

双模式液压机械传动装置离合器切换时序优化

曹付义^{1,2}, 冯琦¹, 杨超杰¹, 徐立友^{1,3}

(1. 河南科技大学车辆与交通工程学院, 471003, 河南洛阳; 2. 河南科技大学机械装备先进制造河南省协同创新中心, 471003, 河南洛阳; 3. 河南科技大学拖拉机动力系统国家重点实验室, 471039, 河南洛阳)

摘要: 为改善双模式液压机械传动装置(DHMT)模式切换品质,运用正交试验及极差分析法对切换过程中多个离合器的切换时序进行优化。在分析 DHMT 传动原理与模式切换过程的基础上,建立模式切换过程及切换品质评价指标模型,提出了一种基于正交试验及极差分析的 DHMT 离合器切换时序优化方法,以参与模式切换过程的多个离合器的切换时序为影响因子设计正交试验表,进行正交试验仿真,并对仿真结果进行极差分析,得到各离合器切换时序对各评价指标的影响程度,综合平衡各项指标后得出 DHMT 离合器切换时序优化方案组合。仿真结果表明:参考本文研究对象,基于离合器时序优化方案的模式切换过程冲击度为 6.15 m/s^3 , 低于 17.64 m/s^3 的国内标准,滑摩功为 2.8 kJ ,切换时间为 1.05 s ,均在合理范围之内。试验结果表明:试验与仿真结果接近,且变化趋势一致,验证了所建模型的正确性,并进一步说明通过优化离合器切换时序可有效提高 DHMT 模式切换品质。研究结果可为制定双模式液压机械传动装置模式切换过程控制策略提供理论参考。

关键词: 双模式液压机械传动装置; 离合器; 切换时序; 优化

中图分类号: TH13 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202101011 **文章编号:** 0253-987X(2021)01-0086-08



OSID 码

Clutch Switching Timing Optimization of Dual-Mode Hydro-Mechanical Transmission Device

CAO Fuyi^{1,2}, FENG Qi¹, YANG Chaojie¹, XU Liyou^{1,3}

(1. School of Vehicle and Traffic Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang, Henan 471003, China; 2. Henan Province Collaborative Innovation Center for Advanced Manufacturing of Mechanical Equipment, Henan University of Science and Technology, Luoyang, Henan 471003, China; 3. State Key Laboratory of Tractor Power System, Henan University of Science and Technology, Luoyang, Henan 471039, China)

Abstract: To improve the mode switching quality of dual-mode hydro-mechanical transmission (DHMT), orthogonal test and range analysis methods were used to optimize the switching timing sequence of multiple clutches during the switching process. Based on the analysis of DHMT transmission principle and mode switching process, the models of mode switching process and switching quality evaluation index were established. A timing optimization method of DHMT clutch switching based on orthogonal test and range analysis was presented. The orthogonal test table was designed with the switching time sequence of multiple clutches participating in the mode switching process as the influence factor, and orthogonal test simulation was carried out. The range analysis of the simulation results was carried out to get the influence degree of each clutch's

switching time sequence on each evaluation index. After comprehensive balance of all indexes, the optimization scheme combination of DHMT clutch switching timing sequence was obtained. The simulation results show that the impact degree of the mode switching process based on the optimization scheme is 6.15 m/s^3 , lower than the domestic standard of 17.64 m/s^3 , and the sliding power is 2.80 kJ and the switching time was 1.05 s , both within the reasonable range. The test results are close to the simulation results and the variation trend is consistent, which verifies the correctness of the model built in the paper, and further indicates that the DHMT mode switching quality can be effectively improved by optimizing the timing sequence of clutch switching. This research can provide a theoretical reference for the formulation of control strategy of mode switching process of dual-mode hydro-mechanical transmission device.

Keywords: dual-mode hydro-mechanical transmission; clutch; switching time sequence; optimization

双模式液压机械传动装置(DHMT)可实现分速汇矩和分矩汇速两种模式下的无级变速传动,低速段和高速段均有较高的传动效率^[1-2],在大功率车辆上有优越的应用前景。DHMT 模式切换需要通过控制多个离合器或制动器来实现,在切换过程中会出现动力中断、冲击度大等问题^[3]。进行 DHMT 离合器切换时序优化研究,对于制定模式切换控制策略、实现平稳切换具有重要意义。

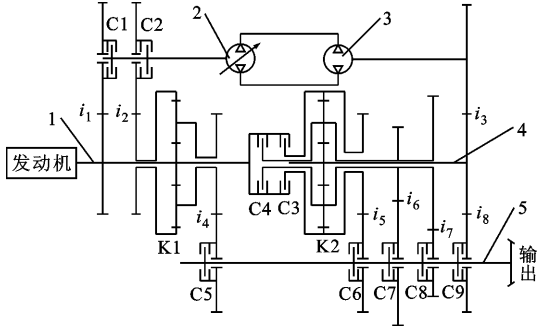
国内外针对液压机械传动装置的设计^[4-7]、特性分析^[8-10]、离合器控制^[11-14]等方面的研究较多,但针对 DHMT 模式切换过程的离合器切换时序研究较少。曹付义等设计了基于拖拉机的多模式液压机械传动装置,并对其调速特性和功率分流特性等进行了分析^[15]。朱镇等对液压机械无级变速器换挡品质影响因素进行分析,提出了基于物理参数和换挡时序的换挡策略^[16]。郑啸洲等分析了发动机转矩和离合器交错程度等因素对液压机械无级变速器换挡过程的影响,并提出升段过程离合器控制方法^[17]。陈昊闻等为提高双离合变速器的换挡平顺性,提出内模控制方法来提高离合器转速差的跟踪精度^[18]。李晓祥等为解决随机循环载荷等因素引起的离合器接合过程平稳性问题,提出了离合器接合过程控制的不确定性估计方法^[19]。以上研究多是针对单个或一组离合器进行的,对于多组离合器参与的换挡过程研究较少。

本文针对一种新型双模式液压机械传动装置,在分析其传动原理的基础上建立其模式切换过程数学模型,提出一种基于正交试验及极差分析的 DHMT 离合器切换时序优化方法,并进行仿真与试验验证。

1 DHMT 传动原理

1.1 DHMT 构型

本文研究的 DHMT 构型如图 1 所示,由机械传动部分、液压传动部分和模式切换机构组成。机械传动部分包括动力输入轴,动力输出轴,行星排 K1、K2 以及各定轴齿轮副;液压传动部分包括变量泵和定量马达;模式切换机构包括离合器 C1~C9。



1—动力输入轴;2—变量泵;3—定量马达;
4—液压力输入轴;5—动力输出轴。

图 1 DHMT 传动方案简图

1.2 模式切换原理

通过控制离合器工作状态,DHMT 可以实现分速汇矩和分矩汇速两种模式下 4 个速度段的无级变速传动。DHMT 各模式离合器作用状态如表 1 所示。

表 1 各工作模式离合器作用状态

模式	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
HM1		●			●				●
HM2	●		●				●		
HM3	●			●		●			
HM4	●		●					●	

注:●表示离合器处于接合状态。

在 DHMT 从分速汇矩 HM1 模式向分矩汇速 HM2 模式切换过程中,涉及 6 个离合器工作状态的变化,此过程最为复杂,对模式切换品质影响最大。本文将针对这一切换过程进行研究。

HM1 模式下系统输出转速

$$n_{\text{out_HM1}} = \frac{\varepsilon}{(1+k_1)i_4\varepsilon - k_1i_2i_3i_8}n_{\text{in}} \quad (1)$$

式中: n_{in} 为系统输入转速; ε 为液压元件排量比; k_1 为行星排 K1 的特性参数; i 为各定轴齿轮的传动比。

HM2 模式下系统输出转速

$$n_{\text{out_HM2}} = \frac{\varepsilon + k_2i_1i_3}{(1+k_2)i_1i_3i_6}n_{\text{in}} \quad (2)$$

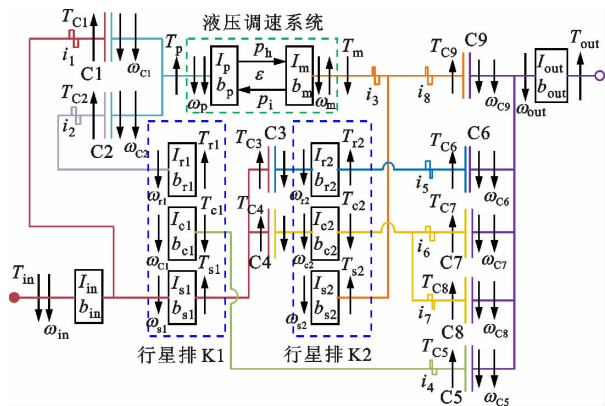
式中 k_2 为行星排 K2 的特性参数。

为保证模式切换前后系统输出速度连续,结合式(1)(2),可得理论同步切换条件为

$$\frac{\varepsilon}{(1+k_1)i_4\varepsilon - k_1i_2i_3i_8} = \frac{\varepsilon + k_2i_1i_3}{(1+k_2)i_1i_3i_6} \quad (3)$$

2 DHMT 模式切换过程建模

将 DHMT 系统划分为轴系、变量泵-定量马达、离合器及行星排等部分,建模时仅考虑构件的转动惯量和阻尼,并且各构件以集中质量的形式存在。建立的 DHMT 动力学模型如图 2 所示。



I, b, T, ω —轴或部件的等效惯量、等效阻尼系数、转矩和角速度;

下标 in、out—系统输入和输出轴, r1、c1、s1—行星排 K1 的

齿圈、行星架和太阳轮, r2、c2、s2—行星排 K2 的齿圈、行星

架和太阳轮, p、m—变量泵和定量马达; p_h, p_l —液压调

速系统高压和低压油路压力。

图 2 DHMT 动力学模型

2.1 轴系数学模型

建立各轴系数学模型如下

$$(I_{\text{in}} + I_{s1})\dot{\omega}_{\text{in}} = T_{\text{in}} - T_{C1}/i_1 - T_{C2}/i_2 - T_{s1} -$$

$$T_{C3} - T_{C4} - (b_{\text{in}} + b_{s1}/i_1^2)\omega_{\text{in}} \quad (4)$$

$$I_{c1}\dot{\omega}_{c1} = T_{c1} - T_{C5}/i_4 - b_{c1}\omega_{c1} \quad (5)$$

$$I_{r1}\dot{\omega}_{r1} = T_{C2}/i_2 - T_{r1} - b_{r1}\omega_{r1} \quad (6)$$

$$I_{s2}\dot{\omega}_{s2} = T_m i_3 - T_{s2} - \frac{T_{C9}}{i_8} - b_{s2}\omega_{s2} \quad (7)$$

$$I_{c2}\dot{\omega}_{c2} = T_{c2} + T_{C4} + T_{C7}/i_6 - T_{C6}/i_5 - b_{c2}\omega_{c2} \quad (8)$$

$$I_{r2}\dot{\omega}_{r2} = T_{C3} - T_{r2} - \frac{T_{C8}}{i_7} - b_{r2}\omega_{r2} \quad (9)$$

$$I_{\text{out}}\dot{\omega}_{\text{out}} = T_{C9} + T_{C8} + T_{C7} + T_{C6} + T_{C5} - T_{\text{out}} - b_{\text{out}}\omega_{\text{out}} \quad (10)$$

2.2 液压调速系统数学模型

假设液压元件油液泄漏为层流,不考虑油路压力损失及流量脉动对系统的影响,流量连续性模型为

$$\frac{V}{\beta_e} \frac{d(p_h - p_l)}{dt} = D_p \varepsilon \omega_p - D_m \omega_m - \frac{C_{\text{tm}}(D_p + D_m)}{u}(p_h - p_l) \quad (11)$$

变量泵轴动力学模型为

$$I_p \dot{\omega}_p = T_p - D_p \varepsilon (p_h - p_l) - b_p \omega_p - \zeta_p (p_h - p_l) D_p \quad (12)$$

定量马达轴动力学模型为

$$I_m \dot{\omega}_m = D_m (p_h - p_l) - T_m - b_m \omega_m - \zeta_m (p_h - p_l) D_m \quad (13)$$

式中: D_p, D_m 分别为变量泵和定量马达最大排量; C_{tm} 为液压调速系统总泄漏系数; u 为油液动力黏度; V 为油液工作总体积; β_e 为油液弹性模量; ζ_p, ζ_m 分别为变量泵和定量马达机械摩擦损失系数。

2.3 离合器数学模型

当离合器处于滑摩状态时,传递转矩与油液压力及主、从动盘转速差相关,关系式为

$$T_C = \text{sgn}(\Delta\omega) \mu Z p_c A \frac{2(r_o^3 - r_i^3)}{3(r_o^2 - r_i^2)} \quad (14)$$

式中: T_C 为离合器传递转矩; μ 为离合器摩擦副的动摩擦因数; Z 为离合器摩擦副的数量; p_c 为离合器油液压力; A 为离合器活塞作用面积; r_i, r_o 分别为离合器摩擦副的内、外半径; $\Delta\omega$ 为离合器主、从动盘角速度差; sgn 为符号函数,其表达式为

$$\text{sgn}(\Delta\omega) = \begin{cases} 1, & \Delta\omega \geq 0 \\ -1, & \Delta\omega < 0 \end{cases} \quad (15)$$

2.4 行星排数学模型

建立行星排的动力学方程为

$$\omega_{sx} + k_x \omega_{rx} = (1 + k_x) \omega_{cx} \quad (16)$$

$$T_{sx} : T_{rx} : T_{cx} = 1 : k_x : (-1 - k_x) \quad (17)$$

式中: x 为行星排数量, $x=1, 2$; k 为行星排特性参数。

3 DHMT 模式切换品质仿真分析

3.1 DHMT 模式切换品质评价指标

本文选用冲击度、滑摩功、输出轴动载荷系数以及切换时间作为模式切换品质评价指标。

3.1.1 冲击度 冲击度是车辆纵向速度二阶微分的最大值,体现人对车辆舒适性的主观感受,表达式为

$$J=\left|\frac{\mathrm{d}^2v}{\mathrm{d}t^2}\right|_{\max}=\left|\frac{r}{i_0}\frac{\mathrm{d}^2}{\mathrm{d}t^2}\left(\frac{\pi n_o}{30}\right)\right|_{\max}\quad(18)$$

式中: J 为冲击度; v 为车辆纵向速度; r 为驱动轮半径; i_0 为车辆后桥总传动比; n_o 为输出轴转速。国内推荐冲击度最大值为 17.64 m/s^3 。

3.1.2 滑摩功 滑摩功是离合器主、从动盘之间滑动摩擦力矩所做的功,体现离合器接合过程中产生的热量,表达式为

$$W=\int_{t_0}^{t_f}(T_{\text{CX}}|\Delta\omega_{\text{CX}}|)\mathrm{d}t\quad(19)$$

式中: W 为滑摩功; t_0 、 t_f 分别为切换过程开始和结束时刻; T_{CX} 为离合器传递转矩; $\Delta\omega_{\text{CX}}$ 为离合器主、从动盘角速度差。

3.1.3 输出轴动载荷系数 输出轴动载荷系数是 DHMT 输出轴最大输出转矩和稳态输出转矩之比,反映输出轴转矩的波动程度,表达式为

$$\gamma=\frac{T_{\text{outmax}}}{T_{\text{out}}}\quad(20)$$

式中: T_{out} 为输出轴稳态输出转矩; T_{outmax} 为输出轴最大输出转矩; γ 为输出轴动载荷系数。

3.1.4 切换时间 切换时间是 DHMT 从前一个模式的稳定状态切换到新一个模式的稳定状态所需的时间,是反映切换品质的综合性能指标。

3.2 正交试验设计

正交试验极差分析法是用正交表设计试验方案以及对结果数据进行极差分析,从而得出优化方案组合,该方法适用于多因素、多指标优化问题^[20]。针对多组离合器参与、多个评价指标的 DHMT 模式切换品质优化问题,本文选用此方法进行分析研究。

在 DHMT 由 HM1 模式向 HM2 模式切换过程中,将需要进行状态切换的 6 个离合器 C2、C5、C9、C1、C3 和 C7 的切换时序分别作为因素 A、B、C、D、E 和 F;考虑到模式切换过程中执行机构动作滞后、离合器状态变化、系统稳定等阶段所需时间,参考文献[13]设定 10 s 为准时切换点,将各离合器提前 0.4 s、准时和延后 0.4 s 切换分别作为水平 1、2 和 3;冲击度、滑摩功、输出轴动载荷系数及切换时

间分别作为评价指标 I、II、III 和 IV,故本文选用 $L_{27}(3^6)$ 正交表进行试验方案设计。

3.3 切换过程仿真及极差分析

3.3.1 仿真参数 以某企业环卫洗扫车为装机对象,开发设计了一种适合环卫洗扫车作业要求的液压机械无级变速器,整车及主要部件仿真模型相关参数设置如表 2 所示。

表 2 仿真模型相关参数

参数	数值
车辆总质量/kg	12 500
驱动轮半径/m	0.485
后桥总传动比	9
变速器输入转速/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	2 200
行星排 K1 特性参数	2.5
行星排 K2 特性参数	3.5
变量泵最大排量/($\text{mL}\cdot\text{r}^{-1}$)	100
定量马达排量/($\text{mL}\cdot\text{r}^{-1}$)	100

3.3.2 仿真及极差分析 根据第 2 节中 DHMT 模式切换过程数学模型,基于 AMEsim-Matlab 软件平台建立 DHMT 模式切换过程仿真模型。为降低液压系统对切换品质的影响,仿真过程中设置较小的离合器控制油压 3.5 MPa 和较大的调速阀流量 5 L/min ^[16]。

对应各指标进行 27 次仿真后,运用 Minitab 数据分析软件,调取 $L_{27}(3^6)$ 正交模块,导入仿真结果数据,在各指标下进行极差分析。

(1)冲击度指标的极差分析结果如图 3 所示,其中 R 表示各因素的极差值。分析得出:离合器 C7 的切换时序对冲击度影响最大,离合器 C1 的切换时序对冲击度影响最小,各因素对冲击度影响程度由大到小的顺序是 F、A、C、B、E、D。使冲击度最小的方案组合为 $F_2A_1C_2B_2E_1D_1$ 。

(2)滑摩功指标的极差分析结果如图 4 所示。

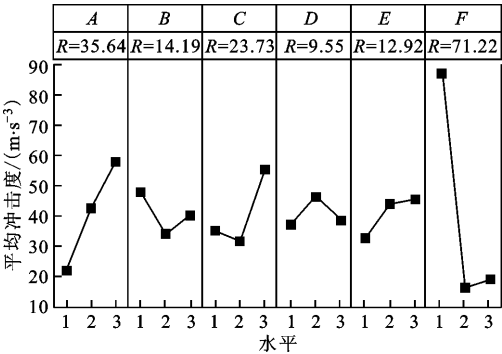


图 3 冲击度极差分析结果

分析得出:离合器 C1 的切换时序对滑摩功影响最大,离合器 C7 的切换时序对滑摩功影响最小,各因素对滑摩功影响程度由大到小的顺序是 D、C、A、B、E、F。使滑摩功最小的方案组合为 $D_3C_1A_1B_1E_3F_3$ 。

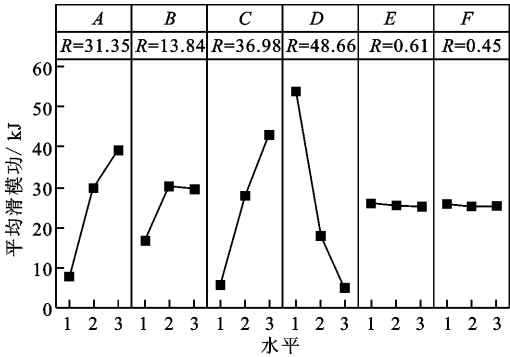


图 4 滑摩功极差分析结果

(3)输出轴动载荷系数指标的极差分析结果如图 5 所示。分析得出:离合器 C9 的切换时序对输出轴动载荷系数影响最大,离合器 C3 的切换时序对输出轴动载荷系数影响最小,各因素对输出轴动载荷系数影响程度由大到小的顺序是 C、F、D、A、B、E。使输出轴动载荷系数最小的方案组合为 $C_1F_3D_3A_1B_3E_1$ 。

(4)切换时间指标的极差分析结果如图 6 所示。分析得出:离合器 C7 的切换时序对切换时间影响最大,离合器 C1 的切换时序对切换时间影响最小,各因素对切换时间影响程度由大到小的顺序是 F、E、B、C、A、D。使切换时间最小的方案组合为 $F_1E_1B_1C_1A_1D_2$ 。

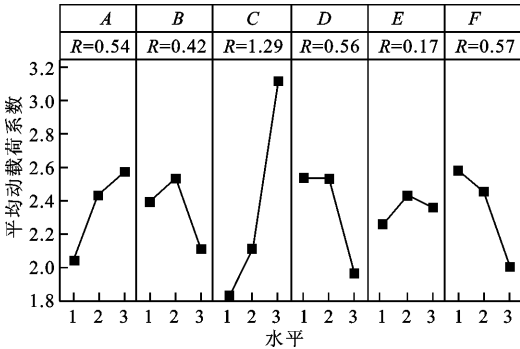


图 5 输出轴动载荷系数极差分析结果

根据以上分析,综合平衡各项指标,在满足冲击度、滑摩功、输出轴动载荷系数及切换时间都较小的情况下,预测离合器切换时序的优化方案组合为 $A_1B_1C_1D_2E_1F_2$,即 DHMT 由分速汇矩 HM1 模式切换至分矩汇速 HM2 模式时,先切换离合器 C2、C5、C9 和 C3,0.4 s 后切换离合器 C1 和 C7。

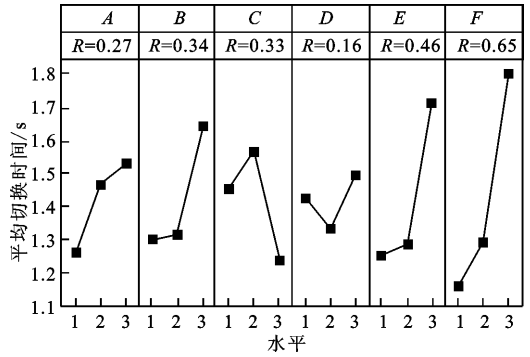
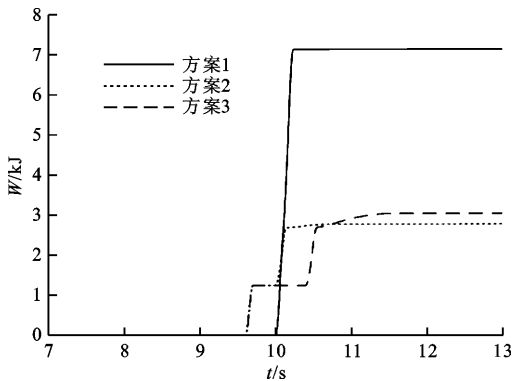
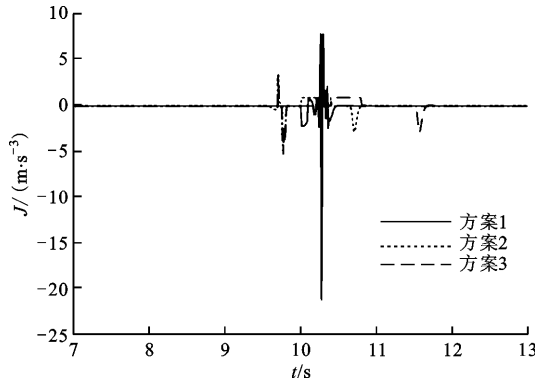


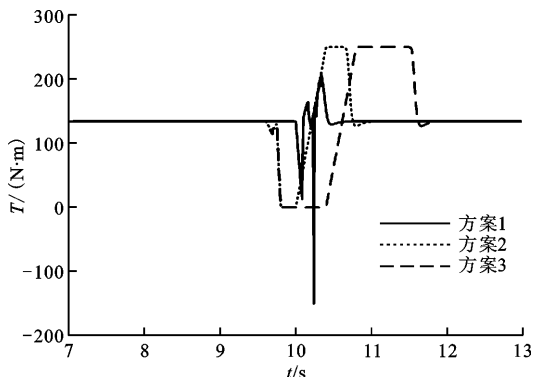
图 6 切换时间极差分析结果

3.4 离合器切换时序优化方案验证

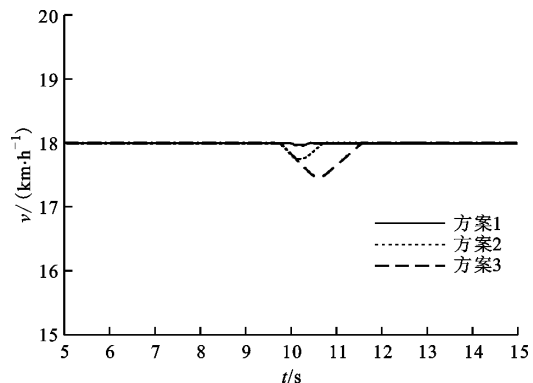
为验证离合器切换时序优化方案的正确性,进行 DHMT 模式切换品质的对比仿真:方案 1 仿真条件设置为切换无间隔,即离合器 C2、C5、C9、C1、C3 和 C7 在 10 s 时同时切换;方案 2 仿真条件设置为上文预测优化方案的切换间隔 0.4 s,即离合器 C2、C5、C9 和 C3 在 9.6 s 时切换,离合器 C1 和 C7 在 10 s 时切换;方案 3 仿真条件设置为切换间隔 0.8 s,即离合器 C2、C5、C9 和 C3 在 9.6 s 时切换,离合器 C1 和 C7 在 10.4 s 时切换。对比仿真结果如图 7 所示。

对仿真结果进行分析可知,方案 1、2 和 3 切换





(c)转矩



(d)车速

图 7 DHMT 模式切换品质对比仿真结果

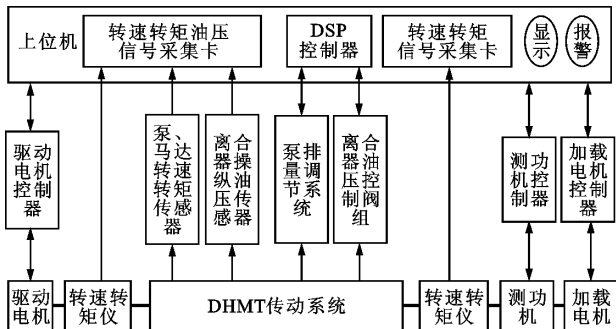
过程冲击度分别为 21.22、5.26 和 5.26 m/s^3 ;滑摩功分别为 7.17、2.8 和 3.06 kJ;输出轴最大转矩分别为 207、250 和 250 $\text{N} \cdot \text{m}$ (对应动荷载系数分别为 1.54、1.86 和 1.86);切换时间分别为 0.38、1.08 和 1.94 s。对比仿真结果表明:方案 1 模式切换时间最短,但冲击度和滑摩功较大;方案 3 冲击度和滑摩功较小,但模式切换时间较长,切换过程中动力中断现象明显,车速下降幅度大;方案 2 各指标综合优于其他两组,验证了离合器切换时序预测优化方案的正确性。

4 试验验证

4.1 试验台架总体方案

为进一步验证所建模型以及所得出的离合器切换时序优化方案的正确性,进行了 DHMT 模式切换试验,并将试验结果与仿真结果进行了对比分析。试验台架原理与实物如图 8 所示。

DHMT 试验台架是由驱动电机、自主开发设计的 DHMT 传动系统、加载电机以及计算机测控系统等组成的可测试环卫洗扫车作业工况的试验平台。驱动电机和加载电机分别为 DHMT 提供驱动



(a)试验台架原理图



1—驱动电机;2—转速转矩仪;3—DHMT 传动系统;
4—测功机;5—加载电机;6—试验台架测控系统。

(b)试验台架实物图

图 8 DHMT 模式切换试验台架

力矩和阻力矩,选用型号为 YVF2-355M-8 的三相异步变频电动机;计算机测控系统由一台上位机、DSP 控制器、转速转矩信号采集卡、各机构执行器以及仪表组成,基于 LabVIEW 软件平台开发计算机测控系统。

4.2 试验验证

由 3.3 及 3.4 小节可知,DHMT 由分速汇矩 HM1 模式切换至分矩汇速 HM2 模式时,先切换离合器 C2、C5、C9 和 C3,0.4 s 后切换离合器 C1 和 C7 可得到较优的切换品质,故试验与仿真条件设置为离合器 C2、C5、C9 和 C3 在 9.6 s 时进行切换,离合器 C1 和 C7 在 10 s 时开始切换,来验证仿真模型以及优化方案的正确性。由于离合器滑摩功在试验中很难测得,故只对冲击度、输出轴动荷载系数与切换时间进行分析,试验与仿真结果的对比如图 9 所示。

图 9a 为 DHMT 模式切换过程冲击度变化的试验与仿真结果对比图,由图可知,试验测得冲击度最大值 6.15 m/s^3 与仿真结果 5.26 m/s^3 相比略有增加,相对误差为 16.92%,这种现象是由于试验过程受多种因素影响所致,包括试验参数设置误差以及数据测量误差等;图 9b 为 DHMT 输出轴转矩变化的试验与仿真结果对比图,由图可知,DHMT 输出轴转矩的试验与仿真结果变化趋势基本一致,动

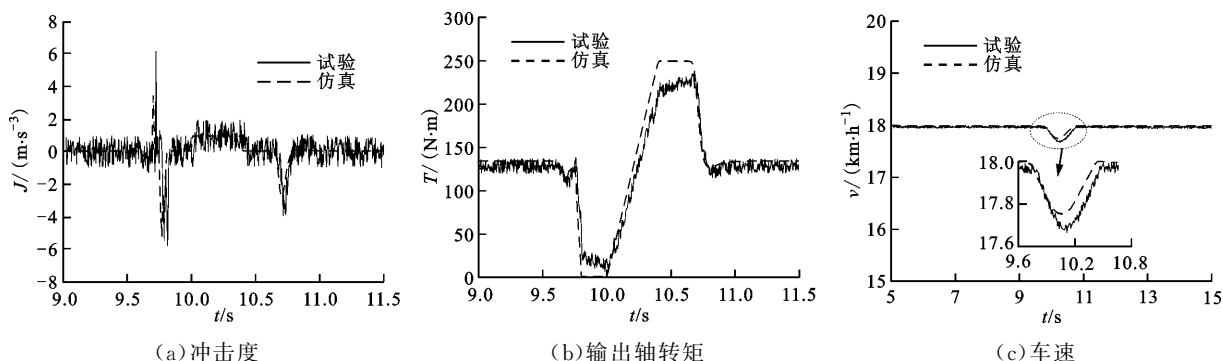


图9 DHMT 模式切换品质试验与仿真对比图

载荷系数为 1.75,与仿真结果 1.86 相比有所降低,相对误差为 5.91%,这种现象是由于液压损失和机械损失所引起的;图 9c 为车速变化的试验与仿真结果对比图,试验与仿真结果都表明模式切换过程中车速有减小,并且试验测得模式切换时间为 1.1 s,与仿真结果 1.05 s 相比略有增加,相对误差为 4.76%,这种现象是由于离合器油压控制阀动作滞后所引起的。

通过以上分析可得:由于试验受许多因素影响,导致与软件仿真结果存在一定的误差,但误差较小,在合理范围之内,并且试验与仿真曲线变化趋势一致。试验验证了所建模型及所提出的基于正交试验及极差分析的 DHMT 离合器切换时序优化方法的有效性和正确性。

5 结 论

(1)针对一种新型双模式液压机械传动装置,在分析其传动原理的基础上,建立了模式切换过程数学模型,并基于多组离合器切换时序设计了正交试验表,通过对仿真结果的极差分析得出了离合器切换时序的优化方案。

(2)通过试验验证了所建模型及所提出的基于正交试验及极差分析的 DHMT 离合器切换时序优化方法的有效性和正确性。通过优化离合器切换时序提高了 DHMT 模式切换品质,冲击度为 6.15 m/s^3 ,低于 17.64 m/s^3 的国内标准,滑摩功与切换时间均在合理范围之内。研究结果可为制定 DHMT 模式切换过程控制策略提供理论参考。

参考文献:

- [1] 曹付义,李豪迪,邓瑞涛,等. 液压机械复合传动洗扫车工作模式特性研究[J]. 机械传动, 2019, 43(2): 43-49.
- CAO Fuyi, LI Haodi, DENG Ruitao, et al. Study on

working mode characteristics of hydraulic mechanical compound transmission washing vehicle [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(2): 43-49.

- [2] 黄国勤,陈聪,于亚鹏. 基于环卫车两段式液压机械复合变速器设计与仿真[J]. 机械传动, 2017, 41(5): 161-164.

HUANG Guoqin, CHEN Cong, YU Yapeng. Design and simulation of two-stage HMCVT based on sanitation vehicle [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(5): 161-164.

- [3] 曹付义,李豪迪,席志强,等. 液压机械复合传动系统模式切换过程同步控制[J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(8): 86-90.

CAO Fuyi, LI Haodi, XI Zhiqiang, et al. A synchronous control method of mode switching process for compound transmission systems of dual-mode hydraulic machinery [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(8): 86-90.

- [4] 朱镇,蔡英凤,陈龙,等. 多模式机液复合传动装置设计方案分析[J/OL]. 中国公路学报. [2020-03-02]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1313.U.20200602.1757.015.html>.

ZHU Zhen, CAI Yingfeng, CHEN Long, et al. Design schemes analysis of multi-mode hydro-mechanical composite transmission devices [J/OL]. China Journal of Highway and Transport. [2020-03-02]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1313.U.20200602.1757.015.html>.

- [5] ROSSETTI A, MACOR A. Multi-objective optimization of hydro-mechanical power split transmissions [J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 62: 112-128.

- [6] LIU Fangxu, WU Wei, HU Jibin, et al. Design of multi-range hydro-mechanical transmission using modular method [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 126: 1-20.

- [7] 侯郭顺,孙保群,陈杰峰,等. 基于功率内分流的复

- 合式双流传动系统及其换挡控制研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2019, 42(5): 608-616.
- HOU Guoshun, SUN Baoqun, CHEN Jiefeng, et al. Research on combined hydro-mechanical transmission system based on internal power split and its shift control [J]. Journal of Hefei University of Technology (Natural Science), 2019, 42(5): 608-616.
- [8] 杨树军, 鲍永, 范程远, 等. 液压机械全功率换挡方法及功率过渡特性 [J]. 农业工程学报, 2018, 34(5): 63-72.
- YANG Shujun, BAO Yong, FAN Chengyuan, et al. Full power shift method of hydro-mechanical transmission and power transition characteristics [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2018, 34(5): 63-72.
- [9] 王光明, 张晓辉, 朱思洪, 等. 拖拉机液压机械无级变速器加速换挡过程动力学仿真 [J]. 农业工程学报, 2016, 32(9): 30-39.
- WANG Guangming, ZHANG Xiaohui, ZHU Sihong, et al. Dynamic simulation on shift process of tractor hydraulic power split continuously variable transmission during acceleration [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2016, 32(9): 30-39.
- [10] 魏超, 马志远, 尹旭峰, 等. 液压机械无级变速器换挡冲击影响因素研究 [J]. 北京理工大学学报, 2015, 35(11): 1122-1127.
- WEI Chao, MA Zhiyuan, YIN Xunfeng, et al. Research on the influencing factors of the range-shifting impact on HMT [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2015, 35(11): 1122-1127.
- [11] 曾小华, 刘持林, 李文远, 等. 轮毂液压辅助驱动车辆蠕行模式控制研究 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(3): 103-110.
- ZENG Xiaohua, LIU Chilin, LI Wenyuan, et al. Research on creep mode control of hub-motor hydraulic auxiliary driving vehicle [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(3): 103-110.
- [12] 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.
- [13] 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 Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(18): 51-59.
- [14] 张志刚, 余晓霞, 彭彩虹, 等. 同步器换挡过程动力学建模分析与实验 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(10): 167-174.
- ZHANG Zhigang, YU Xiaoxia, PENG Caihong, et al. Modeling and test verification of shifting dynamics of synchronizer [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(10): 167-174.
- [15] 王浩然, 曹付义, 马可, 等. 拖拉机多模式机液复合传动装置设计 [J]. 机械传动, 2020, 44(3): 66-71.
- WANG Haoran, CAO Fuyi, MA Ke, et al. Design of multi-mode hydraulic mechanical composite transmission device for tractor [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2020, 44(3): 66-71.
- [16] 朱镇, 陈龙, 曹磊磊, 等. 液压机械无级变速器换挡品质因素分析 [J]. 机械设计, 2018, 35(1): 39-45.
- ZHU Zhen, CHEN Long, CAO Leilei, et al. Analysis on the shift quality of hydro-mechanical continuously variable transmission [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 35(1): 39-45.
- [17] 郑啸洲, 葛晓明, 孙伟, 等. 液压机械无级变速升段过程建模及分析 [J]. 农业装备与车辆工程, 2016, 54(7): 52-56.
- ZHENG Xiaozhou, GE Xiaoming, SUN Wei, et al. Modeling and analysis of hydro-mechanical continuously variable transmission during upshift process [J]. Agricultural Equipment and Vehicle Engineering, 2016, 54(7): 52-56.
- [18] 陈昊闻, 陈俐, 刘峰宇. 双离合自动变速器换挡过程的内模控制 [J]. 汽车工程, 2020, 42(2): 477-483.
- CHEN Haowen, CHEN Li, LIU Fengyu. Internal model control during shifting of dual clutch automatic transmission [J]. Automotive Engineering, 2020, 42(2): 477-483.
- [19] 李晓祥, 王安麟, 李晓田. 面向离合器接合过程控制的不确定性估计 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(7): 46-52.
- LI Xiaoguang, WANG Anlin, LI Xiaotian. Uncertainty estimation for clutch engagement process control [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(7): 46-52.
- [20] 王岩, 隋思涟, 王爱青. 数理统计与 MATLAB 工程数据分析 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2006: 183-203.

(编辑 荆树蓉)