

## 干式双离合自动变速器分段优化换挡策略研究\*

严忆泉 宋健 李亮

(清华大学汽车节能与安全国家重点实验室, 北京 100084)

**摘要:** 综合离合器滑摩功和冲击度作为换挡过程性能的评价指标, 基于该性能指标分析了干式双离合自动变速器(DCT)换挡过程中的关键节点, 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, 来达到换挡过程整体优化。在扭矩交互阶段采用微滑摩转速跟随策略, 在调速阶段采用基于离散动态规划的策略。将该换挡策略应用于试验车辆, 验证了其在改善干式双离合自动变速器换挡综合性能上的有效性。

**关键词:** 干式双离合自动变速器 换挡策略 分段优化

**中图分类号:** U463.212 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)05-0030-07

## 引言

双离合自动变速器(DCT)动力总成采用两个离合器分别驱动奇数和偶数挡位输入轴<sup>[1]</sup>, 在保留手动变速器和自动手动变速器(AMT)齿轮传动高效优点的同时通过双离合切换来克服其换挡过程动力中断的不足, 是一种动力性、经济性和舒适性都较为优越的新型自动变速器<sup>[2-3]</sup>。但双离合在换挡过程中若控制不当, 会引起滑摩过度、动力循环等问题, 不仅无法实现综合性能提高, 还有可能影响变速器寿命<sup>[4-5]</sup>。因此双离合换挡策略是当前DCT研发的重点。目前研究主要方向一方面借鉴AMT的发动机离合器协同控制, 在控制离合器接合力的同时对发动机提出扭矩请求, 从而实现平稳换挡, 但AMT的控制需要考虑动力中断和选换挡, 而DCT由于采用预选挡在换挡过程中只需要考虑离合器交互<sup>[6-8]</sup>; 另一方面借鉴液力变矩器自动变速器(AT)的控制, 参考其扭矩相控制来分配双离合传递的扭矩, 并参考其惯性相控制来进行调速和同步, 但是由于DCT没有液力变矩器和单向离合器来吸收冲击和限制转速超调, 因此控制要求比AT高<sup>[9-12]</sup>。

本研究中将换挡冲击度和滑摩功综合作为换挡性能的评价指标, 借助车辆动力学分析影响换挡性能的关键点, 并据此将换挡过程划分阶段, 在各阶段中围绕换挡评价指标进行分段优化, 最终完成整个换挡策略的制订。

## 1 干式DCT换挡过程分析

## 1.1 干式DCT传动系统动力学模型

根据图1a, 干式DCT双离合器之前为发动机总成, 其动力学模型为

$$T_e - T_{co} - T_{ce} = J_e \frac{d\omega_e}{dt} \quad (1)$$

双离合器之后为变速器总成、半轴和等效到轮边的整车质量, 动力学模型为

$$(T_{co}i_{no} + T_{ce}i_{ne})i_o - T_R = \delta_n m r_w^2 \frac{d\omega_v}{dt} \quad (2)$$

式中  $T_e$ ——发动机扭矩

$T_{co}, T_{ce}$ ——奇、偶数离合器传递扭矩

$T_R$ ——阻力矩

$i_{no}, i_{ne}, i_o$ ——奇、偶数轴传动比和主减速比

$\omega_e, \omega_v$ ——发动机和车轮角速度

$m$ ——整车质量

$J_e$ ——发动机转动惯量

$r_w$ ——车轮半径

$\delta_n$ ——转动惯量等效系数

干式双离合器结构如图1b, 通过控制液压执行机构的压强 $p_c$ 来控制离合器传递扭矩 $T_c$ 。当离合器接合时, 传递发动机扭矩; 当离合器滑摩时, 传递离合器滑摩扭矩, 即

$$T_c = T_f = \mu_c F_c R_c = k_c \mu_c p_c R_c \quad (3)$$

式中  $T_c$ ——离合器传递扭矩

$T_f$ ——离合器滑摩扭矩

收稿日期: 2013-11-07 修回日期: 2013-12-25

\* 国家自然科学基金资助项目(51275557)

作者简介: 严忆泉, 博士生, 主要从事双离合自动变速器研究, E-mail: yanyiq@hotmail.com

通讯作者: 宋健, 教授, 博士生导师, 主要从事汽车动力学研究, E-mail: daesj@mail.tsinghua.edu.cn

$\mu_c$ ——离合器片摩擦因数, 其与离合器主从动片转速差关系如图 2 所示

$F_c$ ——离合器压盘压紧力, 其与离合器控制液压阀压强  $p_c$  成正比, 系数为  $k_c$

$R_c$ ——等效摩擦半径

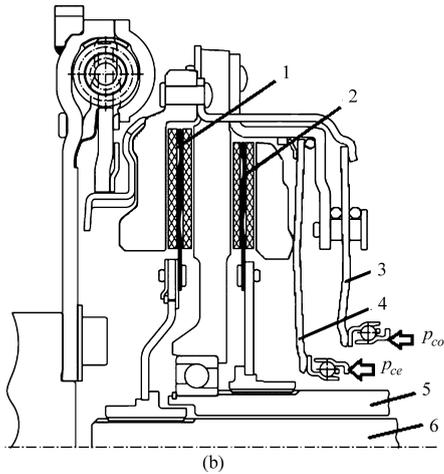
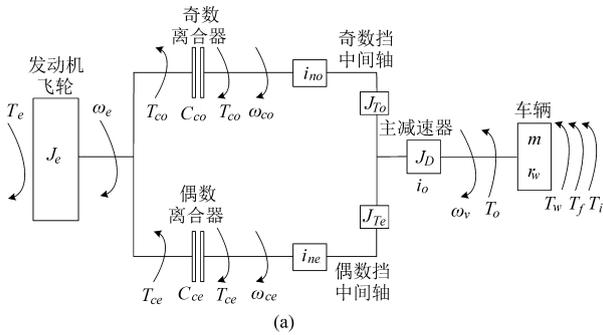


图 1 干式 DCT 结构简图

Fig. 1 Structure of dry DCT

(a) 干式 DCT 动力总成 (b) 干式双离合结构

1. 奇数离合器 2. 偶数离合器 3. 奇数膜片弹簧 4. 偶数膜片弹簧
5. 偶数输入轴 6. 奇数输入轴

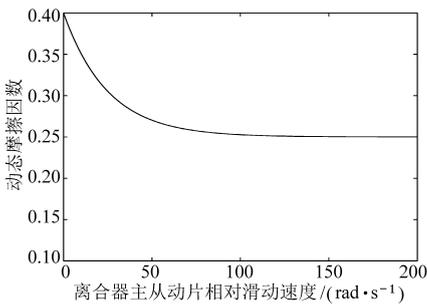


图 2 离合器摩擦因数特性曲线

Fig. 2 Clutch friction coefficient curve

### 1.2 DCT 换挡评价指标

在本研究中, 选用换挡冲击度和滑摩功作为换挡性能评价指标。冲击度为加速度导数<sup>[13]</sup>

$$j = \frac{da}{dt} = \frac{d^2V}{dt^2} = \frac{1}{mr_w} \frac{d(T_o - T_R)}{dt} \quad (4)$$

式中  $j$ ——车辆冲击度  $a$ ——车辆加速度  
 $V$ ——车速  $T_o$ ——变速器输出扭矩

由于换挡过程较短, 可以认为车速保持不变, 所以阻力矩保持不变, 因此冲击度正比于输出扭矩的变化率。冲击度越大, 驾驶舒适性越差, 通常采用德国标准对其进行限定<sup>[14]</sup>, 即

$$|j| \leq 10 \text{ m/s}^3 \quad (5)$$

干式 DCT 在换挡过程中需要利用双离合滑摩来达到平顺性的要求, 但过多双离合滑摩功转化为热能会带来较大温升从而对使用寿命造成损害, 同时影响控制参数, 因此 DCT 换挡策略需要将滑摩功和温升控制在合适水平。

DCT 换挡过程中双离合发生交互, 都可能有滑摩过程, 因此 DCT 的滑摩功为双离合器的滑摩功之和, 即

$$W = \int_{t_0}^{t_1} T_{fo} (|\omega_e - \omega_{co}|) dt + \int_{t_0}^{t_1} T_{fe} (|\omega_e - \omega_{ce}|) dt \quad (6)$$

式中  $W$ ——滑摩功

$t_0, t_1$ ——换挡起止时刻

$T_{fo}, T_{fe}$ ——奇、偶数离合器滑摩扭矩

$\omega_{co}, \omega_{ce}$ ——两个离合器从动盘角速度

冲击度和滑摩功是一对互斥的评价指标, 加快换挡可以减少滑摩功, 但同时会加大冲击度, 反之亦然。因此 DCT 的换挡控制需要对这对指标进行综合考虑。

### 1.3 DCT 换挡阶段划分

以 I 挡升 II 挡为例, 可以将干式 DCT 的换挡过程划分为 4 个阶段, 如图 3 所示。

此过程中, 奇数离合器为分离离合器, 偶数离合

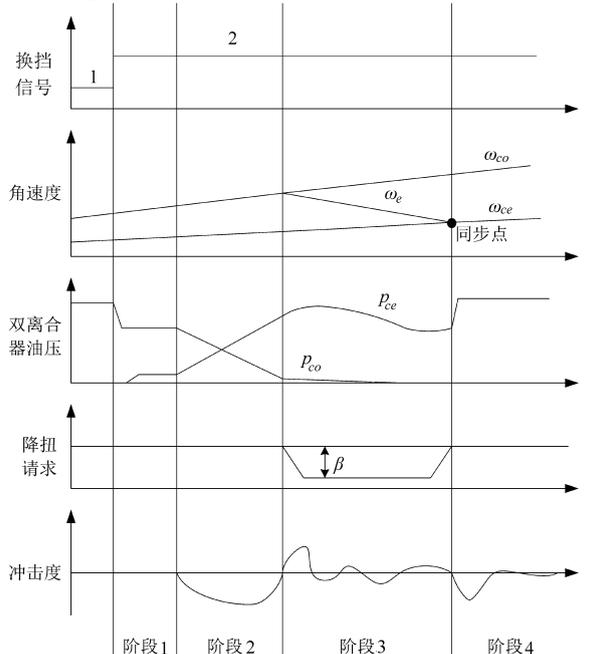


图 3 干式 DCT 升挡阶段示意图

Fig. 3 Sketch for phases of dry DCT upshifting

器为接合离合器。

阶段1为预充阶段,接合离合器建立油压,同时分离离合器减压到离合器接合临界值。

阶段2为扭矩交互阶段,接合离合器增压逐步传递发动机扭矩,同时分离离合器同步减压减小传递扭矩并保持接合,直到最终完全由接合离合器传递发动机扭矩。

阶段3为调速阶段,两个离合器都处于滑摩状态,通过控制接合离合器油压同时请求发动机降扭( $\beta$ )完成接合离合器主从动片同步。

阶段4为在接合离合器主从动片同步后迅速将其油压增加至系统安全油压。

其余换挡过程阶段划分与此类似,不同处为可能先进行调速再进行扭矩交互。

#### 1.4 DCT换挡过程关键节点

DCT换挡过程各阶段都有其动力学特性,因此各阶段分界点是换挡过程控制关键节点。

预充阶段与扭矩交互阶段节点处,若接合离合器尚未建立油压,则会有动力骤降,若接合离合器建立油压过快,则会造成冲击。

扭矩交互阶段输出轴扭矩为

$$T_o = T_{co} i_1 i_o + T_{ce} i_2 i_o \quad (7)$$

奇数离合器接合,传递发动机扭矩为

$$T_{co} = T_e - T_{ce} \quad (8)$$

偶数离合器滑摩,传递式(3)所示为滑摩扭矩,代入式(7)可得扭矩交互阶段输出轴扭矩

$$T_o = T_e i_1 i_o + C_{ce} \mu_{de} p_{ce} i_o (i_2 - i_1) \quad (9)$$

式中  $i_1, i_2$ ——I、II挡传动比

$\mu_{de}$ ——偶数离合器摩擦因数

$p_{ce}$ ——偶数离合器控制液压阀压强

$C_{ce}$ ——偶数离合器控制系数

$C_{ce}$ 对应式(3)中系数  $k_c$  与摩擦半径  $R_c$  的乘积。

可见,若扭矩交互结束过早,会有换挡动力中断;过晚,则在两离合器间形成动力回路,影响舒适性和效率。

调速阶段结束的节点是同步点,这也是换挡过程中最容易产生冲击的点,同步前偶数轴传递摩擦力矩  $T_{ce,b}$ ,而同步后传递发动机扭矩  $T_{ce,a}$ ,即

$$\begin{cases} T_{ce,b} = C_{ce} \mu_{de} p_{ce} \\ T_{ce,a} = T_e \end{cases} \quad (10)$$

若对正压力和发动机扭矩请求控制不当,容易在同步点产生大冲击。

以上是换挡过程中的关键节点,通过分析可知在制定控制策略的过程中不仅要实现换挡过程的优化,也要保证这些关键节点尤其是同步点的性能,才能实现换挡策略的整体优化。

## 2 DCT换挡策略

DCT换挡需综合考虑冲击度和摩擦功,同时保证关键节点的性能。据此本研究制定了分段最优化换挡控制策略,同样以I挡升II挡为例,整体控制策略如图4所示。

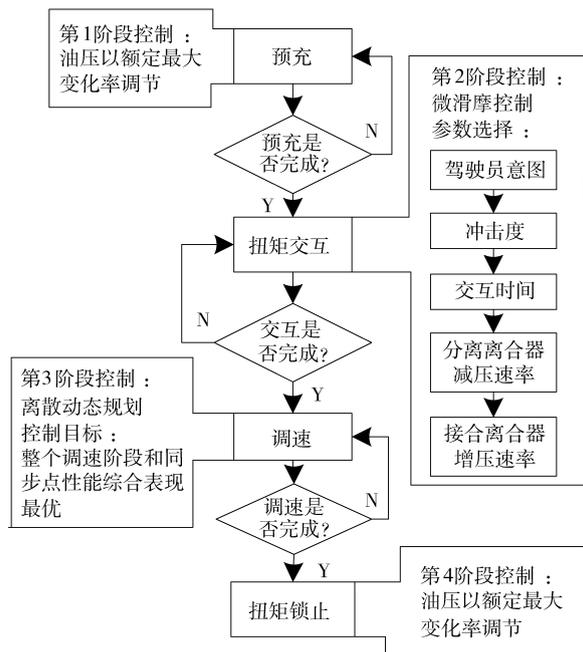


图4 I挡升II挡整体控制策略流程图

Fig.4 Control strategy of upshift I - II

### 2.1 预充和扭矩锁止阶段策略

预充阶段接合离合器没有开始传递扭矩,分离离合器没有滑摩,因此两离合器油压的变化不会对冲击度和摩擦功产生影响,所以油压变化应该按执行机构额定的最大速度执行。

预充结束关键节点分离离合器控制以离合器主从动片有一小量正滑摩为判断条件;接合离合器控制以加速度波动(冲击度)大于在挡行驶时加速度自然波动变化率为判断条件。两判断条件为

$$\begin{cases} \Delta\omega_{co} \geq \varepsilon_{\Delta\omega} \\ j \geq \varepsilon_j \end{cases} \quad (11)$$

式中  $\Delta\omega_{co}$ ——奇数离合器主从动片转速差

$\varepsilon_{\Delta\omega}, \varepsilon_j$ ——识别预充结束节点转速差和冲击度的阈值,通过标定来确定取值

扭矩锁止阶段中,接合离合器在主从动片同步之后将其油压迅速增大至系统安全油压。这一阶段采用执行机构额定的最大增压速度。

### 2.2 扭矩交互阶段策略

扭矩交互阶段分离离合器处于接合状态,摩擦功不大,因此重点考虑冲击度。根据式(4)、(9),可得扭矩交互阶段冲击度正比于接合离合器增压的速率,即

$$j = \frac{C_{ce} \mu_{de} i_o (i_2 - i_1) dp_{ce}}{m r_w} \frac{dp_{ce}}{dt} \quad (12)$$

扭矩交互阶段传递扭矩从分离离合器向接合离合器转移,因此接合离合器增压的速率确定后,分离离合器的减压速率也随之确定,所以该阶段控制参数选定如图 4 所示,根据驾驶员意图确定冲击度阈值,进而确定接合离合器的增压速率和分离离合器的减压速率。

该阶段的控制难点为保持分离离合器接合临界状态,实际控制中使用主从动片微小滑摩,从动片跟随主动片转速的微滑摩策略。

微滑摩转速跟随控制效果如图 5 所示,具体算法为:

(1) 标定  $\varepsilon_{\Delta\omega}$  为转速差控制目标值,当分离离合器主从动片转速差达到  $\varepsilon_{\Delta\omega}$  后,预充结束,开始扭矩交互阶段控制。

(2) 按前述方法进行双离合器的增减压控制,同时以分离离合器主从动片转速差相对  $\varepsilon_{\Delta\omega}$  的偏差量为反馈信号对分离离合器的控制油压做修正,使整个扭矩交互过程转速差围绕  $\varepsilon_{\Delta\omega}$  波动,既可以保证分离离合器传递发动机扭矩,又可以保证扭矩一直为正,不会由于分离离合器从动片转速大于发动机转速造成扭矩交变冲击。

(3) 当分离离合器主从动片转速差超过  $\Delta\omega_0$  时,判断扭矩交互结束,进入调速阶段控制。

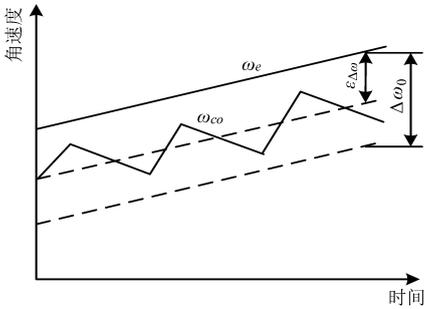


图 5 扭矩交互阶段微滑摩策略  
Fig. 5 Micro slip in torque swap

### 2.3 调速阶段策略

调速阶段的控制,既要考虑整个过程中冲击度与滑摩功的均衡,又要考虑最后同步点的冲击,所以用离散动态规划来设计这一阶段的控制策略<sup>[15]</sup>。

离散动态规划公式为

$$J = \Phi(x_N) + \sum_{k=0}^{N-1} L(x_k, u_k) \quad (13)$$

式中  $x_k, u_k$ —— $kT$  时刻的状态矢量和控制矢量值

$\Phi(x_N)$ ——终端性能指标

$\sum_{k=0}^{N-1} L(x_k, u_k)$ ——过程性能指标

$J$ ——总性能泛函

离散动态规划的目标为找到最优控制序列  $\{u_k^*\}$ ,使性能泛函  $J$  最小。由于离散动态规划的下周期状态矢量由上周期的状态矢量和控制矢量决定

$$x_{k+1} = f(x_k, u_k) \quad (k=0, 1, \dots, N-1) \quad (14)$$

因此  $\{u_k^*\}$  确定后就可以得到最优轨线  $\{x_k^*\}$ ,完成动态规划。

调速阶段干式 DCT 的动力学方程为

$$\dot{x} = \begin{pmatrix} \dot{\omega}_e \\ \dot{\omega}_o \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \omega_e \\ \omega_o \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{T_e}{J_e} & -\frac{1}{J_e} \\ 0 & \frac{\eta i_2 i_o}{J_v} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \beta \\ T_{ce} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{T_e}{J_e} \\ -\frac{T_R}{J_v} \end{bmatrix} = Ax + Bu + e \quad (15)$$

其中状态矢量为  $(\omega_e, \omega_o)^T$ ,控制矢量为  $(\beta, T_{ce})^T$ 。

将其离散化,同时拓展状态矢量到五维: $x_{1,k} = \omega_{e,k}, x_{2,k} = \omega_{o,k}, x_{3,k+1} = x_{2,k} = \omega_{o,k}, x_{4,k} = a_k = r_w (x_{2,k} - x_{3,k})/T, x_{5,k+1} = x_{4,k} = a_k$

这样,冲击度就可用状态矢量来表示,即

$$j_k = \frac{x_{4,k} - x_{5,k}}{T} = C^T x_k \quad (16)$$

其中  $C^T = [0 \ 0 \ 0 \ 1/T \ -1/T]$

如此,终端性能指标可表示为

$$\Phi(x_N) = j_{N+1}^2 = x_{N+1}^T C C^T x_{N+1} \quad (17)$$

过程性能指标中的冲击度部分为

$$j_{k+1}^2 = x_{k+1}^T C C^T x_{k+1} \quad (18)$$

摩擦功部分为

$$W = \int_{kT}^{(k+1)T} T_{ce} (\omega_e - i_2 i_o \omega_o) dt = x_k^T R_k u_k \quad (19)$$

其中  $R_k = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -i_2 i_o & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$

综合以上,可以得到干式 DCT 调速阶段的离散动态规划的性能泛函为

$$J = \lambda x_{N+1}^T C C^T x_{N+1} + \sum_{k=0}^{N-1} (\kappa x_{k+1}^T C C^T x_{k+1} + x_k^T R_k u_k) \quad (20)$$

式中  $\lambda$ ——同步点冲击度在总性能中的权重

$\kappa$ ——惯性相过程中冲击度在过程性能中的权重

两者取值由车速、负载、挡位、驾驶员意图等因素综合决定。

解动态规划方法为:利用同步点  $\omega_e - i_2 i_o \omega_o = 0$  的特点进行反推,求得最优轨线  $\{x_k^*\}$  和最优控制序列  $\{u_k^*\}$ 。

实车应用中,将不同车速、挡位和驾驶员意图

的离散动态规划由计算机先行计算,将结果所得的控制曲线拟合后存入TCU作为基准值,并建立基于车速和驾驶员意图的二维表通过标定来修正基准值,最终形成实车的控制曲线。

### 3 DCT 换挡控制策略应用

将上述分段优化换挡策略应用于试验车辆,在北京通州试车场进行实车测试,试验环境为无风高附平直路面,试验工况为静态起步踩油门换挡。试验采用某B级车,质量为1450 kg,发动机最大扭矩

225 N·m,装配7速干式DCT,I、II挡传动比为15.14和9.52(含主减速比)。

#### 3.1 新旧控制策略效果对比

图6为新旧控制策略在全油门工况下I挡升II挡的表现。原控制策略在扭矩交互阶段通过标定PI参数来保持输出扭矩稳定,调速阶段通过降扭和扭矩恢复两阶段使发动机转速沿目标转速曲线变化。为了利于比较,新策略标定同样的换挡时间,因此从式(6)可知,前后的摩擦功基本一致,将性能对比集中在冲击度上。

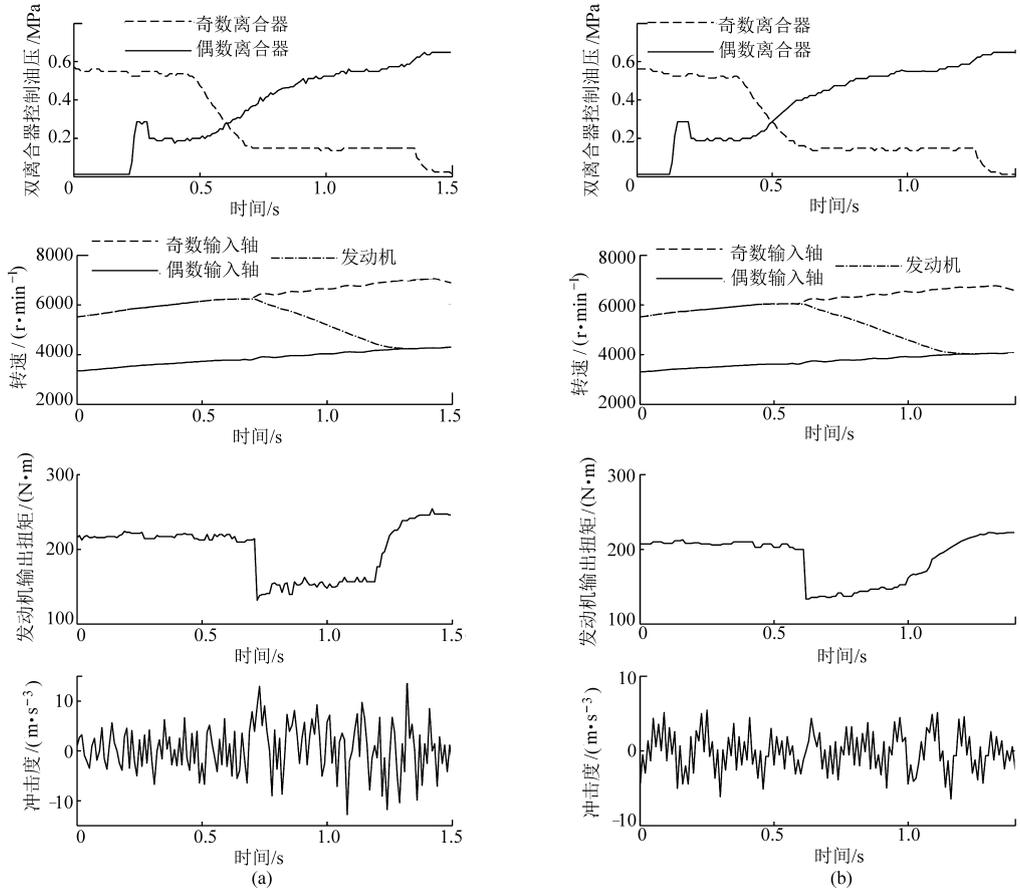


图6 新旧控制策略效果对比

Fig. 6 Effect comparison of new and old control strategies

(a) 原策略 (b) 新策略

从试验结果可见,原策略在换挡过程中尤其在调速阶段冲击较大,而且因为没有特别对关键点进行优化导致在扭矩交互与调速阶段分界点和同步点这两个关键点上具有明显冲击;而采用新分段优化策略后,在整个换挡过程中都能将冲击度均匀地控制在比较理想的范围内。另一方面,根据试验数据计算一次全油门I挡升II挡的平均温升为35~40℃,滑摩功也得到了有效控制。

#### 3.2 不同油门控制效果验证

采用不同油门测试了分段优化控制策略,结果如图7所示,从试验结果可见,各种油门工况下,新

策略在保证滑摩功不过大的基础上,冲击度都较好地得到了控制。扭矩交互的转速跟随避免了发动机被反带造成的转速波动,而针对同步点性能的优化避免了传递扭矩特性变化造成的同步冲击。

### 4 结束语

换挡过程控制是干式DCT控制的难点。经过实车验证,提出的分段优化控制换挡策略,能够有效改进干式DCT换挡性能;本策略还重点考虑了各关键节点的控制,在有可能影响性能评价的关键点上都获得了较好的控制效果。

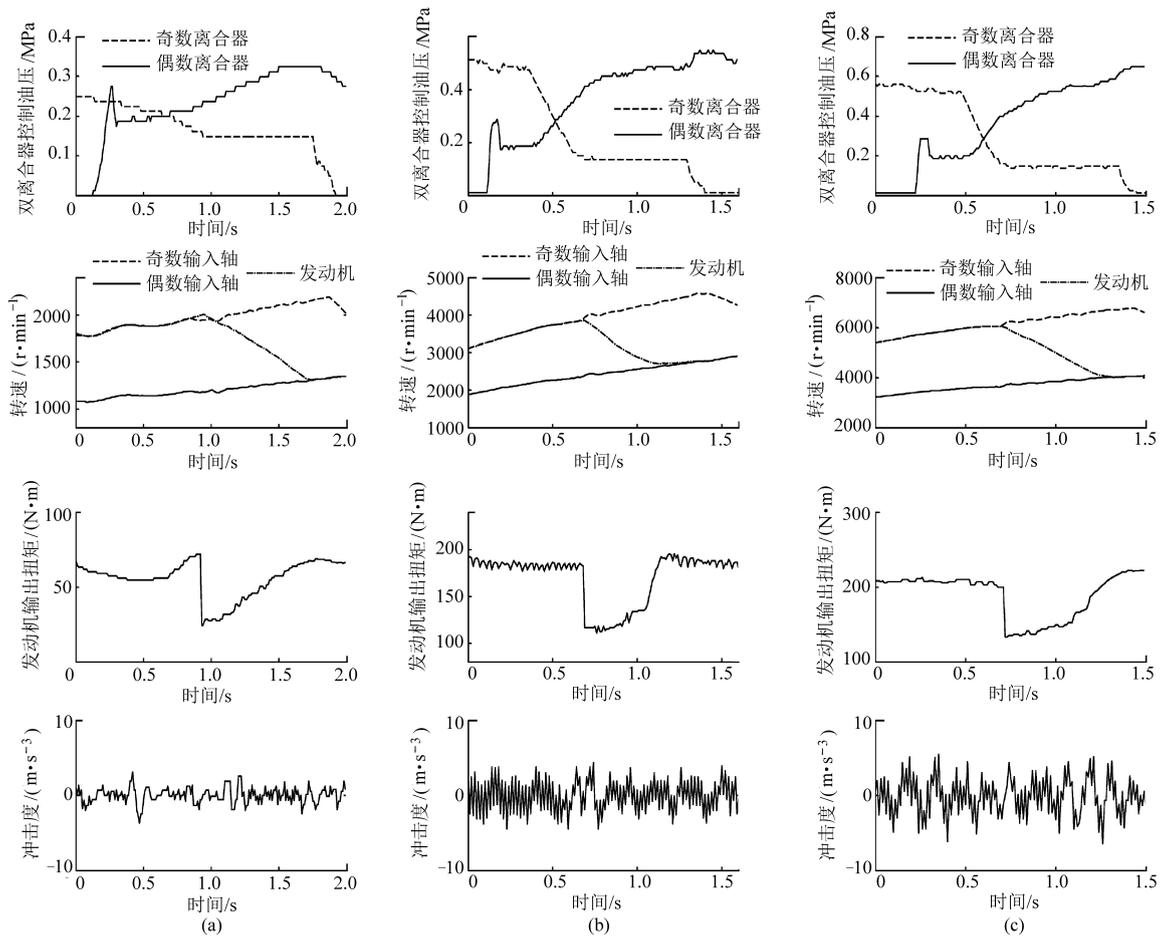


图 7 不同油门换挡策略验证结果

Fig. 7 Test results of new shifting strategy with various pedals

(a) 10% 油门 (b) 50% 油门 (c) 100% 油门

参 考 文 献

- 1 Bernd Matthes. Dual clutch transmissions-lessons learned and future potential[C]. SAE Paper 2005-01-1021,2005.
- 2 Karl-Ludwig Kimming. Double clutch[C]. LuK's 8th Symposium,2006.
- 3 Wheals J, Turner A, Ramasy K, et al. Double clutch transmission(DCT) using multiplexed linear actuation technology and dry clutches for high efficiency and low cost[C]. SAE Paper 2007-01-1096,2007.
- 4 陈勇,程秀生,崔爱乐,等.六速双离合自动变速器开发[J].汽车技术,2010,37(3):24-36.  
Chen Yong, Cheng Xiusheng, Cui Aile, et al. Development of 6 speed dual clutch transmission[J]. Vehicle Technology, 2010,37(3):24-36. (in Chinese)
- 5 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 Zhenjun, Qin Datong, 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. (in Chinese)
- 6 Gao Jinwu, Liu Zhiyuan. Integrated powertrain control of gearshift for automatic transmission[C] // 2010 First International Conference on Pervasive Computing, Signal Processing and Applications, 2010:239-242.
- 7 刘玺.湿式双离合自动变速器换挡过程关键技术研究[D].长春:吉林大学,2011.  
Liu Xi. Research on key technologies of wet dual clutch transmission shift process[D]. Changchun: Jilin University, 2011. (in Chinese)
- 8 Manish Kulkarni, Taehyun Shim, Yi Zhang. Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions[J]. Mechanism and Machine Theory, 2007,(42):168-182.
- 9 Zhang Y, Chen X, Zhang X. Dynamic modeling and simulation of a dual-clutch automated lay-shaft transmission[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2005, 127(2):302-307.
- 10 张金乐,马彪,张英锋,等.双离合自动变速器换挡特性与控制仿真[J].农业机械学报,2010,41(5):6-11.  
Zhang Jinle, Ma Biao, Zhang Yingfeng, et al. Simulation on shift dynamics and control of dual clutch transmissions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(5):6-11. (in Chinese)

- 11 Get M, Levesley M C, Crolla D A. Integrated power train control of gearshifts on twin clutch transmissions[C]. SAE 2004 World Congress, SAE Paper 2004-01-1637, 2004.
- 12 Goetz M, Levesley M C, Crolla D A. Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmissions[J]. Journal of Automobile Engineering, 2005, 219(8): 951-963.
- 13 王玉海. 拟人式自动变速系统控制方法研究与控制器开发[D]. 北京:清华大学, 2005.  
Wang Yuhai. Research on personified automated transmission and controller development[D]. Beijing: Tsinghua University, 2005. (in Chinese)
- 14 葛安林. 车辆自动变速理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社, 1993.
- 15 刘豹, 唐万生. 现代控制理论[M]. 3版. 北京:机械工业出版社, 2011.

## Multi-section Optimization Shift Control Method of Dry Dual Clutch Transmission

Yan Yiquan   Song Jian   Li Liang

(State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

**Abstract:** Clutch friction work and vehicle jerk were synthesized to evaluate the shift process performance of dry dual clutch transmission (DCT). The entire shift process was analyzed and divided into 4 sections by the key points which were found based on the synthesized criterion. A control algorithm including proper control methods in every respective section was designed to achieve optimization of the entire process. Especially, the micro-slip control method was applied in the torque swap section and the discrete dynamic programming method was applied in the speed regulation section. At last, the algorithm was applied in the experimental vehicle and the experiment result showed the effectiveness in improving shift performance of DCT. Compared with the traditional control algorithm, the results prove that the new algorithm can decrease vehicle jerk during the entire shift process without producing more clutch friction work.

**Key words:** Dry dual clutch transmission   Shift strategy   Multi-section optimization