

# 重型拖拉机动力换挡变速器电液换挡品质研究

鲁力群<sup>1</sup> 周雅倩<sup>1</sup> 李辉<sup>1</sup> 王毅<sup>1</sup> 尹永芳<sup>1</sup> 赵静<sup>2</sup>

(1. 山东理工大学交通与车辆工程学院, 淄博 255000; 2. 山东理工大学农业工程与食品科学学院, 淄博 255000)

**摘要:** 为避免动力换挡拖拉机换挡时的动力中断,减少换挡冲击,以某款自主研发的拖拉机全动力换挡变速器为对象,对重型拖拉机动力换挡变速器(Power shift transmission, PST)换挡品质进行研究。换挡重叠时间和最佳接合压力对于提高换挡品质和实现自动换挡有重要意义。以换挡重叠时间和接合压力为切入点,研究不同的压力控制策略对换挡品质的影响。结果表明,换挡重叠时间为0.3 s时,换挡液压冲击最小、滑摩功最少且扭矩损失最少,具有最佳的换挡品质;接合压力在0.40~0.63 MPa(滑差455.2~560.0 r/min)范围内的输出扭矩相同,滑摩功和换挡液压冲击在换挡接合压力为0.40 MPa时有最小值。本研究为进一步实现换挡离合器压力跟踪和精确控制奠定了基础。

**关键词:** 拖拉机; 动力换挡变速器; 换挡品质; 电液控制; 接合压力; 液压冲击; 控制策略

**中图分类号:** S219.033 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2020)S1-0550-07

## Electro-hydraulic Shift Quality of Power Shift Transmission of Heavy Duty Tractor

LU Liqun<sup>1</sup> ZHOU Yaqian<sup>1</sup> LI Hui<sup>1</sup> WANG Yi<sup>1</sup> YIN Yongfang<sup>1</sup> ZHAO Jing<sup>2</sup>

(1. School of Transportation and Vehicle Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255000, China

2. School of Agricultural Engineering and Food Science, Shandong University of Technology, Zibo 255049, China)

**Abstract:** In order to avoid the interruption of power and reduce the impact of shift in a power shift tractor, the shift quality of a heavy-duty tractor power shift transmission was studied with a tractor full power shift transmission developed independently. The characteristics of torque transfer in the dynamic coupling process of the shifting clutch were analyzed. The key to the steady control of the shifting clutch was the accurate control of the clutch engagement pressure. The influence of different pressure control strategies on gear shifting quality was studied based on the overlap time of gear shifting and engagement pressure. Taking shift hydraulic impact, sliding friction and output torque as the optimization objectives, the influence of overlapping time, engagement pressure and sliding difference of the master and slave moving plate of the shift clutch on shift quality was studied. The higher the engagement pressure was, the smaller the sliding difference of the shift clutch was. If the overlap time of gear shift was too short, it would result in the decrease or interruption of tractor power. If the shift overlap time was too long, two shift clutches would be engaged for a long time at the same time and “double locking” phenomenon occurred. When the clutch was separated, there was a mutating dynamic load on the output shaft. Therefore, the shift overlap time should be controlled reasonably to achieve the best shift quality. The shift control strategy of different shift overlap time was studied. The shift quality was analyzed synthetically by combining shift hydraulic impact and sliding friction, and the optimal shift point was determined under certain conditions. The simulation results showed that when the shift overlap time was 0.3 s, the shift had the lowest hydraulic impact, the least sliding friction power and the least torque loss. Besides, the shift quality was the best. The output torque of the joint pressure was the same within the range of 0.40~0.63 MPa (the slip was 455.2~560.0 r/min). When the joint pressure was 0.40 MPa, the value of sliding friction and shifting hydraulic impact force reached the minimum. This study laid a foundation for further realization of pressure tracking and accurate control of shift clutch.

**Key words:** tractor; PST; shifting quality; electro-hydraulic control; joint pressure; hydraulic shock; control strategy

收稿日期: 2020-08-06 修回日期: 2020-09-18

基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFD070110102)

作者简介: 鲁力群(1969—),男,副教授,博士,主要从事农业技术装备电液控制系统相关技术研究,E-mail: luliquan@sdut.edu.cn

通信作者: 赵静(1971—),女,副教授,博士,主要从事智能农业技术装备研究,E-mail: zbceozj@163.com

## 0 引言

目前,我国农用拖拉机向重型化发展,重型拖拉机通常采用动力换挡变速器(PST)和无级变速器技术,动力换挡变速器是有级变速器过渡到无级变速器的重要阶段。而湿式离合器是拖拉机动力传递的核心部件之一<sup>[1]</sup>,离合器摩擦片的动态接合过程与车辆的起步、换挡和动力传递性能密切相关,因此,离合器的接合和分离过程控制是自动变速器控制的核心问题之一<sup>[2]</sup>。通过对换挡离合器接合规律的研究,可以制定更精确的换挡控制策略,并可实现换挡策略在线制定。目前换挡品质控制优化方法大多采用了模糊自适应方法和最优控制两类,邱明明<sup>[3]</sup>研究了离合器接合压力、摩擦系数斜率和系统阻尼等对系统稳定性的影响,提出了起步过程离合器压力SMAC(Silding mode adaptive control)控制方法和FLSMAC(Feedback linearization silding ode adaptive control)控制方法,提高了离合器接合压力控制的鲁棒性和精确度。孔慧芳等<sup>[4]</sup>采用粒子群算法减少了模糊算法的计算量,提高了起步离合器控制的实时性。李超等<sup>[5]</sup>采用数据驱动预测控制法设计了换挡离合器比例阀控制器,以冲击度和换挡离合器滑差为目标函数求极小值,理论上可以保证换挡过程稳定性,但这种控制方法十分依赖系统建模和辨识的准确性,控制的复杂程度较高。换挡品质的提高离不开换挡离合器传递扭矩的准确控制,而换挡离合器压力的精确控制是扭矩控制的关键<sup>[6-16]</sup>。但是,从换挡离合器接合与分离时间匹配、用于消除摩擦片间隙的接合压力方面对换挡品质影响的研究很少。本文主要针对动力换挡变速器的换挡规律进行研究,拟找出换挡离合器最佳接合规律和最佳接合压力,以提高换挡品质和实现自动换挡。

## 1 换挡品质评价指标

### 1.1 常用的换挡品质评价指标

评价换挡品质的指标通常有冲击度、滑摩功、输出轴转矩等,良好的换挡品质要求换挡迅速、平稳、无冲击<sup>[17]</sup>。冲击度是车辆纵向加速度对时间的导数,其大小主要受换挡离合器油缸内油压、随机载荷和拖拉机牵引效率的影响;滑摩功是摩擦片与钢片未完全结合时摩擦做功,产生热量,受滑摩时间和换挡离合器滑差的影响。

### 1.2 随机载荷对纵向加速度的影响

在拖拉机作业过程中,常受到随机载荷的冲击。牵引阻力即拖拉机载荷,由滚动阻力、土壤变形阻力和土壤运动阻力 3 部分组成<sup>[18]</sup>。由于土地随机不

平整度、土壤比阻变化和拖拉机牵引速度等多种因素的影响,拖拉机承受的阻力为连续且幅值和频率时变的动态阻力,在同一土壤条件和同一作业模式下,动载荷由两部分组成,分别是缓变的稳态部分和具有零均值且服从高斯分布的随机扰动部分,稳态部分表示为

$$F_H(t) = nk_0 ah [1 + \varepsilon_v (v_i(t) - v_0)] \quad (1)$$

式中  $F_H(t)$ —— $t$  时刻的稳态作业阻力, N

$n$ ——犁铧数量

$k_0$ ——土壤比阻, N/m<sup>2</sup>

$a$ ——单个犁体耕宽, m

$h$ ——耕深, m

$v_0$ ——基本牵引速度, 取 1.2 m/s

$\varepsilon_v$ ——载荷增大系数

$v_i(t)$ —— $t$  时刻牵引速度, m/s

可见稳态部分由土壤比阻、农具参数、耕深和作业速度决定,随机扰动部分也与作业部分有关,表示为

$$F_\delta(t) = N(0, \sigma(t)) g(t) [1 + \gamma_v (v_i(t) - v_0)] \quad (2)$$

式中  $F_\delta(t)$ ——作业阻力随机扰动部分, N

$N(0, \sigma(t))$ ——均值为 0、方差为  $\sigma(t)$  的白噪声

$g(t)$ ——整形函数<sup>[19]</sup>

$\gamma_v$ ——载荷扰动增大系数

因此,总的牵引阻力表示为

$$F(t) = F_H(t) + F_\delta(t) \quad (3)$$

式中  $F(t)$ ——总牵引力, N

对式(3)求关于时间  $t$  的二阶导数,得到

$$\ddot{v}_i(t) = \frac{d^2 F_H(t)}{k_1 dt^2} + N(0, \sigma(t)) \frac{1}{k_2 g(t)} \left\{ \frac{d^2 F_\delta(t)}{dt^2} - [1 + k_2 (v_i(t) - v_0)] \frac{d^2 g(t)}{dt^2} + 2k_2 \frac{dg(t)}{dt} \dot{v}_i(t) \right\} \quad (4)$$

其中

$$k_1 = nk_0 ah \varepsilon_v \quad k_2 = \gamma_v$$

如果省略常数  $k_1$ 、 $k_2$  和整形函数  $g(t)$ , 式(4)可进一步简化为

$$\ddot{v}_i(t) = \frac{d^2 F_H(t)}{dt^2} + N(0, \sigma(t)) \left[ \frac{d^2 F_\delta(t)}{dt^2} + \dot{v}_r(t) - v_r(t) + v_0 \right] \quad (5)$$

通过式(5)得出,冲击度与稳态阻力、随机扰动阻力、加速度、速度、初始牵引速度有关。计算机仿真环境中获得冲击度数据较容易,但拖拉机在不平的土壤中行驶或作业时冲击度变化较大,若与换挡冲击相叠加就会造成较大的误差,随机性和不确定性大大增加,所以实车试验很难得到准确的换挡冲

击曲线。因此,若利用冲击度作为换挡品质评价指标并参与换挡控制策略的在线制定时,则会出现较大的误差,影响换挡品质。

### 1.3 换挡液压冲击

拖拉机在重载作业换挡时,冲击度实际上不能直接反映换挡品质。换挡离合器的分离与接合都是由压力油控制的,转矩传递的情况会时刻反映到换挡离合器油缸的压力波动,而不会受到随机载荷和牵引效率变化的影响,因此,换挡引起的离合器油缸压力波动可以直接反映扭矩传递的稳定性。文献[20]试验得到的换挡液压曲线,在1.7~1.9 s的滑摩与2 s之后引起的系统压力波动很容易检测到其准确值。

理想的换挡离合器作动压力如图1所示,分离离合器的压力降低和接合离合器的压力升高时序的合理控制能够完成动力交接,由于摩擦片和钢片之间存在滑差,在滑摩和接合时的摩擦扭矩会对换挡离合器油缸内的压力产生影响,接合规律不同产生的压力冲击不同。将分离离合器与接合离合器两压力曲线叠加,可以称之为动力换挡液压冲击, $P_b$ 表示前挡稳定工作压力, $P_a$ 表示后挡稳定工作压力, $t_0 \sim t_2$ 时段表示控制压力变化, $t_2$ 表示换挡离合器达到接合条件时刻, $t_2 \sim t_3$ 时存在微小的压力波动是由前面控制压力特征决定的。

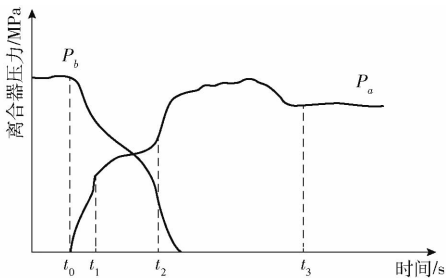


图1 换挡离合器作动压力

Fig.1 Shift clutch pressure

为了更好地描述换挡液压冲击,取压力变化幅值的标准差作为优化目标,将压力变化曲线分为 $t_2$ 前后两段,表示为

$$S_1 = \sqrt{\text{Var}(P_b - P_v(t))} \quad (t_0 \leq t \leq t_2) \quad (6)$$

$$S_2 = \sqrt{\text{Var}(P_a - P_v(t))} \quad (t_2 < t \leq t_3) \quad (7)$$

$$S = S_1 + S_2 \quad (8)$$

式中  $S_1, S_2$ ——两个阶段压力变化幅值的标准差

$S$ ——两个阶段压力变化幅值的标准差的和

$t_0$ ——换挡开始时刻, s

$t_3$ ——稳定传递扭矩时刻, s

$P_v(t)$ ——叠加压力曲线  $t$  时刻的值, MPa

根据系统主油压、电磁力、节流孔直径、阀芯质量等因素对换挡离合器油压特性的影响,得出各参

数最佳数值范围,对提高换挡品质有很大的帮助<sup>[21-23]</sup>。本文仿真不考虑调速阀、换挡离合器等部件的结构参数变化,以换挡液压冲击度(离合器压力)、滑摩功、输出转矩为优化目标,研究重叠时间、接合压力、换挡离合器主从动盘滑差对换挡品质的影响。

## 2 换挡离合器接合规律与换挡品质分析

### 2.1 基于换挡重叠时间的离合器接合规律与换挡品质研究

理想的换挡策略为恒扭矩输出控制,这要求接合和分离离合器要同时处于滑摩状态,平稳的交接和传递扭矩,同时对发动机油门进行相应的控制。可从换挡重叠时间和接合压力的角度研究换挡离合器的接合规律,按照不同的接合规律对系统进行换挡过程仿真,研究不同的换挡离合器接合规律对换挡特性的影响。通过仿真得出最佳的离合器接合规律,实现较好的换挡品质控制。

简化 PST 模型如图2所示,Ⅲ挡时离合器 C2、C4 接合,Ⅳ挡时离合器 C3、C4 接合,离合器 C2 分离、C3 接合完成换挡过程。

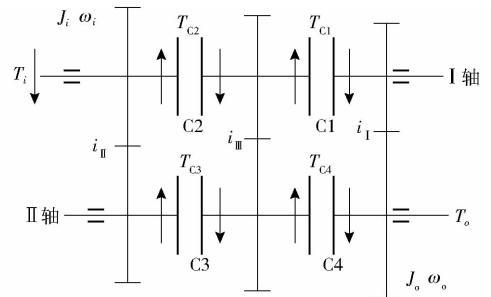


图2 简化的动力换挡变速器

Fig.2 Power transfer diagram of power shift transmission

由于升降挡的原理相同,以前进Ⅲ挡升Ⅳ挡为例对换挡过程进行分析,两个离合器扭矩传递的叠加时间就是换挡重叠,换挡重叠方式有3种,分别是换挡重叠时间过长(图3a)、换挡重叠时间过短(图3b)、换挡重叠时间最短(图3c)。

图3a中离合器C2的分离时间为 $t_2$ , $t_1 \sim t_2$ 内,离合器C3扭矩持续增加,所换入的Ⅳ挡传递到输出轴的功率,大于克服阻力矩 $T_o$ 和维持Ⅲ挡车速扭矩的功率,在转矩差 $T_{ex}$ 的作用下,拖拉机加速。离合器C2在 $t_2$ 时分离,因此转矩 $T_{ex}$ 的一部分被分流到Ⅲ挡,在功率传递回路中产生功率循环,并在 $t_2$ 时刻产生最大的循环功率

$$N_{cy\max} = (T_{C3\max} - T_o) \omega_o \quad (9)$$

式中  $N_{cy\max}$ ——循环功率最大值, W

$T_{C3\max}$ ——离合器C3转矩最大值, N·m

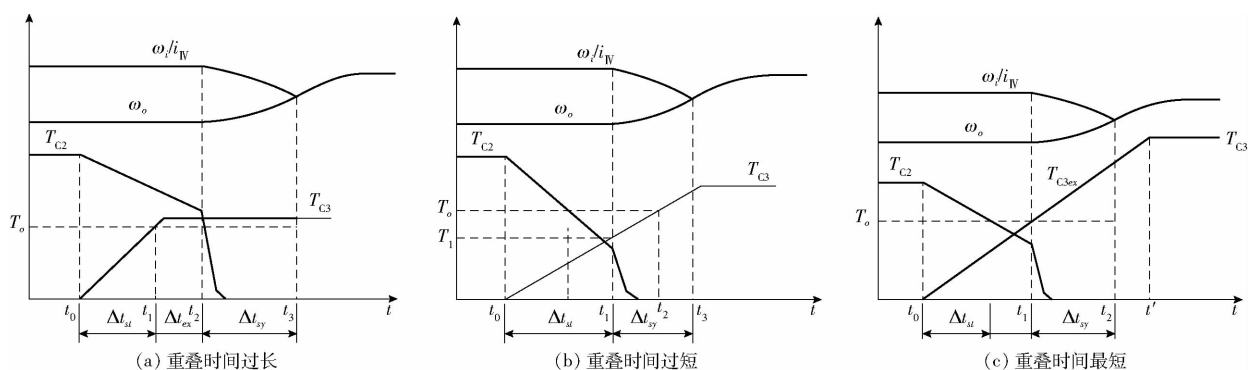


图3 基于换挡重叠时间的控制策略

Fig.3 Control strategy based on shift overlap time

$t_2$ 时刻之后,循环功率瞬间消失,导致  $T_{ex}$  全部输出到输出轴,因此输出轴会急剧加速,直到  $t = t_3$  时,  $\omega_i/i_{III} = \omega_o$ ,离合器 C3 的主从动盘同步结束进入接合状态。在这种情况下,离合器 C3 滑磨时间包括换挡重叠时间(包括功率循环时间)和转速同步时间  $t_0 \sim t_3$ ,因此,滑磨功表示为

$$W_{c+} = \int_{t_0}^{t_3} T_{C3} \omega_{C3} dt \quad (10)$$

式中  $T_{C3}$ ——离合器 C3 转矩,  $N \cdot m$

$\omega_{C3}$ ——离合器 C3 摩擦片相对角速度,  $rad/s$

图 3b 中,  $t_0$  时刻换挡开始,离合器 C3 开始滑磨。在  $t_1$  时刻使得离合器 C2 分离,此时离合器 C3 的滑磨转矩并没有达到输出轴阻力转矩  $T_o$ ,而是  $t_1$  时刻的转矩  $T_1$ ,输出转矩在此刻有急剧下降的趋势,但不会产生动力中断,随着滑磨的增加到  $t_3$  时刻时同步结束,主从动盘完全接合,  $\omega_i/i_{III} = \omega_o$ 。

图 3c 中,  $t = t_0$  时,离合器 C3 接合。离合器 C2 尚未分离而不滑转,离合器 C3 的摩擦转矩逐渐增大,带动输出轴加速旋转。此时发动机的一部分功率消耗在离合器 C3 的滑磨上,滑磨产生一些热量通过低温的液压油吸收。

$t_0 \sim t_1$  阶段,  $T_{C3}$  足以克服 III 挡的阻力,离合器 C2 的分离并不会引起拖拉机速度降低,因此 III、IV 两挡已经不需要继续同时工作,换挡重叠时间应当是  $T_{C3}$  到达输出转矩  $T_o$  的时间,即  $\Delta t_{sl}$ 。

离合器 C2 分离后,离合器 C3 的滑转角速度为

$$\omega_{C3} = \frac{\omega_i}{i_{IV}} - \omega_o \quad (11)$$

$t = t_1$  时,离合器 C2 的转矩到达分离点,离合器 C2 开始分离,随后  $T_{C2} = 0$ 。

$t_1 \sim t_2$  阶段,离合器 C3 转矩增加,与输出轴转矩  $T_o$  的差为

$$T_{ex} = T_{C3} - T_o \quad (12)$$

扭矩差  $T_{ex}$  会使拖拉机开始加速,但由于发动机超载工作,会引起发动机转速的暂时降低。

$t = t_2$  时,  $\omega_o = \omega_i/i_{IV}$ ,即离合器 C3 的主从动盘达到同步,同步时间为  $t_1 \sim t_2$ ,即  $\Delta t_{sy}$ 。此换挡过程中,离合器 C3 的滑磨时间包括换挡重叠时间和转速同步时间  $t_0 \sim t_2$ ,滑磨功为

$$W_{C3} = \int_{t_0}^{t_2} T_{C3} \omega_{C3} dt \quad (13)$$

对换挡重叠时间最短、换挡重叠时间延长和换挡重叠时间减少 3 种情况进行仿真,从滑磨功、换挡液压冲击力、输出扭矩 3 方面分析不同换挡策略的特点,结果如图 4 所示,图 4a 中,离合器状态值 0 表示离合器 C2 接合,1 表示离合器 C2、C3 滑磨,2 表示离合器 C3 接合。

图 4a 表示了离合器 C2、C3 在换挡时的状态,换挡品质评价如表 1 所示,分别是滑磨功、换挡液压冲击度( $S_2$ )和输出扭矩 3 项评价标准。电液控制的湿式换挡离合器换挡时间选取原则是尽可能短,减少换挡过程产生过多的摩擦热,减少换挡冲击,整个换挡过程 1 s 左右,是目前业界公认的合理换挡时间,本文选取的换挡重叠时间 0.2、0.3、0.5 s,是经过仿真后选取的 3 个有代表性的换挡重叠时间点,分别表示了换挡重叠时间不足导致的换挡冲击,换挡重叠时间适合和换挡重叠过度阐释摩擦热的情况。由图 4b 可知,换挡重叠时间为 0.2、0.3、0.5 s 时,对应的滑磨功最终值分别为 19 121.3、13 562.7、18 283.2 J,滑磨功并不是只与滑磨时间有关,还与滑磨功率有关。在换挡离合器滑磨过程中滑磨功越大产生的热量越多,干式离合器的散热性能差,因此操作不当引起的离合器表面烧结失效的现象时有发生,给车辆行驶造成了很大的安全隐患。而湿式离合器具有较好的散热性能,循环的液压油会吸收带走一部分离合器摩擦片滑磨产生的热量,实际应用中滑磨产生的热量会影响摩擦片的摩擦因数、压力油油膜厚度等,从而影响黏性转矩<sup>[24]</sup>,对换挡离合器输出扭矩造成一定的影响。

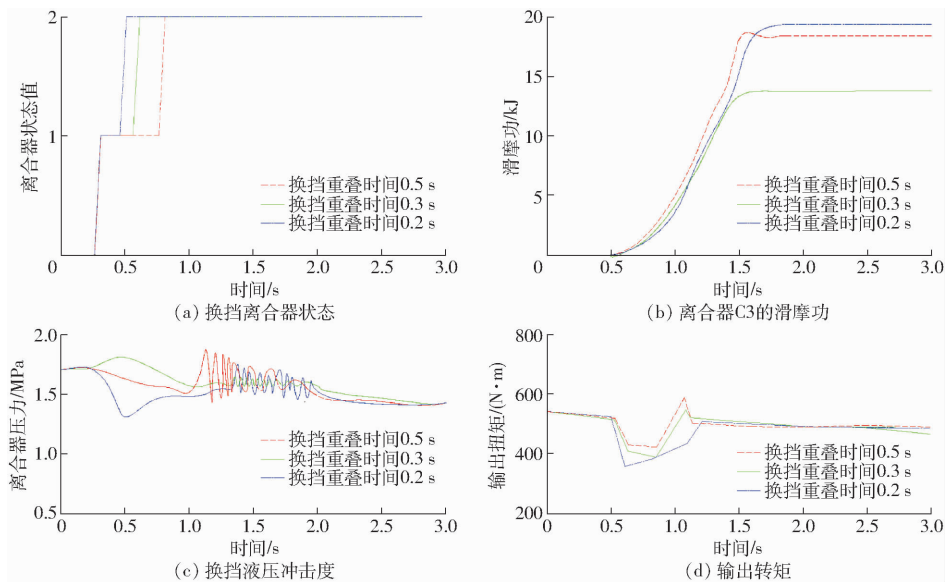


图4 不同换挡重叠时间的仿真曲线

Fig. 4 Simulation curves at different overlap time

表1 不同换挡重叠时间下换挡品质评价结果

Tab. 1 Shift quality evaluation result under different shifting overlap time

换挡重叠时间/s	滑摩功/J	换挡液压冲击度/MPa	输出扭矩/(N·m)
0.2	19 121.3	0.497	372.2
0.3	13 562.7	0.360	446.1
0.5	18 283.2	0.805	465.5

图4c中,换挡重叠时间为0.5s时,Ⅲ、Ⅳ两挡共同滑摩的时间较长,滑摩扭矩的不稳定性对换挡离合器油缸内的压力产生较大的影响,压力波动时间较长,峰值较大。而换挡重叠时间为0.2s时,离合器C2的压力下降较快,而离合器C3压力上升较慢,离合器C2滑摩时间较短,离合器C3滑摩时间较长,即换挡的后半段滑摩扭矩持续上升。换挡重叠时间为0.3s时,离合器油缸压力变化平滑,说明换挡质量较高。

在换挡重叠时间过短时(0.2s)扭矩下降较快,通过离合器C3滑摩较长时间才能恢复到换挡前的水平,扭矩的上升出现延迟,1.2s时恢复换挡前水平;而在换挡重叠时间过长时(0.5s),仿真曲线在0.95~1.15s时段内传递的扭矩大于输出扭矩,出现了功率循环,应避免这种情况的发生。

通过上述仿真分析,换挡重叠时间为0.3s时具有最佳的换挡品质,滑摩功与换挡液压冲击度达到最小值,输出扭矩变化不大,扭矩传递平稳。

## 2.2 基于接合压力的换挡离合器接合规律与换挡品质研究

接合压力是根据动力换挡主传动部分湿式离合器接合所需的力和湿式离合器接合面积确定,该力

是由车轮前进所需的驱动力产生。扭矩经过变速器主副传动装置、主减速器、最终传动3级增大,最终使车轮转动。

换挡重叠时间不足会加剧离合器C3的滑摩,而且会导致输出扭矩下降较大,影响拖拉机的作业效率,因此,换挡重叠时间的最佳范围为0.3~0.5s。如图5所示,在离合器C3升压 $P_1$ 的作用下,压力油迅速充满换挡离合器油缸,抵消换挡离合器回位弹簧的作用力,消除摩擦片与钢片之间的空行程,通常称 $P_1$ 为接合压力。当离合器C3的接合压力分别是 $P_1$ 、 $P_1'$ 和 $P_1''$ 时,作用在换挡过程也不尽相同,离合器C3油缸内部的压力变化和摩擦片滑摩功的仿真结果如图6所示。

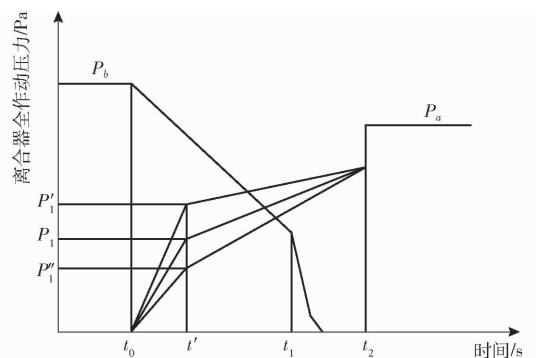


图5 不同接合压力下的换挡控制策略

Fig. 5 Shift control strategy with different combined pressure

图6a为固定换挡重叠时间为0.3s时,分别仿真了接合压力为0.63、0.40、0.28MPa时的离合器压力响应,换挡液压冲击度的计算结果如表2所示,图6b是对应的滑摩功仿真结果。接合压力偏高时(0.63、0.40MPa),滑摩出现较早,因此换挡冲击出现在靠前段,而压力为0.28MPa时,滑摩功产生略

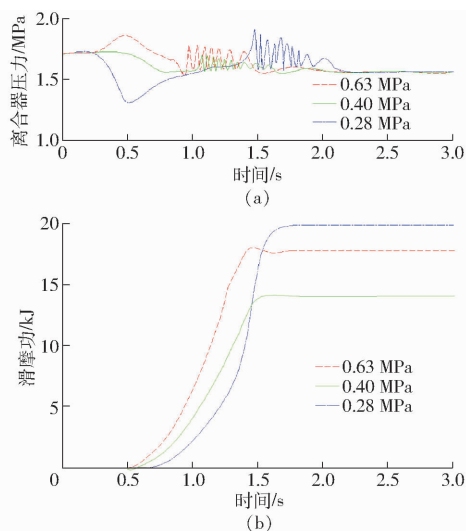


图 6 换挡重叠时间为 0.3 s 时不同接合压力对离合器压力和滑摩功的影响

Fig. 6 Effect of combined pressure on clutch pressure and sliding work at 0.3 s shifting

晚且上升缓慢,后期迅速升高,换挡液压冲击度在后期产生较大波动,当接合压力为 0.40 MPa 时  $S_2$  具有最小值 0.283 MPa,并且滑摩功达到最小值 14 003.1 J,如表 2 所示。

表 2 不同接合压力下换挡品质评价结果

Tab. 2 Shift quality evaluation result under different combined pressures

接合压力 $P_1$ /MPa	离合器 C3 滑差/ ( $r \cdot \min^{-1}$ )	滑摩功/ J	换挡液压 冲击度/ MPa	输出扭矩 ( $t = 0.6 s$ )/ ( $N \cdot m$ )
0.63	455.2	17 752.2	0.523	464.5
0.40	560.0	14 003.1	0.283	464.5
0.28	653.7	19 822.0	0.678	378.3

待接合离合器的滑差及其变化规律是影响扭矩传递平稳性的重要因素,间接影响动力换挡品质。理想的换挡离合器滑差目标轨迹如图 7 所示,换挡离合器主、从动盘的滑差变化规律应符合<sup>[25]</sup>:①刚接触时变换率不能过大,避免从动盘转速上升过快。②滑摩结束同步完成时刻滑差导数为 0,避免冲击。③滑摩经历的时间很大程度上决定了换挡时间,滑摩时间不能过高。④整个过程滑差曲线平滑。

图 5 中 3 种不同接合压力下产生的滑差仿真结果如图 8a 所示,接合压力越高,离合器 C3 产生的滑差越小,但就输出扭矩的仿真结果来看,0.63 MPa 和 0.40 MPa 的结果十分接近,说明接合压力为 0.40 ~ 0.63 MPa 时(滑差 455.2 ~ 560.0 r/min),扭矩的传递特征较稳定,而接合压力为 0.28 MPa 时,主从动盘之间的滑差达 653 r/min,扭矩有一定的降

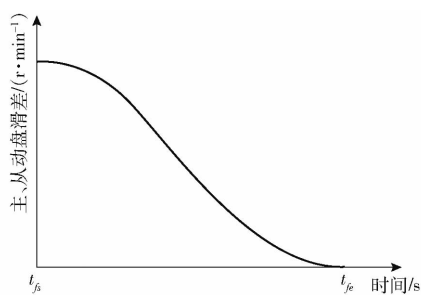


图 7 主、从动盘滑差目标轨迹

Fig. 7 Main and driven disc slip target trajectory

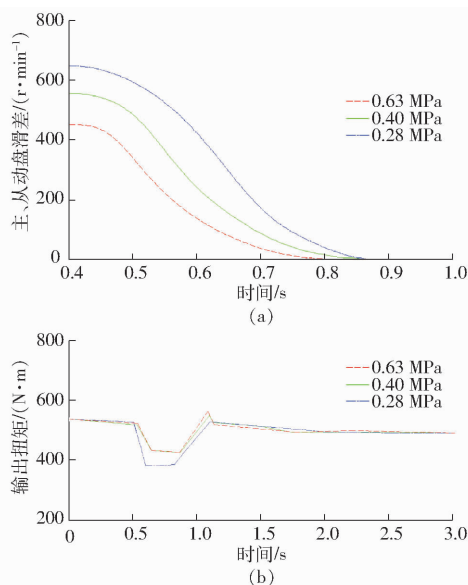


图 8 不同接合压力下换挡离合器滑差和输出扭矩的仿真曲线

Fig. 8 Simulation curves of shift clutch slip and output torque under different engagement pressures

低, $t' \sim t_2$ 段控制油压上升较快,扭矩持续上升,产生滑摩功较多。

通过对换挡离合器接合规律与换挡特性的研究,计算得到不同接合压力下的换挡品质评价结果(表 2),包括换挡离合器滑差、滑摩功、换挡液压冲击度和输出扭矩 4 个评价指标。接合压力越高,换挡离合器滑差越小,虽然换挡离合器滑差越小越好,但是接合压力为 0.40 MPa 时滑摩功和  $S_2$  具有最小值。而当接合压力在 0.40 ~ 0.63 MPa(离合器 C3 滑差 455.2 ~ 560.0 r/min)范围时,输出扭矩相同(464.5  $N \cdot m$ ,  $t = 0.6 s$ ),因此在综合考虑滑摩功、换挡液压冲击和输出扭矩 3 个指标后,确定接合压力为 0.40 MPa 时具有最佳换挡品质。

### 3 结论

(1)通过建立精确的拖拉机阻力数学模型,推导论证了冲击度的局限性,并提出了液压冲击度作为新的评价指标对拖拉机动力换挡品质进行衡量。

(2)对换挡离合器 3 种不同的换挡重叠时间的

换挡规律进行仿真,得到换挡重叠时间为 0.3 s 时具有最佳的换挡品质,滑摩功与换挡液压冲击度达到最小值,输出扭矩变化不大,扭矩传递平稳。

(3) 仿真了换挡离合器接合压力为 0.63、0.40、0.28 MPa 时的换挡过程,仿真曲线显示接合压力为 0.40 MPa 时具有最佳的换挡品质。

### 参 考 文 献

- [1] 贾云海. 多片湿式摩擦离合器的设计与性能研究[J]. 矿山机械, 2007, 35(3): 51 - 54.
- [2] 祝红青. 湿式离合器滑摩特性和热负荷特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.  
ZHU Hongqing. Study on slipping and thermal characteristics of wet clutch [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2012. (in Chinese)
- [3] 邱明明. 考虑动态特性的 DCT 双离合离合器接合过程多滑模控制方法研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2015.  
QIU Mingming. Study on multiple sliding mode control method for DCT dual clutch engagement with dynamic characteristics [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2015. (in Chinese)
- [4] 孔慧芳, 徐超, 鲍伟, 等. 基于粒计算优化的 DCT 车辆起步离合器模糊控制[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2015, 38(10): 1324 - 1327, 1362.  
KONG Huifang, XU Chao, BAO Wei, et al. Modified fuzzy control with granular computing for DCT vehicle launching clutch control[J]. Journal of Hefei University of Technology, 2015, 38(10): 1324 - 1327, 1362. (in Chinese)
- [5] 李超, 李天思, 刘奇芳, 等. 基于数据驱动的双离合器式自动变速器换挡过程控制[J]. 系统科学与数学, 2016, 36(8): 1081 - 1093.  
LI Chao, LI Tiansi, LIU Qifang, et al. Data driven-based shift control of dual-clutch transmission driven-based shift control of dual-clutch transmission[J]. Journal of Systems Science and Mathematical Sciences, 2016, 36(8): 1081 - 1093. (in Chinese)
- [6] 胡宏伟. 湿式自动离合器接合过程特性的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2008.  
HU Hongwei. Study on the characteristics of automatic wet clutch engagement process [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2008. (in Chinese)
- [7] SONG X, ZULKEFLI M, SUN Z, et al. Automotive transmission clutch fill control using a customized dynamic programming method[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 2011, 133(5): 502 - 506.
- [8] 胡建军, 李光辉, 伍国强, 等. 汽车起步过程离合器传递转矩精确计算分析[J]. 汽车工程, 2008, 30(12): 1083 - 1086.  
HU Jianjun, LI Guanghui, WU Guoqiang, et al. Accurate calculation of clutch torque transmission during vehicle starting[J]. Automotive Engineering, 2008, 30(12): 1083 - 1086. (in Chinese)
- [9] WALKER P D, ZHU B, ZHANG N. Nonlinear modeling and analysis of direct acting solenoid valves foreclutch control[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 2014, 136(5): 562 - 576.
- [10] 杨树军, 苑士华, 胡纪滨. 湿式离合器换挡过程动态特性[J]. 农业机械学报, 2005, 36(11): 44 - 47, 30.  
YANG Shujun, YUAN Shihua, HU Jibin. Study on dynamic performance in engagement process of wet clutch[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(11): 44 - 47, 30. (in Chinese)
- [11] 刘振军, 郝宏伟, 董小洪, 等. 湿式双离合自动变速器换挡控制与仿真分析[J]. 重庆大学学报, 2011, 34(1): 7 - 14.  
LIU Zhenjun, HAO Hongwei, DONG Xiaohong, et al. Shifting control and simulation of wet dual clutch transmission[J]. Journal of Chongqing University, 2011, 34(1): 7 - 14. (in Chinese)
- [12] MENG Fei, CHEN Huiyan, ZHANG Tao, et al. Clutch fill control of an automatic transmission for heavy-duty vehicle applications[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015, 64(12): 16 - 28.
- [13] 孟飞, 陶刚, 陈慧岩. 自动变速器电液比例换挡阀动态响应特性的研究[J]. 汽车工程, 2013, 35(3): 229 - 233.  
MENG Fei, TAO Gang, CHEN Huiyan. A study on the dynamic response characteristics of electro-hydraulic proportional valve for the shift of automatic transmission[J]. Automotive Engineering, 2013, 35(3): 229 - 233. (in Chinese)
- [14] PINTE G, DEPRAETERE B, SYMENS W, et al. Iterative learning control for the filling of wet clutches[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24(7): 1924 - 1937.
- [15] 王光明, 朱思洪, 史立新, 等. 拖拉机液压机械无级变速箱换挡控制优化与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(18): 51 - 59.  
WANG Guangming, ZHU Sihong, SHI Lixin, et al. Experimental optimization on shift control of hydraulic mechanical continuously variable transmission for tractor[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(18): 51 - 59. (in Chinese)
- [16] 陆中华, 程秀生, 冯巍. 湿式双离合自动变速器的升档控制[J]. 农业工程学报, 2010, 26(5): 132 - 136.  
LU Zhonghua, CHENG Xiusheng, FENG Wei. Up-shift control in wet double clutch transmission[J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(5): 132 - 136. (in Chinese)
- [17] 邹宏, 段剑锐, 姚进. 工程车辆传动系统换挡冲击度分析与仿真[J]. 机械传动, 2017(7): 148 - 154.  
ZOU Hong, DUAN Jianrui, YAO Jin. Analysis and simulation of shifting impact of transmission system of engineering vehicle [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017(7): 148 - 154. (in Chinese)
- [18] 曹青梅. 拖拉机 PST 控制系统关键技术研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2018.  
CAO Qingmei. Research on key technology of tractor power shift transmission control system [D]. Xian: Xian University of Technology, 2018. (in Chinese)
- [19] 方在华, 周志立, 杨铁皂, 等. 正态随机载荷的计算机仿真[J]. 河南科技大学学报(自然科学版), 2000, 21(1): 1 - 2.  
FANG Zaihua, ZHOU Zhili, YANG Tiezao, et al. Computer simulation for normal random load[J]. Journal of Henan University of Science Technology (Natural Science), 2000, 21(1): 1 - 2. (in Chinese)

- [9] TAMANI K, BOUKEZZOULA R, HABCHI G. Multi-objective supervisory flow control based on fuzzy interval arithmetic: application for scheduling of manufacturing systems[J]. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 2011, 19(5):1371 – 1383.
- [10] 宁小波, 陈进, 李耀明, 等. 联合收获机前进速度模糊控制系统多目标遗传优化[J]. *农业机械学报*, 2015, 46(5):68 – 74.  
NING Xiaobo, CHEN Jin, LI Yaoming, et al. Multi-objective genetic algorithm optimization of forward speed of fuzzy control system for combine harvester[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2015, 46(5):68 – 74. (in Chinese)
- [11] NGUYEN S D, VO H D, SEO T. Nonlinear adaptive control based on fuzzy sliding mode technique and fuzzy-based compensator[J]. *ISA Transactions*, 2017, 70:309 – 321.
- [12] BEGNINI M, BERTOL D W, MARTINS N A. A robust adaptive fuzzy variable structure tracking control for the wheeled mobile robot: Simulation and experimental results[J]. *Control Engineering Practice*, 2017, 64:27 – 43.
- [13] MIRZAJANI S, AGHABABA M P, HEYDARI A. Adaptive T – S fuzzy control design for fractional-order systems with parametric uncertainty and input constraint[J]. *Fuzzy Sets and Systems*, 2019, 365:22 – 39.
- [14] EDALATI L, KHAKI S A, ALIYARI S M, et al. Adaptive fuzzy dynamic surface control of nonlinear systems with input saturation and time-varying output constraints[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 100:311 – 329.
- [15] 唐志军. 采用模糊自适应控制的 MMC 环流抑制策略[J]. *福州大学学报(自然科学版)*, 2019, 47(5):624 – 629.  
TANG Zhijun. MMC circulating current suppressing strategy with fuzzy adaptive control[J]. *Journal of Fuzhou University (Natural Science Edition)*, 2019, 47(5):624 – 629. (in Chinese)
- [16] LIN M. A highly precise frequency-based method for estimating the tension of an inclined cable with unknown boundary conditions[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 409:65 – 80.
- [17] FABIEN T. Finite element modeling of temperature load effects on the vibration of local modes in multi-cable structures[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 413:191 – 204.
- [18] 李利军. 斜拉索风雨振分析及磁流变阻尼器减振应用研究[D]. 西安:长安大学, 2005.  
LI Lijun. Analysis of wind-induced vibration of stay cables and application of magnetorheological damper vibration reduction [D]. Xi'an: Chang'an University, 2005. (in Chinese)
- [19] JOHNSON E A. Semiactive damping of a stay cables; a preliminary study[C]// *Proceedings of the 17th International Model Analysis Conference (IMAC XVII)*. Society for Experimental Mechanics, Bethel, Connecticut, 1999: 417 – 423
- [20] 牛培峰, 孟凡东, 陈贵林, 等. 直接型自适应模糊控制器的设计及其在汽温控制中的应用[J]. *动力工程学报*, 2010, 30(1):22 – 26.  
NIU Peifeng, MENG Fandong, CHEN Guilin, et al. Design of direct adaptive fuzzy controller and its application for steam temperature control[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2010, 30(1):22 – 26. (in Chinese)
- [21] 王立新. 模糊系统与模糊控制教程[M]. 北京:清华大学出版社, 2003.
- [22] 孙捷超, 冯志敏, 董凯, 等. MR 阻尼器瞬态温度场的多场耦合仿真及试验[J]. *船舶工程*, 2017, 39(2): 32 – 36.  
SUN Jiechao, FENG Zhimin, DONG Kai, et al. Multi-field coupling simulation and test on transient temperature field of MR damper[J]. *Ship Engineering*, 2017, 39(2): 32 – 36. (in Chinese)

(上接第 556 页)

- [20] 王硕. 工程车辆变速器电液换挡控制系统研究[D]. 镇江:江苏大学, 2017.  
WANG Shuo. Research on electric-hydraulic shift control system of off-road vehicle transmission [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2017. (in Chinese)
- [21] 胡松华, 孙保群, 汪韶杰. 双离合自动变速器电液控制供液系统研究[J]. *机械工程与自动化*, 2016(5):37 – 39.  
HU Songhua, SUN Baoqun, WANG Shaojie. Study of liquid feed system for EHC of dual-clutch transmission[J]. *Mechanical Engineering and Automation*, 2016(5):37 – 39. (in Chinese)
- [22] TANELLI M, PANZANI G, SAVARESI S M, et al. Transmission control for power-shift agricultural tractors: design and end-of-line automatic tuning[J]. *Mechatronics*, 2011, 21(1):285 – 297.
- [23] 薛山, 张文明, 乔桂玲. 矿用汽车换挡离合器结构和工作原理及电液控制油路的研究[J]. *矿业研究与开发*, 2009, 29(4):45 – 49.  
XUE Shan, ZHANG Wenming, QIAO Guiling. Study on the structure and working principle of shifting clutch and the oil circuit of its electro-hydraulic control system for a mine truck[J]. *Mining Research and Development*, 2009, 29(4):45 – 49. (in Chinese)
- [24] 李乐, 李明洋, 王立勇. 湿式换挡离合器接合过程黏性转矩计算研究[J]. *润滑与密封*, 2017, 42(12):89 – 95.  
LI Le, LI Mingyang, WANG Liyong. Viscous torque calculation for engaging process of wet shifting clutch[J]. *Lubrication Engineering*, 2017, 42(12):89 – 95. (in Chinese)
- [25] YOKOYAMA M. Sliding mode control for automatic transmission systems [J]. *Journal of the Japan Fluid Power System Society*, 2008, 39(1):34 – 39.