

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.11.047

拖拉机动力换挡变速器换挡特性与控制策略研究

席志强^{1,2} 周志立² 张明柱² 曹青梅¹

(1. 西安理工大学机械与精密仪器工程学院, 西安 710048; 2. 河南科技大学车辆与交通工程学院, 洛阳 471003)

摘要: 拖拉机动力换挡变速器通过控制多组湿式摩擦离合器之间的转矩传递来实现不停车换挡,具有不会因超载使发动机熄火、起步性能好、能降低外载荷突然变化所引起的传动系统振动与冲击等优点。换挡离合器的分离与接合时序是影响拖拉机换挡平顺性和操作舒适性的关键因素。本文研究了换挡过程动态特性分析方法,引入变速器输出转速和输出转矩作为拖拉机生产率 and 动力性的评价指标,弥补了传统换挡品质指标不能对拖拉机性能进行评价的不足。运用动力学原理构建动力换挡变速器模型,研究了不同换挡重叠时间下的离合器载荷、滑摩功与功率特性,确定了动力换挡变速器换挡品质的控制方法及控制策略。提出以动力换挡变速器输出转速变化幅值为指标来优化换挡重叠时间与离合器接合油压,通过仿真验证了拖拉机换挡过程中离合器控制策略的有效性。仿真结果表明,通过该优化算法所选择的换挡参数受拖拉机牵引载荷变化影响较小,变速器输出转速过渡平稳,可减少负向输出转矩的产生,避免换挡过程中拖拉机减速或动力传递中断,提高了换挡品质。

关键词: 拖拉机; 动力换挡变速器; 换挡特性; 控制策略

中图分类号: S232.3; S24 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)11-0350-08

Shift Characteristics and Control Strategy of Powershift Transmission on Tractor

Xi Zhiqiang^{1,2} Zhou Zhili² Zhang Mingzhu² Cao Qingmei¹

(1. College of Mechanical and Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China

2. College of Vehicle and Traffic Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

Abstract: Through control of the torque transfer among several groups of wet friction clutch to realize gear shift in traveling, powershift transmission of tractor has a series of advantages, such as the engine will not flameout when overloaded, good starting performance, reducing the vibration and shock of transmission system caused by suddenly load changes. The separation and joint timing of the gear-shift clutch is the key factor that affects the shifting smoothness and operating comfort of the tractor. The dynamic properties analysis method of the shift process was studied. It introduced transmission's output speed and output torque as indexes to evaluate the productivity and power of tractor, which made up for the deficiency of traditional shift quality indexes cannot evaluate the performance of the tractor. Based on the dynamic principle, the transmission system model of the power shift tractor was constructed. The dynamic characteristics of the shift process were analyzed to research the load and power flow of clutch. The control method and control strategy of power-shift transmission's shift quality were determined. Taking the output speed variation amplitude as index to optimize shift overlap time and contact oil pressure of the clutch. The control strategy of clutch was verified by simulation. The simulation results showed that the gearshift parameters chosen with the optimization algorithm were less affected by the change of tractor traction load, and the transmission output speed was transitioned smoothly. It can reduce the negative

收稿日期: 2016-07-01 修回日期: 2016-09-23

基金项目: 国家自然科学基金项目(51375145)、河南省重点科技攻关计划项目(102102210165)和洛阳市重大科技专项(1001001A)

作者简介: 席志强(1982—),男,博士生,河南科技大学讲师,主要从事车辆传动系统控制技术研究,E-mail: sseekk@126.com

通信作者: 周志立(1957—),男,教授,博士生导师,主要从事车辆动力传动系统设计理论及方法研究,E-mail: zzli@mail.haust.edu.cn

output torque generated, which avoided tractor deceleration or power transfer interruption during gearshifting, and improved the shift quality.

Key words: tractor; powershift transmission; shift characteristics; control strategy

引言

动力换挡变速器 (Powershift transmission, PST) 综合了机械传动与液压控制的优点, 不但具有传动效率高、结构简单的优点, 而且在换挡过程中动力不中断, 可提高拖拉机的动力性和换挡品质。PST 借助于多组摩擦元件进行换挡, 不需要分离主离合器, 且所要切换挡位齿轮组的圆周速度不必同步, 因此可减少换挡时间和操纵力, 消除传统机械式变速器在换挡过程中所造成的主离合器急剧滑转、发动机超载、工况稳定性被破坏、传动机构上产生较大动载荷等各种不足, 在目前国外大中功率拖拉机上得到广泛应用。动力换挡变速器一般具有 18 ~ 40 个前进挡, 最高行驶速度可达到 40 ~ 50 km/h^[1-2], 提高了发动机功率利用率以及变速器的速比范围。

目前拖拉机设计通常利用数学建模的方法来预测和评估新型传动技术性能^[3-8], 分别采用不同方法和不同工具对拖拉机传动的功能部件和控制系统进行了建模和性能仿真, 能高效快速分析传动系统控制策略的优劣, 降低生产成本。如王东青^[9]利用 Dymola 软件建立动力换挡拖拉机整车模型, 对控制系统功能进行了仿真分析。郁飞鹏^[10]引入电液比例控制技术, 基于 Matlab/Simulink 软件对拖拉机动力换挡离合器油压上升曲线进行了仿真。朱思洪等^[11-12]通过台架试验方法对动力换挡变速器液压系统特性进行了分析。但这些研究均未对拖拉机动力换挡变速器的换挡品质设计提出较为有效的优化方法。

本文建立用于动力换挡拖拉机换挡特性分析与控制策略研究的动力学模型。重点研究拖拉机传动系统动力学建模以及换挡时间与接合压力的优化控制。仿真模型主要用于分析不同换挡重叠时间与离合器接合压力下的变速器输出特性。通过拖拉机换挡过程仿真来评估换挡品质, 并验证离合器控制策略的有效性。

1 换挡特性分析方法

为研究控制策略对换挡品质的影响, 将不同换挡过程所引起的变速器输出特性的变化称为换挡特性。换挡特性可通过以下几个指标来分析。

1.1 换挡冲击度

换挡冲击度表现为拖拉机纵向加速度的变化特

性, 即

$$j = \frac{da}{dt} = \frac{d^2v}{dt^2} \quad (1)$$

式中 j ——拖拉机冲击度, m/s³

v ——拖拉机速度, m/s

a ——拖拉机纵向加速度, m/s²

冲击度反映换挡平顺性, 冲击度越大, 离合器接合时的转矩变化率越高, 驾驶员感受到的顿挫感越强, 平顺性越差。

1.2 滑摩功

换挡时, 换挡离合器的主动和从动元件由开始接合到两者达到同步转速为止的整个过程中, 主动与从动元件处于滑磨状态, 因而会产生滑摩功, 即

$$W_{fc} = \int_0^{t_j} T_c \Delta\omega_c dt \quad (2)$$

式中 W_{fc} ——滑摩功, J

T_c ——离合器摩擦转矩, N·m

$\Delta\omega_c$ ——离合器主从摩擦片相对角速度, rad/s

t_j ——滑磨结束时间, s

滑摩功的大小与接合油压及其增长特性、主动与从动元件接合时的初始角速度、摩擦转矩及其变化规律、摩擦因数等因素有关。滑摩功过大会使摩擦片发热和磨损, 影响离合器的性能和使用寿命。

1.3 变速器输出转矩

动力换挡变速器换挡时间不合理会导致变速器输出转矩过小或中断, 影响动力性。因此需要引入输出转矩作为量化指标来评价换挡策略的优劣。为使换挡过程中动力不中断, 要求通过换挡离合器所传递的转矩大于输出轴负载转矩, 即

$$T_{s1} + T_{s2} > T_{zu} \quad (3)$$

式中 T_{s1} 、 T_{s2} ——通过两轴换挡离合器所传递的摩擦转矩, N·m

T_{zu} ——负载转矩, N·m

1.4 变速器输出转速

由于拖拉机田间作业时载荷较大, 如果换出挡离合器分离过早, 而换入挡此时尚未完全接合, 会造成拖拉机速度降低, 甚至停车, 影响拖拉机生产率。当拖拉机再次加速至工作速度, 会使离合器产生较大的滑摩功, 并使拖拉机发生运动冲击。因此需要通过输出转速变化来评价换挡品质, 升挡过程中输出转速降低幅度越小, 转速变化越平稳, 换挡品质越好, 拖拉机生产率越高。与原有的换挡指标相比, 变

速器输出转速可对拖拉机生产率进行评价。

2 动力换挡变速器结构与建模

典型的动力换挡拖拉机传动系结构如图 1 所示,采用主副变速串联的组成式传动结构,主要由主变速动力换挡区 I、动力换向区 II、爬行挡与正常挡模式选择区 III 和副变速换段区 IV 4 部分构成。其中主变速根据 4 个多片湿式换挡离合器的不同接合状态,可构成 4 个动力换挡挡位(LL/L/M/H),由电控液压系统根据换挡策略自动切换。副变速分为 6 个速度区段,由手动操纵同步器换段。正常情况下,可构成 24F+24R 个挡位,在爬行挡作用下,5/6 段同步器闭锁,可获得 16F+16R 个挡位,行驶速度范围为 0.3~50 km/h。

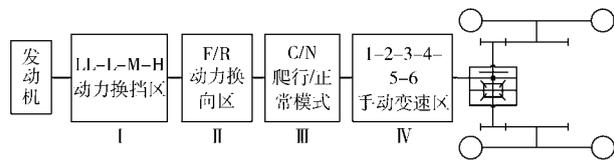


图 1 动力换挡拖拉机传动系结构图

Fig. 1 Drive train structure diagram of tractor with powershift transmission

PST 传动简图如图 2 所示,图中:A、B、C、D 为 4 个湿式换挡离合器; J_i 和 J_{zu} 分别为主变速动力换挡区域主动部分和从动部分分别换算到轴 S1 和轴 S2 上的转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$; T_i 和 T_{zu} 分别为发动机转矩与动力换挡区域输出转矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; ω_i 和 ω_{zu} 分别为动力换挡区域输入轴与输出轴转速, rad/s ; T_{ca} 、 T_{cb} 、 T_{cc} 、 T_{cd} 分别为各换挡离合器摩擦转矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; i_H 、 i_M 、 i_{LL} 分别为动力换挡区域 H 挡、M 挡以及 LL 挡传动比。为尽可能真实地反映动力换挡变速器换挡过程,在保证模型精度较高的同时具有较高的动态稳定性和计算速度,对模型进行一定的简化,变速器轴简化为集中质量模型。由于副变速为手动变速,在驾驶员选定工作速度区段、行驶方向、正常或爬行模式后,可认为图中 II/III/IV 区以及其后的中央传动、差速器、最终传动具有固定的传动比,刚性连接到传动系统中,因此只需要分析动力换挡区在不同控制策略下的输出转矩、滑摩功与冲击度变化,即可对换挡品

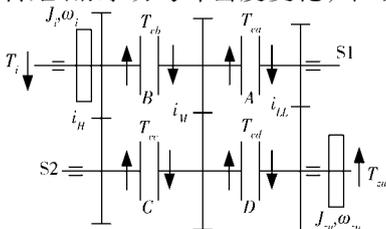


图 2 动力换挡变速器传动简图

Fig. 2 Power transfer diagram of powershift transmission

质进行评价。建模中不考虑发动机和摩擦元件的非线性特性、齿轮间隙、液压系统的迟滞性以及各零部件的弹性变形等因素。

3 PST 换挡过程动力学分析

PST 换挡需要变速器控制系统采集当前挡位、发动机转速、油门开度、拖拉机速度、制动信号等,根据换挡策略向离合器执行元件发出相应指令。为使换挡过程中拖拉机动力不中断,需要通过挡位重叠的方式来安排换挡时序。挡位重叠时间不合理会造成传动系统出现较大的动载荷,使摩擦元件严重磨损。因此合理安排换挡离合器分离与接合时间是提高换挡品质的重要因素。

由于升降挡原理相同,以 M 挡升 H 挡为例进行换挡过程分析,按照挡位重叠时间长短可分为两种换挡方案。换挡过程中,离合器 D 保持接合状态不变,离合器 B 分离,离合器 C 接合。

3.1 挡位重叠时间最短的换挡方案(方案 a)

换挡过程分为两个阶段。换挡过程中离合器转矩以及变速器输入、输出转速变化如图 3 所示。

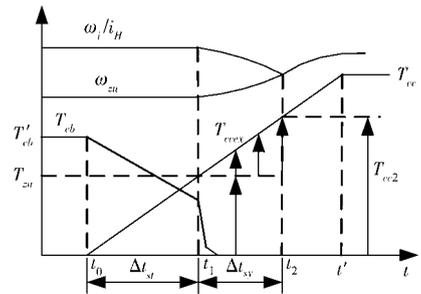


图 3 最短重叠时间,升挡时离合器转矩及变速器输入输出转速变化曲线

Fig. 3 Curves of clutch torque and input/output speed of powershift transmission in optimal gear shift overlap time

(1) 第 1 阶段

$t = t_0$ 时,离合器 C 接合,换挡开始。离合器 B 尚未分离而不滑转,离合器 C 摩擦转矩将加速 S2 轴运动。未分离的 M 挡承受一部分载荷,此时拖拉机速度仍相当于 M 挡时速度,发动机部分功率消耗在离合器 C 的滑转上。

根据换挡离合器转矩作用方向,轴 S1 和 S2 的动力学方程为

$$T_i - \frac{T_{cc}}{i_H} - T_{cb} = J_i \frac{d\omega_i}{dt} \quad (4)$$

$$T_{cc} + T_{cb}i_M - T_{zu} = J_{zu} \frac{d\omega_{zu}}{dt} \quad (5)$$

第 1 阶段开始时, T_{cc} 为零, $T_{cb} = T'_{cb}$ 。随后离合器 C 逐步接合,离合器 C 转矩变化为

$$T_{cc} = c_c t \quad (6)$$

式中 c_c ——离合器 C 转矩增长速度, $\text{N}\cdot\text{m}/\text{s}$

则离合器 B 的转矩变化为

$$T_{cb} = T_i - \frac{T_{cc}}{i_H} = T'_{cb} - \frac{c_c t}{i_H} \quad (7)$$

其中

$$T'_{cb} = T_{i0} = T_{zu}/i_M$$

式中 T'_{cb} ——换挡开始时离合器 B 转矩初始值, $\text{N}\cdot\text{m}$

当 $t = t_1$, $T_{cc} = T_{zu}$ 时, 第 1 阶段结束。离合器 B 分离, $T_{cb} = 0$ 。

第 1 阶段结束时, T_{cc} 足以克服 H 挡工作时的阻力, 离合器 B 分离并不会引起拖拉机速度降低。从保证功率流不中断的角度出发, 两挡此时已不需要继续同时工作, 过多的重叠将引起功率循环的发生以及离合器滑转的增加。因此, 最短的挡位重叠时间应等于 T_{cc} 从零增加到 T_{zu} 的时间。由式(6)可得

$$\Delta t_{st} = \frac{T_{zu}}{c_c} \quad (8)$$

式中 Δt_{st} ——最短挡位重叠时间, s

挡位重叠时间最短的特点是两个并行的功率流通过 M 挡和 H 挡, 将发动机动力传递到动力换挡变速器的输出轴而不产生功率循环。

(2) 第 2 阶段

$t = t_1$, 第 2 阶段开始, 离合器 B 已分离, 离合器 C 的相对滑转速率为

$$\omega_{crv} = \frac{\omega_i}{i_H} - \omega_{zu} \quad (9)$$

式中 ω_{crv} ——离合器 C 摩擦片相对转速, rad/s

$t > t_1$ 时, 随着离合器 C 接合, 在载荷不变的条件下, 转矩 $T_{cc} > T_{zu}$, 其转矩差为

$$T_{ccex} = T_{cc} - T_{zu} \quad (10)$$

在转矩 T_{ccex} 作用下, 拖拉机开始加速, 此时由于发动机在超载下工作, 会引起发动机转速的降低。

$t = t_2$ 时, ω_{zu} 和 ω_i 的变化使离合器 C 的主动与从动部分转速相等, 即主动与被动同步, 同步过程持续时间 $\Delta t_{sy} = t_2 - t_1$ 。

此阶段只有通过 H 挡的功率流由轴 S1 传至 S2。

换挡过程中, 离合器 C 的滑摩功为

$$W_{fca} = \int_{t_0}^{t_2} T_{cc} \omega_{crv} dt \quad (11)$$

从图 3 的离合器转矩变化曲线可看出, 同步过程结束越快, T_{cc} 值越小, 即在换挡时动载荷越小。如果作业过程中, 拖拉机的载荷较大, 即 T_{zu} 较大时, 第 1 阶段重叠时间 Δt_{st} 增加, 时间间隔 $(t' - t_1)$ 也相应减小。在此情况下, 同步过程于 $t > t'$ 时结束, 即主变速的动载荷与离合器 C 的最大摩擦转矩相适应, 离合器 C 同步过程终止。第 2 阶段结束后, 拖

拉机过渡到稳定的运动状态。

3.2 挡位重叠时间增加的换挡方案(方案 b)

此换挡方案包括 3 个阶段, 挡位重叠时间延长, 换挡过程离合器转矩以及变速器输入输出转速变化如图 4 所示。

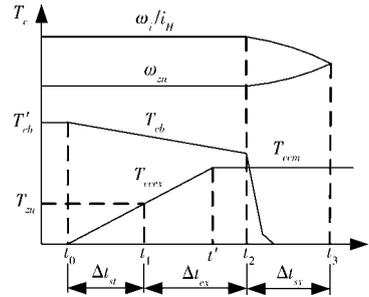


图 4 延长挡位重叠时间下的离合器转矩和变速器输入输出转速变化曲线

Fig. 4 Curves of clutch torque and input/output speed of powershift transmission in exceeded gear shift overlap time

第 1 阶段: 挡位重叠时间最短阶段。这一阶段与方案 a 第 1 阶段基本符合, 区别在于此阶段结束时, 离合器 B 不分离, 即当 $t > t_1$ 时, 挡位继续重叠。

第 2 阶段: 过多的挡位重叠阶段。在挡位重叠时间不随拖拉机阻力变化时, 有可能在某种载荷条件下出现挡位重叠时间延长的情况。实际上最短的挡位重叠时间是根据阻力矩的降低而减小的可变值。因此, 当 Δt_{st} 固定不变时, 便会造成挡位重叠时间增加, 出现第 2 阶段。在 $t = t_1$, 转矩 T_{cc} 达到 T_{zu} 时, 该阶段开始, 而在 $t = t_2$, M 挡离合器 B 分离后, 此阶段结束, 即增加的重叠时间为 $\Delta t_{ex} = t_2 - t_1$ 。

当 $t > t_1$ 时, 转矩 T_{cc} 继续增加, 所换入的 H 挡传递到从动轴 S2 的功率, 比克服阻力矩 T_{zu} 和保证拖拉机速度为 M 挡速度所需要的功率大, 在转矩 T_{ccex} 作用下, 拖拉机将加速。而此时 M 挡离合器 B 尚未分离, 因此转矩 T_{ccex} 被分流到仍处于接合状态的 M 挡上, 使轴 S1 和轴 S2 以及 M 挡和 H 挡所组成的变速器功率传递回路中, 产生功率循环。

循环功率随转矩 T_{cc} 的增长而增加, 其最大值为

$$N_{cymax} = (T_{ccm} - T_{zu}) \omega_{zu} \quad (12)$$

式中 N_{cymax} ——循环功率最大值, W

T_{ccm} ——离合器 C 转矩最大值, $\text{N}\cdot\text{m}$

在产生功率循环时, 离合器 B 尚未分离, 也不发生滑转, 消除了拖拉机在挡位重叠过程中加速的可能性。

第 3 阶段: 仅在换入的 H 挡工作。此阶段与方案 a 相比, 特点是在 M 挡到 H 挡的过渡过程增加了过多的挡位重叠时间 Δt_{ex} 。 $t = t_2$ 时, 此阶段开始, 随着 T_{cc} 的增加, 循环功率达到最大值 N_{cymax} 。当离合

器 B 分离, 功率循环消失后, 从动轴 $S2$ 将急剧加速。

$t = t_3$ 时, 离合器 C 同步结束, $\Delta t_{sy} = t_3 - t_2$ 。

在离合器 C 接合过程中, 所产生的滑摩功为

$$W_{fcb} = \int_{t_0}^{t_3} T_{cc} \omega_{crv} dt \quad (13)$$

图 5 为不同换挡重叠时间下的输出转矩和滑摩功仿真结果。由图可看出, 如果重叠时间过短, 将使输出转矩小于阻力矩, 使拖拉机出现减速, 离合器 C 摩擦片打滑, 产生较大的滑摩功。相反如果重叠时间过长, 则会产生过多的挡位重叠, 从而出现功率循环现象, 使换挡平顺性恶化, 也会使离合器滑摩功增加, 产生过度磨损。因此需要合理选择重叠时间, 以防止在耕地等大载荷作业时拖拉机速度降低过大。而且为保证换挡的平稳性, 还需要能够调节离合器的接合油压。

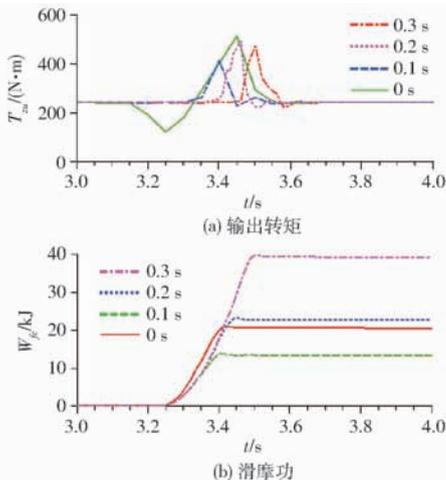


图 5 不同换挡重叠时间下的输出转矩与滑摩功仿真曲线

Fig. 5 Output torque and sliding friction work curves at different overlap time

从以上两种换挡方案的分析中可知, 方案 a 最优的挡位重叠时间能保证得到较好的换挡指标, 发动机转矩变化与滑摩功较小, 动力换挡过程中不存在功率循环。但由于这种方案必须保证挡位重叠时间与阻力矩的变化相适应, 还要考虑用发动机去制动拖拉机的可能性等, 要实现这种换挡方案, 在控制系统结构设计上较为困难。

在采用方案 b 时, 通常在轴 $S2$ 上作用有离合器 C 的最大摩擦转矩, 在工作载荷较小时, 动载系数与方案 a 比较具有较大数值。而且由于换挡重叠时间的增加, 方案 b 中离合器滑摩功也将增大。但这种保持挡位重叠时间固定不变的换挡控制方式, 可通过适当强度的离合器滑摩, 有效减少换挡过程中变速器输出转速与转矩波动, 在保证发动机动力传递不中断的基础上, 使控制系统结构更为简单。

因此, 综合两方案的优缺点, 对于作业工况下的拖拉机, 在选择换挡控制方式时, 挡位重叠时间应兼顾控制系统结构以及动力传递的需要, 选择接近于最短重叠时间 Δt_{st} 的最优值。

4 控制策略设计

离合器接合或分离时的压力值变化可通过电磁阀的输入电流与输出油压之间的关系来计算。由于离合器接合过程中的滑摩功转化为热量所引起的零件温度变化、摩擦片表面磨损以及旋转速度等无法准确检测, 只能通过构建开环控制系统的方法来调节电磁阀的输出压力特性以获取较为理想的换挡特性。

以 M 挡换 H 挡为例, 换挡时离合器的油压特性曲线如图 6 所示。驾驶员或变速器自动控制系统在 t_0 时刻发出换挡指令后, 打开离合器 C 的电磁阀, 使液压油快速充满离合器 C 的油缸, 并在 t_1 时刻达到推动活塞接触摩擦片时的压力 p_{cr} , 随着油压继续增加, 离合器 C 开始传递转矩, 此时处于换挡重叠阶段。在 t_2 时刻离合器 B 分离, 系统油压逐步提升, 使离合器 C 完全接合。为保证离合器在传递转矩过程中有一定的转矩储备, 防止遇到突发载荷时离合器打滑, 离合器油压稳定在最大值, 该值由液压系统油路压力控制阀来控制。系统油压变化在 $0 \sim 2$ MPa 之间, 初始阶段 p_{cr} 约为 0.4 MPa, 压力提升阶段 p_{cf} 大约可达到 1.8 MPa, 最后阶段攀升至 p_{ms} 为 2 MPa。

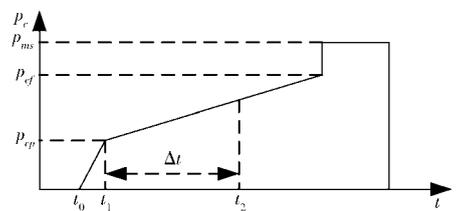


图 6 换挡离合器油压特性曲线

Fig. 6 Master pressure property curves of gearshift clutch

图 7 所示为不同换挡重叠时间与不同接合油压下的输出转速变化特性。由图可看出, 转速曲线呈不规则分段线性, 在换挡初期根据重叠时间与接合油压大小出现较大负向波谷, 会使拖拉机速度降低, 影响生产率。而在后期则出现小幅振荡, 影响换挡平稳性。为获得较好的换挡品质, 使换挡时变速器输出转速呈平滑斜坡变化, 需要对接合油压与重叠时间进行优化。

根据输出转速特性, 取转速变化幅值标准差 S 作为优化指标, 即

$$S = \sqrt{\text{Var}[n_{zu}(t) - n_{ref}(t)]} \quad (14)$$

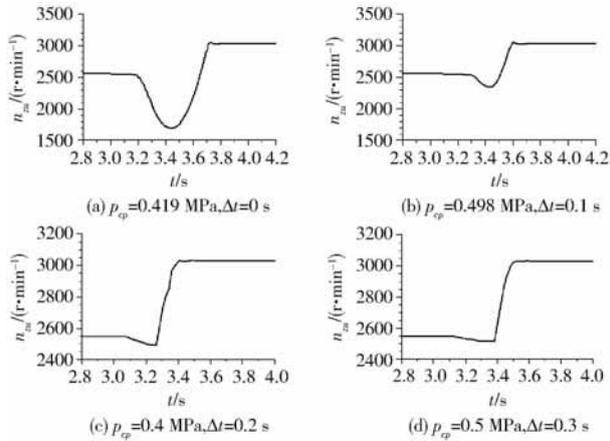


图 7 不同重叠时间和接合油压下的变速器输出转速特性曲线

Fig. 7 Output characteristics curves of transmission at different oil pressure and overlap time

其中
$$n_{zu}(t) = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 n_{zui}(t)$$

式中 S ——输出转速变化幅值标准差

$n_{zu}(t)$ ——经过 3 次测量的输出转速平均值, r/min

$n_{ref}(t)$ ——不同时刻最佳换挡转速参考值, r/min

换挡品质优化参考图如图 8 所示, 参考值可分为 3 部分, 其中 n_{ref1} 为换挡开始 $t = t_0$ 时的输出转速 n_{zu0} ; n_{ref3} 为换挡结束, 输出转速平稳时, 即 $t = t_3$ 时的转速值 n_{zu3} , 假定换挡过程中发动机转速稳定, 则

$$n_{ref3} = \frac{n_{i0}}{i_H} \quad (15)$$

式中 n_{i0} ——换挡开始时的发动机转速, r/min

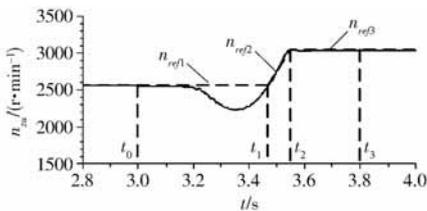


图 8 变速器换挡品质优化参考图

Fig. 8 Gearshift quality optimization reference

而换挡过程中的转速参考值计算式为

$$n_{ref2}(t) = n_{ref1} + \frac{n_{ref3} - n_{ref1}}{t_2 - t_1}(t - t_1) \quad (16)$$

式中 n_{ref2} ——换挡过程中的转速参考值, r/min

t_1 ——输出转速由小于初始转速 n_{zu0} 转为大于 n_{zu0} 的临界时间, s

t_2 ——输出转速首次达到 n_{ref3} 的时间, s

为解决换挡过程中 3 个阶段所出现转速波动, 可将换挡控制指标分为 3 个阶段进行分析, 即

$$S_1 = \sqrt{\text{Var}[n_{zu}(t) - n_{ref1}]} \quad (t_0 \leq t \leq t_1) \quad (17)$$

$$S_2 = \sqrt{\text{Var}[n_{zu}(t) - n_{ref2}(t)]} \quad (t_1 < t \leq t_2) \quad (18)$$

$$S_3 = \sqrt{\text{Var}[n_{zu}(t) - n_{ref3}]} \quad (t_2 < t \leq t_3) \quad (19)$$

式中 S_1, S_2, S_3 ——3 个不同换挡阶段的输出转速变化幅值标准差优化指标

t_3 ——经过试验所确定的不同换挡质量下的输出转速稳定时间最大值, s

由图 8 中看出, 换挡第 1 阶段时动力换挡变速器输出转速变化较大, 因此选择指标 S_1 作为优化对象, 选取不同的接合油压与重叠时间所引起的 S_1 变化如表 1 所示, 表中 Δp 为以油压 0.4 MPa 为基准的油压偏差值, 即 $\Delta p = p_{op} - 0.4$ 。由表可看出, 对于接合油压的调整, S_1 变化不太明显, 而重叠时间的变化对 S_1 影响较大, 因此需要对接合油压和重叠时间进行优化选择, 以获得较高的换挡品质。

表 1 不同控制参数下的离合器优化指标变化值

Tab. 1 Clutch optimized index values for various parameters

$\Delta p/\text{MPa}$	S_1	$\Delta t/\text{s}$	S_1
-0.05	24.48	0	422.04
0	13.57	0.1	70.65
0.05	12.47	0.2	2.04
0.10	8.23	0.3	3.07
0.20	20.88	0.4	5.09

如图 9 所示为选取接合油压为 0.48 MPa、重叠时间为 0.2 s 后的变速器输出转速变化特性曲线, 经计算, 优化前 S_1 为 123.78, 优化后 S_1 降到 2.77。图 10 为优化前后的换挡冲击度曲线, 由图可看出, 优化后的换挡冲击度明显下降。

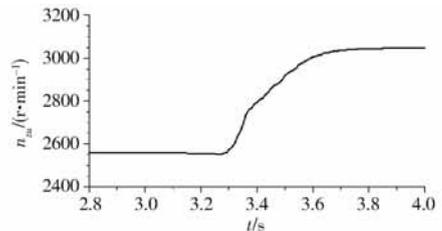


图 9 优化后变速器输出转速特性曲线

Fig. 9 Output speed characteristics curve after optimization of transmission

5 仿真分析

在前述分析基础上, 对拖拉机升挡过程进行仿真分析。拖拉机仿真基本参数: 使用质量为 9 680 kg, 驱动轮半径为 0.86 m, 传动效率为 0.927, LL-H 挡传动比分别为 1.294、1.083、0.902、0.756, 中央传动与末端传动比分别为 4.545 和 8.357, 发动机标定转速和最大扭矩分别为 2 200 r/min 和 850 N·m。图 11 为拖拉机在牵引载荷为 30 kN, 副变速为 1 段,

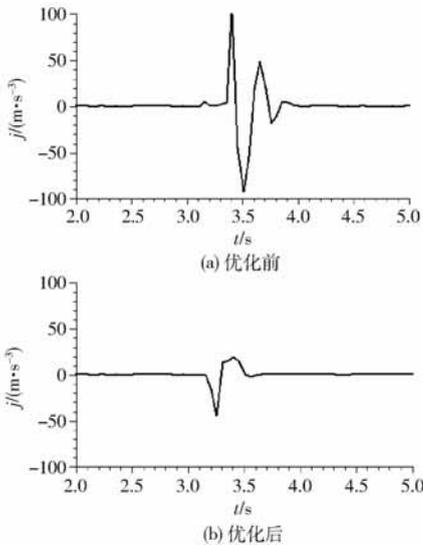


图10 优化前后换挡冲击度曲线

Fig. 10 Gear shifting impact degree curves before and after optimization

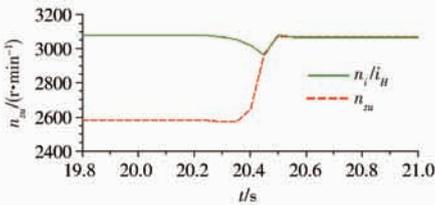


图11 输入输出转速曲线

Fig. 11 Input/output speed curves of transmission

动力换挡变速器由M挡升H挡过程中的输入输出转速曲线。

图中实线为发动机转速与H挡传动比的比值 n_i/i_H ,可直接与双点划线所表示的输出转速比较。换挡前,发动机保持在稳定的转速,20 s时,换挡开始,离合器C油缸充油,并在20.2 s时达到接合油压,摩擦片开始滑转,此时离合器C所产生的摩擦转矩将使发动机转速下降。在20.45 s时,离合器C完全接合,主从动件同步,发动机转速与变速器输出转速开始同步上升,由于拖拉机运动惯量较大,加速过程持续时间较长,至20.6 s时,换挡过程结束。在拖拉机载荷不变的情况下,通过换挡使拖拉机速度由4.46 km/h升至5.3 km/h。

为验证拖拉机田间作业时,不同载荷下换挡控制系统的有效性。采用不同牵引载荷对控制策略进行仿真。图12为不同牵引载荷下,采用相同的换挡重叠时间和接合油压所得出的仿真结果。由图可看出,随着牵引载荷的增加,换挡时间逐步延长,换挡过程中输出转速过渡平稳。由于挡位重叠引起功率循环,换入挡离合器出现附加转矩,使变速器输出转矩出现短时正向波动,以克服输出转速增大所产生的惯性转矩,离合器滑摩功略有增加,但可保证动力

传递不中断,避免换挡停车现象。

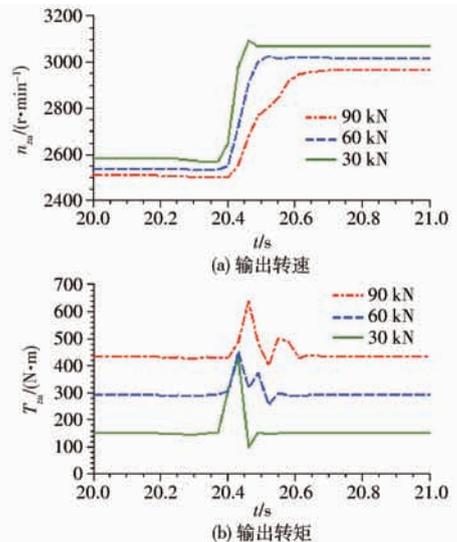


图12 不同牵引载荷下变速器输出转速与输出转矩曲线

Fig. 12 Output speed and torque curves of transmission with different traction loads

6 结论

目前国内对动力换挡传动技术的研究主要应用于液力传动的工程车辆上^[13-14],而面向农业拖拉机所提出的解决方案很少。因为拖拉机工作条件恶劣,外界载荷波动频繁,使得换挡性能最优的定义与路面行驶车辆不同,它需要在平整路面和复杂地形下,控制策略具有通用性,且不影响驾驶员的操作舒适性。相比传统动力换挡变速器采用调节执行机构油压特性的方法来提升换挡品质^[15],本文在以下几方面对传统控制策略进行了改进。

(1)引入变速器输出转矩和输出转速作为换挡品质评价指标,可评价拖拉机的动力性和生产率,弥补了传统换挡品质指标不能直接对拖拉机性能进行评价的不足。

(2)在运用动力学原理建立拖拉机PST仿真模型的基础上,通过分析不同换挡时间下的离合器转矩、滑摩功以及功率传递特性,设计了基于固定换挡重叠时间的控制策略。该策略能够保证发动机制动拖拉机,在现有拖拉机传动系统结构基本不变和实现动力不中断换挡的基础上,利用适当程度的离合器滑摩,可有效减少换挡时传动比突变引起的变速器输出转速与转矩波动,改善了换挡平顺性,使控制系统设计更加简单。

(3)根据换挡时输出转速特性,取转速变化幅值标准差作为指标,对换挡重叠时间以及离合器接合油压进行优化,使不同拖拉机牵引载荷下的变速器输出转速过渡平稳,并减少负向输出转矩的产生,避免了换挡过程中拖拉机减速或动力传递中断,提

高了拖拉机生产率,减小了换挡冲击。

类变速器控制系统参数设计提供必要的参考,有助于缩短 PST 研发周期。

(4)通过仿真验证了 PST 换挡离合器控制策略的有效性。该优化算法能改善 PST 换挡品质,为同

参 考 文 献

- 1 赵剡水,杨为民. 农业拖拉机技术发展观察[J]. 农业机械学报,2010,41(6):42-48.
ZHAO Yanshui, YANG Weimin. Technological development of agricultural tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(6): 42-48. (in Chinese)
- 2 MOLARI G, SEDONI E. Experimental evaluation of power losses in a power-shift agricultural tractor transmission[J]. Biosystems Engineering, 2008, 100(2): 177-183.
- 3 徐立友,刘海亮,周志立,等. 拖拉机双离合自动变速器换挡品质评价指标[J]. 农业工程学报,2015,31(8):48-53.
XU Liyou, LIU Hailiang, ZHOU Zhili, et al. Evaluation indexes of shifting quality for dual clutch transmission for tractor[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(8): 48-53. (in Chinese)
- 4 KUGI A, SCHLACHER K, AITZETMÜLLER H, et al. Modeling and simulation of a hydrostatic transmission with variable-displacement pump[J]. Mathematics and Computers in Simulation, 2000, 53(4): 409-414.
- 5 张迎军,周志立,张明柱. 多组离合器参与的换挡过程混合建模与仿真[J]. 农业机械学报,2007,38(3):1-6.
ZHANG Yingjun, ZHOU Zhili, ZHANG Mingzhu. Hybrid modeling and simulation of shifting process involving multi-group clutches[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(3): 1-6. (in Chinese)
- 6 邓晓亭,朱思洪,高辉松,等. 混合动力拖拉机传动系统设计理论与方法[J]. 农业机械学报,2012,43(8):24-31.
DENG Xiaoting, ZHU Sihong, GAO Huisong, et al. Design theory and method for drive train of hybrid electric tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(8): 24-31. (in Chinese)
- 7 MINGZHU Z, ZHILI Z, JINFA X, et al. Modeling and control simulation for farm tractors with hydro-mechanical CVT[C]//2008 IEEE International Conference on Automation and Logistics. IEEE, 2008: 908-913.
- 8 高爱云,付主木,张文春. 拖拉机电控机械式自动变速器模糊换挡策略[J]. 农业机械学报,2006,37(11):1-4.
GAO Aiyun, FU Zhumu, ZHANG Wenchun. Fuzzy shift schedule of automatic mechanical transmission for tractors [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(11): 1-4. (in Chinese)
- 9 王东青. 拖拉机负载换挡变速箱性能的研究[D]. 北京: 中国农业大学,2014.
WANG Dongqing. Study on the performance of agricultural tractor powershift transmission [D]. Beijing: China Agricultural University, 2014. (in Chinese)
- 10 郁飞鹏. 大型轮式拖拉机动力换挡变速箱控制系统的研究[D]. 洛阳: 河南科技大学,2006.
YU Feipeng. Study on the large-scale wheeled tractor control system of powershift transmission[D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2006. (in Chinese)
- 11 朱思洪,朱永刚,朱星星,等. 大型拖拉机动力换挡变速箱试验台[J]. 农业机械学报,2011,42(4):13-16.
ZHU Sihong, ZHU Yonggang, ZHU Xingxing, et al. Test-bed of power shift transmission for large-scale tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(4): 13-16. (in Chinese)
- 12 朱思洪,朱星星,邓晓亭,等. 拖拉机动力换挡变速箱液压系统动态特性试验研究[J]. 南京农业大学学报,2011,34(5):133-138.
ZHU Sihong, ZHU Xingxing, DENG Xiaoting, et al. Research on dynamic characteristics of hydraulic system of power shift transmission in tractor[J]. Journal of Nanjing Agricultural University, 2011, 34(5): 133-138. (in Chinese)
- 13 赵丁选,王卓,张景波. 改善工程车辆换挡品质的变结构模糊控制系统研究[J]. 农业机械学报,2003,34(1):8-10.
ZHAO Dingxuan, WANG Zhuo, ZHANG Jingbo. Improvement of shift quality of engineering vehicle by changeable fuzzy control system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(1): 8-10. (in Chinese)
- 14 赵丁选,崔功杰,李东兵. 工程车辆传动系统的换挡品质[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2008,29(5):386-389.
ZHAO Dingxuan, CUI Gongjie, LI Dongbing. Shift quality of transmission system for construction vehicle[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2008, 29(5): 386-389. (in Chinese)
- 15 陈宁,赵丁选,于微波. 改善动力换挡变速箱换挡品质的研究[J]. 机床与液压,2004(10):29-31.
CHEN Ning, ZHAO Dingxuan, YU Weibo. Study on improving shift quality of powershift transmissions[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2004(10): 29-31. (in Chinese)