

DOI: 10.3901/JME.2022.11.046

# 基于驱动电机与湿式离合器协调控制的 电动装载机无动力中断换挡策略研究<sup>\*</sup>

蔡少乐 陈其怀 林添良 任好玲 付胜杰 许铭楷  
(华侨大学机电及自动化学院 厦门 361021)

**摘要:** 电动化是工程机械理想的驱动方式之一。为了提高电动工程机械电驱动的优势和增加整车的续航,将传统机型上传动效率较低的液力变矩器与变速器进行了解耦,由驱动电机直接驱动某款自主研发的动力换挡变速器。分析各阶段湿式离合器的运动状态,并建立驱动电机-动力换挡变速器换挡过程的简化动力学模型。针对该电动理想传动方案换挡过程的非线性和时变性系统,提出一种基于驱动电机与湿式离合器协调控制的电动装载机无动力中断换挡策略。由离合器压力与驱动电机转速、扭矩闭环的协调控制,实现理想建压分阶段自适应控制。惯性相阶段设计了滑模控制器,采用 PID 算法控制驱动电机输出合适的扭矩,使结合的湿式离合器转速差跟踪期望转速差轨迹。最后,基于 AMESim-Matlab/Simulink 的联合仿真模型进行研究,并搭建试验台架,验证了控制理论和控制策略的正确性和可行性,为今后电动工程机械传动系统方案和换挡控制提供了参考。

**关键词:** 工程机械; 纯电驱动; 变速器; 电液控制; 无动力中断; 换挡品质

**中图分类号:** TH139

## Power Uninterrupted Shift Strategy of Electric Loader Based on Coordinated Control of Drive Motor and Wet Clutch

CAI Shaole CHEN Qihuai LIN Tianliang REN Haoling FU Shengjie XU Mingkai  
(College of Mechanical Engineering and Automation, Huaqiao University, Xiamen 361021)

**Abstract:** In order to improve the advantage of electric driving and increase endurance for electric construction machinery, the hydraulic torque converter with low transmission efficiency of traditional models is coupled with the planetary gear transmission, and the driving motor directly drives a self-developed power shift transmission. The movement state of the wet clutch in each stage is analyzed, and a simplified dynamic model of the shift process of the drive motor power shift transmission is established. Aiming at the non-linear and time-varying system in the shift process of the electric ideal transmission scheme, a power uninterrupted shift strategy of Electric Loader based on the coordinated control of driving motor and wet clutch is proposed. By the coordinated control of clutch pressure and drive motor speed, torque closed-loop, the ideal pressure build-up stage adaptive control is realized. In the inertia phase, the sliding friction controller is designed, and the PID algorithm is used to control the drive motor to output the appropriate torque, so that the combined wet clutch speed difference can track the desired speed difference trajectory. Finally, the co-simulation model based on AMESim and Matlab/Simulink is studied, and the test platform is built to verify the correctness and feasibility of the control theory and control strategy, which provides a reference for the transmission system scheme and shift control of electric construction machinery in the future.

**Key words:** construction machinery; pure electric drive; transmission; electro-hydraulic control; power uninterrupted; shift quality

<sup>\*</sup> 国家重点研发计划项目(2020YFB2009900)、国家自然科学基金项目(51875218)、流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金(GZKF-202026)和福建省高校产学研重大项目(&2019 H6015)资助项目。20210824 收到初稿, 20211213 收到修改稿

## 0 前言

为了应对全球气候变化问题,中国在 75 届联合国大会上提出了于 2030 年实现“碳达峰”、2060 年实现“碳中和”的“双碳”目标。并在 2021 年全国两会期间首次写入中国政府工作报告,“双碳”目标的确立为中国产业结构升级指明了方向。传统的非道路移动机械以内燃机作为主要驱动方式,普遍存在污染物排放高、噪声大和效率低等问题,亟需面临着节能减排的产业转型升级和技术革新<sup>[1]</sup>。随着各国对排放的要求日趋严格以及三电技术的快速发展,纯电驱动以其零排放、低噪声和高效率等优点逐渐成为工程机械理想的驱动方式之一<sup>[2-3]</sup>。其中,装载机作为工程机械中较为典型机种,与电动汽车相比,其工况复杂多样,对动力系统要求作业时扭矩范围大、转场时转速范围广,并且在非结构路面上作业和行驶时振动剧烈、稳定性差,需要频繁切换挡位来保证动力需求,电机驱动减速器的电动汽车传动方案对于装载机并不适用。因此,当下采用工作范围比内燃机宽的电机搭配动力换挡变速器将会成为较合理的电动装载机驱动方案之一。据统计装载机换挡每小时可达千次,平均 3.6 s 完成一次换挡,多片湿式摩擦离合器作为其动力传递的核心部件之一,有其他传动元件无可比拟的优点<sup>[4]</sup>。由于其具有复杂性和不确定性的动态接合过程的特点,成为了变速器动力传递控制的核心技术之一。

在提高换挡品质方面,国内外学者均对其做出了大量研究。OH 等<sup>[5-7]</sup>通过建立了自适应多观测器系统,WALKER 等<sup>[8]</sup>设计了联合扩展卡尔曼滤波器和双扩展卡尔曼滤波器对换挡过程离合器传递扭矩进行估计和跟踪控制。HU 等<sup>[9]</sup>基于采用反步法、WU 等<sup>[10]</sup>基于哈密尔顿-雅可比不等式、KIM 等<sup>[11]</sup>基于位置跟踪的自适应控制器解决了换挡过程内外干扰,提高了系统的鲁棒性。高炳钊等<sup>[12]</sup>提出一种降阶离合器压力观测器,陈慧岩等<sup>[13]</sup>建立并分析换挡过程动力学模型,提出了自适应控制,李春明等<sup>[14]</sup>利用 hp 自适应 Legendre-Gauss-Radau 正交配点法,均对换挡过程中的离合器/制动器油压轨迹进行了优化。

而对于电动装载机,由电机直接驱动动力换

挡变速器的换挡过程研究近乎空白。相比内燃机,电机不需要怠速的特点,以及其过载能力强、调速调矩动态性能优良的特性为电动装载机传动系统方案重新设计提供了机会,传统内燃机-液力变矩器-变速器的传动方案将被电机-变速器所取代,很大程度上提高了整车传动效率。但是,也由于传动方式由液力传动转变为机械传动,导致整车传动系统中的动载荷增加、变矩器自适应控制须由驱动电机主动控制完成。为了应对以上问题,驱动电机与湿式离合器的协调控制尤为苛刻和具有重要性,本文主要针对电动工程机械电机直接驱动动力换挡变速器的传动方案,为发挥电驱动调速、调矩性能优良和动力换挡变速器动力不中断的优势,从动力学模型和换挡规律进行研究,拟找出换挡动态过程中驱动电机与湿式离合器电液换挡控制系统协调控制的动力换挡策略,以实现电动工程机械理想传动方案换挡过程和优化换挡品质。

## 1 电动装载机行走系统方案及建模

为了使换挡控制策略更好地适用于电动工程机械,介绍了所提出的电动装载机行走系统方案原理,并对其换挡过程进行了分析及建模。

### 1.1 整车行走系统方案

图 1 所示为电动装载机行走系统方案示意图。其动力单元包括:动力电池、电池管理系统(BMS)、电源分配单元(PDU);控制单元包括:驾驶室操控信号、变速器控制单元(TCU)、电液换挡控制系统。驱动单元包括:电机控制器(MCU)、驱动电机、液压工作电机-泵;工作单元包括:动力换挡变速器、执行器油缸等。在整车动力方案上提出分布式电机驱动方案,由行走驱动电机和液压驱动电机替代传统的内燃机,解耦后利用电机的优良特性及主动控制的优势取消传统液力传动中的液力变矩器,由行走驱动电机直接驱动自主研发不带有变矩器的四自由度定轴式动力换挡变速器,实现了液压与行走系统的解耦。具有以下优点:① 提高了整车传动和执行器的工作效率;② 减小了外油路及变矩器的安装空间;③ 独立控制提高整车的可靠性,同时为纯电驱动发挥节能和操纵性优势提供了更大空间。

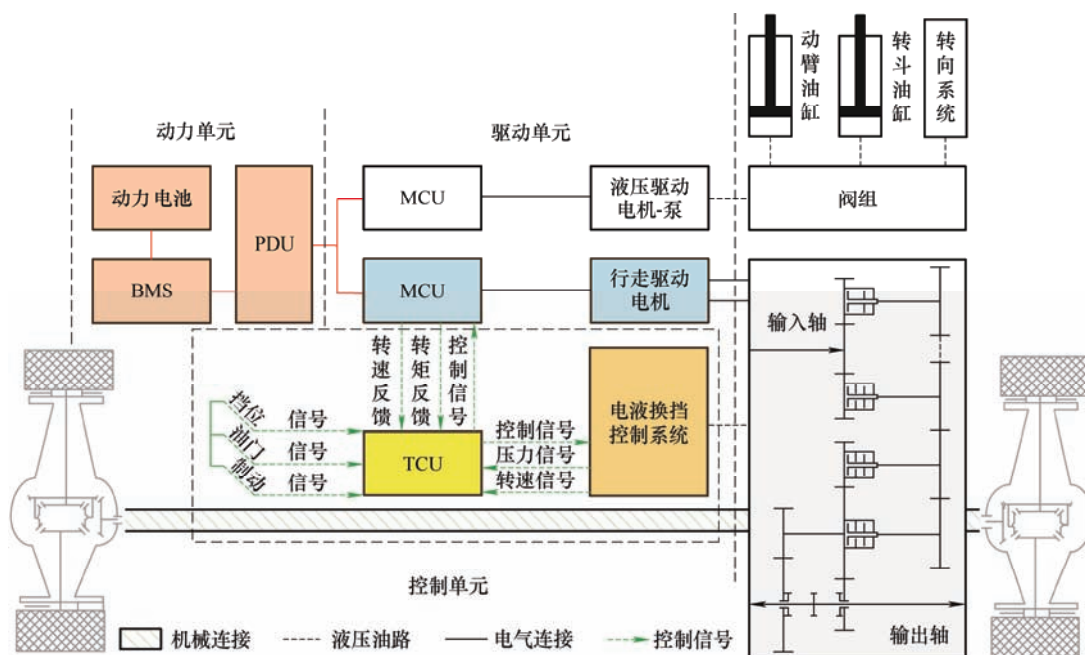


图 1 电动装载机行走系统方案示意图

## 1.2 电液换挡控制系统原理

图 2 所示为电动装载机电液换挡控制系统原理图。液压油经过溢流阀调压后给前进一档、前进二挡和倒车挡比例电磁阀供油, 由 TCU 执行换挡控制策略对电磁阀的精确控制, 提高换挡的可靠性和品质, 实现各挡位平稳结合。离合器回油先经过节流阀, 再和溢流阀出口一同经过冷却器, 油液散热后进入润滑油路, 为变速器提供冷却油, 节流阀目的是防止分离离合器由于泄压过快影响与结合离合器搭接过程。

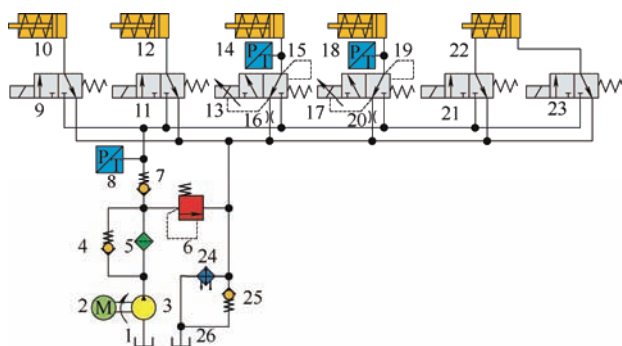


图2 电动装载机电液换挡控制系统原理图

1. 变速器出口油 2. 换挡电机 3. 液压泵 4、7、25. 单向阀  
5. 过滤器 6. 溢流阀 8、15、19. 压力变送器  
9、11、21、23. 电磁阀 10. 前进挡离合器 12. 倒车挡离合器  
14. 一档离合器 18. 二挡离合器 13、17. 比例电磁阀  
16、20. 节流阀 22. 高低速模式切换油缸 24. 冷却器  
26. 变速器润滑回油口

### 1.3 换挡过程理论分析及建模

图3所示为电动装载机的行走传动系统动力学简化模型。在建模过程中,对系统做理想基本假设,忽略对换挡动力学分析不会产生太大影响的因

素<sup>[15]</sup>。模型将复杂的换挡过程简化成离合器 C1 与离合器 C2 之间的切换过程。图中, 假定 C1 为分离离合器、C2 为结合离合器;  $i_{c1}$ 、 $i_{c2}$  分别为变速器 C1、C2 离合器完全接合时传动比;  $i_1'$ 、 $i_2'$  分别为变速器输入轴到 C1、C2 主动端传动比;  $i_1$ 、 $i_2$  分别为 C1、C2 从动端到变速器输出轴传动比;  $i_v$  为整车主减速器和轮边减速器传动比之积;  $T_m$  为电机输入扭矩;  $T_{c1}$ 、 $T_{c2}$  分别为 C1、C2 传递扭矩;  $T_o$  为变速器输出扭矩;  $T_v$  为整车负载扭矩;  $n_m$ 、 $\omega_m$ 、 $n_o$ 、 $\omega_o$  分别为电机输入、变速器输出转速和角速度;  $I_m$ 、 $I_v$  分别为电机、整车转动惯量。

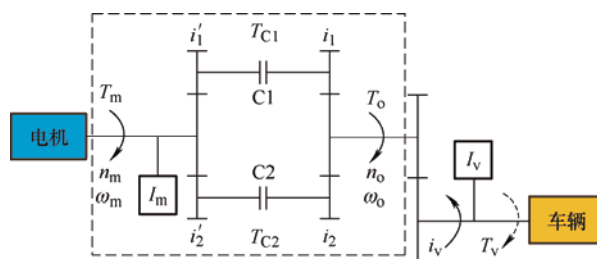


图3 电动装载机行走传动系统动力学简化模型

换挡过程分为以下阶段。

(1) 换挡前阶段: C1 完全结合、C2 完全分离, 整车处于 C1 工作的平稳行驶状态, 该阶段方程如下

$$\begin{cases} T_{C1} = i'_1 T_m \\ T_{C2} = 0 \\ T_o = i'_1 i_1 T_m = i_{C1} T_m \end{cases} \quad (1)$$

(2) 换挡扭矩相阶段：C1 油压开始下降、C2 油压开始上升，此时 C1 离合器仍处于结合状态，C2 离合器进入滑摩状态并传递一部分扭矩，传递扭矩大小由油压决定，传动比仍由 C1 离合器决定，各部件角速度无急剧的变化。该阶段方程如下

$$\begin{cases} T_{C2} = \mu S_c R_m N P_{cl} \\ T_{C1} = i_1' T_m - T_{C2} \frac{i_1'}{i_2'} \\ T_o = T_{C1} + T_{C2} = i_{C1} T_m - T_{C2} \left( \frac{i_{C1} - i_{C2}}{i_2'} \right) \end{cases} \quad (2)$$

式中， $\mu$  为离合器摩擦系数； $S_c$  为活塞缸活塞面积， $m^2$ ； $R_m$  为摩擦片平均有效直径， $m$ ； $N$  为摩擦面对数； $P_{cl}$  为离合器结合油压， $MPa$ 。

(3) 换挡惯性相阶段：C1 由结合进入滑摩状态，C2 处于滑摩状态，直至惯性相结束进入结合状态。此时变速器输入轴发生变化，在理想搭接下传动比由  $i_{C1}$  逐步过渡到  $i_{C2}$ ，该阶段方程如下

$$\begin{cases} T_{C1} = 0 \\ T_{C2} = \mu S_c R_m N P_{cl} \\ T_o = i_2 T_{C2} \end{cases} \quad (3)$$

(4) 换挡后阶段：C1 完全分离、C2 完全结合，整车处于 C2 工作的平稳行驶状态，该阶段方程如下

$$\begin{cases} T_{C1} = 0 \\ T_{C2} = i_2' T_m \\ T_o = i_2' T_m = i_{C2} T_m \end{cases} \quad (4)$$

特别地，换挡过程中扭矩相与惯性相阶段搭接时。若在扭矩相阶段 C1 油压下降过快或 C2 油压上升过慢，将使得在扭矩相即将结束时  $T_{C1} > 0$ ，表明 C2 所传递的扭矩不足克服当前行驶阻力，仍需要 C1 参与传递部分扭矩共同克服阻力，造成了整车动力部分中断。同时，溢出的动力将造成输入轴升速，增大惯性相调速范围和转速同步时间，不利于换挡；相反地，若在扭矩相阶段 C1 油压下降过慢或 C2 油压上升过快，将使得在扭矩相即将结束时  $T_{C1} < 0$ ，表明 C2 所传递的扭矩大于当前行驶阻力，C1 将传递反向扭矩抵消 C2 部分正向传递扭矩，造成了部分功率循环。

## 2 控制策略

换挡品质的优劣，主要从冲击度、滑摩功和换挡时间三方面评估<sup>[16]</sup>。

对整车纵向加速度关于时间求导，冲击度与传递扭矩的变化率近似表示为

$$j = \frac{da}{dt} = \frac{d^2v}{dt^2} = \frac{R}{i_v} \frac{d^2\omega_o}{dt^2} = \frac{R}{i_v I_v} \frac{dT_o}{dt} \quad (5)$$

式中， $a$  为车辆纵向加速度， $m/s^2$ ； $v$  为车辆行驶速度， $m/s$ ； $R$  为车轮半径， $m$ 。

换挡过程中，主、从动摩擦片相互滑动摩擦，离合器消耗的功称为滑摩功，其数学表达式近似为

$$W_c = \int_{t_1}^{t_2} T_c (\omega_c - \omega_c') dt \quad (6)$$

式中， $t_1$  为结合离合器开始滑摩时间， $s$ ； $t_2$  为离合器停止滑摩时间， $s$ ； $T_c$  为离合器传递扭矩， $N \cdot m$ ； $\omega_c'$  为离合器主动摩擦片角转速， $rad/s$ ； $\omega_c$  为离合器从动摩擦片角转速， $rad/s$ 。

换挡时间是能够反映换挡品质的综合性指标，在保证平顺换挡的基础上，应尽可能缩短换挡时间，其数学表达式为

$$t = t_3 - t_0 \quad (7)$$

式中， $t_0$  为换挡指令发出时刻， $s$ ； $t_3$  为结合离合器完全结合时刻， $s$ 。

### 2.1 湿式离合器自适应控制策略

通过对换挡过程的分析，提出以下换挡控制策略：在扭矩相过度到惯性相实际搭接瞬间，保证  $T_{C1}=0$  比较困难。因为  $T_{C1} > 0$  导致的输入轴升速将造成实际传动比大于  $i_{C1}$ ，同时出现整车换挡过程动力不足的现象，对换挡不利，应避免。应在扭矩相结束时保证  $T_{C1} \leq 0$ ，实际传动比小于  $i_{C1}$ ，有利于换挡。但也应使得  $T_{C1}$  的绝对值尽量小，防止过大的功率循环造成过大的整车冲击和动力损失。

由式(5)和式(3)可知冲击度与  $T_o$  的导数成正比关系，而换挡扭矩相和惯性相  $T_o$  又与  $P_d$  成正比关系。从而，换挡过程中对离合器结合压力的合理控制将直接影响到整车冲击度。由于工程机械恶劣的工作工况和环境，对油压、油温、磨损等参数以及系统存在泄漏、电磁阀响应滞后等因素影响较大，使得换挡控制是一个典型非线性、时变系统<sup>[17]</sup>。不允许设计一个真正的闭环控制器来完成换挡，而完全开环控制标定的线性参数不具备适应长时间及长期作业的工程机械，缺乏鲁棒性。因此，控制的核心是建立和优化参考模型，本文采用脉宽调制(PWM)对比例电磁阀输出分阶段自适应控制的参考模型。根据湿式离合器结合特性，制定的结合离合器 C2 参考模型可分为四个阶段进行控制。图 4 为三种换挡搭接及油压控制结果。只有在重叠部分满足升挡过程结合元件搭接控制原则的前提下，才能

既避免出现换挡过程中的动力中断现象,又能减少部分功率循环所造成的动力损失。

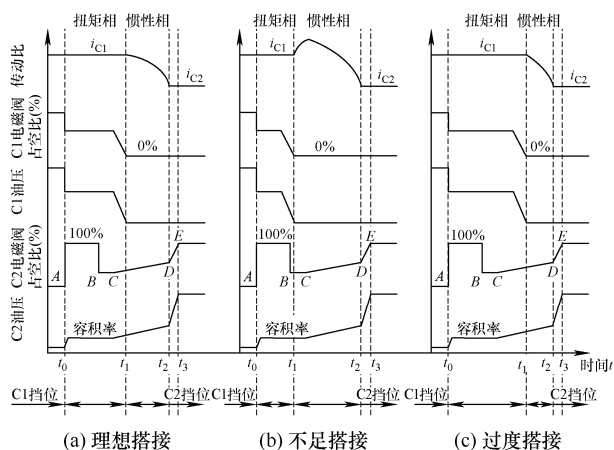


图4 三种换挡搭接及油压控制

快速充油阶段 **AB**: 换挡指令发出后控制电磁阀占空比为 100%, 推动活塞逐渐消除离合器空行程。

保持阶段 **BC**: 在  $t_1$  附近容积率即将完成时, 控制电磁阀占空比快速下降至充油结束时的压力并保持, 防止由于充油结束后压力快速上升扭矩突变造成冲击。

缓慢升压阶段 **CD**: 当 TCU 监测到 C2 主、从动端转速差  $n'_d$  开始减小后, 驱动电机进入惯性相闭环转速同步阶段, 为保证同步时转速差曲线的平滑性, 控制占空比保持当前压力。但实际上, 转速同步过程中滑摩速度对摩擦系数有影响<sup>[17]</sup>, 因此, 控制该阶段压力有缓慢上升趋势。同时, 在制定该阶段压力上升斜率时, 根据进入换挡瞬间的驱动电机反馈扭矩  $T_m$  (即反映整车当前负载工况), 以及惯性相阶段所需同步的转速差值。依照离合器压力-传递扭矩特性以及转速差同步-时间特性初步制定离合器压力上升斜率 (即控制滑摩阶段所传递的扭矩变化率), 保证换挡过程的顺利完成。根据工程机械对动力性要求严格而对于舒适性次之的基础上, 在保证换挡时间的前提下尽可能减小冲击。上述中转速差  $n'_d$  表达式为

$$n'_d = \frac{n_m}{i_2} - n_o i_2 \quad (8)$$

快速升压阶段 **DE**: 当监测到  $n'_d = 0$  (即离合器主、从动端转速同步) 时, 控制占空比迅速上升为 100%, 完成换挡过程。

期间, 基于离合器压力及驱动电机扭矩、转速以及变速器输出轴转速传感器反馈, 根据参考模型的输出值与实际值的偏差值, 对参考模型设定的初始充油所需时间和扭矩相、惯性相搭接时间和压力-

传递扭矩特性、以及转速差同步-时间关系进行自适应调节, 并存储于 TCU 寄存器中, 确保下一次换挡时满足上文提到的换挡搭接控制原则和更好地制定各阶段压力上升斜率。图 5 为湿式离合器自适应控制策略。

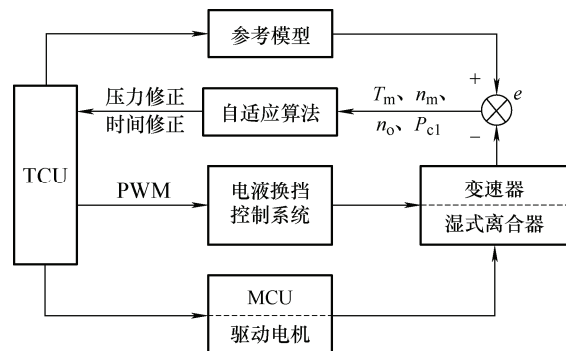


图5 湿式离合器自适应控制策略

## 2.2 惯性相滑摩控制器设计

由于湿式离合器在锁止的过程 (即惯性相转速即将同步时), C2 将由动摩擦转变为静摩擦, 出现传递扭矩的阶跃变化。为避免造成整车冲击, 离合器主、从动转速应满足以下条件。

- (1)  $t_2 - t_1$  满足换挡时间要求。
- (2) 惯性相结束时刻 C2 主、从动端转速变化率为 0。
- (3) 为了使驱动电机扭矩更为平滑, 惯性相初始时刻转速变化率应尽可能小。
- (4) 转速同步时, 整个过程应保持平顺。

本文采用式(9)时间-转速差三阶多项式来满足惯性相转速同步要求, 式(10)为其导数。图 6 所示期望转速差参考轨迹。

$$n_d(t) = \frac{2n_1}{(t_2 - t_1)^3} (t - t_1)^3 - \frac{3n_1}{(t_2 - t_1)^2} (t - t_1)^2 + n_d^* \quad (9)$$

$$\dot{n}_d(t) = \frac{6n_1}{(t_2 - t_1)^3} (t - t_1)^2 - \frac{6n_1}{(t_2 - t_1)^2} (t - t_1) \quad (10)$$

式中,  $n_d$  为期望转速差, r/min;  $n_d^*$  为结合离合器  $t_1$  时刻转速差, r/min。

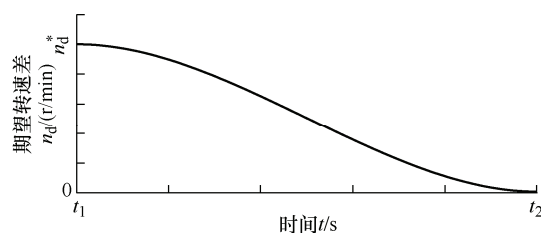


图6 期望转速差参考轨迹



在惯性相 C2 转速同步过程, 控制驱动电机输出扭矩, 改变 C2 主动端转速, 通过变速器输出轴转速传感器反馈 C2 从动端转速。由于上述是非线性时变的控制系统, 采用 PID 控制器对期望转速差参考轨迹进行跟随, 式(11)为控制器中输入量与输出量关系。图 7 所示为期望转速差参考轨迹跟踪控制算法。

$$T'_m(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (11)$$

式中,  $T'_m$  为控制器输出量(即扭矩请求值);  $e(t)$  为控制器输入量(即实际转速差与期望转速差偏差值);  $K_p$ 、 $K_i$ 、 $K_d$  分别为比例系数、积分系数和微分系数。

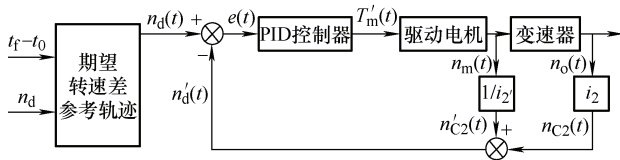


图 7 期望转速差参考轨迹跟踪控制算法

综上, 根据换挡控制策略制定的控制流程图如图 8 所示。

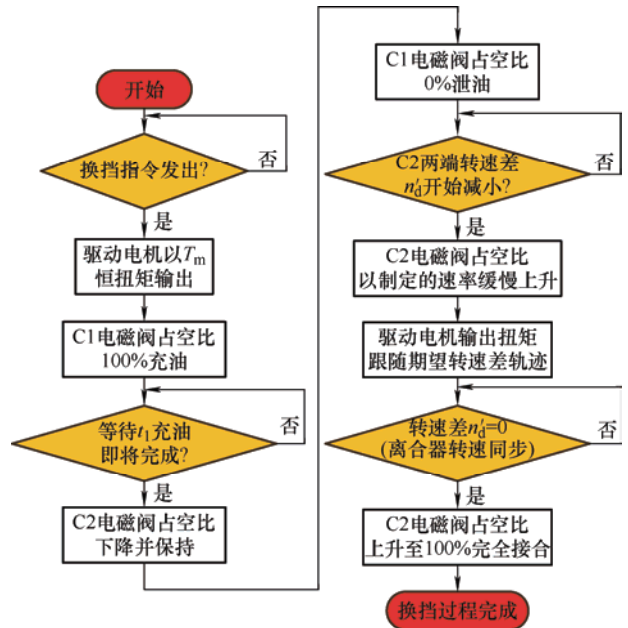


图 8 电动装载机换挡控制流程图

### 3 仿真分析与研究

为了验证提出的换挡控制策略的有效性, 基于 AMESim-Matlab/Simulink 建立某 50 型电动装载机行走系统机电液仿真模型。图 9 所示为仿真模型。表 1~表 3 所示为仿真所需主要技术参数。

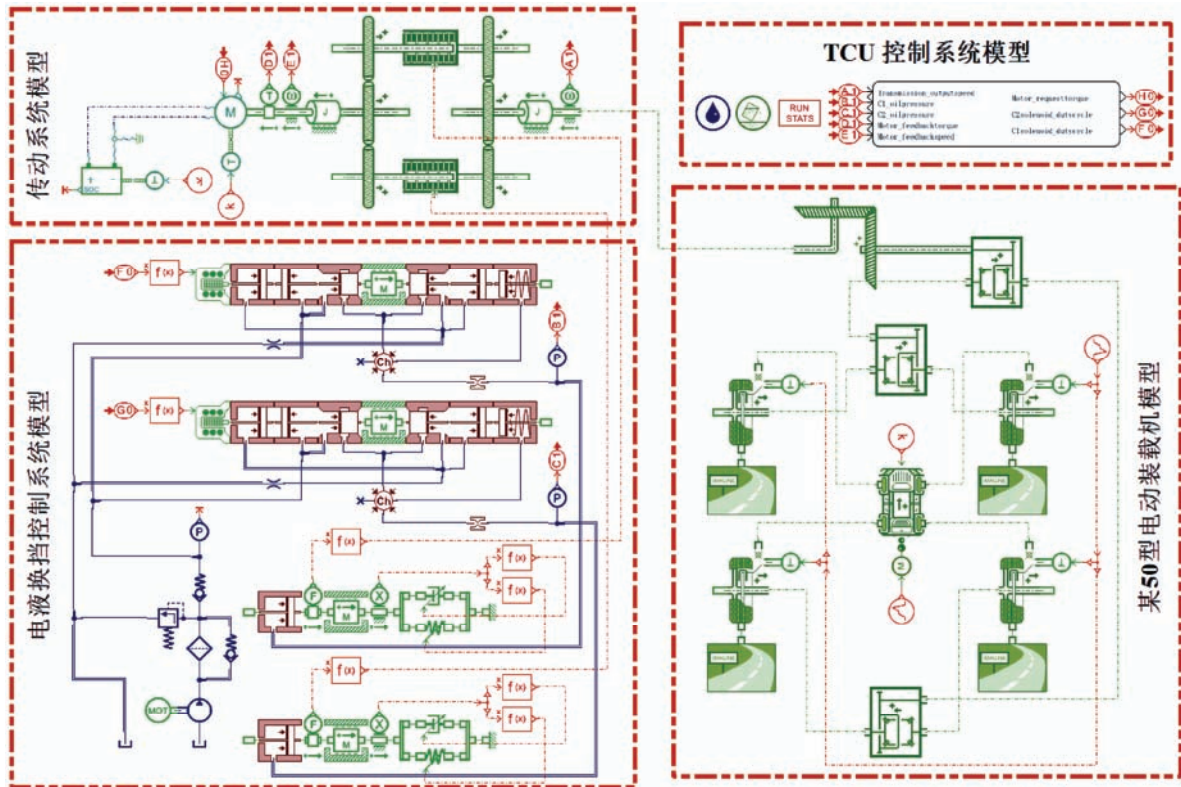


图 9 某 50 型电动装载机行走系统机电液仿真模型

表 1 湿式离合器主要参数

参数	数值
活塞外径/mm	185
活塞内径/mm	139
活塞行程/mm	3
质量块质量/kg	4.5
复位弹簧刚度/(N/m)	30 000
复位弹簧预紧力/N	1 200
油液粘性阻尼系数/(N/m)	100
泵转速/(r/min)	1 500
泵排量/(mL/r)	10
系统工作稳定压力/MPa	1.8

表 2 各挡位传动比参数

参数		数值
低速模式	F/R 1 挡	3.488
	F/R 2 挡	1.806
高速模式	F/R 1 挡	1.126
	F/R 2 挡	0.583

表 3 某 50 型装载机整车主要参数

参数	数值
整车重量/kg	17 400
电机转动惯量/(kg·m <sup>2</sup> )	1.650
整车转动惯量/(kg·m <sup>2</sup> )	22.346
驱动桥速比	4.375
轮边速比	5.154
轮胎半径/m	0.808

由于降挡与升挡原理上相类似, 本文仅对升挡过程进行研究分析。根据上述电动装载机行走系统方案、控制策略及系统相关参数, 对提出的控制策略与驱动电机恒扭矩输出策略进行仿真对比<sup>[19]</sup>。达到设定转速时发出升挡指令, 仿真结果如下所示, 从上到下依次为压力、扭矩、转速、传动比、滑摩功车速、加速度、冲击度。

11.1 s 时升挡开始, 根据比例电磁阀电流压力特性控制 PWM 输出, 完成湿式离合器分阶段自适应控制。进入扭矩相阶段时, 驱动电机扭矩不变, C2 传递扭矩随压力上升而增大, C1 传递扭矩随压力下降而减小, 变速器输出扭矩由开始时的 C1 输出逐渐过度到 C2 输出, 转速输出仍由 C1 决定。在 10.6 s 时, 达到理想搭接情况  $T_{C1}=0$ , 由扭矩相过度到惯性相阶段。惯性相阶段时, 驱动电机恒扭矩控制下, C2 主动端由压力缓慢上升被动控制驱动电机

调速, 转速逐渐接近从动端, 并在 12.2 s 时惯性相结束完成转速同步。驱动电机滑摩控制下, 控制 C2 油压能够提供基础传递扭矩, C2 主动端由驱动电机主动控制输出扭矩调速, 在满足变速器输出扭矩的同时, 在 11.9 s 时快速完成调速, 压力迅速升至系统设定值, 完成换挡。

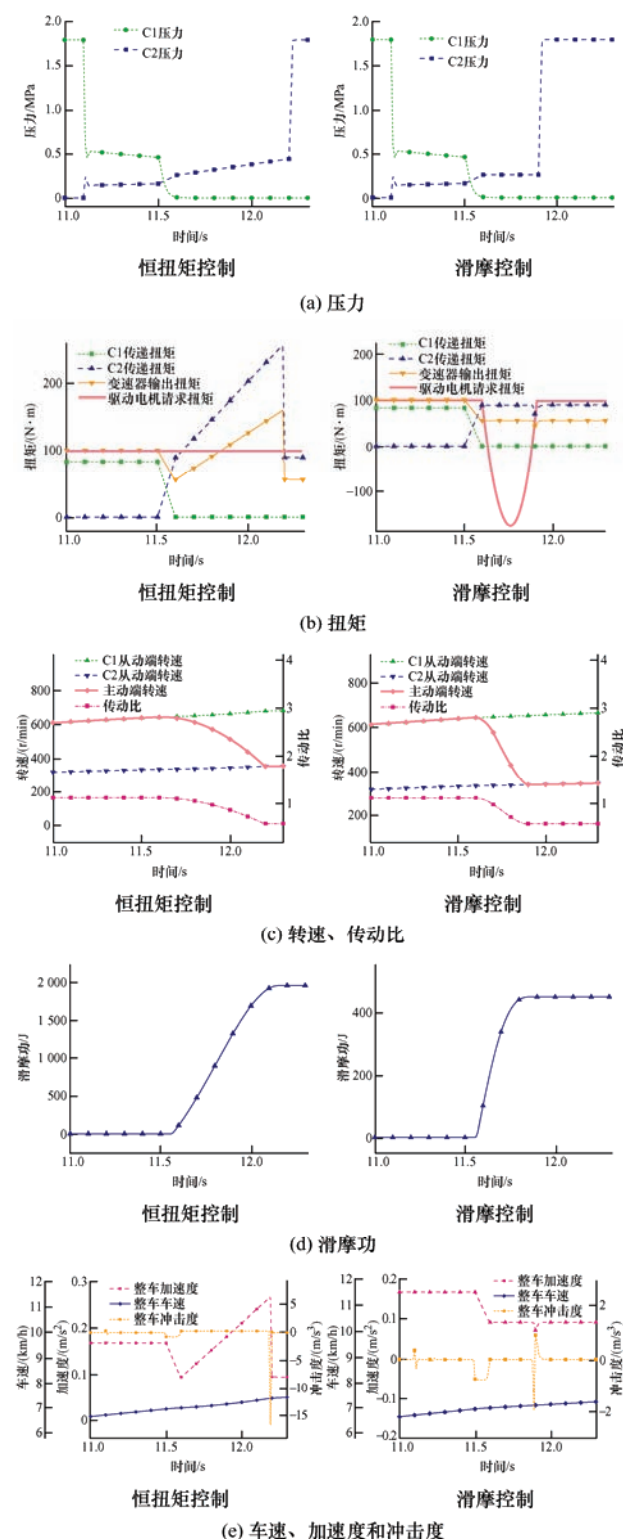


图 10 升挡过程对比仿真结果

设计的惯性相滑摩控制器使驱动电机更好地跟随结合离合器转速同步阶段,与单纯液压控制、驱动电机恒扭矩输出相比,驱动电机进行闭环调速能够共同发挥电液协同控制的优势,更理想地完成动力性换挡。在恒扭矩控制策略下,设定压力上升斜率能够满足惯性相阶段持续时间为 0.6 s,换挡过程整车冲击度最大幅值出现在 12.2 s 湿式离合器动、静摩擦状态转换的瞬间为  $-16.74 \text{ m/s}^3$ ,滑摩做功为 1956 J,惯性相阶段持续时间为 0.6 s。在滑摩控制策略下:设定惯性相阶段期望转速差跟踪持续时间  $t_2 - t_1$  为 0.3 s 的前提下,换挡过程整车冲击度最大幅值出现在 11.9 s 时,为  $-1.96 \text{ m/s}^3$ ,滑摩做功为 450 J,惯性相阶段持续时间为 0.3 s(由于扭矩相所需时间绝大部分取决于结合离合器的容积率,因此,此处时间仅考虑惯性相时间)。相较之下,在惯性相

阶段时间缩短了 50% 时,冲击度仍得到大幅度的优化、滑摩功大幅减小。综上,由仿真的结果可知,所提出的基于驱动电机与湿式离合器协调控制的电动装载机无动力中断换挡策略能够较好地实现电动工程机械理想传动方案换挡过程和优化换挡品质。

## 4 台架试验

为了进一步验证所提出的电动装载机行走系统方案及其基于驱动电机与湿式离合器协调控制策略的可行性,自主设计并搭建了试验台架。图 11 所示为电动工程机械电液传动系统综合试验台架。台架主要包括上述整车行走系统方案、以及用以负载模拟的电涡流制动器等,搭建的系统在一定程度上可以模拟整车行走、换挡过程。

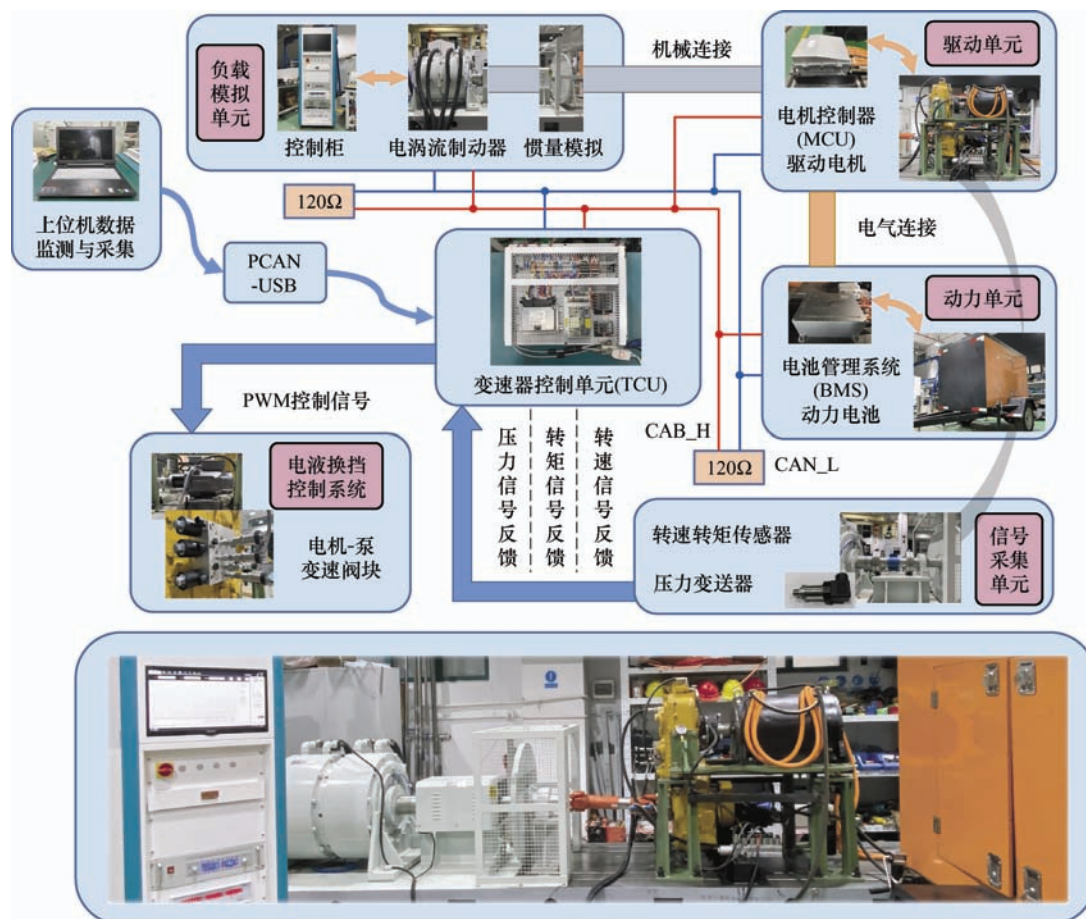


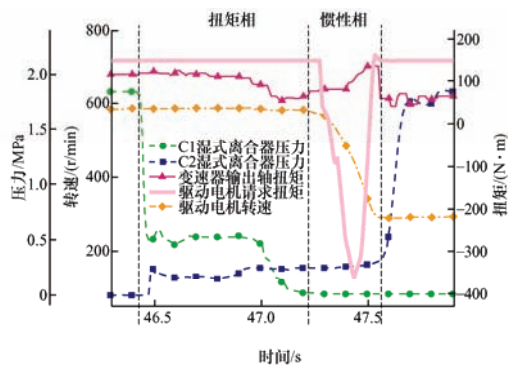
图 11 电动工程机械电液传动系统综合试验台架

图 12 所示为恒扭矩控制升挡试验结果。在 43.92 s 时发出升挡指令,变速器输出扭矩在扭矩相阶段下降至二挡所需扭矩附近。在 44.65 s 附近由扭矩相过渡到惯性相,随着压力的上升,C2 主、从动

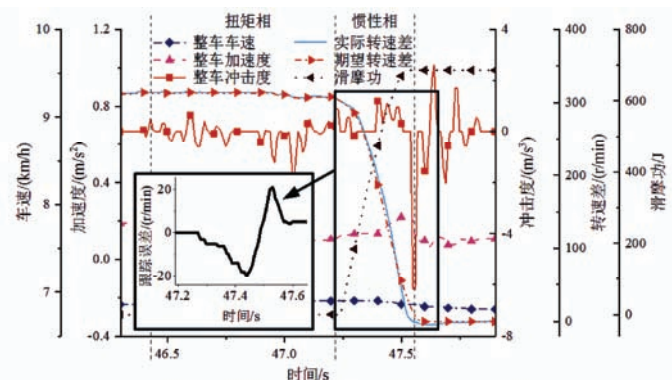
转速差不断缩小,输出扭矩也在转速同步附近达到最高值  $202 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,并于 45.22 s 时结束惯性相阶段,之后压力上升至系统设定值完成换挡。该换挡过程中冲击度最大幅值为  $-12.83 \text{ m/s}^3$ ,滑摩做功为 1 917 J,



惯性相持续时间为 0.57 s。图 13 所示为滑摩控制升挡试验结果。在 46.44 s 时发出升挡指令, 扭矩相阶段与上述相类似。在 47.23 s 时, 驱动电机转速开始下降, 进入到惯性相阶段, 由于扭矩相与惯性相没有明确的时间标志, 采用驱动电机转速作为进入标志具有一定的滞后性, 因此, 在 47.27 s 时滑摩控制器才开始起作用。在惯性相阶段时, 由实际离合器转速差跟踪期望转速差轨迹, 驱动电机提供所需的调速扭矩加速该过程, 并在 47.56 s 时的完成。我国车辆冲击度的推荐限定值为  $17.64 \text{ m/s}^3$ , 德国推荐限定值为  $10 \text{ m/s}^3$ 。该换挡过程中冲击度最大幅值满足限制值为  $-6.15 \text{ m/s}^3$ , 滑摩做功为 686 J, 惯性相持续时间为 0.33 s。相比恒扭矩控制冲击度减少 52.1%, 滑摩做功减少了 64.2%。惯性相阶段持续时间减少 42.1%。此外, 制定的滑摩控制器期望转速差曲线与实际转速差相比, 最大跟踪误差为 21 r/min, 在跟踪值的 10% 内, 小于稳态误差。综合可知, 试验结果与联合仿真结果相吻合, 且均与制定的控制策略相符。因此, 本文提出的电动装载机行走系统方案和驱动电机与离合器协调控制的换挡策略具有可行性。



(a) 压力、转速、扭矩



(b) 车速、加速度、冲击度、跟踪误差、滑摩功

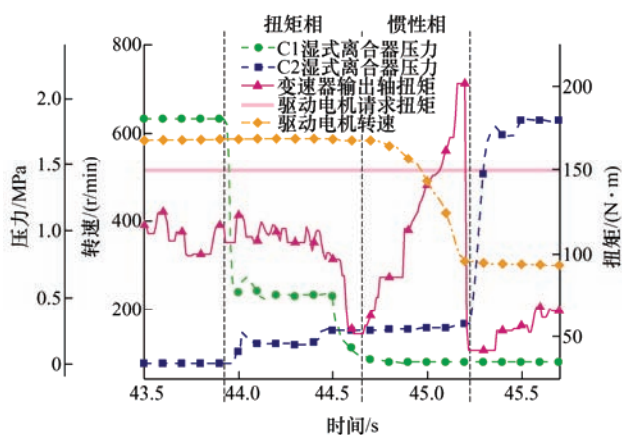
图 13 滑摩控制升挡试验结果

## 5 结论

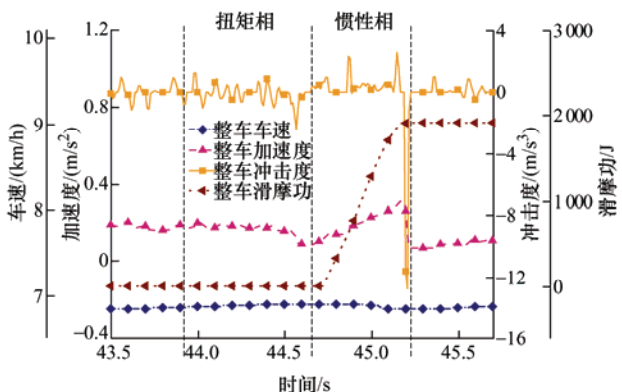
(1) 针对电动装载机提出了行走系统方案上的创新。为发挥电驱动的优势, 取消了传统机型上的液力变矩器方案, 由驱动电机直接驱动变速器, 很大程度上提高了传动效率。采用分布式多电机方案将装载机各驱动单元进行了解耦, 为其发挥更优异的操纵性和节能性提供了可能。

(2) 建立了传动系统动力学简化模型, 并对换挡过程进行了分析。针对电动装载机系统方案提出了基于驱动电机与湿式离合器协调控制的无动力中断换挡策略。最后, 搭建基于 AMESim-Matlab/ Simulink 联合仿真和台架试验, 验证了所提出的分阶段自适应控制和滑摩控制器的有效性。相比未加控制的恒扭矩控制方案换挡过程冲击度、滑摩功和换挡时间均得到有效优化, 且变速器输出轴扭矩平稳变化无动力中断。相较于传统装载机换挡品质大幅提高, 为电动工程机械行走系统方案及换挡时的驱动电机和湿式离合器协调控制提供了参考。

(3) 本文仅从换挡过程驱动电机和湿式离合器协调控制策略进行了研究, 缺少对两者最优控制方



(a) 压力、转速、扭矩



(b) 车速、加速度、冲击度、滑摩功

图 12 恒扭矩控制升挡试验结果

面的研究, 该部分研究内容将是进一步的研究重点之一。

### 参 考 文 献

- [1] GE L, QUAN L, ZHANG X, et al. Power matching and energy efficiency improvement of hydraulic excavator driven with speed and displacement variable power source[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019, 32(6): 152-163.
- [2] OUYANG M G, JIUYU D U, PENG H, et al. Progress review of US-China joint research on advanced technologies for plug-in electric vehicles[J]. SCIENCE CHINA-TECHNOLOGICAL SCIENCES, 2018, 61(10): 1431-1445.
- [3] 林添良, 姚瑜, 许文杰, 等. 基于环境识别的电动工程机械无人驾驶行走方法[J]. 机械工程学报, 2021, 57(10): 42-49.  
LIN Tianliang, YAO Yu, XU Wenjie, et al. Driverless walking method of electric construction machinery based on environment recognition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(10): 42-49.
- [4] 傅生辉, 顾进恒, 李臻, 等. 基于 MFAPC 的动力换挡变速箱湿式离合器压力控制方法[J]. 农业机械学报, 2020, 51(12): 367-376.  
FU Shenghui, GU Jinheng, LI Zhen, et al. Pressure control method of wet clutch for PST of high-power tractor based on MFAPC algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(12): 367-376.
- [5] OH J J, CHOI S B, KIM J. Driveline modeling and estimation of individual clutch torque during gear shifts for dual clutch transmission[J]. MECHATRONICS, 2014, 24(5): 449-463.
- [6] OH J J, CHOI S B. Real-time estimation of transmitted torque on each clutch for ground vehicles with dual clutch transmission[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015, 20(1): 24-36.
- [7] OH J J, EO J S, CHOI S B. Torque observer-based control of self-energizing clutch actuator for dual clutch transmission[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2017, 25(5): 1856-1864.
- [8] WALKER P D, ZHANG N, TAMBA R. Control of gear shifts in dual clutch transmission powertrains[J]. MECHANICAL SYSTEMS AND SIGNAL PROCESSING, 2011, 25(6): 1923-1936.
- [9] HU Y, TIAN L, GAO B, et al. Nonlinear gearshifts control of dual-clutch transmissions during inertia phase[J]. ISA Transactions, 2014, 53(4): 1320-1331.
- [10] WU M. Hamilton Jacobi Inequality based sliding mode robust control for optimal torque transmissions of dry dual clutch assembly in torque phase of shift[C]// IEEE International Conference on Mechatronics & Automations, IEEE, 2017: 1900-1905.
- [11] KIM J, CHOI S B, OH J J. Adaptive engagement control of a self-energizing clutch actuator system based on robust position tracking[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2018, 23(2): 800-810.
- [12] GAO B, CHEN H. A reduced-order nonlinear clutch pressure observer for automatic transmission[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2010, 18(2): 446-453.
- [13] 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 Wentao, CHEN Huiyan, WU Chunci. Shifting process adaptive control strategy with electronic automatic transmission[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(1): 293-299.
- [14] 李春明, 简洪超, 李娟, 等. 液力自动变速器换挡控制轨迹优化方法[J]. 兵工学报, 2020, 41(11): 2155-2169.  
LI Chunming, JIAN Hongchao, LI Juan, et al. Control trajectory optimization method of automatic transmission gear-shift[J]. Acta Armamentarii, 2020, 41(11): 2155-2169.
- [15] FANG S, JIAN S, SONG H, et al. Design and control of a novel two-speed uninterrupted mechanical transmission for electric vehicles[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 75: 1.
- [16] 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, 2010, 21(1): 1.
- [17] 刘永刚, 张静晨, 万有刚, 等. 基于知识的双离合器自动变速器换挡智能控制[J]. 机械工程学报, 2021, 57(17): 185-195.  
LIU Yonggang, ZHANG Jingchen, WAN Yougang, et al.

Intelligent knowledge-based shifting control of dual clutch transmission[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(17): 185-195.

- [18] 张志刚. 关于湿式离合器几个工作特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2010.

ZHANG Zhigang. Study on several working characteristics of wet clutch[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2010.

- [19] TIAN Y, RUAN J, ZHANG N, et al. Modelling and

control of a novel two-speed transmission for electric vehicles[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 127: 13-32.

---

**作者简介:** 蔡少乐, 男, 1996 年出生。主要研究方向为电动化工程机械行走控制。

E-mail: CaiSL\_justdoit@163.com

林添良(通信作者), 男, 1983 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。

主要研究方向为工程机械绿色智能化。

E-mail: ltlkxl@163.com