, 发动机得到点火指令开始喷油加速, 通过发动机实时调速, 使得发动机转速与离合器输出端转速差快速减少, 与此同时离合器快速接合, 至发动机完全介入动力系统, 离合器快速闭合, 模式切换完毕. 为了更为清晰地描述在模式切换过程中的传动系模型, 本文将混合动力系统模式切换中离合器的接合过程划分了 5 个阶段如图 3 所示.

(i) 离合器空行程阶段

此过程中离合器压盘与摩擦片还未接触, 因此, $\omega_e = 0$, 离合器输出端模型可描述为

$$J_{veh} \dot{\omega}_m = T_{EM} - T_{load}. \quad (2)$$

(ii) 离合器滑摩阶段 1

此时离合器压盘与摩擦片刚开始接触, 但离合器传递扭矩小于发动机起动阻力矩, 发动机转速仍为零, 但离合器输出端模型变为

图 3 离合器接合过程阶段划分示意图

$$J_{veh} \dot{\omega}_m = T_{EM} - T_c - T_{load}, \quad (3)$$

式中, T_c 可由下式表示:

$$T_c = \mu_c R_c F_b Z \cdot \text{sign}(\omega_m - \omega_e), \quad (4)$$

其中, μ_c , R_c , F_b 和 Z 分别代表离合器摩擦系数、离合器压盘有效半径、作用在离合器盘上的正压力和摩擦片个数.

(iii) 离合器滑摩阶段 2

随着离合器传递扭矩的不断增大, 发动机转速在此阶段将从零开始不断增加至怠速, 在此阶段传动系模型可描述为

$$\begin{aligned} J_{veh} \dot{\omega}_m &= T_{EM} - T_c - T_{load}, \\ J_e \dot{\omega}_e &= T_c - T_{er}. \end{aligned} \quad (5)$$

在此阶段, 离合器的接合速度决定着离合器接合过程的品质, 需要综合考虑整车纵向冲击度和该过程的离合器滑摩能量损失来确定离合器的接合速度, 实现混合动力系统高效运行的同时保证系统平顺性.

(iv) 转速同步阶段

在此阶段发动机已经开启, 发动机管理系统将对发动机转速进行调节, 目标转速为离合器输出端转速, 直到 $|\omega_m - \omega_e| \leq 5 \text{ rad/s}$. 此阶段为保证冲击度在允许范围内, 离合器的接合速度较慢. 在此阶段传动系模型可表示为

$$\begin{aligned} J_e \dot{\omega}_e &= T_e + T_c, \\ J_{veh} \dot{\omega}_m &= T_{EM} - T_c - T_{load}. \end{aligned} \quad (6)$$

(v) 完全接合阶段

在此阶段, 发动机调速已经完成, 发动机转速与离合器输出端转速已经达到同步. 此时发动机已经开始为动力系统提供扭矩输出; 与此同时离合器将快速合, 至整个过程结束. 在此阶段的传动系模型与发动机介入传动系统后的传动系模型相同, 其可表示为

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_e &= \dot{\omega}_m, \\ (J_e + J_{veh}) \dot{\omega}_m &= T_{EM} + T_e. \end{aligned} \quad (7)$$

2.2 离合器执行机构模型描述

本文研究的离合器及其执行机构示意图如图 4 所示. 图 4 中干式离合器处于脱开状态, 当电机起动发动机模式被触发, 执行机构动力源直流电机得到电压输入开始转动, 在蜗轮蜗杆减速增扭作用下, 通

图4 离合器及其执行机构示意图

过与蜗轮同轴的齿轮推动齿条动作, 从而推动分离杠杆使得分离轴承向离合器输出端方向运动, 离合器在膜片弹簧的作用下逐渐接合, 驱动电机的转矩不断向离合器输入端传递带动发动机转速上升, 最终实现离合器完全结合, 即发动机完全介入传动系统。

由图4虚线框所示, 结合基尔霍夫电压方程与电机转子转动平衡方程, 可得到直流电机的数学模型如下^[17]:

$$\begin{aligned} L_a \dot{i}_a &= u_a - R_a i_a - k_b \omega_a, \\ J_a \dot{\omega}_a &= k_a i_a - k_\mu \omega_a - T_L, \end{aligned} \quad (8)$$

式中 L_a , i_a , R_a , ω_a 和 J_a 分别是电机转子的感抗、电流、电阻、转速和转动惯量, u_a 是电机电压输入, k_a , k_b 和 k_μ 分别是转矩系数、反电势系数和转子阻尼系数。由于电机负载取决于离合器膜片弹簧力学特性和离合器接合速度 $\dot{x}_c$, 因此执行电机负载转矩 T_L 可表示为^[18]

$$T_L = k_w [F_b - c_m \dot{x}_c], \quad (9)$$

式中 k_w 和 c_m 分别为等效转矩阻力系数和膜片弹簧的阻尼系数, 膜片弹簧受力随离合器位置变化曲线图(图5), 图中 x_{c0} 为离合器摩擦盘接触时的位移。

另外, 考虑到执行电机与离合器盘之间的机械连接特性, 电机转速与离合器接合速度有以下关系:

$$\omega_a = \frac{k_c k_d}{r_a} \dot{x}_c, \quad (10)$$

式中 r_a , k_c 和 k_d 分别是齿轮半径、蜗轮蜗杆装置的传动比和分离杠杆的杠杆比。

图5 离合器分离载荷特性

3 模式切换过程控制策略设计

在混合动力系统模式切换过程中, 离合器接合的快慢决定着整车的平顺性及离合器滑摩造成的能量损失, 另外发动机起动阻力矩与系统负载转矩的瞬态波动也会影响接合过程品质, 这些也都将对混合动力系统的模式切换平顺性及传动效率造成影响。因此, 本文考虑离合器接合过程中冲击度与滑摩功的综合优化指标, 利用 H_∞ 鲁棒控制方法设计出离合器在滑摩阶段2的接合速度, 进而获得离合器执行电机的期望转速曲线, 与此同时设计执行电机控制器实现电机在给定期望曲线下的轨迹跟踪控制, 最终实现高效的混合动力系统模式切换过程。

3.1 离合器最优接合速度设计

根据1.1节中对混合动力系统模式切换过程中离合器接合划分的5个阶段, 需要分别设计离合器在每个阶段的接合速度轨迹, 作为执行电机动作的期望曲线。虽然本文研究的电机起动发动机过程不会由于离合器接合速度过快导致发动机熄火, 但接合速度轨迹仍然要遵循“快-慢-快”设计才能保证整个过程的冲击度和滑摩功能够满足期望的性能指标^[14-16]。

针对离合器空行程阶段及离合器滑摩阶段1, 两个阶段只是在克服空行程及通过传递扭矩克服发动机起动阻力矩, 发动机转速没有变化一直为零, 因此该过程的离合器以尽可能快的接合速度来减少模式切换过程时间。同理在转速同步过程, 由于发动机管理系统对于转速的实时调节, 该过程离合器传递的转矩已经不能作为发动机加速的主要动力, 为了不引起系统的冲击, 离合器只需要慢速接合等待发动机与电机的转速同步即可。在完全接合阶段, 发动机已经介入传动系统, 离合器的摩擦转矩由动态摩擦变为静态摩擦, 传递转矩等于发动机的输出转矩, 此

时应该快速推动离合器位置以使其彻底接合. 然而, 离合器滑摩阶段 2 涉及到发动机转速通过离合器传递电机扭矩从零被拉升至怠速, 在该过程中如果离合器接合过快会由于转速差导致过大的整车纵向冲击度, 严重影响模式切换品质, 降低整车乘坐舒适性; 反之如果过慢的接合离合器会导致发动机起动过程过慢, 造成大量的滑摩能量损失, 降低离合器使用寿命. 因此需要在此阶段考虑冲击度和滑摩功 2 个指标, 结合优化控制理论对离合器接合速度轨迹进行设计.

考虑数学模型如(5)式, 选取状态变量 $x_1 = \omega_m$, $x_2 = \omega_e$, $x_3 = \omega_m - \omega_e$, $u_1 = T_{EM}$, $u_2 = T_c$. 假设该过程发动机阻力矩与转速成线性关系, 即 $T_{er} = b\omega_e$. 另考虑负载转矩为系统外部干扰, 即 $w = T_{load}$. 则(5)式可以写成的状态空间形式如下:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}_1 w + \mathbf{B}_2 \mathbf{u}, \quad (11)$$

式中 $\mathbf{A}$, $\mathbf{B}_1$ 和 $\mathbf{B}_2$ 分别为系统矩阵、干扰输入矩阵和控制输入矩阵, 另外状态变量 $\mathbf{x}$ 和控制变量 $\mathbf{u}$ 可分别表示为 $\mathbf{x} = (x_1, x_2, x_3)^T$, $\mathbf{u} = (u_1, u_2)^T$, 则(10)式可写成如下形式:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & -b/J_e & 0 \\ 0 & b/J_e & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1/J_{veh} \\ 0 \\ -1/J_{veh} \end{bmatrix} w \\ &+ \begin{bmatrix} 1/J_{veh} & -1/J_{veh} \\ 0 & 1/J_e \\ 1/J_{veh} & -(1/J_{veh} + 1/J_e) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (12)$$

结合以上模型描述, 对系统冲击度进行约束, 保证该过程冲击度 j 必须小于给定冲击度门限值 j_s [12], 即:

$$j = \frac{d^2 v}{dt^2} = \frac{r_w}{i_g i_f} \cdot \frac{d^2 \omega_m}{dt^2} \leq j_s. \quad (13)$$

该过程滑摩功可以写成如下形式:

$$\begin{aligned} W &= \int_{t_0}^{t_f} T_c (\omega_m - \omega_e) dt \\ &= \int_{t_0}^{t_f} u_2 x_3 dt \leq \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} (u_2^2 + x_3^2) dt \\ &= \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} (\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u}) dt, \end{aligned} \quad (14)$$

式中 t_0 为离合器滑摩阶段 1 结束即发动机转速从零开始增加的時刻, t_f 为离合器滑摩阶段 2 结束即发动机转速到达怠速的時刻. $\mathbf{Q}$, $\mathbf{R}$ 为加权矩阵, 可分别写

成如下形式:

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & q \end{bmatrix}, \quad \mathbf{R} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & r \end{bmatrix}, \quad (15)$$

其中, q, r 分别为可调参数.

考虑发动机起动阻力矩瞬态波动, 即系统矩阵存在参数摄动, 因此将(10)式改写成如下形式:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = (\mathbf{A} + \Delta \mathbf{A})\mathbf{x} + \mathbf{B}_1 w + \mathbf{B}_2 \mathbf{u}, \\ \mathbf{y} = \mathbf{x}, \end{cases} \quad (16)$$

式中 $\Delta \mathbf{A}$ 为参数摄动项, $\mathbf{y}$ 为输出变量. 考虑采用(13)式作为离合器滑摩阶段 2 的最优二次型性能指标, 另外定义评价信号 [12]:

$$\mathbf{z} = \mathbf{C}_z \mathbf{x} + \mathbf{D}_z \mathbf{u}, \quad (17)$$

$$\text{其中, } \mathbf{C}_z = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}^{1/2} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{D}_z = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{R}^{1/2} \end{bmatrix}.$$

因此离合器滑摩阶段 2 的性能指标可改写成:

$$J = \int_{t_0}^{t_f} \mathbf{z}^T(t) \mathbf{z}(t) dt. \quad (18)$$

通过以上模型描述, 可将离合器滑摩阶段 2 的鲁棒镇定和干扰抑制控制问题转化为标准的 H_∞ 鲁棒控制问题 [19]. 其中广义被控对象为

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \bar{\mathbf{B}}_1 \bar{w} + \mathbf{B}_2 \mathbf{u}, \\ \mathbf{z} = \bar{\mathbf{C}}_z \mathbf{x} + \bar{\mathbf{D}}_z \mathbf{u}, \\ \mathbf{y} = \mathbf{x}, \end{cases} \quad (19)$$

式中 $\bar{\mathbf{B}}_1 = \begin{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \mathbf{B}_1 & \mathbf{E} \end{bmatrix}$, $\bar{\mathbf{C}}_z = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_z \\ \mathbf{F} \end{bmatrix}$, $\bar{\mathbf{D}}_z = \begin{bmatrix} \mathbf{D}_z \\ 0 \end{bmatrix}$, 且有 $\mathbf{E} \sum (t) \mathbf{F} = \Delta \mathbf{A}$, $\mathbf{E}$ 和 $\mathbf{F}$ 分别为行、列不确定的矩阵.

因此, 控制问题可以描述为设计一个 H_∞ 鲁棒控制器使得当 $w \neq 0$ 时保证闭环系统二次稳定的同时将干扰对系统影响抑制在 γ 水平之下. 根据鲁棒控制理论, 使系统实现上述目标的必要条件是存在 $P > 0$, 满足黎卡提不等式如下:

$$\begin{aligned} &\mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A} + \mathbf{C}_z^T \mathbf{C}_z + \gamma^{-2} \mathbf{P} \mathbf{B}_1 \mathbf{B}_1^T \mathbf{P} + \gamma^{-1} \mathbf{P} \mathbf{E} \mathbf{E}^T \mathbf{P} + \mathbf{F}^T \mathbf{F} \\ &- (\mathbf{P} \mathbf{B}_2 + \mathbf{C}_z^T \mathbf{D}_z)(\mathbf{D}_z^T \mathbf{D}_z)^{-1}(\mathbf{B}_2^T \mathbf{P} + \mathbf{D}_z^T \mathbf{C}_z) < 0. \end{aligned} \quad (20)$$

此时选取状态反馈矩阵如下:

$$\mathbf{K} = -(\mathbf{D}_z^T \mathbf{D}_z)^{-1}(\mathbf{B}_2^T \mathbf{P} + \mathbf{D}_z^T \mathbf{C}_z). \quad (21)$$

控制输入 $\mathbf{u} = \mathbf{K}\mathbf{x}$ 可利用线性矩阵不等式求解黎卡提不等式得到. 因此可获得离合器传递扭矩曲线,

结合离合器自身特性可求得离合器接合位移及速度曲线。

3.2 执行电机转速跟踪控制

由 2.1 节求得的离合器接合速度可通过(10)式得到执行电机的转速期望曲线 ω_a^* ，结合直流电机模型(8)和(9)式，设计直流电机的 PID 控制器如下：

$$u_a = k_p(\omega_a^* - \omega_a) + k_i \int (\omega_a^* - \omega_a) dt + k_d \frac{d(\omega_a^* - \omega_a)}{dt}, \quad (22)$$

式中 u_a 为电机电压输入， k_p 、 k_i 和 k_d 分别为比例、积分、微分增益。

4 仿真验证

为验证所设计控制策略的有效性，对控制策略进行仿真验证，仿真用实车参数如表 1 所示。另外整车传动系模型、离合器及执行机构模型、所设计控制器等仿真用参数见表 2。

仿真选取两种加速度不同的客车加速起步过程，来模拟实际中公交客车急加速驱动和缓加速驱动两种工况，假设动力电池电量允许系统进行纯电驱动且起步 AMT 档位为 1 档。以下给出混合动力客车在 4 种不同工况下的仿真结果与分析。

表 1 客车基本参数

部件	基本参数
发动机	YC6J245, 6.454 L, 额定功率: 170 kW
驱动电机	永磁同步电机, 峰值扭矩: 750 Nm, 额定功率: 94 kW, 峰值功率: 121 kW
电池组	钛酸锂, 容量: 60 A h, 额定电压: 346 V
变速器	6 档 AMT, 速比: 6.39/3.97/2.4/1.48/1/0.73
主减速器	速比: 5.571
整备质量	1400 kg

表 2 仿真用参数

参数	取值	参数	取值	参数	取值
J_e	1 kg m ²	R_a	0.35 Ω	$k_t k_d / r_a$	5
J_{veh}	3500 kg m ²	J_a	0.01 kg m ²	K_p	121.2
C_D	0.51	k_a	0.0405	K_i	62
ρ_d	1.23 kg/m ³	k_b	0.0405	K_d	8.2
A	8.25 m ²	k_μ	0.001	r	0.62
r_w	0.55 m	k_w	0.0005	q	1
L_a	0.0005 H	c_m	0.1	γ	0.45

4.1 急加速驱动工况

给定整车急加速驱动过程的加速度为 0.6 m/s²，用来模拟公交客车急加速出站工况。图 5 为模式切换过程的仿真结果。

图 6 急加速驱动工况仿真结果图

(a) 车速曲线和变速箱档位; (b) 动力系统扭矩曲线和模式切换开始信号; (c) 动力系统转速曲线; (d) 离合器传递扭矩曲线; (e) 离合器接合速度曲线; (f) 执行电机转速跟踪误差曲线; (g) 离合器接合过程滑摩损耗; (h) 整车冲击度

由图6可以看出, 整个起步加速过程车速从零加速到 40 km/h, 而纯电驱动切换至混合动力模式的切换过程开始于 24 s, 在切换信号触发瞬间, 离合器执行电机开始工作通过蜗轮蜗杆及分离杠杆的作用拨动分离轴承使离合器迅速过其空行程. 当离合器接合至发动机转速开始增加瞬间, 执行电机转速接合变慢, 离合器开始进入滑摩阶段, 与此同时通过离合器传递的扭矩开始不断增加, 发动机转速也被迅速拉升至怠速, 整个过程PID控制器对于给定的离合器接合速度保证了执行电机转速跟踪偏差在可以接受范围内. 在所设计控制方法控制作用下, 整个模式切换过程滑摩功控制在 10 kJ 以内, 滑摩损失的优化控制保证了系统的高效传动过程, 且系统模式切换造成的整车纵向冲击度不超过 10 m/s^3 , 对乘坐舒适性的影响也在可接受的范围内.

4.2 缓加速驱动工况

给定整车缓加速驱动过程的加速度为 0.2 m/s^2 , 用于模拟公交客车缓慢加速出站工况. 图6为模式切换过程的仿真结果.

由图7可以看出, 在缓加速驱动过程中, 由于需求加速度较低, 模式切换触发的时刻较晚, 整车更多地处在纯电驱动模式下运行, 克服了发动机低负荷工况下的油耗高和排放差的问题. 当模式切换信号触发后, 利用所设计的离合器接合控制策略结合给定的优化目标和约束条件, 可求得该过程的离合器传递扭矩, 进而求得执行电机期望转速. 结合所设计的电机转速跟踪控制器保证了直流电机的跟踪控制效果, 最终实现了离合器的最优接合控制. 另外从图6(e)可以看出, 模式切换过程离合器接合变慢使得滑摩功超过了 10 kJ, 与急加速驱动工况时的滑摩功相比高出大约 2 kJ, 但离合器接合过程对整车纵向冲击度的影响却明显要小于急加速驱动工况.

4.3 不同发动机起动阻力系数运行工况

为验证设计的 H_∞ 控制策略的鲁棒性与优越性, 本文进行了两组仿真实验, 第一组选取了两组不同的发动机起动阻力系数 b , 对所设计的控制策略进行仿真.

如图8(a)所示, 发动机起动阻力在不同阻力系数下的阻力矩有明显差异. 当 $b=1.5$ 时, 发动机阻力矩

图7 缓加速驱动工况仿真结果图

(a) 车速曲线和变速箱档位; (b) 动力系统扭矩曲线和模式切换开始信号; (c) 动力系统转速曲线; (d) 离合器传递扭矩曲线; (e) 离合器接合速度曲线; (f) 执行电机转速跟踪误差曲线; (g) 离合器接合过程滑摩损耗; (h) 整车冲击度

在离合器滑摩过程第二阶段的值明显较大; 因此如图8(b)所示, 在电机起动发动机过程中, 较大的起动阻力系数造成了发动机和电机转速同步时间稍微滞后; 而在该过程中, 较大的起动阻力系数导致了该过程的滑摩功也较大. 但综合仿真结果可以证明, 所设

图8 两组发动机起动阻力系数的仿真对比

(a) 动力源扭矩曲线和模式切换开始信号; (b) 动力源转速曲线;
(c) 滑摩功

计的 H_∞ 控制策略针对不同的起动阻力系数的电机起动发动机过程均具有有效性。

4.4 不同坡道运行工况

为了研究不同负载下的模式切换控制效果, 选取 1% 和 5% 两组坡道工况作为仿真工况, 仿真结果如图 9 所示. 由图可知, 所提出的鲁棒 H_∞ 控制策略保证了系统在不同坡道工况下的电机转矩响应, 由于电机转矩的瞬态增加, 从而保证了系统冲击度均在约束范围以内, 验证了所提出方法的有效性。

4.5 实车试验验证

为验证本文所设计方案的实际控制效果, 本文进行了相关的实车试验验证. 所采用的混合动力试验样车及数据采集设备如图 10 所示, 试验工况选取苏州市吴江区交通南路某段平直公路. 利用自动代码生成技术, 将 MATLAB/Simulink 中的控制器模型进行控制器代码生成, 并将其移植到整车控制器中, 所得到的试验结果如图 11 所示。

图 11 中系统模式切换开始于 79.5 s, 由于试验车传感器配置有限, 因此仅选取部分控制器局域网 (controller area network, CAN) 总线信号, 如发动机、驱

图9 不同负载下的对比仿真结果

(a) 不同坡度跃变下的电机转矩曲线; (b) 冲击度对比

图10 (网络版彩图)混合动力试验样车及数据采集设备

图11 实车实验结果

(a) 动力系统扭矩曲线和模式切换开始信号; (b) 动力系统转速曲线; (c) 滑摩功; (d) 冲击度

动电机的转矩转速信号, 由图 11(a)和(b)可知, 所采用方法可以实现快速平滑的系统模式切换过程, 电机转速在模式切换后出现了一定的抖动, 原因是通过所提出控制方法分配的电机转矩通过调整来应对发动机起动阻力矩的波动, 因此 79.5~80 s 的冲击度如图 11(d)所示较为明显, 但都处于约束范围内, 与此同时, 离合器摩擦滑摩功结果图如图 11(c)所示也处于合理的范围内。

5 结论

针对同轴并联混合动力系统由纯电驱动向共同驱动切换的模式切换过程, 本文首先结合同轴并

联混合动力系统的动力学特点将该系统模式切换过程分成 5 个阶段, 考虑离合器执行机构系统动力学特点的同时, 提出了包括鲁棒 H_∞ 离合器转矩分配方法和执行机构电机转速 PID 控制的模式切换集成控制策略, 实现了系统高效、平顺的模式切换过程。仿真结果表明, 所提出方法可以保证车辆急加速、缓加速、不同发动机起动阻力矩以及不同整车负载 4 种工况下的快速平滑离合器接合控制过程, 整车冲击度与滑摩功均满足预期目标。实车试验结果表明了所提出方法对于实际系统模式切换控制的有效性。因此所提出控制策略可以为混合动力系统模式切换控制应用提供有效的理论支撑。

参考文献

- 郝瀚, 王贺武, 欧阳明高, 等. 我国汽车存活规律研究. 中国科学: 技术科学, 2011, 41: 301–305
- Ashrafur Rahman S M, Masjuki H H, Kalam M A, et al. Impact of idling on fuel consumption and exhaust emissions and available idle-reduction technologies for diesel vehicles: A review. *Energy Conv Manag*, 2013, 74: 171–182
- Sun Y, Chen Z, Yan B, et al. A learning method for energy optimization of the plug-in hybrid electric bus. *Sci China Tech Sci*, 2015, 58: 1242–1249
- 廖天军, 杨智敏, 林比宏. 固体氧化物燃料电池-斯特林热机混合动力系统的性能优化. 中国科学: 技术科学, 2014, 44: 822–832
- Karagoz Y, Sandalcı T, Dalkılıç A S. Effects of hydrogen and oxygen enrichment on performance and emissions of an SI engine under idle operating condition. *Int J Hydrogen Energy*, 2015, 40: 8607–8619
- Alt B, Anritter F, Svaricek F, et al. Multivariable speed synchronisation for a parallel hybrid electric vehicle drivetrain. *Vehicle Syst Dyn*, 2013, 51: 321–337
- 王磊, 张勇, 舒杰, 等. 基于模糊自适应滑摩方法的混联式混合动力客车模式切换协调控制. 机械工程学报, 2012, 48: 119–127
- 杨阳, 黄剑锋, 秦大同, 等. 双离合式混合动力汽车模式切换控制策略. 汽车工程, 2013, 35: 723–730
- Kum D, Peng H, Bucknor N K. Control of engine-starts for optimal drivability of parallel hybrid electric vehicles. *J Dyn Syst-T Asme*, 2014, 135: 1–10
- Chen L, Xi G, Sun J. Torque Coordination control during mode transition for a series-parallel hybrid electric vehicle. *IEEE T Veh Technol*, 2012, 61: 2936–2949
- Berkel K V, Veldpaus F, Hofman T, et al. Fast and smooth clutch engagement control for a mechanical hybrid powertrain. *IEEE T Contr Syst T*, 2014, 22: 1241–1254
- 秦大同, 陈清洪. 基于最优控制的 AMT/DCT 离合器通用起步控制. 机械工程学报, 2011, 47: 85–91
- 赵治国, 仇江海. DCT 车辆起步及换挡过程双离合器 H_∞ 鲁棒控制. 中国机械工程, 2012, 23: 745–751
- 陈俐, 习纲, 罗来军, 等. 离合器接合过程的参考模型自适应控制. 系统仿真学报, 2009, 21: 5102–5106
- Yang C, Jiao X H, Li L, et al. Electromechanical coupling driving control for single-shaft parallel hybrid powertrain. *Sci China Tech Sci*, 2014, 57: 541–549
- Yang C, Jiao X H, Li L, et al. Robust coordinated control for hybrid electric bus with single-shaft parallel hybrid powertrain. *IET Control Theory Appl*, 2015, 9: 270–282
- Jiao X H, Zhang J Y, Shen T L. An adaptive servo control strategy for automotive electronic throttle and experimental validation. *IEEE T Ind Electron*, 2014, 61: 6275–6284
- Liu F, Li Y X, Zhang J W, et al. Robust control for automated clutch of AMT vehicle. *SAE Technical Paper Series*, 2002-01-0933, doi:10.4271/2002-01-0933

- 19 Sun L, Wang Y, Feng G. Control design for a class of affine nonlinear descriptor systems with actuator saturation. *IEEE T Automat Contr*, 2015, 60: 2195–2200

Research on mode transition control for single-shaft parallel hybrid powertrain

YANG Chao^{1,2}, LI Liang², JIAO XiaoHong¹, ZHANG YuanBo^{1,2}, CHEN Zheng² & SONG Jian²

¹ *Institute of Electric Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China;*

² *State Key Laboratory of Automotive Safe and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084, China*

During the low vehicle speed condition, engine idling stop plays a remarkable role for single-shaft parallel hybrid powertrain. Due to the structure characteristics of this powertrain, when the powertrain system is working during the switching process from pure electrical driving mode to hybrid mode, the engine needs to be started and engaged into driveline via the clutch. The electric machine (EM) starting engine mode and the clutch engagement control problem might always be a hot issue in the area of hybrid powertrain control. Motivated by this issue, the driveline model and the model of dry clutch with its actuating mechanism are built. Considering the trade-off between the smoothness of mode transition process and the system transmission efficiency, and also combined with the uncertainties of engine resisting torque and load torque, a novel mode transition control method for single-shaft parallel hybrid powertrain is presented. Firstly, robust control theory is used to find a near optimal clutch engaging speed trajectory subject to the above performance index. Secondly, a PID controller is designed to implement the accurate speed tracking of clutch actuating mechanism, which ensures the fast and smooth process of clutch engagement. And then, the simulation works are performed under the conditions of urgent accelerating, slow accelerating, different engine resisting torques, and different vehicle load torques, respectively. Finally, the proposed method is verified in real vehicle test by the automatic code generation technique of vehicle controller. The results show that, the hybrid powertrain can implement fast and smooth mode transition process via the proposed control method, and the vehicle longitudinal jerk can be controller within the given reasonable range, which might ensure the mode transition smoothness. The proposed method might provide the theoretical basis for the control strategy design of real vehicle controller.

hybrid powertrain, mode transition, clutch engagement control, clutch actuating mechanism, robust control

doi: 10.1360/N092015-00239