

文章编号:1674-2974(2016)02-0022-06

电动车辆组合式离合器换挡过程优化控制^{*}

李军求^{1†}, 陈建文², 王宜河¹, 王义政¹

(1. 北京理工大学 北京电动车辆协同创新中心, 北京 100081; 2. 江麓机电集团有限公司, 湖南 湘潭 411100)

摘要:针对装配组合式离合器的两挡行星变速器电动车辆的换挡问题,建立了换挡过程动力学模型,选取冲击度和滑摩功作为综合控制目标,考虑换挡过程驱动电机转矩和变速器输出端阻力矩的变化,建立组合式离合器摩擦转矩线性二次型最优控制模型,得到油压最优控制轨迹.选取电机不同油门开度和路面坡道工况,仿真分析了两挡行星变速箱降挡的控制过程.结果表明,所得到的最优轨迹可以有效提高车辆的换挡品质,且换挡品质对电机转矩的变化较变速器输出端阻力矩的变化更为敏感.

关键词:电动车辆;组合式离合器;动力学模型;线性二次型最优控制;换挡品质

中图分类号:U463.2

文献标识码:A

Shift Process Optimal Control of Combined Clutch in Electric Vehicles

LI Jun-qiu^{1†}, CHEN Jian-wen², WANG Yi-he¹, WANG Yi-zheng¹

(1. Collaborative Innovation Center of Electric Vehicles in Beijing, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;

2. Jianglu Machinery & Electronics Group Co Ltd, Xiangtan, Hunan 411100, China)

Abstract: In order to improve the shift quality of electric vehicles equipped with combined clutch planetary transmission with two gears, a dynamic model of shift process was established. Longitudinal jerk and friction work were chosen as the comprehensive control targets by considering the changes of the motor torque and the load torque. The linear quadratic optimal control model of combined clutch friction torque was built to realize the optimal control trajectory of clutch oil pressure. Compared with the optimal control under different throttle openings and road slopes, the simulation results have shown that the optimal trajectory can effectively improve the shift quality and it is more sensitive to the changes of the motor torque than that of the load torque.

Key words: electric vehicles; combined clutch; dynamic model; linear quadratic optimal control; shift quality

离合器换挡具有高效率、可灵活控制等特点,在车辆上的应用越来越广泛^[1].换挡过程中应控制换

挡冲击和滑摩功,两者均受离合器摩擦转矩影响,在离合器几何结构一定时,摩擦转矩由油压特性决定.

* 收稿日期:2014-12-21

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51475042),National Natural Science Foundation of China(51475042)

作者简介:李军求(1977-),男,湖南岳阳人,北京理工大学副教授,博士

† 通讯联系人, E-mail: lijunqiu@bit.edu.cn

因此离合器油压特性研究对改善换挡品质有重要意义。

最优控制理论在换挡品质优化中得到了广泛应用^[2-7],其中线性二次型、动态规划、粒子群、模糊控制等算法对于改善变速箱离合器结合过程中冲击度和滑摩功都取得了良好的应用效果,其中较为典型的是丰田公司 A350E 自动变速器,采用线性二次型最优伺服控制器实现两个制动器转速同步控制,具有较好的工程应用价值,尤其是电动汽车在换挡过程中驱动电机相比发动机调速更为迅速,效果更为显著。本文针对电动车辆组合式离合器换挡的两档变速器,对降挡过程进行分析,利用线性二次型最优控制理论获得不同坡度下离合器油压最优控制轨迹,使车辆获得良好的换挡品质。

1 系统组成及工作原理

变速驱动系统方案如图 1 所示,由电机与两档行星自动变速箱组成,其中离合器 C 和制动器 B 为组合式离合器,完成高低挡切换,由单一液压油缸、回位弹簧和换挡阀完成操控,结构上实现离合器、制动器联动控制,油压直接作用对象为液压油缸活塞。

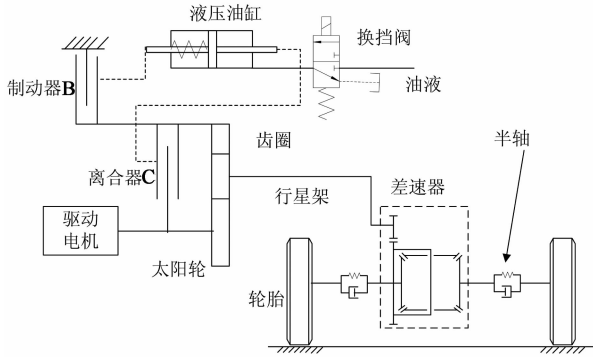


图 1 电机-两档行星变速驱动系统方案

Fig. 1 Schematic graph of powertrain with motor and two-gears planetary transmission

降挡时,换挡阀充油油路打开,液压油缸充油,控制油压增大,推动油缸活塞使得离合器 C 分离,经过短时的自由阶段(离合器和制动器均处于分离)后,油缸活塞压紧制动器摩擦片,制动器接合,使两档行星变速器处于低挡状态,传动比为 $1+k$, k 为齿圈齿数与太阳轮齿数之比。升挡时,换挡阀泄油油路打开,制动器油缸卸油,控制油压下降,在回位弹簧的作用下,制动器分离,经过短时自由阶段,油缸活塞压紧离合器摩擦片离合器接合,使两档行星变速器处于高挡状态,传动比为 1。

2 组合式离合器换挡动力学模型

忽略变速箱中轴、轴承及齿轮啮合的弹性与阻尼,将各元件视为刚性无阻尼惯性元件,并以集中质量形式表示,这些简化对换挡过程动力学分析不会产生太大影响^[8],由此得到采用组合式离合器换挡的两档行星变速器动力学模型如图 2 所示。图中, T_m 为电机转矩, T_f 为变速器输出端阻力矩, T_{cl} 与 T_{br} 分别为离合器与制动器传递转矩, J_1 为电机惯量, J_2 为整车平移质量等效惯量,太阳轮、齿圈、行星架和行星轮的转动惯量、转速、质量分别以下标 s, r, c, p 加以区别。

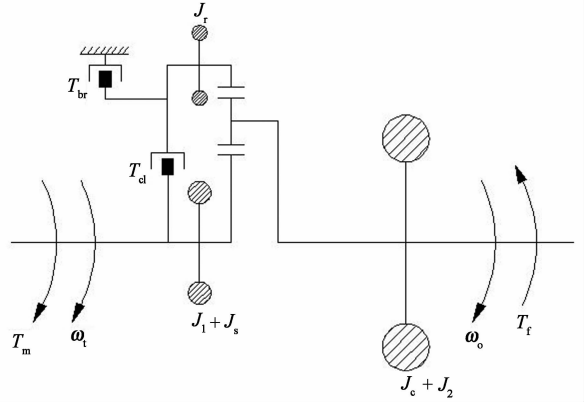


图 2 两档行星变速器动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of two-gears planetary transmission

本文选择变速器的输入轴转角 θ_t 和输出轴转角 θ_o 为广义坐标,即 $q_1 = \theta_t$, $q_2 = \theta_o$,取变速器的角速度和输入轴转矩的方向为正方向。

由虚功原理知,系统的虚功为:

$$\sum \delta W = T_m \delta \theta_t - T_{br} \delta \theta_r - T_{cl} (\delta \theta_t - \delta \theta_r) - T_f \delta \theta_o \quad (1)$$

式中: $\delta \theta_t, \delta \theta_r, \delta \theta_o$ 分别为输入轴、齿圈和输出轴的虚转角。

由行星轮系运动有:

$$\begin{bmatrix} \omega_r \\ \omega_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{k} & \frac{k+1}{k} \\ -\frac{2}{k-1} & \frac{k+1}{k-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_t \\ \omega_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_t \\ \omega_o \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: ω_r 为齿圈角速度; ω_p 为行星轮绝对角速度。于是齿圈虚转角可以表示为:

$$\delta \theta_r = a_{11} \delta \theta_t + a_{12} \delta \theta_o \quad (3)$$

将式(3)代入式(1),于是有:

$$\sum \delta W = [T_m - a_{11} T_{br} - a_{12} T_{cl}] \delta \theta_t + [-a_{12} T_{br} + a_{12} T_{cl} - T_f] \delta \theta_o. \quad (4)$$

故广义力为:

$$\begin{cases} Q_1 = T_m - a_{11} T_{br} - a_{12} T_{cl}, \\ Q_2 = -a_{12} T_{br} + a_{12} T_{cl} - T_f. \end{cases} \quad (5)$$

系统的动能为:

$$E = \frac{1}{2} [(J_1 + J_s) \omega_t^2 + J_r \omega_r^2 + J_p \omega_p^2 + m_p (\omega_c r_c)^2 + (J_c + J_2) \omega_o^2]. \quad (6)$$

式中: r_c 为行星架的等效半径; m_p 为行星轮的总质量.

由拉格朗日方程知:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_i} = Q_i, \quad i=1,2. \quad (7)$$

整理式(4)~(7)可得到换挡过程中的动力学模型:

$$\begin{bmatrix} J_{11} & J_{12} \\ J_{21} & J_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\omega}_t \\ \dot{\omega}_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_m - a_{11} T_{br} - a_{12} T_{cl} \\ -a_{12} T_{br} + a_{12} T_{cl} - T_f \end{bmatrix}. \quad (8)$$

式中: $J_{11} = (J_1 + J_s) + J_r a_{11}^2 + J_p a_{12}^2$,

$$J_{12} = J_{21} = J_r a_{11} a_{12} + J_p a_{21} a_{22},$$

$$J_{22} = J_r a_{12}^2 + J_p a_{22}^2 + m_p r_c^2 + J_c + J_2.$$

3 换挡品质最优控制模型

本文以上坡降挡工况为例,进行换挡过程最优控制,并假设换挡过程中变速器输出端阻力矩保持定值,输入端力矩由电机油门开度确定.

3.1 换挡综合评价指标构建

离合器换挡过程主要有两个控制指标,即离合器结合平稳和使用寿命,分别由冲击度和滑摩功来评价.换挡过程中冲击度越大,车上乘员舒适性越差,此外过大的冲击度对车辆传动系部件也会造成不良影响,因此需将冲击度控制在一定范围之内.冲击度 j 定义为车辆纵向加速度的变化率,即:

$$j = \frac{da}{dt} = \frac{r_w}{i_0 (J_{11} J_{22} - J_{21} J_{12})} \left[\frac{a_{12} (J_{11} + J_{21}) dT_{cl}}{dt} - \frac{J_{21} dT_m}{dt} + \frac{(a_{11} J_{21} - a_{12} J_{11}) dT_{br}}{dt} \right]. \quad (9)$$

为表征整个换挡过程冲击度,取 g_1 为评价指标:

$$g_1 = \int_0^t j^2 dt. \quad (10)$$

式中: r_w 为车轮半径; t 为换挡时间.

采用离合器滑摩功 W 来评价离合器使用寿命,换挡过程中离合器滑摩功为:

$$W = \int_0^{t_m} |T_{cl}(\omega_t - \omega_r)| dt + \int_0^{t_f} |T_{br} \omega_r| dt. \quad (11)$$

式中: t_m 为离合器分离时间; t_f 为制动器结合时间.

滑摩功与冲击度为相互制约的指标,为了综合表征组合式离合器换挡品质 J ,本文使用如式(12)所示 2 个指标加权和作为综合评价指标表达式:

$$J = \frac{1}{2} (W + \eta \int_0^t j^2 dt). \quad (12)$$

式中: η 为冲击度权重系数,且 $0 < \eta < 1$, η 越大说明在性能指标中考虑冲击度越多,通过调整 η 的值,可实现综合考虑滑摩功和冲击度的目标.

3.2 降挡过程最优控制模型

由图 2 可知,降挡过程包括 3 个阶段:离合器 C 分离阶段、自由阶段、制动器 B 接合阶段.离合器分离阶段 $T_{cl} \neq 0, T_{br} = 0$,自由阶段 $T_{cl} = 0, T_{br} = 0$,制动器接合阶段 $T_{cl} = 0, T_{br} \neq 0$.其中离合器分离阶段和制动器结合阶段传递转矩,存在滑摩,本文将重点进行最优控制建模.

在离合器分离阶段和制动器结合阶段,离合器或制动器摩擦转矩为:

$$T_{cl}, T_{br} = \mu N \frac{2(R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)} (pA_c - F_s). \quad (13)$$

式中: μ 为摩擦片的动摩擦因数,在此进行简化,将其设为恒定值; N 为摩擦副数; R_1, R_2 分别为摩擦副的内、外半径; p 为活塞油压; A_c 为活塞面积; F_s 为回位弹簧力.

当摩擦片结构与参数、回位弹簧力确定后,摩擦转矩与活塞油压有着直接对应关系.本文选取冲击度和滑摩功作为综合评价指标,进行最优控制建模,获得换挡过程中 T_{cl} 和 T_{br} 的最优轨迹,进而获得换挡油压最优轨迹.

在自由阶段,油压由活塞运动决定,忽略摩擦阻力,活塞的运动方程为:

$$m_c \ddot{x}_c + c \dot{x}_c + k_s (x_0 + x_c) = pA_c. \quad (14)$$

式中: m_c 为活塞质量; x_0 为回位弹簧初始量; x_c 为活塞位移; c 为活塞摩擦因数; k_s 为回位弹簧刚度.由于自由阶段不传递转矩并且时间短,本文不作最优控制研究.

离合器 C 分离阶段有 $T_{br} = 0$,取状态变量和控制变量为:

$$x_1 = \omega_t, x_2 = \omega_t - \omega_r, x_3 = T_{cl}, u = \frac{dT_{cl}}{dt}.$$

制动器 B 接合阶段,取状态变量和控制变量为:

$$x_1 = \omega_t, x_2 = \omega_r, x_3 = T_{br}, u = \frac{dT_{br}}{dt}.$$

可将式(8)整理成同一状态方程形式为:

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U} + \mathbf{V}. \quad (15)$$

式中: $\mathbf{B} = [0 \ 0 \ 1]^T$, $\mathbf{X} = [x_1 \ x_2 \ x_3]^T$, $\mathbf{U} = [u]$; \mathbf{V} 为干扰矩阵, 取决于电机转矩和变速器输出端阻力矩, 其中电机转速小于额定转速 n_e 时, 电机恒转矩输出, 转速大于额定转速 n_e 时, 电机恒功率输出, 变速器输出端阻力矩包括滚动阻力矩、空气阻力矩、坡道阻力矩等, 不详述。

在离合器 C 分离阶段, 因电机转速较低, 电机工作在恒转矩区, 于是有:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{-a_{12}(J_{12} + J_{22})}{J_{11}J_{22} - J_{12}J_{21}} \\ 0 & 0 & \frac{-a_{12}(J_{11} + J_{12} + J_{21} + J_{22})}{J_{11}J_{22} - J_{12}J_{21}} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} \frac{J_{22}T_m + J_{12}T_f}{J_{11}J_{22} - J_{12}J_{21}} \\ \frac{-J_{21}T_m - J_{11}T_f}{J_{11}J_{22} - J_{12}J_{21}} \\ 0 \end{bmatrix}.$$

在制动器 B 接合阶段, 电机由恒转矩区向恒功率区过渡, 当电机转速小于额定转速时, 电机恒转矩输出, 于是有:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{-a_{12}(J_{12} + J_{22})}{J_{11}J_{22} - J_{12}J_{21}} \\ 0 & 0 & \frac{-a_{12}(J_{11} + J_{12} + J_{21} + J_{22})}{J_{11}J_{22} - J_{12}J_{21}} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} \frac{J_{22}T_m + J_{12}T_f}{J_{11}J_{22} - J_{12}J_{21}} \\ \frac{(a_{11}J_{22} - a_{12}J_{21})T_m + (a_{11}J_{12} - a_{12}J_{12})T_f}{J_{11}J_{22} - J_{12}J_{21}} \\ 0 \end{bmatrix}.$$

当电机转速大于额定转速时, 电机转矩可拟合为 $T_m = a_0 + a_1\omega_t + a_2\omega_t^2$, 其中 a_0, a_1, a_2 为相应油门开度下的拟合系数, 此时系统为非线性系统, 将其进行线性化^[8], 得:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{J_{22}(2a_2\omega_t + a_1)}{J_{11}J_{22} - J_{12}J_{21}} & 0 & \frac{a_{12}J_{12} - a_{11}J_{22}}{J_{11}J_{22} - J_{12}J_{21}} \\ \frac{(a_{11}J_{22} - a_{12}J_{21})(2a_2\omega_t + a_1)}{J_{11}J_{12} - J_{12}J_{21}} & 0 & \frac{a_{11}J_{12} - a_{11}^2J_{22} + a_{11}a_{12}J_{21} + a_{12}J_{11}}{J_{11}J_{22} - J_{12}J_{21}} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

表 1 某电动车辆及组合式离合器参数

Tab. 1 The parameters of a electric driven vehicle

m/kg	i_0	r_w /m	k	A_c /mm ²	m_c /kg	μ	k_s /(N · mm ⁻¹)	$T_{m\max}$ /Nm	$P_{m\max}$ /kw	x_0 /mm	n_e /(r · min ⁻¹)
15 000	6.5	0.478	2.5	32.371	6.82	0.13	2 520	653	130	4.2	1 900

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} \frac{a_0J_{22} - J_{12}T_f}{J_{11}J_{22} - J_{12}J_{21}} \\ a_0(a_{11}J_{22} - a_{12}J_{21}) + (J_{11} + J_{12})T_f \\ \frac{J_{11}J_{22} - J_{12}J_{21}}{0} \end{bmatrix}.$$

由于矩阵 $[\mathbf{B}\mathbf{A}\mathbf{B}^2\mathbf{B}]$ 的秩为 3, 所以系统完全能控, 于是线性二次型性能指标函数为:

$$J = \frac{1}{2}(\mathbf{W} + \int_0^t \eta \dot{\mathbf{p}}^2 dt) = \frac{1}{2} \int_0^t (x_2x_3 + \eta u^2) dt = \frac{1}{2} \int_0^t (\mathbf{X}^T \mathbf{Q}_1 \mathbf{X} + \mathbf{U}^T \mathbf{Q}_2 \mathbf{U}) dt. \quad (16)$$

$$\text{其中状态加权矩阵 } \mathbf{Q}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.5 \\ 0 & 0.5 & 0 \end{bmatrix}, \text{ 控制}$$

矩阵 $\mathbf{Q}_2 = [\eta]$.

离合器 C 完全分离时, 离合器摩擦转矩为 0, 故离合器分离阶段的终端约束条件为:

$$\mathbf{N}[\mathbf{X}(t_m), t_m] = x_3(t_m) = 0. \quad (17)$$

制动器 B 完全接合时, 其主、从部件转速一致, 故制动器接合阶段的终端约束条件为:

$$\mathbf{N}[\mathbf{X}(t_f), t_f] = x_2(t_f) = 0. \quad (18)$$

换挡过程中最优控制等同于寻求离合器和制动器摩擦转矩最优轨迹使二次型性能指标最小. 通过求解黎卡提 (Riccati) 矩阵微分方程, 以得到摩擦力矩 T_{cl} 和 T_{br} 的最优轨迹. 根据 T_{cl}, T_{br} 和油压 p 的换算关系式(13), 可获得控制油压的最优控制轨迹.

换挡过程非常短暂, 实际应用将不同工况下最优轨迹进行函数拟合, 拟合系数保存在车辆控制系统内存. 在线控制时, 通过查表和插值获得拟合系数, 从而迅速得到最优轨迹^[9].

4 仿真分析

车辆上坡时, 当车速降到一定数值 (本文设定为 25 km/h) 后开始换挡. 假设降挡时油门开度保持不变, 最优控制时选取 $\eta = 0.5$. 本文仿真对象为某电动车辆, 参数见表 1. 为了对比分析干扰矩阵对换挡品质的影响, 对不同油门开度 α 、不同路面坡度 i 的最优控制和无最优控制工况进行了仿真, 结果如图 3—图 8 所示.

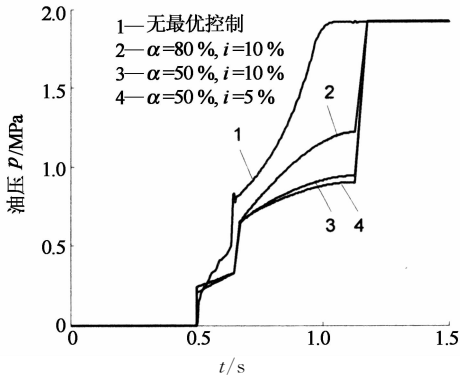


图3 油压变化曲线

Fig. 3 Curves of oil pressure

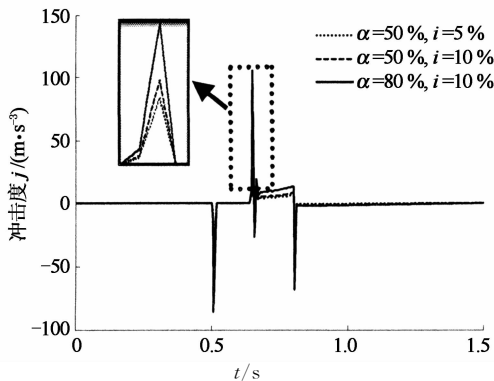


图4 无控制时冲击度曲线

Fig. 4 Shift jerk without control

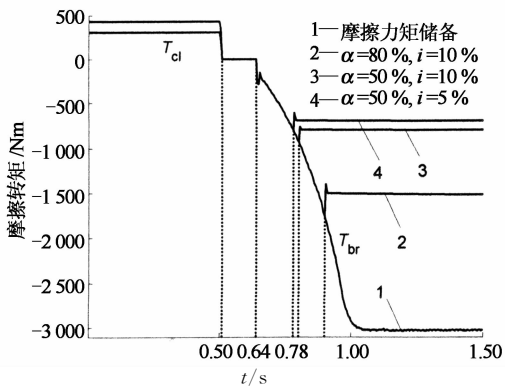


图5 无控制时摩擦转矩曲线

Fig. 5 Friction torque without control

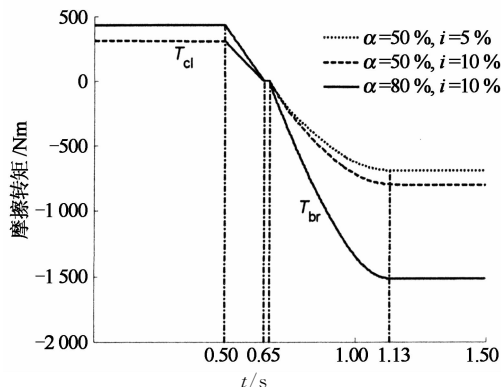


图6 最优控制时摩擦转矩

Fig. 6 Friction torque with optimal control

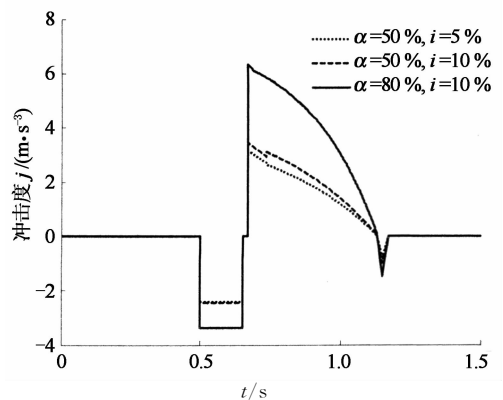


图7 最优控制冲击度变化

Fig. 7 Shift jerk with optimal control

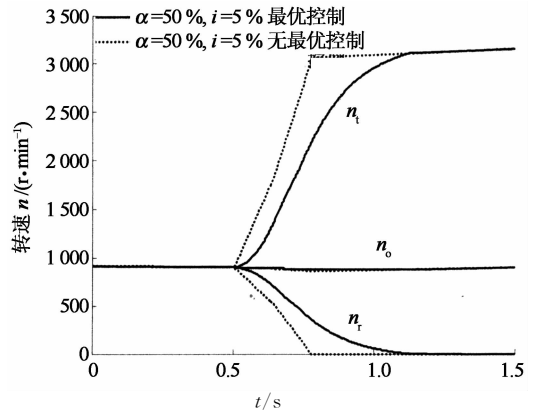


图8 转速变化曲线

Fig. 8 The curves of speed change

无最优控制的油压变化如下:第一阶段组合式离合器快速充油,使离合器C分离阶段时间短,该阶段出现第一个大冲击度;第二阶段油液推动油缸活塞运动,离合器和制动器均不传递转矩,产生动力中断;第三阶段为制动器B滑磨启动状态,这是瞬间过渡状态,液压油缸无体积变化,摩擦片贴合,压力升高,开始产生制动器摩擦力矩,由于缸内压力升高,使摩擦力矩瞬间增大,过渡到滑磨阶段,形成第二个大冲击度;第四阶段制动器开始滑磨,随着油压的升高,制动器滑磨速度绝对值逐渐减小直至为0,在制动器完全接合的瞬间,制动器实际转矩变为静摩擦力矩,使得出现第三个大冲击度,如图3和图4所示。

组合式离合器在不加控制时活塞油压完全由液压系统结构决定,在不同油门开度和路面坡度时油压特性相同,如图3中曲线1所示。因此,随着油门开度和路面坡度的增加,只能通过增加换挡时间来满足换挡所需的摩擦力矩,并且油门开度对换挡时间的影响更为显著,如图5所示。图中曲线1为系统摩擦力矩储备,即在系统最大油压下的系统的储备静摩擦力矩,在离合器分离阶段前指离合器转矩,在制动器结合后指制动器转矩。由图5可知,当油门开度和路面坡度改变时,

系统摩擦转矩均在摩擦力矩储备范围内。

通过对组合式离合器油压进行最优控制,并通过合理调整离合器分离时间,可以实现不同工况下换挡时间一致,如图 3 中 2,3,4 所示曲线.图 6 中在控制滑摩功的同时,合理减小该阶段的冲击度,且将自由阶段控制在极短时间内,有效减小了换挡过程的动力中断,并消除了滑摩启动状态,这使得在组合式离合器进入制动接合阶段时换挡平稳性得到很大提升.在制动器接合阶段主从部分转速差接近 0 时,

调节油压使得制动器的实际传递转矩接近于由动力学模型决定的静摩擦力矩,减小该瞬时的冲击度.根据换挡时摩擦元件的滑磨时间在 0.5~1.5 s 较为适宜^[10],图 7 说明了通过油压合理控制,各工况下换挡时间控制为 0.63 s,最大的冲击度为 6.3 m/s³,满足冲击度控制标准 $j < 10 \text{ m/s}^3$.图 8 进一步说明了在离合器分离和制动器结合阶段,通过最优控制电机和齿圈转速变化更为平缓.

降挡过程中各种情况下滑摩功和冲击度见表 2.

表 2 滑摩功和冲击度仿真结果

Tab. 2 The simulation results of friction work and jerk

无最优控制			最优控制		
α, i 取值	滑摩功/J	最大冲击度	α, i 取值	滑摩功/J	最大冲击度
$\alpha = 50\%, i = 5\%$	3 500	49.6	$\alpha = 50\%, i = 5\%$	3 138	3.3
$\alpha = 50\%, i = 10\%$	3 800	62.0	$\alpha = 50\%, i = 10\%$	3 257	3.8
$\alpha = 80\%, i = 10\%$	4 600	105.4	$\alpha = 80\%, i = 10\%$	3 350	6.3

表 2 进一步说明:油门开度和道路坡度相同时,最优控制时的冲击度和滑摩功均小于无控制情况,且上述 2 种情况下冲击度和滑摩功都随电机转矩和负载转矩的增加而增大,其中负载阻力增大时,即坡度从 5%变化为 10%而油门开度都维持 50%,最大冲击度增加相对量较小,其中无控制时最大冲击度从 49.6 m/s³增加到 62 m/s³,最优控制时从 3.3 m/s³增加到了 3.8 m/s³,变化范围为 15%~25%;但是电机转矩增大时,即油门开度从 50%增加到 80%而坡度都维持 10%,无控制时最大冲击度从 62 m/s³增加到 105.4 m/s³,有最优控制时从 3.8 m/s³变为 6.3 m/s³,变化范围为 65%~70%,且滑摩功变化不明显,冲击度对电机转矩变化更为敏感,其依据是降挡时电机转矩变化通过变速箱减速增扭作用扩大了 $1+k$ 倍,因此对冲击度影响更为显著.

5 结 论

1) 系统进行最优控制时,通过调整油压变化和换挡时间,有效地控制了系统冲击度,同时降低了换挡滑摩功.这使冲击度和滑摩功得到了较好的平衡,有效地提高了换挡品质,为解决自动变速器的换挡控制问题提供了一种有效方法.

2) 在考虑干扰矩阵的情况下,当电机转矩和路面坡度改变时,滑摩功变化很小,但是冲击度变化明显,且对电机转矩的变化更加敏感.电机转矩较大时,冲击度和滑摩功较大.

参考文献

- [1] GAO Bing-zhao, CHEN Hong, LIU Qi-fang, *et al.* Clutch slip control of automatic transmissions; a nonlinear feedforward-feedback design[C]//Proceedings of 2010 IEEE International Conference on Control Applications. New York: IEEE, 2010:884-889.
- [2] HAJ-FRAJ A, PFEIFFER F. A model based approach for the optimization of gearshifting in automatic transmissions [J]. International Journal of Vehicle Design, 2002, 28(1/3):171-188.
- [3] SONG X Y, ZULKEFLI M A M, SUN Z X, *et al.* Automotive transmission clutch fill control using a customized dynamic programming method [J]. Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Control, 2011, 133(5): 1-9.
- [4] 顾强,程秀生. 基于粒子群算法的电动汽车 DCT 升档动力协调控制[J]. 农业工程学报, 2012,28(8):84-90.
GU Qiang, CHENG Xiu-sheng. Coordinated control of upshift power of double clutch transmission for electric vehicle based on particle swarm optimization[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012,28(8):84-90. (In Chinese)
- [5] SUN Cheng-shun, ZHANG Jian-wu. Optimal control applied in automatic clutch engagements of vehicles[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004,17(2): 280-283.
- [6] 张飞铁,周云山,薛殿伦. CVT 起步离合器模糊控制算法研究[J]. 湖南大学学报:自然科学版,2006,33(5):57-60.
ZHANG Fei-tie, ZHOU Yun-shan, XUE Dian-lun. Research on fuzzy control algorithm of CVT starting clutch[J]. Journal of Hunan University: Natural Sciences, 2006,33(5):57-60. (In Chinese)
- [7] GLIELMO L, VASCA F. Optimal control of dry clutch engagement [R]. No. 2000-01-0837. Washington, DC: SAE International, 2000.
- [8] 孙文涛,陈慧岩,伍春赐. 电控自动变速器换挡过程自适应控制策略[J]. 机械工程学报, 2009, 45(1):293-299.
SUN Wen-tao, CHEN Hui-yan, WU Chun-ci. Shifting process adaptive control strategy with electronic automatic transmission [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(1): 293-299. (In Chinese)
- [9] 秦大同,陈清洪. 基于最优控制的 AMT/DCT 离合器通用起步控制[J]. 机械工程学报, 2011, 47(12):85-91.
QIN Da-tong, CHEN Qing-hong. Universal clutch starting control of AMT/DCT automatic transmission based on optimal control [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(12): 85-91. (In Chinese)
- [10] 马彪,孙宪林,剧引芳. 车辆自动换挡离合器缓冲控制方法分析[J]. 兵工学报, 1996(2):47-53.
MA Biao, SUN Xian-lin, JU Yin-fang. Anaysis of buffering control of vehicle automatic shift clutch [J]. Acta Armamentarii, 1996(2): 47-53. (In Chinese)