

油电混合-机液复合动力传动系统 模式切换协调控制

朱镇^{1,2,3}, 张勤博^{1,4}, 张宏伟², 王德海², 陈龙¹

(1. 江苏大学汽车工程研究院, 212013, 江苏镇江; 2. 特种车辆设计制造集成技术全国重点实验室, 014030, 内蒙古包头; 3. 浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室, 310027, 杭州;
4. 江苏大学农业工程学部, 212013, 江苏镇江)

摘要: 针对车辆动力传动系统模式切换过程中平稳性不足的问题,设计了一款油电混合-机液复合动力传动系统,将电机和发动机集成作为双动力源,通过机械-液压复合传动装置实现高效动力传递。研究从构型设计和动力传动模式分析入手,分别建立动力系统、传动系统、切换元件及整车动力传动系统的等效动力学模型,以电机低档切换到混合动力转矩耦合这一复杂过程为典型研究对象,建立物理模型,设计模糊比例、积分、微分(PID)控制器以调节电机转速,结合正交试验法优化切换元件的切换时序,实现电机与切换元件的复合控制。仿真结果表明:优化后的系统显著改善了模式切换的平稳性,输出轴的最大冲击度由 11.4188 m/s^3 降低至 8.1127 m/s^3 ,转矩波动系数由 4.771 减小至 3.874 ,转速波动幅度由 17.1186% 降低至 2.3500% ,切换时间由 1.5 s 缩短至 0.7 s 。硬件在环(HIL)测试实验进一步验证了该控制策略在不同模式切换及复杂工况条件下均能表现出良好的适用性和稳定性。

关键词: 动力传动系统;切换元件;模式切换;模糊PID控制;正交试验

中图分类号: U463.2 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202506019 **文章编号:** 0253-987X(2025)06-0185-13

Mode Switching Coordinated Control of the Oil-Electric Hybrid and Machine-Hydraulic Recombination Power Transmission System

ZHU Zhen^{1,2,3}, ZHANG Qinbo^{1,4}, ZHANG Hongwei², WANG Dehai², CHEN Long¹

(1. Automotive Engineering Research Institute, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China;
2. National Key Laboratory of Special Vehicle Design and Manufacturing Integration Technology,
Baotou, Inner Mongolia 014030, China; 3. State Key Laboratory of Fluid Power and Mechatronic Systems,
Zhejiang University, Hangzhou 310027, China; 4. Department of Agricultural Engineering,
Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: To address the issue of insufficient smoothness during mode transitions in the power transmission system of vehicles, a hybrid power hydro-mechanical composite power transmission system was developed. This system integrates an electric motor and an engine as dual power sources and achieves efficient power delivery through a mechanical-hydraulic composite transmission mechanism. Starting from configuration design and power transmission mode analysis, equivalent dynamic models were established for the power system, transmission system, switching components, and

the overall vehicle powertrain system. With the complex process of motor low-gear switching to hybrid torque coupling taken as a typical research scenario, a physical model was developed. A fuzzy PID controller was designed to regulate motor speed, and the switching sequence of the transmission components was optimized using an orthogonal experiment method, enabling composite control of the motor and switching components. Simulation results demonstrated that the optimized system significantly improved transition smoothness: The maximum impact on the output shaft was reduced from 11.4188 m/s^3 to 8.1127 m/s^3 , the torque fluctuation coefficient decreased from 4.771 to 3.874, the speed fluctuation amplitude dropped from 17.118 6% to 2.350 0%, and the switching time was shortened from 1.5 s to 0.7 s. Hardware-in-the-loop (HIL) tests further validated the effectiveness of the control strategy, showing robust adaptability and stability under various mode transitions and working conditions.

Keywords: power transmission system; switching element; mode switching; fuzzy PID control; orthogonal test

在全球新能源行业迅速发展的背景下,农机行业中占据重要地位的拖拉机,其动力系统和传动系统正积极的向新能源可持续性方向迈进,因此以纯电动或混合动力作为动力源,不仅可以有效降低燃油消耗,减少环境污染,还能提升智能化水平,以适应多样化作业工况的需求^[1-4]。传动系统的研究经历了数百年的发展,其中液压机械无级变速器(HMCVT)通过机械与液压双流传动,构成高效复合传动装置,实现了在较宽范围内可控的无级调速^[5]。不同动力源和传动机构的组合衍生出多种动力传动模式,这些模式之间的切换对驾驶性能有着显著影响,在此过程中,动力源与切换元件之间的协调控制起着关键作用^[6-7]。

Zeng 等在对多盘湿式离合器插电式混合动力汽车驱动模式切换的研究中,提出一种接合湿式离合器双模糊控制和驱动模式切换转矩控制方法,有效降低了转速波动和车辆冲击度^[8]。Yang 等解决了纯电模式切换至混合动力模式的动态冲击问题,将模式切换分为4个子系统,以舒适性和快速性作为评价指标,通过仿真和台架测试,实现了更高质量的模式切换^[9]。Sun 等针对一种两档动力分流混合动力系统,设计从低档位切换至高档位的动态协调控制策略,考虑电机响应特性和发动机外部特性,结果显示峰值冲击度降低了 80.33%^[10]。Wei 等从复合控制算法角度,分析了 HMCVT 中液压传动系统的速度控制,提出一种基于神经网络模型参考自适应控制(NNMRAC)、寻求者优化算法(SOA)、模糊控制算法和 PID 控制器的自适应速度跟踪混合控制策略,将定量马达输出转速超调量平均降低了 23.2%,稳定调节时间缩短了 30.1%^[11]。夏光等对

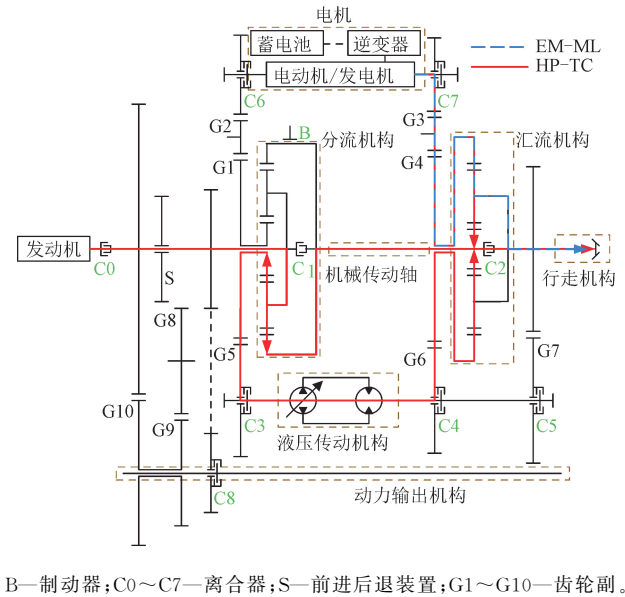
新型液压机械双流传动(HMT)进行分析,提出了一种基于泵排量和离合器联合调节的模式切换方法,并制定不同油门开度下的模式切换策略,通过仿真分析和实车验证了此方法的可行性,解决了不同转速下模式切换过程中动力中断、速度波动和冲击度过大的问题,使切换过程更加平稳迅速^[12]。张渊博等对双模混联式机电复合传动进行研究,建立耦合机构等效模型,提出基于模型预测的转矩协调控制策略,有效降低了输出轴转矩波动和车辆的冲击度,减少了离合器滑摩损失^[13]。曹付义等对装备 HMCVT 的拖拉机动力性及经济性展开研究,采用模糊推理和基于分解的多目标进化算法,制定了一种综合模式切换规律,使得拖拉机在模式切换时,能够通过识别驾驶员操作意图兼顾动力性与经济性分配需求^[14]。刘金刚等提出离合器双模糊控制和电机转矩协调控制策略,对离合器滑摩阶段的接合时长和转矩同步阶段的压力变化率进行控制并进行台架实验,结果表明:整车最大冲击度由 10.1 m/s^3 降低至 8.5 m/s^3 ,远小于国内标准 17.64 m/s^3 ,提高了模式切换期间的舒适性^[15]。

以上模式切换中,均只考虑了电机的转矩控制或离合器性能。然而,当不同动力源与多切换元件共同参与模式切换时,带来的影响也不可忽略。本文利用电机快速响应特性优势,采用模糊 PID 控制器对电机进行转速控制,以补偿动力在传动过程中不连续的问题,结合正交试验优化多切换元件的切换时间与顺序,针对多评价指标引入指标隶属度,确定最优方案,从而实现复合控制,改善了模式切换过程。

1 动力传动系统构型

本文研究的油电混合-机液复合动力传动系统(PTS)构型如图 1 所示^[16-17]。其中,动力系统包括发动机和电机,采用并联架构设计;传动系统包括前进后退装置和机械-液压复合传动装置,分流机构和汇流机构通过机械传动轴连接,与液压传动机构共同构成机液复合传动装置;输出装置包括行走机构和动力输出机构;切换元件包括离合器和制动器。

根据切换元件接合与断开情况,提出 9 种不同的动力传动模式,如表 1 所示,其中▲表示切换元件处于接合状态。由于电机机械低档(EM-ML)切换至混合动力转矩耦合(HP-TC)的过程较为复杂,既涉及混合动力系统的协同工作,又包含机液复合传动的交互,因此将其作为典型模式切换方案进行研究,并在图 1 中展现了两种模式的动力传动路线。



B—制动器;C0~C7—离合器;S—前进后退装置;G1~G10—齿轮副。

图 1 动力传动系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of power transmission system

表 1 本文提出的动力传动模式

Table 1 Power transmission mode proposed in this paper

动力源	传动系统	切换元件									特点
		C0	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	B	
发动机	液压	▲	▲		▲		▲				低速大转矩启动
	机械	▲	▲	▲							高效持续传动
	机液分流	▲		▲	▲	▲					非线性无级变速
	机液汇流	▲	▲		▲	▲					线性无级变速
电机	机械低档								▲	▲	前进和后退均可无级调速
	机械高档			▲					▲		
混合动力	转矩耦合	▲		▲	▲	▲			▲		满足功率需求,扩大调速范围并提高调节精度
	转速耦合	▲			▲	▲		▲			
	转矩转速	▲			▲	▲			▲		
	双耦合										

2 动力传动系统建模与分析

2.1 发动机建模

由于柴油发动机具有高功率输出和低成本特点,因此在拖拉机中得到广泛应用。对实验采集到的发动机关键工作点数据进行圆弧近似拟合后,得到的发动机油门开度、转速与转矩的关系见图 2。

2.2 电机建模

动力系统 中的电机不但可以作为独立的驱动电机使用,而且还具有动力无级调速的功能。图 3 展示了通过实验数据插值拟合建立的电机转速、转矩与效率的关系,其中最高转速、峰值扭矩和峰值功率

分别为 $11\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 、 $250\text{ N}\cdot\text{m}$ 、 85 kW ,适用于高速、高效的运行场景。

2.3 行星轮系

行星齿轮凭借独特的结构特性,成为 HMCVT 系统中的重要组成部分。在功率传递过程中,行星齿轮特有的转速与转矩关系可被充分利用,从而实现动力的合理分配和高效耦合^[18]。

建立行星轮系的数学模型如下

$$\begin{cases} n_s + Kn_r = (1 + K)n_p \\ T_s : T_r : T_p = 1 : K : -(1 + K) \end{cases} \quad (1)$$

式中: n_s 、 n_r 、 n_p 、 T_s 、 T_r 、 T_p 分别为太阳轮、齿圈和行星架的转速、转矩; K 为行星齿轮特性参数。

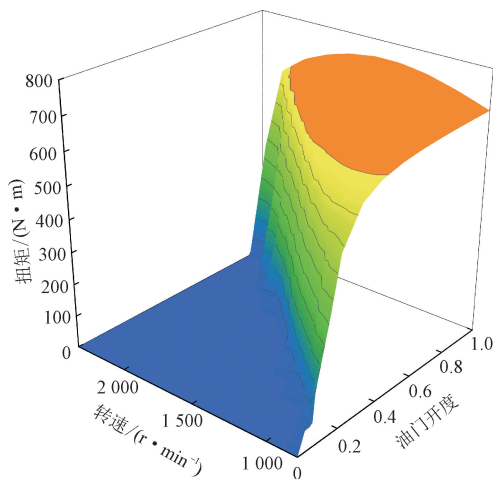


图2 发动机转矩特性

Fig. 2 Engine torque characteristics

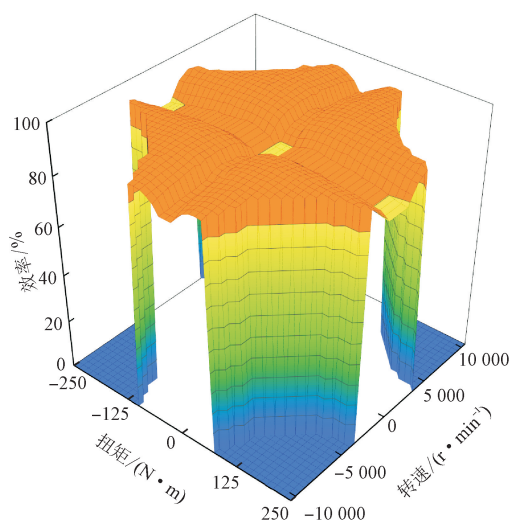


图3 电机转速、扭矩与效率的关系

Fig. 3 Relationship between electromotor speed, torque and efficiency

2.4 等效动力学模型

车辆动力传动系统中,由于构件的复杂性和系统的多自由度特性,会同时涉及多个切换元件,因此为了便于仿真建模分析及控制方法实施,需要建立等效动力学模型,并基于以下假设进行简化^[19]。

(1)系统传动轴为刚性轴,忽略横向振动及机械系统的功率损失。

(2)忽略系统中各构件的阻尼、间隙、振动和弹性形变量及齿轮啮合的弹性效应。

(3)不考虑液压油温与油压变化对油液黏度的影响。

(4)假设始终工作在常规工况下。

2.4.1 切换元件

切换元件通过液压系统实现控制,在动力传递与断开过程中表现出较强的抗干扰能力,从而能有效提升模式切换质量,减少顿挫感。图4给出了离合器和制动器的等效动力学模型,具体分析如下。

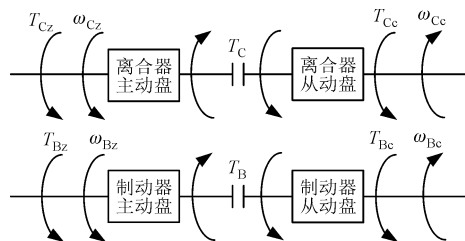


图4 切换元件等效动力学模型

Fig. 4 Equivalent dynamics model of switching element

(1)离合器C。分离状态表示为

$$\begin{cases} \Delta\omega_C = \omega_{Cz} - \omega_{Cc} \neq 0 \\ T_C = 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中: $\Delta\omega_C$ 为离合器主、从动盘转速差; ω_{Cz} 、 ω_{Cc} 为离合器主、从动盘转速; T_C 为离合器滑摩转矩。

滑摩状态表示为

$$\begin{cases} \Delta\omega_C \neq 0 \\ T_C = A_C Z_C R_C \operatorname{sgn}(\omega_C) \mu_{cr}(\omega_C) P_C(t) \\ \mu_{cr}(\omega_C) = (\mu_s - \mu_k) e^{\frac{|\Delta\omega_C|}{\omega_{C0}}} + \mu_k \end{cases} \quad (3)$$

式中: A_C 、 Z_C 、 R_C 分别为摩擦片的作用面积、数量和半径; μ_{cr} 为滑动摩擦系数; $P_C(t)$ 为作用在摩擦片上的压强; μ_s 、 μ_k 为静、动摩擦系数; ω_{C0} 为由离合器参数决定的常数。

接合状态表示为

$$\begin{cases} \Delta\omega_C = 0 \\ T_C = \frac{J_{Cc}}{J_{Cc} + J_{Cz}} T_{Cz} + \frac{J_{Cz}}{J_{Cc} + J_{Cz}} T_{Cc} \end{cases} \quad (4)$$

式中: T_{Cz} 、 T_{Cc} 为离合器主、从动盘的转矩; J_{Cc} 、 J_{Cz} 为离合器主、从动盘的转动惯量。

(2)制动器B。分离状态可表示为

$$\begin{cases} \Delta\omega_B = \omega_{Bz} - \omega_{Bc} \neq 0 \\ T_B = 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中: $\Delta\omega_B$ 为制动器主、从动盘转速差; ω_{Bz} 、 ω_{Bc} 为制动器主、从动盘转速; T_B 为制动器滑摩转矩。

滑摩状态表示为

$$\begin{cases} \Delta\omega_B \neq 0 \\ T_B = A_B Z_B R_B \operatorname{sgn}(\omega_B) \mu_{Bk}(\omega_B, T) P_B(t) \\ \mu_{Bk}(\omega_B, T) = [(a + b\Delta\omega_B) e^{c\Delta\omega_B} + d] g(T) \end{cases} \quad (6)$$

式中: A_B 、 Z_B 、 R_B 分别为制动器的操纵油压作用面

式中: i_6 为共轭齿轮 G6 的传动比。

2.5 模式切换评价指标

2.5.1 输出轴的最大冲击度

输出轴最大冲击度是衡量车辆动力性的重要指标^[21],其绝对值越小,表明当前模式与目标模式在切换期间的平稳性越好,表达式写为

$$J = \frac{da}{dt} = \frac{d^2v}{dt^2} \quad (17)$$

式中: a 为纵向加速度; v 为车辆的实际行驶速度。

2.5.2 输出轴的动载荷系数

在滑摩阶段,切换元件油压的剧烈变化与动力输出的不稳定性,将会导致输出轴转矩的波动。输出轴动载荷系数表达式为

$$\gamma = \frac{\bar{T}_{o,\max}}{T_{o,s}} \quad (18)$$

式中: $T_{o,s}$ 为输出轴稳态负载转矩; $\bar{T}_{o,\max}$ 为输出轴波动最大转矩。

2.5.3 输出轴的速度动幅度

切换元件的接合与断开与动力源的转速变化会引起输出轴转速的波动,其波动幅度表达式为

$$\delta = \frac{|\bar{n}_{o,s} - n_{o,\max}|}{\bar{n}_{o,s}} \quad (19)$$

式中: $\bar{n}_{o,s}$ 为输出轴稳态转速; $n_{o,\max}$ 为偏离稳态转速的最大波动转速。

2.5.4 模式切换时间

模式切换时间是指输出轴转速从当前模式稳态过渡到目标模式稳态所需的时间,本文将速度动幅度 $\delta \leq 0.005$ 所处时刻判定为模式切换完成时刻^[22]。

2.6 模式切换分析

对于 EM-ML 模式,转速关系可表示为

$$n_o = \frac{K_2}{(1 + K_2)i_3i_4} n_{EM} \quad (20)$$

式中: n_o 为输出轴转速; n_{EM} 为电机转速。

对于 HP-TC 模式,转速关系可表示为

$$n_o = \frac{n_{EM}}{i_3i_4} = \frac{1 + K_1}{i_5i_6/e + K_1} n_E \quad (21)$$

式中: n_E 为发动机转速。

模式切换过程分析如下: 设置 $i_3i_4 = i_5i_6 = 1$, $e = 1$, $K_1 = 2.5$, $K_2 = 4.0$, 输出轴目标转速为 $1200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 。由式(20)和式(21),计算可得切换前 $n_o = 1200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, $n_{EM} = 1500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 切换后 $n_o = n_{EM} = n_E = 1200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 。为保持输出轴转速不变,切换过程中电机转速需从 $1500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 降低至 $1200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 。

2.7 模糊 PID 控制器

模式切换过程中,电机需要对系统进行转速和转矩进行动态补偿,以满足系统的稳定性需求。如图7所示,设计了模糊 PID 控制器以实现动力传动系统的闭环控制^[23]。控制器的输入为电机目标转速与电机实际转速的偏差 E 和偏差变化率 E_c 。修正系数 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 均选用高斯隶属度函数和三角隶属度函数,用于数据库实现模糊化和解模糊化。偏差 E 和偏差变化率 E_c 的论域分别为 $[-50, 50]$ 、 $[-100, 100]$, ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 的论域分别为 $[-1, 1]$ 、 $[-0.01, 0.01]$ 、 $[-0.1, 0.1]$, 据此建立模糊规则表生成输出曲面图,实现控制策略优化。

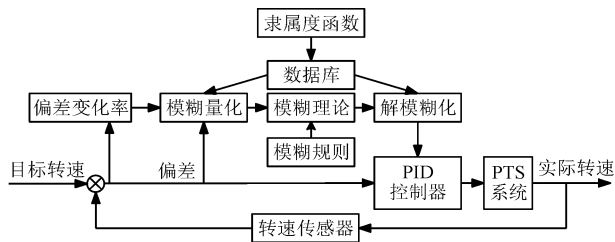


图7 模糊PID控制器

Fig. 7 Fuzzy PID controller

针对不同模式切换的需求,采用经验法对初始参数 K_p 、 K_i 、 K_d 进行设定,并通过模糊控制实现参数自适应调节。模糊PID控制器的表达式如下

$$G(t) = (K_p + \Delta K_p) \left(1 + \frac{1}{(K_i + \Delta K_i)t} + (K_d + \Delta K_d)t \right) \quad (22)$$

式中: t 为时间; K_p 、 K_i 、 K_d 分别为比例、积分和微分系数。

3 仿真分析

3.1 模式切换控制策略

在电池电荷状态充足且负载扭矩为0时,若精度要求较高,车辆可采用电机动力机械低档传动模式起步。当负载较小时,该模式亦可短时间运行,但由于无法长时间带负载,需要切换至更合适的动力传动模式。本文研究涉及从 EM-ML 模式切换至 HP-TC 模式的控制流程,如图8所示。电机在模式切换过程中作为全程参与的动力来源,但涉及的5个切换元件难以实现完全同步,因此需要电机与切换元件协调控制,以确保模式切换的平稳性^[24]。

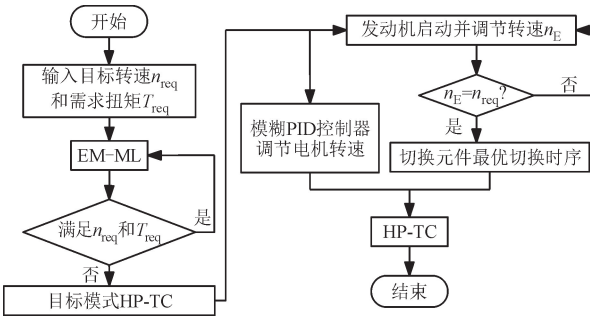


图 8 模式切换控制流程

Fig. 8 Mode switching control flow

3.2 模型搭建

由于 SimulationX 在多学科领域建模、强大的标准元件库、后处理系统、二次开发平台、灵活性和扩展性等方面具有显著优势,因此已成为物理建模仿真的强大工具^[25-26]。本文搭建动力传动系统物理

模型和切换元件液压控制模块,通过控制离合器和制动器的接合与断开,实现不同模式间的切换。

3.3 正交试验

电动机低档切换至混合动力转矩耦合过程涉及 5 个切换元件,各有 2 种不同的切换时间。因此,对每个切换元件进行全因子设计需要开展 32 次试验,由于正交试验具有以少求全的优势,若选用 $L_{16}(2^{15})$ 正交表设计试验,只需 16 次即可提高 50%的效率^[27]。

将离合器 C0、C2、C3、C4 和制动器 B 作为试验因素,并考虑各自的交互作用,水平 I (19.7 s)和水平 II (20.0 s)作为切换时间点,未进行优化时所有切换元件均在水平 II 执行。当模糊 PID 控制参与后,设定输出轴负载为 $100\text{ N}\cdot\text{m}$,开展正交试验,得到的结果如表 2 所示。由于速度动幅度和切换时间的影响仅为 0.1%、0.10 s,因此这两个评价指标的试验数据不在表中开展分析。

表 2 $L_{16}(2^{15})$ 正交试验结果

Table 2 Results of $L_{16}(2^{15})$ orthogonal test

试验 次数	因素水平															试验结果		J 隶属度	γ 隶属度	综合 评分/%	
	C0	C2	C0× C2	C3	C0× C3	C2× C3	C4× B	C4	C0× C4	C2× C4	C3× B	C3× C4	C2× B	C0× B	B	J	γ				
1	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	8.977 6	4.188	0.000 0	0.386 3	84.546 5
2	I	I	I	I	I	I	I	II	II	II	II	II	II	II	II	II	13.334 8	4.665	0.913 7	0.948 2	7.250 5
3	I	I	I	II	II	II	II	I	I	I	I	II	II	II	II	II	13.358 1	4.709	0.918 6	1.000 0	4.884 4
4	I	I	I	II	II	II	II	II	II	II	II	I	I	I	I	I	12.746 8	4.213	0.790 4	0.415 8	35.944 4
5	I	II	II	I	I	II	II	I	I	II	II	I	I	II	II	II	13.641 8	4.624	0.978 1	0.899 9	5.319 5
6	I	II	II	I	I	II	II	II	II	I	I	II	II	I	I	I	10.522 5	4.431	0.324 0	0.672 6	53.659 8
7	I	II	II	II	II	I	I	I	I	II	II	II	II	I	I	I	10.541 2	4.424	0.327 9	0.664 3	53.754 4
8	I	II	II	II	II	I	I	II	II	I	I	I	I	II	II	II	13.746 3	4.563	1.000 0	0.828 0	6.878 7
9	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	II	10.741 6	4.233	0.369 9	0.439 3	60.231 7
10	II	I	II	I	II	I	II	II	I	II	I	II	I	II	I	I	8.992 8	3.860	0.003 2	0.000 0	99.808 8
11	II	I	II	II	I	II	I	I	II	I	II	II	I	II	I	I	9.059 6	3.861	0.017 2	0.001 2	98.921 2
12	II	I	II	II	I	II	I	II	I	II	I	I	II	I	II	II	10.192 7	3.980	0.254 8	0.141 3	79.057 9
13	II	II	I	I	II	II	I	I	II	II	I	I	II	II	I	I	9.831 3	4.267	0.179 0	0.479 4	70.083 2
14	II	II	I	I	II	II	I	II	I	I	II	II	I	I	II	II	10.393 2	4.460	0.296 9	0.706 7	53.920 4
15	II	II	I	II	I	I	II	I	II	II	I	II	I	I	II	II	10.378 7	4.436	0.293 8	0.678 4	55.233 6
16	II	II	I	II	I	I	II	II	I	I	II	I	II	II	I	I	11.220 5	3.901	0.470 3	0.048 3	69.848 1

注:表中两因素相乘表示两因素有交互作用。

对最大冲击度 J 和动载荷系数 γ 开展极差分析,可得到两种最优方案,其中最大冲击度最优方案为 C0(I)、C2(II)、C3(II)、C4(II)、B(II),动载荷系数最优方案为 C0(II)、C2(I)、C3(II)、C4(II)、B(I),()表示因素处于该水平

下。在表 2 中增加评价指标隶属度,将最大冲击度设为 0.6,动载荷系数设为 0.4,对各评价指标的重要程度进行综合评分,评分越高,表明该因素越重要。进一步对综合评分开展极差分析,结果如图 9 所示。

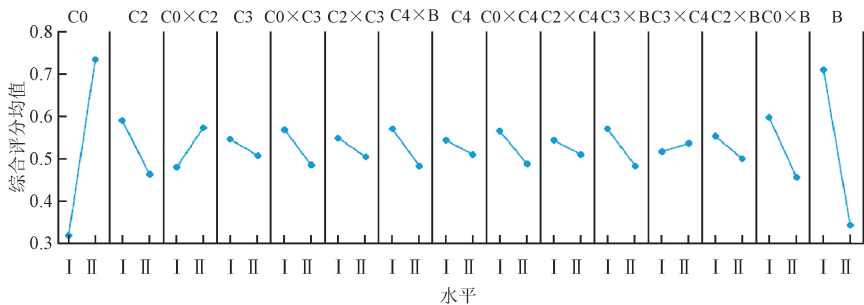


图 9 综合评分极差分析

Fig. 9 Comprehensive score range analysis

由图 9 计算可知,各列的极差均不相同,极差越大,表明该因素对试验结果的影响越大,影响因素由主到次分别为 C_0 、 B 、 $C_0 \times B$ 、 C_2 、 $C_4 \times B$ 、 $C_3 \times B$ 。对于单因素 C_0 、 B 、 C_2 ,可得最优水平分别为 II、I、I。对于交互因素 $C_4 \times B$ 、 $C_3 \times B$,由图 10 所示的交互作用可见, C_4 、 C_3 的最优水平均为 I。由此可知, C_0 在 20.0 s 时进行切换, B 、 C_2 、 C_4 、 C_3 均在 19.7 s 时进行切换。

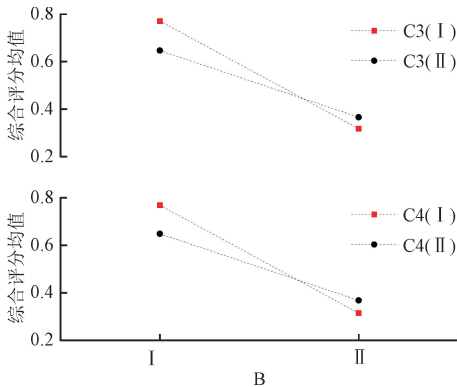


图 10 B 和 C_3 、 C_4 的交互作用

Fig. 10 Interaction effect of B with C_3 and C_4

3.4 仿真结果分析

3.4.1 电机转速变化

如图 11 所示,电机经过模糊 PID (FuzzyPID) 控制后,比正常切换 (Normal) 的转速变化抗干扰性更强,稳定性更高。

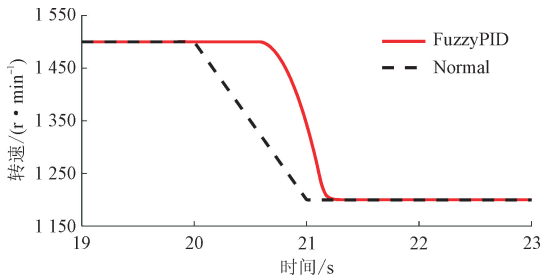


图 11 电机转速变化

Fig. 11 Variation of electromotor speed

3.4.2 评价指标分析

图 12 给出了不同控制方案下,输出轴冲击度、转矩和转速变化的对比,其中 FuzzyPID-L 为模糊 PID 控制和正交试验 L 最优切换时序的共同控制。在 Normal、FuzzyPID、L、FuzzyPID-L 4 种控制方案下,输出轴最大冲击度的绝对值分别为 11.418 8、9.029 8、8.873 9、8.112 7 m/s^3 ,由式(18)计算得到的输出轴动载荷系数分别为 4.771、4.212、4.679、3.874。输出轴冲击度和转矩波动的最大值均出现在切换元件接合时,此时通过电机转速和切换元件切换时序的共同控制,冲击度有效降低,远低于中国标准(17.64 m/s^3)及德国标准(10 m/s^3),转矩波动

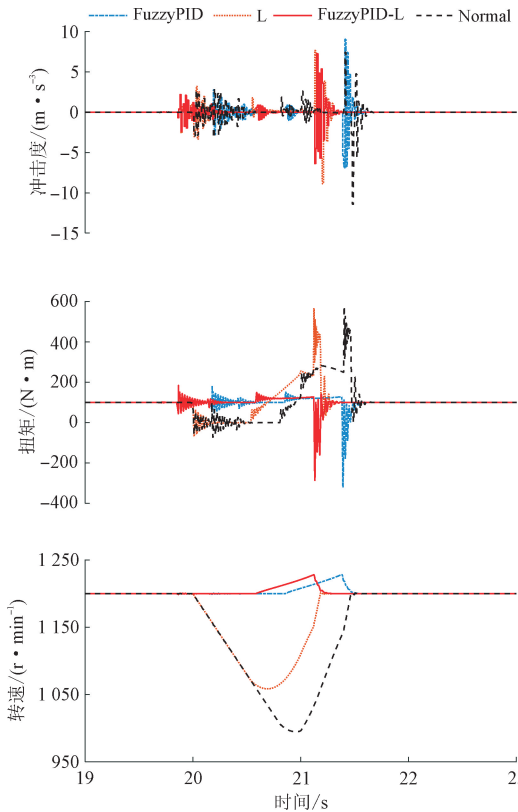


图 12 不同方案的仿真结果对比

Fig. 12 Comparison of simulation results of different schemes

得到明显优化。4 种方案下,由式(19)计算得到的输出轴速度动幅度分别为 17.118 6%、2.372 5%、11.794 2%、2.350 0%,切换时间分别为 1.5、0.7、1.2、0.7 s。可以看出,正常切换和只对切换元件进行控制时,输出轴转速有明显下降,即出现动力中断现象。当使用模糊 PID 对电机转速调节控制时,转速略微增大,但转速波动极小,实现了无动力中断切换。与此同时,模式切换时间减少,输出轴转速稳定输出时间增加。

表 3 $L_{16}(2^{15})$ 正交试验结果
Table 3 Results of $L_{16}(2^{15})$ orthogonal test

试验 次数	因素水平															试验结果		J	γ	综合 评分/%
	C0	C3	C0× C3	C4	C0× C4	C3× C4	空 列	B	C0× B	C3× B	空 列	C4× B	空 列	空 列	空 列	J	γ	隶属度	隶属度	
1	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	9.971 1	2.679 8	0.090 6	0.108 2	90.235 3
2	I	I	I	I	I	I	I	II	II	II	II	II	II	II	II	12.946 2	2.794 8	0.797 3	1.000 0	12.160 2
3	I	I	I	II	II	II	II	I	I	I	I	II	II	II	II	9.997 1	2.731 8	0.096 8	0.511 5	73.731 4
4	I	I	I	II	II	II	II	II	II	II	II	I	I	I	I	11.832 4	2.792 3	0.532 8	0.981 1	28.789 4
5	I	II	II	I	I	II	II	I	I	II	II	I	I	II	II	13.784 3	2.729 9	0.996 4	0.497 1	20.332 8
6	I	II	II	I	I	II	II	II	II	I	I	II	II	I	I	13.791 9	2.784 8	0.998 2	0.922 5	3.208 7
7	I	II	II	II	II	I	I	I	I	II	II	II	II	I	I	12.114 6	2.679 6	0.599 8	0.107 3	59.721 8
8	I	II	II	II	II	I	I	II	II	I	I	I	I	II	II	12.762 0	2.766 7	0.753 6	0.782 1	23.501 5
9	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	11.765 8	2.673 3	0.516 9	0.057 8	66.673 0
10	II	I	II	I	II	I	II	II	I	II	I	II	I	II	I	12.738 2	2.700 3	0.747 9	0.267 5	44.426 2
11	II	I	II	II	I	II	I	I	II	I	II	II	I	II	I	12.898 0	2.676 3	0.785 9	0.081 6	49.582 5
12	II	I	II	II	I	II	I	II	I	II	I	I	II	I	II	12.241 6	2.756 0	0.630 0	0.699 1	34.240 0
13	II	II	I	I	II	II	I	I	II	II	I	I	II	II	I	13.799 4	2.674 8	1.000 0	0.069 4	37.223 9
14	II	II	I	I	II	II	I	II	I	I	II	II	I	I	II	13.788 0	2.752 2	0.997 3	0.669 7	13.373 5
15	II	II	I	II	I	I	II	I	II	II	I	II	I	I	II	9.589 6	2.665 8	0.000 0	0.000 0	100.000 0
16	II	II	I	II	I	I	II	II	I	I	II	I	II	II	I	12.593 9	2.703 0	0.713 6	0.288 7	45.632 4

3.6 方差分析

对表 3 中试验数据开展方差分析,结果如表 4 所示。其中, F 值代表方差分析的统计量,用于判断各组之间是否存在显著差异; P 值代表显著性水平,用于评估这种差异是否显著。由表 4 可见,影响因素主次排序为 B、C3×C4、C4、C4×B、C0×C3,其中因素 B 的 P 值最小,显著性最大,故对结果的影响

3.5 改变模式切换

为验证上述方案中优化效果最好的 FuzzyPID-L 方案在不同模式切换下的适用性,将电机低档切换至混合动力转矩转速双耦合(HP-DC)状态。设置输出轴目标转速为 $1\,400\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,负载为 $120\text{ N}\cdot\text{m}$ 。通过正交试验,对离合器 C0、C3、C4 和制动器 B 共 4 个切换元件寻求最优切换时序,设计 $L_{16}(2^{15})$ 正交试验如表 3 所示,其中空列是指未安排试验因素或交互作用的列,主要用于估计试验误差。

最为重要。B(I)和 B(II)的综合评分均值为 62.19%、25.67%,因此 B 在 19.7 s 切换。此外,得到自由度的误差为 5(表示表 3 中空列的总和),离差平方和及均方的误差分别为 0.017 13, 0.017 128。

图 13 给出了 C3×C4、C0×C3 的交互影响。分析可得,切换元件 C0、C3、C4 均在 20.0 s 进行切换。

表 4 正交试验数据方差分析
Table 4 Analysis of variance of orthogonal test data

因素	自由度	离差平方和	均方	F 值	P 值
C0	1	0.039 47	0.039 470	0.48	0.500
C3	1	0.058 62	0.058 620	0.72	0.409
C0×C3	1	0.061 83	0.061 830	0.77	0.396

续表

因素	自由度	离差平方和	均方	<i>F</i> 值	<i>P</i> 值
C4	1	0.101 70	0.101 710	1.31	0.272
C0×C4	1	0.000 40	0.000 395	0	0.947
C3×C4	1	0.206 70	0.206 720	2.94	0.109
B	1	0.533 50	0.533 520	11.34	0.005
C0×B	1	0.022 92	0.022 920	0.27	0.609
C3×B	1	0.005 27	0.005 272	0.06	0.807
C4×B	1	0.076 04	0.076 040	0.95	0.345

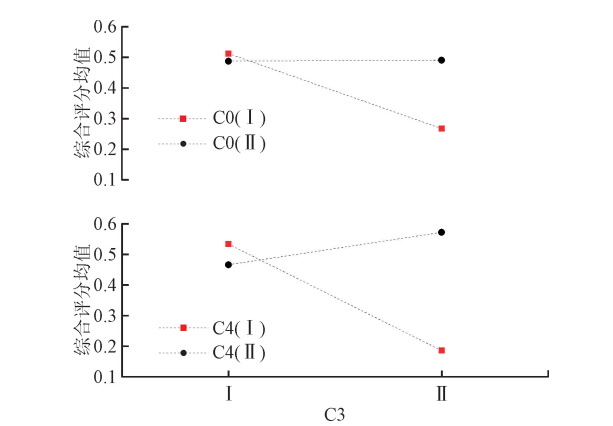
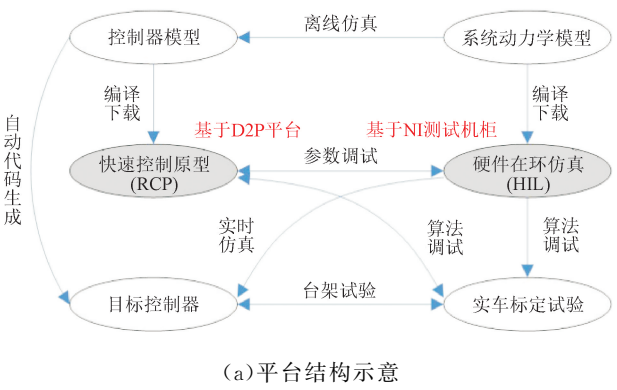


图 13 C3 和 C0、C4 的交互作用

Fig. 13 Interaction effect of C3 with C0 and C4

4 硬件在环实验验证

硬件在环(HIL)测试广泛应用于混合动力控制器的控制策略可行性分析^[28]。为评估动力传动系统在不同工作模式下的性能和控制策略对系统平稳性的影响,本文开展了 HIL 测试实验,旨在提高动力传动系统的平顺性和稳定性,为优化控制策略提供关键数据支持。测试平台结构示意图和实物如图 14 所示。



(a)平台结构示意图



(b)平台实物

图 14 HIL 测试平台

Fig. 14 HIL test platform

针对 EM-ML 模式切换至 HP-TC 模式,开展 HIL 测试验证。设定目标转速为 $1\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$, 负载为 $150\text{ N}\cdot\text{m}$, 得到的测试结果如图 15 所示。由图可知,相较于 Normal 控制, FuzzyPID-L 控制下最大冲击度的绝对值由 $8.778\,1\text{ m/s}^3$ 降低至 $5.393\,4\text{ m/s}^3$, 动载荷系数由 2.808 减小至 1.791 , 速度动幅度由 $17.147\,1\%$ 降低至 $3.970\,0\%$, 模式切换时间也由 1.45 s 减少至 0.70 s , 各评价指标均得到明显优化,表明此控制策略在不同目标转速及负载下均具有适用性。

将 EM-ML 模式切换至 HP-DC 模式,在确定切换元件最优切换时序后,增加模糊 PID 控制,得到的测试结果如图 16 所示。由图可知,相较于 Normal 控制, FuzzyPID-L 控制下冲击度的最大绝对值由 $12.593\,9\text{ m/s}^3$ 减小至 $7.370\,3\text{ m/s}^3$, 动载荷系数由 1.703 降低至 1.434 , 速度动幅度由 $20.037\,9\%$ 降低至 $2.238\,6\%$, 模式切换时间由 2.1 s 降低至 1.2 s 。这表明 FuzzyPID-L 方案在不同模式切换时同样适用,能够改善模式切换质量,优化模式切换评价指标。

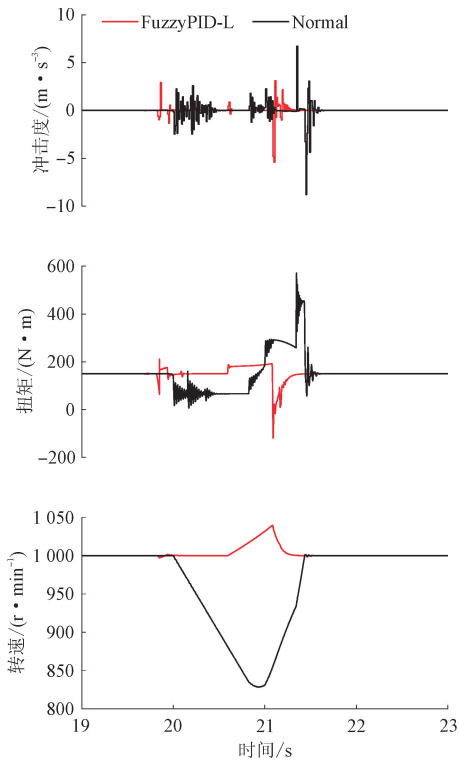


图 15 EM-ML 切换至 HP-TC 模式的测试结果
Fig. 15 Test results of switching from EM-ML to HP-TC mode

5 结 论

针对当前动力系统和传动系统研究较为单一、各系统之间的相互作用和匹配性关注不足的问题,以自主设计的油电混合-机液复合动力传动系统为研究对象,深入分析了各系统及切换元件间的协调作用,得到如下主要结论。

(1)针对复杂多变的实际工况设计多种动力传动模式,重点分析了电机低档(EM-ML)切换至混合动力转矩耦合(HP-TC)的模式切换过程,结果表明:各子系统间存在明显的相互耦合关系,以输出轴的冲击度、动载荷系数、速度动幅度和模式切换时间为评价指标进行优化,能够有效提升系统性能。

(2)提出了模糊 PID 控制器和最优切换时序共同控制的模式切换控制策略,在精确控制电机转速的同时,通过正交试验和极差分析法,确定了切换元件最优切换时序。仿真结果表明:在 EM-ML 向 HP-TC 的模式切换过程中,通过对比 Normal、FuzzyPID、L 和 FuzzyPID-L 4 种控制方案发现, FuzzyPID 和 L 单独控制能够显著改善模式切换过程,而 FuzzyPID-L 复合控制能够更大程度地提高模式切换质量,具体表现为输出轴的冲击度降低了 28.95%,输出轴转矩和转速波动明显减小,模式切换时间缩短了 1/2。

(3)通过搭建硬件在环(HIL)测试平台,在不同的目标转速和负载下,对 EM-ML 切换至 HP-TC 过程进行实验验证;同时,增加电机低档切换至混合动力转矩和转速双耦合(HP-DC)进行测试分析,测试结果表明:采用 FuzzyPID-L 控制方案后,各评价指标均得到了显著优化,验证了该方案不仅在特定模式切换下具有适用性,且在不同模式切换下也表现出良好的控制效果。

未来动力传动系统的发展应注重整个系统的实时优化和动态自适应调节,在保证模式切换平稳性的基础上进一步提升系统的节能性和高效性。

参考文献:

[1] PASCUZZI S, LYP-WROŃSKA K, GDOWSKA K, et al. Sustainability evaluation of hybrid agriculture-tractor powertrains [J]. Sustainability, 2024, 16(3): 1184.
[2] MOCERA F, SOMÀ A, MARTELLI S, et al. Trends and future perspective of electrification in agricultural tractor-implement applications [J]. Energies, 2023, 16(18): 6601.
[3] BELIGOJ M, SCOLARO E, ALBERTI L, et al. Fea-

图 16 EM-ML 切换至 HP-DC 模式的测试结果
Fig. 16 Test results of switching from EM-ML to HP-DC mode

- sibility evaluation of hybrid electric agricultural tractors based on life cycle cost analysis [J]. *IEEE Access*, 2022, 10: 28853-28867.
- [4] 张凯, 鲁植雄, 王琳, 等. 基于杠杆拓扑法的混合动力拖拉机 ECVT 构型设计与节能控制 [J]. *农业机械学报*, 2024, 55(12): 505-518.
- ZHANG Kai, LU Zhixiong, WANG Lin, et al. ECVT configuration design and energy-saving control of hybrid tractor based on lever topology method [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2024, 55(12): 505-518.
- [5] 赵升吨, 郑臻皓, 杜威, 等. 电动汽车高效节能驱动与传动系统研究进展 [J]. *西安交通大学学报*, 2025, 59(4), 1-15.
- ZHAO Shengdun, ZHENG Zhenhao, DU Wei, et al. Research progress of high efficiency and energy saving drive and transmission systems for electric vehicles [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2025, 59(4), 1-15.
- [6] 陆凯, 鲁杨, 邓晓亭, 等. 理论换段点下 HMCVT 换段离合器转矩交接及控制 [J]. *农业工程学报*, 2022, 38(19): 23-32.
- LU Kai, LU Yang, DENG Xiaoting, et al. Torque handover and control of the HMCVT shift clutches under the theoretical shift condition [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2022, 38(19): 23-32.
- [7] 于今, 陈华, 刘骏豪. 液压机械无级变速器的变论域模糊 PID 速比跟踪控制 [J]. *中国机械工程*, 2019, 30(10): 1226-1232.
- YU Jin, CHEN Hua, LIU Junhao. Speed ratio follow-up control of HMCVT based on variable universe fuzzy PID [J]. *China Mechanical Engineering*, 2019, 30(10): 1226-1232.
- [8] ZENG Yuping, HUANG Zhikai, CAI Yang, et al. A control strategy for driving mode switches of plug-in hybrid electric vehicles [J]. *Sustainability*, 2018, 10(11): 4237.
- [9] YANG Ye, ZHANG Youtong, ZHANG Si, et al. Control strategy of mode transition with engine start in a plug-in hybrid electric bus [J]. *Energies*, 2019, 12(15): 2989.
- [10] SUN Qinpeng, LI Xueliang, LIU Xinlei, et al. A coordinated mode switch control strategy for a two-gear power-split hybrid system [J]. *Machines*, 2024, 12(7): 427.
- [11] WEI Xiaozhao, WANG Lei, NI Xiangdong, et al. Speed control strategy for pump-motor hydraulic transmission subsystem in hydro-mechanical continuously variable transmission [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2021, 35(12): 5665-5679.
- [12] 夏光, 魏志祥, 唐希雯, 等. 新型液压机械双流传动模式切换分析与控制研究 [J]. *中国机械工程*, 2023, 34(13): 1611-1627.
- XIA Guang, WEI Zhixiang, TANG Xiwen, et al. Research on mode switching analysis and control of new hydraulic mechanical dual-flow transmissions [J]. *China Mechanical Engineering*, 2023, 34(13): 1611-1627.
- [13] 张渊博, 王伟达, 项昌乐, 等. 基于模型预测控制的混合动力汽车模式切换中的转矩协调控制策略 [J]. *汽车工程*, 2018, 40(9): 1040-1047.
- ZHANG Yuanbo, WANG Weida, XIANG Changle, et al. A model predictive control-based torque coordinated control strategy for hybrid electric vehicle during mode shifting [J]. *Automotive Engineering*, 2018, 40(9): 1040-1047.
- [14] 曹付义, 李文渤, 韩其炎, 等. 拖拉机液压机械无级变速器综合模式切换规律 [J]. *农业工程学报*, 2022, 38(12): 41-47.
- CAO Fuyi, LI Wenbo, HAN Qiyang, et al. Switching of the comprehensive mode for the hydro-mechanical continuously variable transmission of a tractor [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2022, 38(12): 41-47.
- [15] 刘金刚, 肖培杰, 傅兵, 等. 并联式混合动力汽车模式切换控制策略研究 [J]. *中国公路学报*, 2020, 33(8): 42-50.
- LIU Jingang, XIAO Peijie, FU Bing, et al. Research on mode switching control strategy of parallel hybrid electric vehicle [J]. *China Journal of Highway and Transport*, 2020, 33(8): 42-50.
- [16] 江苏大学. 一种混合动力多模式切换的无级变速传动系统: CN201910041132.1 [P]. 2021-07-20.
- [17] 朱镇, 曾令新, 林勇刚, 等. 融合工况预测的混合动力拖拉机自适应能量管理策略 [J]. *西安交通大学学报*, 2023, 57(12): 201-210.
- ZHU Zhen, ZENG Lingxin, LIN Yonggang, et al. Adaptive energy management strategy for hybrid tractors based on condition prediction [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2023, 57(12): 201-210.
- [18] ZHAO Yehui, CHEN Xiaohan, SONG Yue, et al. Energy and fuel consumption of a new concept of hydro-mechanical tractor transmission [J]. *Sustainability*, 2023, 15(14): 10809.
- [19] LI Xiaotian, WANG Anlin. A modularization method of dynamic system modeling for multiple planetary gear

- trains transmission gearbox [J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 136: 162-177.
- [20] BRUNI S, MEIJAARD J P, RILL G, et al. State-of-the-art and challenges of railway and road vehicle dynamics with multibody dynamics approaches [J]. Multibody System Dynamics, 2020, 49(1): 1-32.
- [21] 曹付义, 冯琦, 杨超杰, 等. 双模式液压机械传动装置离合器切换时序优化 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(1): 86-93.
- CAO Fuyi, FENG Qi, YANG Chaojie, et al. Clutch switching timing optimization of dual-mode hydro-mechanical transmission device [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(1): 86-93.
- [22] ZHU Zhen, GAO Xiang, CAO Leilei, et al. Research on the shift strategy of HMCVT based on the physical parameters and shift time [J]. Applied Mathematical Modelling, 2016, 40(15/16): 6889-6907.
- [23] LI Yuhao, WANG Kai, LI Liwei. Research on fuzzy PID control for permanent magnet synchronous motor [C]//2017 Chinese Automation Congress (CAC). Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2017: 5735-5739.
- [24] 李同辉, 谢斌, 宋正河, 等. 电动拖拉机双电机耦合驱动系统传动特性研究 [J]. 农业机械学报, 2019, 50(6): 379-388.
- LI Tonghui, XIE Bin, SONG Zhenghe, et al. Transmission characteristics of dual-motor coupling system for electric tractors [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(6): 379-388.
- [25] ZHAO Jing, XIAO Maohua, BARTOS P, et al. Dynamic engagement characteristics of wet clutch based on hydro-mechanical continuously variable transmission [J]. Journal of Central South University, 2021, 28(5): 1377-1389.
- [26] 王书翰, 徐向阳, 刘艳芳, 等. 自动变速器液压系统设计与动态特性仿真 [J]. 北京航空航天大学学报, 2009, 35(7): 860-864.
- WANG Shuhan, XU Xiangyang, LIU Yanfang, et al. Design and dynamic simulation of hydraulic system for AT [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009, 35(7): 860-864.
- [27] 曾小华, 王庆年, 王伟华, 等. 正交优化设计理论在混合动力汽车设计中的应用 [J]. 农业机械学报, 2006, 37(5): 26-28.
- ZENG Xiaohua, WANG Qingnian, WANG Weihua, et al. Orthogonal optimization design for hybrid electric vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(5): 26-28.
- [28] SOEIRO L G G, FILHO B J C. Vehicle power system modeling and integration in hardware-in-the-loop (HIL) simulations [J]. Machines, 2023, 11(6): 605.

(编辑 李慧敏)