

文章编号:1000-582X(2010)05-029-06

## 双离合器自动变速换挡品质分析与控制

刘振军,董小洪,秦大同,刘永刚

(重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

**摘要:**干式双离合器自动变速系统中离合器扭矩控制是换挡品质控制的关键,在分析双离合器自动变速器换挡过程的基础上,建立了换挡过程系统动力学模型,分析了双离合器传递扭矩和切换时序对换挡品质的影响;提出了通过执行机构对换挡过程中干式双离合器压紧力进行控制以实现换挡品质控制的方法。针对一款干式双离合器自动变速车辆,建立了换挡过程系统 Simulink 仿真模型,对换挡控制特性进行了仿真和实验分析。结果表明,所提出的换挡控制策略较好实现了对换挡品质的控制。

**关键词:**双离合器自动变速器;干式离合器;换挡控制;仿真分析;试验对比

**中图分类号:** TH 132.32

**文献标志码:** A

## Analysis and control on shift quality of dual-clutch transmission

LIU Zhen-jun, DONG Xiao-hong, QIN Da-tong, LIU Yong-gang

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

**Abstract:** Torque control is the key to control the shift quality in dual clutch automatic transmission system. Based on the analysis of shift process of DCT, a dynamic model of shifting is built, torque and time switch influence on shift quality are analyzed, and a method in which the pressing force of dual clutch is controlled through actuating mechanism to realize the control of shift quality is put forward. Aiming at one type of vehicle mounted with DCT, a simulation model of shift process is built and simulated, and the experimental analysis of shifting control characters is carried out. The results indicate that the control strategy can control shift quality well.

**Key words:** DCT; dry dual clutch; shift control; simulation analysis; experimental comparisons

双离合器自动变速器(DCT)具备手动变速器结构简单、传动效率高的特点,具有很好的换挡品质和车辆动力性,已成为汽车自动变速器新的发展方向<sup>[1-3]</sup>。目前 DCT 采用的双离合器模块有干式和湿式 2 种结构型式。干式双离合器与湿式双离合器相比具有结构简单、传动效率高及成本低的优点,对于干式双离合器,换挡过程中离合器传递扭矩的精确控制是关键技术之一。在 DCT 技术领域,国内外对

湿式 DCT 进行了较多的研究,Goetz 等<sup>[4-5]</sup>分别提出了 DCT 升、降挡过程中的发动机、离合器转矩的综合控制策略,通过离合器的滑磨控制平稳地实现 DCT 动力切换。Zhang 等<sup>[6-7]</sup>对 DCT 换挡过程进行了仿真,分析了离合器压力加载时刻并对压力控制进行了定量分析,通过离合器压力的优化控制来实现 DCT 的换挡平顺性。而针对干式 DCT 的研究较少,干式双离合器的控制难度大,对控制系统的要

收稿日期:2009-12-19

基金项目:国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2006AA110111)

作者简介:刘振军(1958-),男,重庆大学副教授,主要从事车辆动力传动及其控制研究,(Tel)023-65106506;  
(E-mail)liuzj@cqu.edu.cn。

求更高。杨伟斌等<sup>[8]</sup>建立了 DCT 换挡过程仿真模型,对车辆换挡过程的动态性能进行仿真,并利用正交试验设计方法对换挡品质进行了优化,该方法有待进一步试验验证。

笔者针对干式 DCT 系统,采用仿真分析与实验对比相结合的方法,对 DCT 换挡品质进行研究。DCT 换挡时为避免动力中断,2 个离合器切换过程中必然存在扭矩传递的重叠,理论上,要求一个离合器分离和另一个离合器接合应同时发生,才能实现动力无中断换挡和消除换挡冲击。如果控制不当可能造成 2 个挡位之间的互锁干涉或动力中断,使传动系统产生较大的动载荷,造成离合器滑摩、自激振动、传动系统冲击及换挡冲击等现象,导致摩擦片温度升高,产生变形甚至烧蚀破坏,直接影响离合器的分离接合特性和寿命。对 2 个离合器分离结合时间以及传递扭矩的精确控制,是实现 DCT 自动变速系统换挡品质的关键<sup>[1]</sup>。

### 1 DCT 换挡过程分析

DCT 传动系统如图 1 所示,变速器的挡位按奇、偶数分别布置在与 2 个离合器所联接的输入轴上,DCT 换挡过程由选换挡操作和离合器操作 2 个阶段构成,通过预先接合同步器及 2 个离合器的滑摩控制来实现动力换挡过程。其中,选换挡操作即同步器的操作在车速达到换挡点之前预先完成,其操作发生在未传递动力的中间轴上,对换挡过程的动力学特性影响很小。离合器操作则是在车速达到换挡点时进行。因此,DCT 换挡过程的控制重点在于离合器的操作过程,即 2 个离合器传递动力的切换过程<sup>[9-10]</sup>。

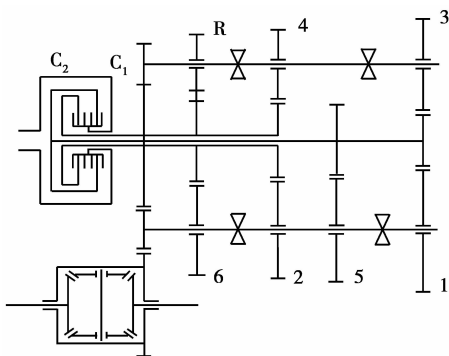


图 1 DCT 传动系统简图

### 2 DCT 换挡过程动力学模型

将 DCT 系统简化为一个离散化的当量系统,系

统中的每一个元件假设成一个集中质量模型<sup>[6-7,11]</sup>,从而建立 DCT 换挡过程的系统动力学模型,如图 2 所示。

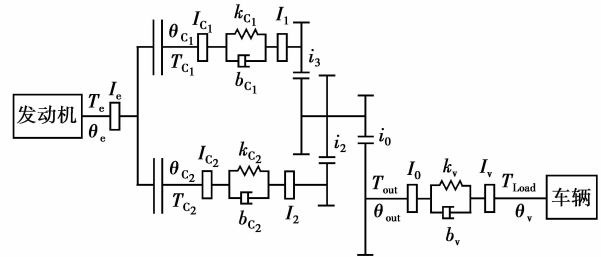


图 2 DCT 系统模型

图 2 中: $T_e$  为发动机输出转矩; $T_{C_1}$ 、 $T_{C_2}$  为离合器  $C_1$ 、 $C_2$  的传递转矩; $T_{out}$  为变速器输出轴转矩; $T_{Load}$  为外界阻力矩在变速器输出轴的当量阻力矩; $I_e$  为发动机曲轴、飞轮及离合器主动部分的当量转动惯量; $I_{C_1}$ 、 $I_{C_2}$  为离合器  $C_1$ 、 $C_2$  从动盘当量转动惯量; $I_1$ 、 $I_2$  为变速器输入轴 I、II 转动惯量; $I_v$  为轮胎、整车在变速器输出轴的当量转动惯量; $k_c$  为变速箱输出轴与  $I_v$  间的当量扭转刚度; $b_{C_1}$ 、 $b_{C_2}$ 、 $b_v$  为  $I_{C_1}$ 、 $I_{C_2}$ 、 $I_v$  的旋转粘性阻尼; $\theta_e$ 、 $\theta_{C_1}$ 、 $\theta_{C_2}$ 、 $\theta_v$  为  $I_{C_1}$ 、 $I_{C_2}$ 、 $I_v$  的角位移; $i_2$ 、 $i_3$ 、 $i_0$  为 II、III 挡传动比和主减速传动比。

以 II 挡换 III 挡为例对升挡过程进行动力学建模与分析,设低挡(II 挡)的传动比为  $i_2$ ,高挡(III 挡)的传动比为  $i_3$ 。换挡过程系统动力学模型如下:

$$I_e \ddot{\theta}_e = T_e - T_{C_1} - T_{C_2}, \tag{1}$$

$$I_{C_1} \ddot{\theta}_{C_1} = T_{C_1} - [k_{C_1} (\theta_{C_1} - i_0 i_3 \theta_{out}) + b_{C_1} (\dot{\theta}_{C_1} - i_0 i_3 \dot{\theta}_{out})], \tag{2}$$

$$I_1 \ddot{\theta}_{out} i_3 = k_{C_1} (\theta_{C_1} - i_0 i_3 \theta_{out}) + b_{C_1} (\dot{\theta}_{C_1} - i_0 i_3 \dot{\theta}_{out}) - T_{C_1}, \tag{3}$$

$$I_{C_2} \ddot{\theta}_{C_2} = T_{C_2} - [k_{C_2} (\theta_{C_2} - i_0 i_2 \theta_{out}) + b_{C_2} (\dot{\theta}_{C_2} - i_0 i_2 \dot{\theta}_{out})], \tag{4}$$

$$I_2 \ddot{\theta}_{out} i_2 = k_{C_2} (\theta_{C_2} - i_0 i_2 \theta_{out}) + b_{C_2} (\dot{\theta}_{C_2} - i_0 i_2 \dot{\theta}_{out}), \tag{5}$$

$$T_{out} = (T_{C_1} i_3 + T_{C_2} i_2) i_0, \tag{6}$$

$$I_0 \ddot{\theta}_{out} = T_{out} - [k_v (\theta_{out} - \theta_v) + b_v (\dot{\theta}_{out} - \dot{\theta}_v)], \tag{7}$$

$$I_v \ddot{\theta}_v = k_v (\theta_{out} - \theta_v) + b_v (\dot{\theta}_{out} - \dot{\theta}_v) - T_{Load}. \tag{8}$$

汽车在换挡过程中所受到的外界阻力矩为

$$T_{\text{Load}} = \left[ (f + \sin \alpha_i) mg + \frac{C_d A v^2}{21.15} + \delta_n m \frac{dv}{dt} \right] \frac{r}{\eta_T}, \quad (10)$$

式中: $m$ 为汽车质量; $v$ 为车速; $C_d$ 为空气阻力系数; $A$ 为迎风面积; $r$ 为车轮半径; $\alpha_i$ 为道路坡度; $f$ 为滚动阻力系数; $\eta_T$ 为传动效率; $\delta_n$ 为汽车旋转质量换算系数。

DCT的升挡过程通常要经历4个阶段:低挡运行阶段→转矩阶段→惯性阶段→高档运行阶段<sup>[12]</sup>。

1)低挡运行:传动系统稳态运行阶段,离合器处于分离状态,离合器 $C_2$ 处于接合状态,有

$$T_{C_1} = 0。$$

2)低挡转矩阶段:离合器 $C_2$ 压紧力开始降低,离合器 $C_1$ 压紧力开始升高,进入滑摩状态,但此时离合器 $C_2$ 仍然处于接合状态,各构件转速及传动比尚无变化,但 $C_1$ 和 $C_2$ 传递的转矩已经开始重新分配。离合器 $C_1$ 传递的转矩为

$$T_{C_1} = \frac{2}{3} \mu_k F_{n_1} \left( \frac{R_{10}^3 - R_{11}^3}{R_{10}^2 - R_{11}^2} \right), \quad (11)$$

式中: $\mu_k$ 为膜片弹簧离合器的动摩擦系数; $F_{n_1}$ 为作用于离合器 $C_1$ 的压紧力; $R_{10}$ 为离合器 $C_1$ 的摩擦片外径; $R_{11}$ 为离合器 $C_1$ 的摩擦片内径。

从运动学的角度分析,离合器 $C_1$ 传递的转矩与功率传递方向一致,则离合器 $C_2$ 传递的转矩为

$$T_{C_2} = T_e - I_e \ddot{\theta}_e - T_{C_1}。 \quad (12)$$

3)惯性阶段:随着离合器 $C_2$ 压紧力不断降低, $C_2$ 开始出现打滑,低挡转矩阶段结束进入惯性阶段。此时离合器 $C_1$ 也处于打滑状态,各个构件的转速及传动比开始出现变化,惯性转矩作用增强。此时离合器 $C_1$ 的转矩关系式(11)不变,只是其压紧力 $F_{n_1}$ 增加了,而离合器 $C_2$ 传递的转矩 $T_{C_2}$ 由压紧力 $F_{n_2}$ 所决定,即

$$T_{C_2} = \frac{2}{3} \mu_k F_{n_2} \left( \frac{R_{20}^3 - R_{21}^3}{R_{20}^2 - R_{21}^2} \right), \quad (13)$$

式中: $F_{n_2}$ 为作用于离合器 $C_1$ 的压紧力; $R_{20}$ 为离合器 $C_1$ 的摩擦片外径; $R_{21}$ 为离合器 $C_1$ 的摩擦片内径。

此时,由于2个离合器传递的转矩值与发动机的驱动能力不一定匹配,导致发动机输出转矩与转速发生变动,因而有惯性阶段的产生,扭矩关系为

$$T_e - I_e \ddot{\theta}_e = T_{C_1} + T_{C_2}。 \quad (14)$$

由于换挡时间很短,车辆惯性较大,在换挡过程中通常可认为车速维持不变,因此换挡前后发动机转速必然发生变化,2个离合器都处于打滑状态,故

不仅有转矩变化,同时伴有转速或传动比的急剧变化,此阶段是产生冲击度最大的阶段。如果能够合理控制 $F_{n_1}$ 、 $F_{n_2}$ 的值,并调节发动机输出转矩,做到离合器的传递转矩与发动机的输出转矩相适应,则可以避免输出转矩剧烈波动,使传动系的运转平稳无冲击。

随着离合器 $C_1$ 压紧力的不断升高,其转速逐渐与发动机转速同步,而离合器 $C_2$ 也逐渐开始停止滑摩并分离,一直到 $T_{C_2} = 0$ 为止,惯性阶段结束。

4)高档运行:传动系统稳态运行阶段,离合器 $C_2$ 处于分离状态,所以 $T_{C_2} = 0$ 。

### 3 换挡品质分析

换挡品质的判断包括2个方面,一是换挡过程的平顺性,即希望换挡过程平稳而无冲击地进行。但因车辆动力传动系统是多转动惯量系统,换挡过程并非瞬时可以完成,所以对于DCT传动系统,其换挡过程中传动比发生了变化,离合器 $C_1$ 与 $C_2$ 的摩擦元件从完全分离到接合,或从接合到完全分离,都需要经过一段滑摩过程,不可避免地伴有转矩扰动,产生相应的换挡冲击<sup>[8]</sup>。冲击严重时,不仅乘坐者不能忍受,还将大大增加传动系统的动载荷。对平顺性的具体要求是,换挡过程中车速变化平顺,不出现过高的瞬时加速度或减速度,使乘客无不舒适感并使动力传动系统零部件具有较低的动载荷。二是换挡过程中离合器的滑摩状况,DCT换挡过程中2个离合器通过滑摩进行传递转矩的切换,离合器工作在滑摩工况,产生的滑摩功会导致离合器部件温度升高,尤其是对干式离合器,过高的温升会影响离合器的控制性能和承载能力,并使磨损加速,影响其使用寿命,甚至会导致离合器片烧蚀或变形损坏,因此希望离合器滑摩功尽可能小。

#### 3.1 换挡品质评价指标

通常以冲击度和滑摩功2个参数作为换挡品质的评价指标。

冲击度 $j$ 是车辆纵向加速度 $a$ 对时间的导数,其数学表达式为

$$j = \frac{da}{dt} = \frac{d^2 v}{dt^2}。 \quad (15)$$

汽车加速度为

$$\frac{dv}{dt} = r \frac{d^2 \theta_{\text{out}}}{dt^2}。 \quad (16)$$

根据车辆传动系方程

$$T_{\text{out}} = T_{\text{Load}} + I_v \frac{d^2 \theta_{\text{out}}}{dt^2}, \quad (17)$$

可得冲击度为

$$j = \frac{d^2v}{dt^2} = \frac{r}{I_v} \frac{d(T_{out} - T_{Load})}{dt} = \frac{r}{I_v} \frac{dT_{out}}{dt} \quad (18)$$

可见车辆冲击度完全取决于变速器输出转矩的变化率<sup>[13]</sup>。影响输出转矩变化的因素有 2 个方面,一是发动机转矩波动,二是离合器切换过程引起的转矩变化。由于 DCT 换挡过程时间很短,发动机转矩控制受到一定限制,在传动系统结构一定的前提下,离合器切换控制时序和传递转矩的控制是提高换挡品质最有效的方法。

换挡过程离合器滑摩功为离合器 C<sub>1</sub> 和 C<sub>2</sub> 滑摩功之和:

$$W_c = W_{C_1} + W_{C_2} = \int_{t_1}^{t_2} [T_{C_1}(\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_{C_1}) + T_{C_2}(\dot{\theta}_{C_2} - \dot{\theta}_e)] dt, \quad (19)$$

式中: t<sub>1</sub>、t<sub>2</sub> 为换挡开始和结束的时刻。

### 3.2 换挡品质影响因素

在换挡过程中,2 个离合器分离结合动作时序和压力控制是影响换挡品质的关键。DCT 换挡过程中,为了保证动力不中断,实现平顺换挡,对 2 个离合器的分离、接合控制有较高要求,应保证 2 个离合器有适度的扭矩重叠<sup>[14-15]</sup>。不同的双离合切换控制时序和压紧力控制(图 3)会导致换挡过程 3 种不同结果。

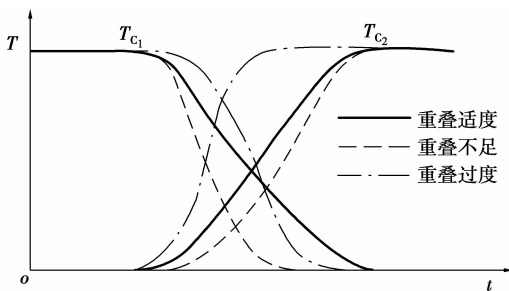


图 3 离合器不同扭矩切换重叠情况

1) 扭矩重叠适度(图 4): 结合的离合器开始分离的同时,分离的离合器开始结合,并且通过对 2 个离合器结合与分离速度或压盘压力的控制,保证 2 个离合器传递的转矩之和与驱动车轮需要的转矩相适应,使发动机转速变化平稳,变速器输出转矩震荡小,具有较小的冲击度和离合器滑摩功,是换挡过程的理想控制状态。

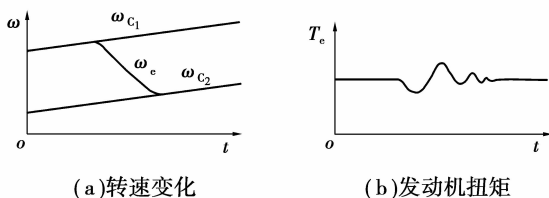


图 4 离合器切换重叠适度

2) 扭矩重叠不足(图 5): 由于分离离合器的扭矩下降较快,结合离合器的扭矩上升滞后或较慢,导致发动机的负载扭矩减小,引起发动机空载超速,出现动力中断现象,车辆加速性变坏,发动机扭矩和变速器输出扭矩波动,产生换挡冲击。

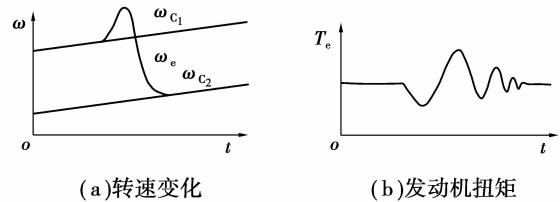


图 5 离合器切换重叠不足

3) 扭矩重叠过度(图 6): 分离离合器扭矩下降滞后或较慢,结合离合器扭矩上升较快,导致双离合循环摩擦功率较大,离合器片滑摩严重,同时消耗发动机功率,使发动机转速急剧下降,变速器输出转矩出现较大震荡,严重时会发生挡位的双锁死,并产生较大冲击,这种扭矩重叠是不允许的。

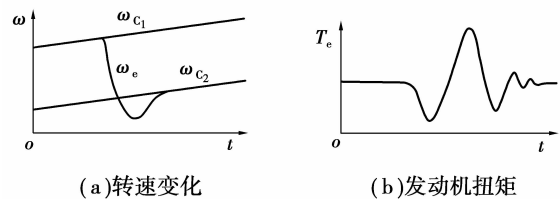


图 6 离合器切换重叠过度

## 4 换挡控制性能仿真与实验

换挡控制实际上是换挡过程中对离合器 C<sub>1</sub> 和 C<sub>2</sub> 传递转矩的控制,干式双离合通过执行机构对离合器压紧力进行精确控制来实现。笔者针对一款装备干式双离合 DCT 的车辆,建立了换挡过程动力学 Simulink 仿真模型和离合器扭矩控制策略,对换挡控制系统进行仿真和试验分析。

### 4.1 离合器切换控制策略

升挡过程离合器 C<sub>1</sub>、C<sub>2</sub> 转速和扭矩变化如图 7 所示,将换挡离合器切换过程划分为 4 个时间段, t<sub>0</sub> 为换挡起始时刻, C<sub>2</sub> 压紧力开始逐渐减小, C<sub>1</sub> 压紧力开始增大, t<sub>0</sub> ~ t<sub>1</sub> 为低挡转矩阶段, C<sub>2</sub> 仍然处于结合状态,此阶段发动机油门保持不变,调节好压紧力的变化率就可以获得较好的平顺性。在 t<sub>1</sub> 时刻, C<sub>2</sub> 开始滑摩,转矩阶段结束,进入惯性阶段。 t<sub>1</sub> ~ t<sub>2</sub> 时

刻 2 离合器都处于滑摩状态,根据式(11), $C_1$  传递的扭矩主要由压紧力  $F_{n_1}$  决定而与发动机的扭矩关系不大,以 III 挡对应的离合器  $C_1$  的转速为目标转速对发动机转速进行控制,同时  $C_1$  继续以某一速度加压。 $t_2 \sim t_3$  阶段  $C_2$  压紧力已降为零。扭矩全部由  $C_1$  传递, $C_1$  继续以某一速度加压。 $t_3$  时刻扭矩阶段结束, $C_1$  压紧力升高到完全接合时的压紧力,当检测到  $C_1$  输入输出转速差小于设定值时换挡过程结束<sup>[13-14]</sup>。

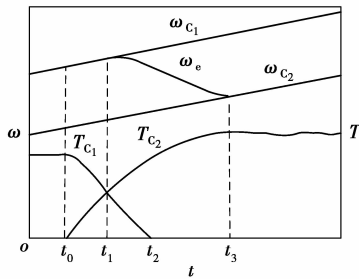


图 7 升挡过程转速扭矩变化

### 4.2 仿真与试验分析

利用 Simulink 软件建立 DCT 系统换挡过程仿真模型。仿真中 DCT 车辆主要仿真参数:整备质量  $m$  为 1 400 kg;变速器速比分别为  $i_1 = 3.917, i_2 = 2.429, i_3 = 1.436, i_4 = 1.021, i_5 = 0.848, i_6 = 0.667$ ;主传动速比为  $i_{a_1} = 3.762, i_{a_2} = 4.158$ ;车轮半径  $r$  为 0.297 5 m;空气阻力系数  $C_D$  取为 0.328;迎风面积  $A$  为 2.12  $m^2$ 。

II 挡升 III 挡过程离合器  $C_1$  和离合器  $C_2$  控制扭矩仿真与实验如图 8 所示。

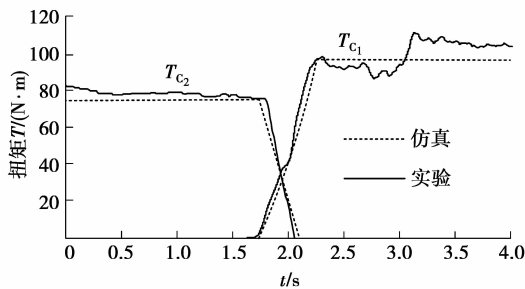


图 8 II 挡升 III 挡过程离合器扭矩

换挡过程中发动机、离合器转速仿真与实验对比如图 9。

换挡过程中 DCT 输出扭矩仿真与实验对比如图 10。

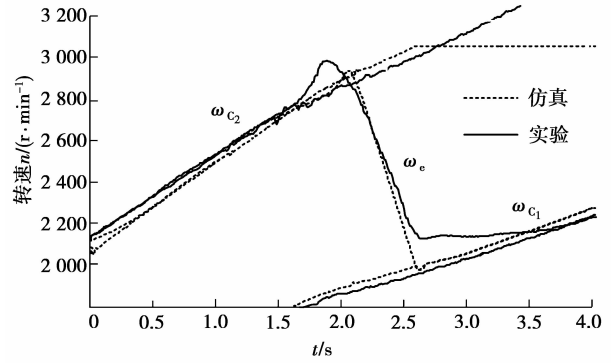


图 9 II 挡升 III 挡过程转速变化

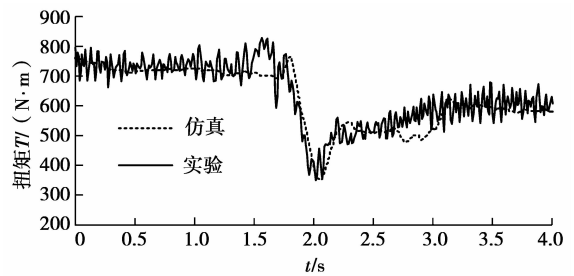


图 10 II 挡升 III 挡过程变速器输出扭矩

图 11 为换挡过程样车实测冲击度。

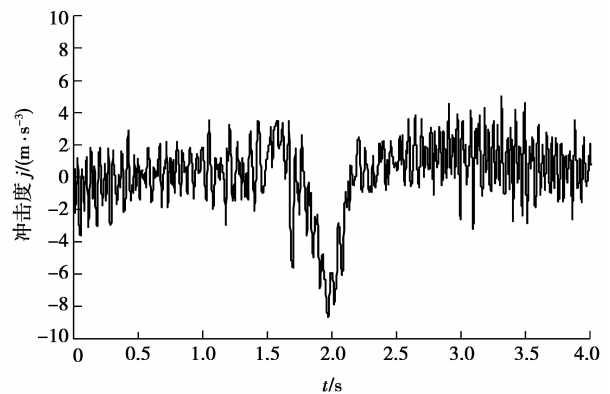


图 11 II 挡升 III 挡过程样车实测冲击度

从上述仿真与实验结果可知,建立的 DCT 系统动力学模型、离合器切换控制仿真模型及控制策略能满足换挡控制要求。换挡过程控制必须结合发动机扭矩控制,整个换挡过程冲击度满足平顺性要求,换挡时间小于 1 s,滑摩功较小,达到了较好的换挡品质要求。

## 5 结 语

1)针对干式双离合器自动变速器,进行了 DCT 换挡过程分析,建立了换挡过程的动力学模型,详细

阐述了升挡过程低挡运行、转矩相、惯性相和高挡运行4个阶段动力学特性。

2)分析了双离合传递扭矩和切换时序对换挡品质的影响,提出了换挡过程中离合器扭矩切换控制策略,建立了换挡过程动力学 Simulink 仿真模型,对换挡控制特性进行了仿真和实验分析。

3)仿真与实验表明,所建立的 DCT 系统换挡过程动力学模型和离合器切换控制与仿真模型、离合器切换控制策略可较好实现换挡品质的控制。

#### 参考文献:

- [1] 刘振军,秦大同,叶明,等. 车辆双离合自动变速传动技术研究进展分析[J]. 农业机械学报,2005,36(11):161-164.  
LIU ZHEN-JUN, QIN DA-TONG, YE MING, et al. Analysis of double clutch automatic transmission for vehicles[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2005,36(11):161-164.
- [2] KIMBERLEY W. Transmission trends[J]. Automotive Engineer, 2006,31(1):20-21.
- [3] 姚晓涛,秦大同,刘振军. 双离合自动变速器起步控制仿真分析[J]. 重庆大学学报:自然科学版,2007,30(1):13-17.  
YAO XIAO-TAO, QIN DA-TONG, LIU ZHEN-JUN. Simulation and analysis of the dual-clutch transmission starting control[J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2007, 30(1):13-17.
- [4] GOETZ M, LEVESLEY M C, CROLLA D A. Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmissions[J]. Journal of Automobile Engineering, 2005,219(D8):951-963.
- [5] GOETZ M, LEVESLEY M C, CROLLA D. Integrated powertrain control of gearshifts on twin-clutch transmissions [C/OL] // SAE2004 World Congress & Exhibition, Detroit, Michigan, USA, March 8-11,2004; Transmission and Driveline Systems Symposium-Controls [2008-10-12]. <http://www.sae.org/technical/papers/2004-01-1637>.
- [6] KULKARNI M, SHIM T, ZHANG Y. Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions [J]. Mechanism and Machine Theory,2007,42(2):168-182.
- [7] ZHANG Y, CHEN X, ZHANG X, et al. Dynamic modeling and simulation of a dual-clutch automated layshaft transmission [J]. Journal of Mechanical Design, 2005,127(2):302-307.
- [8] 杨伟斌,吴光强,秦大同. 双离合式自动变速器传动系统的建模及换挡特性[J]. 机械工程学报,2007,43(7):188-194.  
YANG WEI-BIN, WU GUANG-QIANG, QIN DA-TONG. Drive lin system modeling and shift characteristic of dual clutch transmission powertrain[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007,43(7):188-194.
- [9] 郭晓林,胡纪滨,苑士华,等. DCT 系统换挡品质的控制方法[J]. 机械科学与技术,2006,25(6):698-701.  
GUO XIAO-LIN, HU JI-BIN, YUAN SHI-HUA, et al. Approach to improving the shift quality of a dual clutch transmission system[J]. Mechanical Science and Technology, 2006,25(6):698-701.
- [10] WHEALS C, TURNER A, RAMSAY K, et al. Double clutch transmission (DCT) using multiplexed linear actuation technology and dry clutches for high efficiency and low cost [C/OL] // SAE2007 World Congress & Exhibition, Detroit, Michigan, USA, April 16-19, 2007; Transmission and Drivelines [2008-10-12]. <http://www.sae.org/technical/papers/2007-01-1096>.
- [11] SONG X B, LIU J, SMEDLEY D. Simulation study of dual clutch transmission for medium duty truck applications[J]. SAE Transactions, 2005, 114(2):264-270.
- [12] 严永林,廖明建. 基于 EASY5 的汽车自动变速器换挡品质分析[J]. 中南林学院学报,2006,26(6):172-176  
YAN YONG-LIN, LIAO MING-JIAN. Quality analysis of automatic transmission modeling and shifting[J]. Journal of Central South Forestry University, 2006,26(6):172-176.
- [13] 郭晓林. 双离合自动变速系统动力学建模及仿真研究[J]. 装甲兵工程学院学报,2006,20(1):48-51.  
GUO XIAO-LIN. Dynamic modeling and simulation of a dual clutch transmission system [J]. Journal of Academy of Armored Force Engineering, 2006,20(1):48-51.
- [14] GOETZ M, LEVESLEY M C, CROLLA D A. Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmission[J]. Journal of Automobile Engineering, 2005, 219(8):951-963.
- [15] 颜志鹏,秦大同. 双离合自动变速器换挡过程仿真分析[J]. 重庆工学院学报:自然科学版,2009,23(4):1-6.  
YAN ZHI-PENG, QIN DA-TONG. Simulation Analysis on Gearshift of Dual Clutch Transmission[J]. Journal of Chongqing Institute of Technology :Natural Science Edition, 2009, 23(4):1-6.

(编辑 张 苹)