

液压机械传动装置模式切换滚动协调控制

曹付义^{1,2}, 王越航¹, 冯琦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: 为提高液压机械传动装置(HMT)模式切换过程稳定性,提出了一种 HMT 模式切换滚动协调控制方法。该方法通过对 HMT 模式切换原理分析和切换过程模型建立,制定了基于模型预测控制的模式切换机构转矩和液压调速系统排量比调节的滚动协调控制策略;以减小 HMT 输出转速误差和车辆冲击度为目标,设计了具有状态约束的滚动协调控制器。仿真和试验结果表明,与未采用滚动协调控制方法相比,该方法可减小模式切换过程输出转矩、转速波动,动载荷降低 32.9%,冲击度减小 37.31%,模式切换时间减少 0.28 s,且排量比调节使得模式切换前后稳定输出转速基本保持一致,对模式切换过程有较好的控制效果,切换品质得到较大提高。研究结果对液压机械传动装置的实际工程应用具有一定的参考价值。

关键词: 液压机械传动;模式切换;模型预测;滚动协调控制

中图分类号: TH13 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202103016 **文章编号:** 0253-987X(2021)03-0136-09



OSID 码

Rolling Coordinated Control of Mode Switching for Hydro-Mechanical Transmission Device

CAO Fuyi^{1,2}, WANG Yuehang¹, FENG Qi¹, 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 stability of the mode switching process of the hydro-mechanical transmission (HMT), an HMT mode switching scroll coordinated control method is proposed. By analyzing the principle of HMT mode switching and establishing the switching process model, this method formulates a rolling coordinated control strategy based on model predictive control (MPC) for the torque of the mode switching mechanism and the displacement ratio adjustment of the hydraulic speed control system. Taking reducing the HMT output speed error and vehicle impact as the goal, a rolling coordinated controller with state constraints was designed. Simulation and test results show that, compared with the non-rolling coordinated control method, this method can reduce the output torque and speed fluctuation during the mode switching process; the dynamic load is reduced by 32.9%, the impact degree is reduced by 37.31%, and the mode switching time is reduced by 0.28 s. The displacement ratio adjustment makes the output speed basically consistent before and after the mode switching, which has a

收稿日期: 2020-09-25。 作者简介: 曹付义(1969—),博士,副教授。 基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2016YFD0701002-2);河南省重点科技攻关计划资助项目(172102210252)。

网络出版时间: 2020-11-11

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20201111.1151.004.html>

better control effect on the mode switching process and can greatly improve the switching quality. The research results provide a reference for the practical application of hydro-mechanical transmission device.

Keywords: hydro-mechanical transmission; mode switching; model prediction; rolling coordinated control

液压机械传动(HMT)作为新型传动形式之一,将液压功率与机械功率通过行星轮系耦合,并将若干个无级调速模式相衔接,从而实现输出转速连续变化^[1]。目前,国内外学者对 HMT 的结构设计^[2-3]、基础工作特性^[4]、速比控制^[5-6]等有着较为深入的研究。

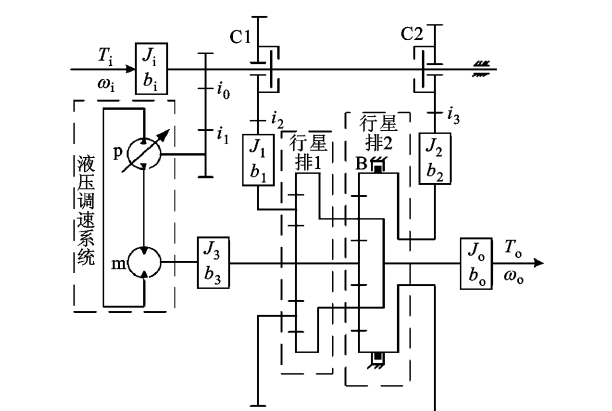
模式切换为 HMT 工作中的重要环节,深入研究切换过程对液压机械传动性能的提升有着重要意义。多数学者仿真分析了模式切换过程的动态特性^[7-8],分析系统参数对切换过程的影响^[9-10],采用试验分析影响模式切换品质的主要因素^[11]。少数学者针对模式切换过程车辆动力性、平顺性差的问题提出了相应的优化方法^[12-14]。因此,为了更好地改善液压机械传动系统模式切换性能,需对切换过程控制策略做进一步的研究。

本文针对一种液压机械传动装置,根据其工作原理建立了模式切换过程数学模型,依据切换过程分析制定基于模型预测控制^[15]的模式切换机构和液压系统排量调节的滚动协调控制策略,并设计相应的滚动协调控制器,通过仿真和试验证明该控制策略的有效性。

1 HMT 工作原理

图 1 为液压机械无级传动装置结构简图,主要由模式切换机构、变量泵和定量马达组成的液压调速系统以及由行星排 1 齿圈与行星排 2 行星轮相连构成的功率耦合机构三大部分组成。HMT 工作时,输入功率经机械路和液压路分流后,在双行星排处耦合输出,通过调节液压路排量比实现输出转速连续无级变化。

通过控制模式切换机构离合器和制动器,可使液压机械传动装置在液压模式(简称 H 模式)、液压机械模式 1(简称 HM1 模式)和液压机械模式 2(简称 HM2 模式)下工作。离合器和制动器在不同模式下的工作状态如表 1 所示。H 模式向 HM1 模式切换与 HM1 模式向 HM2 模式切换具有相似的工作过程,因此本文主要研究 H 模式向 HM1 模式切换过程。



T_i, ω_i —系统输入转矩、转速; T_o, ω_o —系统输出转矩、转速; p —变量泵; m —定量泵; $C1, C2$ —离合器; B —制动器; i_0, i_1, i_2, i_3 —定轴齿轮传动比; J_i, b_i —输入轴与离合器 $C1$ 主动盘和变量液压泵轴的等效转动惯量、等效阻尼系数; J_1, b_1 —离合器 $C1$ 从动盘和行星排 1 行星轮的等效转动惯量、等效阻尼系数; J_2, b_2 —离合器 $C2$ 从动盘和行星排 2 齿圈的等效转动惯量、等效阻尼系数; J_3, b_3 —定量液压马达轴与行星排 1 太阳轮和行星排 2 太阳轮的等效转动惯量、等效阻尼系数; J_o, b_o —输出轴与行星排 1 齿圈和行星排 2 行星轮的等效转动惯量、等效阻尼系数。

图 1 HMT 结构简图

表 1 不同模式下的机构工作状态

工作模式	工作状态		
	离合器 C1	离合器 C2	制动器 B
H	×	×	✓
HM1	✓	×	×
HM2	×	✓	×

注:“✓”“×”分别表示接合、分离状态。

2 HMT 模式切换过程建模

液压机械无级传动装置在模式切换过程中,随着制动器 B 的分离和离合器 C1 的接合,输入功率经离合器 C1 传递到行星排 1 行星轮处进行分流,分流后的功率一部分经过行星排 1 齿圈和行星排 2 行星轮输出,另一部分通过行星排 1 太阳轮传递到液压调速系统,进而回流到输入端,形成功率循环。

因此,根据切换过程功率流向的分析,建立液压调速系统、模式切换机构以及行星排在模式切换时的数学模型。

2.1 液压调速系统模型

假设液压调速回路连接管道为两根完全相同的短硬管;液压元件的泄露为层流,忽略管道中油压的损失,不考虑补油系统的影响,建立液压调速系统流量方程和定量马达力矩平衡方程

$$eD_m\omega_p = D_m\omega_m + \frac{C_s\Delta P(D_{pmax} + D_m)}{\mu} + \frac{V_0 d(\Delta P)}{\beta_e dt} \quad (1)$$

$$\frac{D_m\Delta P}{2\pi} = J_3\dot{\omega}_m + b_3\omega_m + \frac{T_m}{\eta_m} \quad (2)$$

式中: D_{pmax} 为变量泵最大排量; D_m 为定量马达排量; e 为液压调速系统排量比,即变量泵实际排量与定量马达排量之比; ω_p 为变量泵转速; ω_m 为定量马达转速; C_s 为总泄露系数; $\Delta P = P_h - P_l$,即高低压油路压力差; μ 为油液动力黏度; V_0 为油液工作总容积; β_e 为油液体积弹性模量; T_m 为定量马达转矩; η_m 为定量马达机械效率。

2.2 模式切换机构模型

根据离合器完全分离、完全接合、滑摩 3 种状态建立数学模型。当离合器完全分离时,传递的转矩为 0;当离合器完全接合时,转矩等值传递;当离合器滑摩时,传递的转矩为

$$T_c = \mu_c Z_c P_c A_c \operatorname{sgn}(\Delta\omega) \quad (3)$$

式中: T_c 为滑摩过程传递的转矩; μ_c 为摩擦副动态摩擦因数; Z_c 为摩擦副数量; P_c 为离合器接合油压; A_c 为摩擦副的有效摩擦面积; $\Delta\omega$ 为离合器主、从动盘转速差; sgn 为符号函数。制动器与离合器具有相似的工作过程,数学模型一致。

2.3 行星排模型

建立行星排各构件运动学方程和动力学方程为

$$\omega_{sx} + K_x\omega_{rx} - (1 + K_x)\omega_{cx} = 0 \quad (4)$$

$$T_{sx} : T_{rx} : T_{cx} = 1 : K_x : -(1 + K_x) \quad (5)$$

式中: x 为行星排数, $x=1,2$; K 为行星排特征参数; T_s 、 T_r 、 T_c 分别为行星排太阳轮、齿圈和行星轮转矩; ω_s 、 ω_r 、 ω_c 分别行星排太阳轮、齿圈和行星轮转速。

在建立模式切换过程数学模型时,假设输入转矩、转速保持不变,负载不变;忽略液压系统油压的变化对定量马达转速的影响;忽略弹性环节的影响,各构件以集中质量形式存在,消去行星排以及各构件之间的相互作用力,根据上述各式可得模式切换过程模型为

$$J'_1\dot{\omega}_{cl} = b'_1\omega_{cl} + i_2T_{C1} + T_B \frac{(1+K_1)(1+K_2)i_3}{k_1k_2} - T_f \frac{1+K_1}{K_1} \quad (6)$$

$$J'_3\dot{\omega}_m = ab'_3\omega_m + \beta e + \frac{i_2\eta_m}{1+K_1}T_{C1} - \frac{i_3\eta_m}{K_2}T_B \quad (7)$$

其中

$$J'_1 = J_o \left(\frac{1+K_1}{K_1} \right)^2 + J_1$$

$$J'_3 = \frac{J_o}{(1+K_2)^2} + J_3$$

$$b'_1 = b_o \left(\frac{1+K_1}{K_1} \right)^2 + b_1$$

$$b'_3 = \frac{b_o}{(1+K_2)^2} + b_3$$

$$\alpha = \frac{\mu D_m^2 + 2\pi C_s (D_{pmax} + D_m)}{2\pi C_s (D_{pmax} + D_m)}$$

$$\beta = \frac{\mu D_m^2 \omega_i}{2\pi C_s (D_{pmax} + D_m) i_o i_1}$$

式中: ω_{cl} 为离合器 C1 从动盘转速; T_{C1} 为离合器 C1 转矩; T_B 为制动器 B 转矩; T_f 为负载转矩。

3 模式切换滚动协调控制

3.1 模式切换评价指标

依据有级式变速器换挡过程的研究,本文采用冲击度、动载荷以及模式切换时间作为模式切换过程评价指标。

(1)冲击度。冲击度是车辆纵向加速度的一阶微分,可表明人体对舒适性的主观感受,表达式为

$$j = \frac{da}{dt} = \frac{i_g}{\delta M_v r} \left[\frac{K_1}{1+K_1} \frac{dT_{C1}}{dt} + \frac{1+K_2}{K_2} \frac{dT_B}{dt} \right] \quad (8)$$

式中: j 为冲击度; i_g 为主减速传动比; δ 为旋转质量换算系数; M_v 为整车质量; r 为驱动车轮半径。

(2)动载荷。模式切换过程,制动器的分离和离合器的接合会造成输出转矩有较大波动,可用动载荷表示转矩的波动程度,表达式为

$$\lambda = \left| \frac{T_{\max}}{T_o} \right| \quad (9)$$

式中: $T_{\max}$ 为模式切换过程中最大输出转矩; T_o 为稳定输出转矩。

(3)模式切换时间。切换时间是指 HMT 从 H 模式平稳状态过渡到 HM1 模式平稳状态所经历的时间,反映了切换品质的综合性能。切换时间过短会加大模式切换过程的冲击,切换时间过长会导致输出转速波动变大,因此应在保证切换过程稳定的前提下尽可能减少模式切换时间。

3.2 滚动协调控制策略制定

在 HMT 模式切换过程中,制动器 B 的分离和离合器 C1 的接合会引起系统内部传递的转矩波动,进而导致 HMT 输出转矩、转速有较大波动,产

生较大冲击;液压调速系统受系统内部转矩波动的影响,定量马达的输出转速出现波动,离合器 C1 接合过程中,从动盘转速的波动与定量马达转速的波动相叠加将导致 HMT 输出转速有较大波动;此外,由于液压系统泄露的存在,在模式切换完成后,功率循环引起的变量泵、定量马达工作角色的转变将导致 HMT 输出转速与切换前输出转速不一致。

目前,针对 HMT 模式切换过程的研究大多为影响因素的分析,对切换过程的控制研究多针对单独的液压调速系统或者模式切换机构,研究对象较为单一。因此,为更好地改善模式切换过程的稳定性,本文制定基于模型预测控制的模式切换机构转矩和液压调速系统排量比调节的协调控制策略。

模型预测控制(MPC)作为一种基于被控对象数学模型的最优控制算法,在控制时域内反复根据被控对象历史信息以及未来输入预测未来输出,并依据预测输出确定使目标性能函数最优的控制输入。MPC 基本控制思想如图 2 所示。

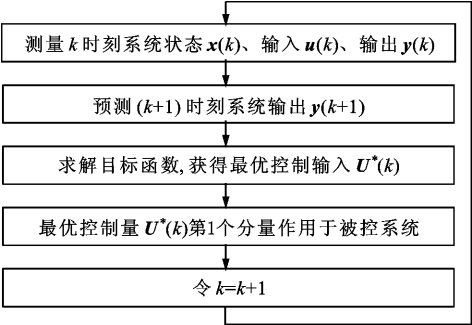


图 2 MPC 基本控制思想

HMT 模式切换过程滚动协调控制策略如图 3 所示,在收到模式切换指令后,滚动协调控制器依据当前时刻切换机构、液压调速系统以及 HMT 内部状态的相关值预测未来时刻的输出转速,将预测值与参考值对比,结合目标函数,求得当前时刻最优的离合器转矩、制动器转矩以及排量比的控制量,为避免控制系统性能变坏或者失稳,将最优控制量第一个分量作用于被控对象;在下一时刻,重新测得相关

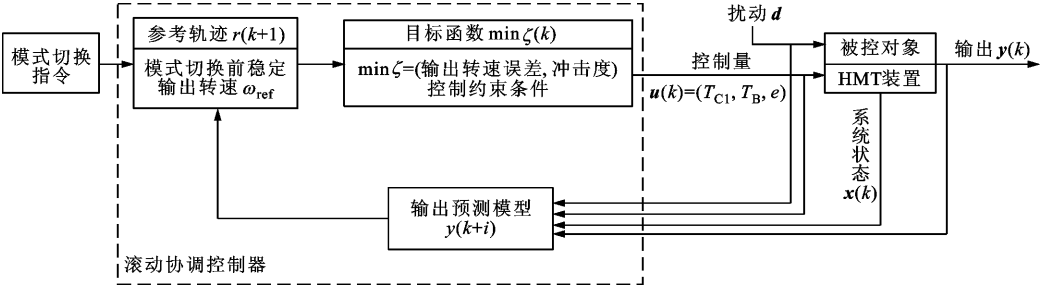


图 3 模式切换滚动协调控制策略

信息并预测未来输出,基于预测值与参考值,求解目标函数获得最优控制量并将其第一分量作用于 HMT 装置。因此,在整个模式切换过程中,该滚动协调控制器在线反复求解目标函数获取最优控制量,随着时间向前推移,优化滚动向前。

3.3 滚动协调控制器设计

3.3.1 模式切换过程状态空间方程描述 根据已制定的协调控制策略需求,选择离合器从动盘转速 ω_{C1} 、定量马达转速 ω_m 为状态变量;离合器 C1 转矩 T_{C1} 、制动器 B 转矩 T_B 、液压调速系统排量比 e 为控制变量;负载转矩 T_f 为系统可测干扰,模式切换过程状态空间表达式为

$$\left. \begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + Fd \\ y &= Cx \end{aligned} \right\} \tag{10}$$

其中

$$x = [\omega_{C1} \ \omega_m]^T; \ u = [T_{C1} \ T_B \ e]^T; \ d = [T_f]$$

$$A = \begin{bmatrix} \frac{b'_1}{J'_1} & 0 \\ 0 & \frac{ab'_3}{J'_3} \end{bmatrix}; \ C = \begin{bmatrix} \frac{1+K_1}{K_1} & -\frac{1}{K_1} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{i_2}{J'_1} & \frac{(1+K_1)(1+K_2)i_3}{K_1K_2J'_1} & 0 \\ \frac{i_2}{(1+K_1)J'_3} & -\frac{i_3}{K_2J'_3} & \frac{\beta}{J'_3} \end{bmatrix}$$

$$F = \begin{bmatrix} -\frac{(1+K_1)}{K_1J'_1} \\ 0 \end{bmatrix}$$

依据 MPC 控制原理,将式(10)进行离散化处理,为减少静态误差,将其改写为增量模型,处理后的离散状态空间表达式为

$$\left. \begin{aligned} \Delta x(k+1) &= A_x \Delta x(k) + B_u \Delta u(k) + F_d \Delta d(k) \\ y(k) &= C \Delta x(k) + y(k-1) \end{aligned} \right\} \tag{11}$$

其中

$$\Delta x(k) = x(k) - x(k-1)$$

$$\Delta u(k) = u(k) - u(k-1)$$

$$\Delta d(k) = d(k) - d(k-1)$$

$$\mathbf{A}_x = \mathbf{e}^{\mathbf{A}T}; \mathbf{B}_u = \int_0^T \mathbf{e}^{\mathbf{A}t} dt \cdot \mathbf{B}; \mathbf{F}_d = \int_0^T \mathbf{e}^{\mathbf{A}t} dt \cdot \mathbf{F}$$

式中: k 为控制时域内时刻; T 为离散采样时间。

3.3.2 输出预测模型 在前文建立模式切换过程数学模型时,已假设输出转速、转矩以及负载不变,即外界扰动不变,为了推导预测模型,还需假设控制时域 N 不得超过预测时域 M ,且在控制时域外,控制量不变,即 $\Delta u(k+1)=0, i=M, M+1, \dots, N-1$ 。根据式(11),推导输出预测模型为

$$\mathbf{Y}_N(k+1|k) = \mathbf{S}_x \Delta \mathbf{x}(k) + \mathbf{y}(k) + \mathbf{S}_d \Delta \mathbf{d}(k) + \mathbf{S}_u \Delta \mathbf{U}(k) \tag{12}$$

其中

$$\begin{aligned} \Delta \mathbf{U}(k) &= [\Delta \mathbf{u}(k) \ \cdots \ \Delta \mathbf{u}(k+N-1)]^T \\ \mathbf{Y}_N(k+1|k) &= [\mathbf{y}(k+1|k) \ \cdots \ \mathbf{y}(k+M|k)]^T \\ \mathbf{S}_x &= \begin{bmatrix} \mathbf{CB}_u \\ \mathbf{CA}_x \mathbf{B}_u + \mathbf{CB}_u \\ \vdots \\ \sum_{i=1}^M \mathbf{CA}_x^{i-1} \mathbf{B}_u \end{bmatrix}_{M \times 1}; \mathbf{S}_d = \begin{bmatrix} \mathbf{CB}_d \\ \mathbf{CA}_x \mathbf{B}_d + \mathbf{CB}_d \\ \vdots \\ \sum_{i=1}^M \mathbf{CA}_x^{i-1} \mathbf{B}_d \end{bmatrix}_{M \times 1} \\ \mathbf{S}_u &= \begin{bmatrix} \mathbf{CB}_u & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} \\ \mathbf{CA}_x \mathbf{B}_u + \mathbf{CB}_u & \mathbf{CB}_u & \cdots & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum_{i=1}^M \mathbf{CA}_x \mathbf{B}_u & \sum_{i=1}^{M-1} \mathbf{CA}_x \mathbf{B}_u & \cdots & \sum_{i=1}^{M-N+1} \mathbf{CA}_x \mathbf{B}_u \end{bmatrix}_{M \times N} \end{aligned}$$

式中: $k+i|k (i=1, 2, \dots, M)$ 表示 k 时刻对 $k+i$ 时刻的预测。

3.3.3 目标函数 在模式切换过程中,希望输出转速波动小,能够很好地跟踪目标轨迹,且为保证平顺性,应尽可能降低冲击度,即控制量变化不能过大,据此目标函数设计为

$$\gamma = \|\mathbf{A}(\mathbf{Y}_p(k+1|k) - \mathbf{R}(k+1))\|^2 + \|\mathbf{\Gamma} \Delta \mathbf{U}(k)\|^2 \tag{13}$$

式中: $\mathbf{A}$ 为预测输出转速误差加权矩阵; $\mathbf{\Gamma}$ 为控制增量的加权矩阵; $\mathbf{R}(k+1)$ 为目标轨迹

$$\mathbf{R}(k+1) = \begin{bmatrix} r(k+1) \\ r(k+2) \\ \vdots \\ r(k+M) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_{\text{ref}} \\ \omega_{\text{ref}} \\ \vdots \\ \omega_{\text{ref}} \end{bmatrix}$$

为了避免实际控制中控制量的变化导致冲击度超出规定限值^[16],因此对控制增量进行约束,结合式(8)可得

$$\left\{ \begin{aligned} &\left| \xi \frac{dT_{\text{Cl}}}{dt} + \theta \frac{dT_{\text{B}}}{dt} \right| \leq j_{\text{G}} \\ &\xi = \frac{i_{\text{g}}}{\delta M r} \frac{K_1}{1+K_1}; \theta = \frac{i_{\text{g}}}{\delta M r} \frac{1+K_2}{K_2} \end{aligned} \right\} \tag{14}$$

式中: $j_{\text{G}}=10 \text{ m/s}^3$ 为冲击度限值。

对式(14)离散化处理,得控制增量 $\Delta \mathbf{u}(k)$ 的约束为

$$\left. \begin{aligned} &-\Psi \leq \Phi \Delta \mathbf{u}(k) \leq \Psi \\ &\Phi = [\lambda \ \theta \ 0]; \Psi = j_{\text{G}} T \end{aligned} \right\} \tag{15}$$

为计算方便,将目标函数、控制增量约束转化为二次规划问题描述

$$\zeta = \Delta \mathbf{U}^T(k) \mathbf{V} \Delta \mathbf{U}(k) - \mathbf{G}^T(k+1) \Delta \mathbf{U}(k) \tag{16}$$

$$\begin{bmatrix} \bar{\Phi} \\ -\bar{\Phi} \end{bmatrix} \Delta \mathbf{U}(k) \geq \begin{bmatrix} \bar{\Psi} \\ -\bar{\Psi} \end{bmatrix} \tag{17}$$

其中

$$\begin{aligned} \mathbf{V} &= \mathbf{S}_u^T \mathbf{A}^T \mathbf{A} \mathbf{S}_u + \mathbf{\Gamma}^T \mathbf{\Gamma} \\ \mathbf{G}(k+1|k) &= 2 \mathbf{S}_u^T \mathbf{A}^T \mathbf{A} \mathbf{E}(k+1|k) \\ \mathbf{E}(k+1|k) &= \mathbf{R}(k+1) - \mathbf{S}_x \Delta \mathbf{x}(k) - \mathbf{y}(k) - \mathbf{S}_d \Delta \mathbf{d}(k) \\ \bar{\Phi} &= \begin{bmatrix} \Phi & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \Phi & \cdots & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \cdots & \Phi \end{bmatrix}_{N \times 3N}; \bar{\Psi} = \begin{bmatrix} \Psi \\ \Psi \\ \vdots \\ \Psi \end{bmatrix}_{N \times 1} \end{aligned}$$

因为 $\mathbf{V} \geq 0$,所以该二次规划问题有可行解。在每一个控制周期内,基于最新测量的相关信息,根据式(16)(17)可求得最优控制增量 $\Delta \mathbf{U}^*(k)$,并将第一分量作用于被控系统,则 k 时刻最优控制输入为

$$\mathbf{u}(k) = \mathbf{u}(k-1) + [1 \ 0 \ \cdots \ 0] \Delta \mathbf{U}^*(k) \tag{18}$$

4 仿真分析

为研究该滚动协调控制方法对 HMT 模式切换过程控制的有效性以及本文模型建立的准确性,利用计算机软件对模式切换过程进行仿真分析。

4.1 仿真方案

以某企业环卫车为装机对象,利用 AMESim_simulink 软件对模式切换过程输出转矩、转速以及评价指标进行仿真,主要仿真参数、仿真系统如表 2、图 4 所示。

表 2 仿真模型参数

参数	数值
整备质量/kg	12 500
驱动轮半径/m	0.485
主减速器速比	9
行星排 1 特征参数	3.5
行星排 2 特征参数	2.5
变量泵最大排量/(mL · r ⁻¹)	125
定量马达排量/(mL · r ⁻¹)	100

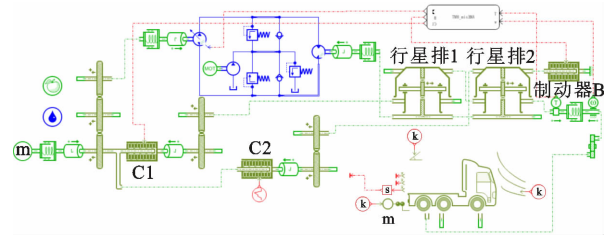


图 4 仿真系统

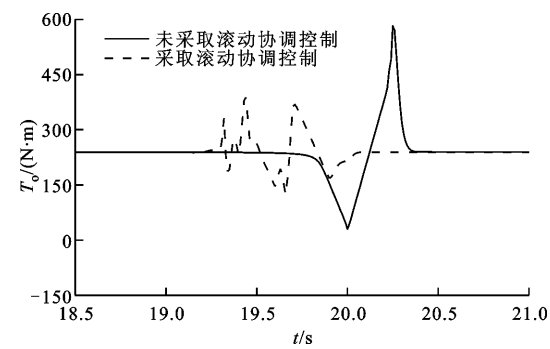
4.2 仿真结果分析

HMT 模式切换过程采用与未采用滚动协调控制策略的仿真结果如图 5 所示。

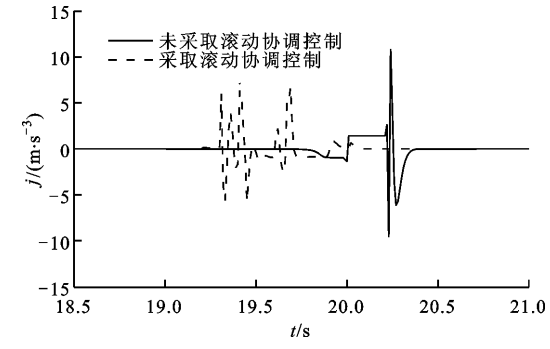
由图 5a、5b 可以看出:在 19 s 时进行模式切换,未采用滚动协调控制策略的模式切换过程输出转矩有较大波动,最大波动量为 342.97 N·m,最大动载荷为 2.43,冲击度在(−9.55 m/s³,11.21 m/s³)范围内波动;采用协调控制后的模式切换过程输出转矩波动减小,最大波动量为 148.23 N·m,最大动载荷为 1.62,冲击度在(−5.71 m/s³,6.69 m/s³)之间变化。因此,与没有协调控制下的模式切换相比,滚动协调控制可使切换过程中最大动载荷减小 33.3%,最大冲击度降低 40.3%,模式切换平顺性得到了改善。

此外,从图 5a 还可以看出,在有滚动协调控制的模式切换过程中,输出转矩波动频率有所增加。这主要是由于液压调速系统排量比的调节导致变量泵轴和液压马达轴上的转矩发生了波动,但在协调控制下,通过对制动器 B 和离合器 C1 的控制抑制了排量比变化引起的转矩波动,使得切换过程动载荷和冲击度相较于未采用协调控制下的大幅降低。

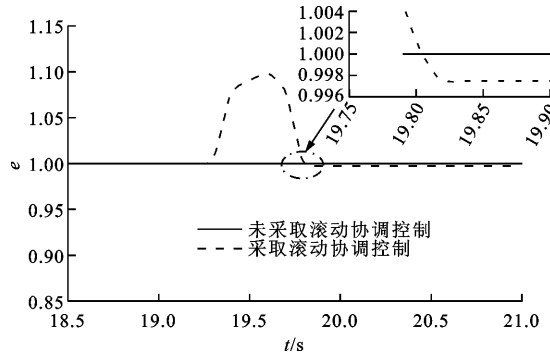
从图 5c 可以看出:有协调控制的模式切换过程,排量比先增大后减小,结合行星排运动方程式(5)可知,排量比变大使得定量马达转速升高,从而抑制了离合器 C1 接合时从动盘转速增加导致的输出转速波动;由于模式切换完成后,HMT 系统内部产生的功率循环将导致定量马达驱动变量泵,加之容积效率的影响,使得模式切换前后输出转速存在误差,通过减小排量比可让切换后的输出转速与切换前保持一致,故模式切换完成后排量比减小到 0.997。从图 5d 可以看出:在未采用滚动协调控制情况下,HMT 模式切换过程有明显的转速降,最大降值为 2.63 r/min,经 1.36 s 后输出转速趋于平稳,且切换后的平稳输出转速低于切换前平稳转速;当采用协调控制时,输出转速波动不明显,最大波动量为 0.65 r/min,切换后平稳输出转速与切换前保



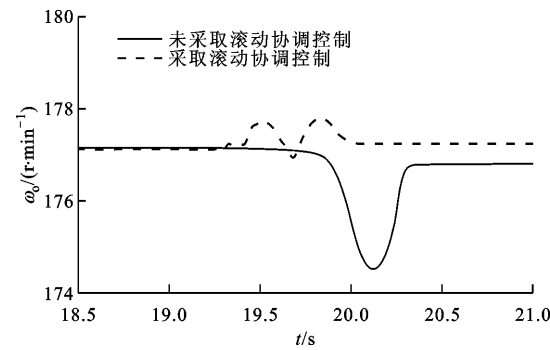
(a) 输出转矩



(b) 冲击度



(c) 排量比



(d) 输出转速

图 5 模式切换过程仿真结果

持一致,切换时间为 1.05 s,与未协调控制相比,切换时间减少了 0.31 s。由上述对仿真结果的分析可

知,所制定的滚动协调控制策略对模式切换过程具有较好的控制效果。

5 试验验证

为进一步研究本文制定的滚动协调控制策略对HMT模式切换品质的改善效果,在试验台架上对模式切换过程进行试验。

5.1 试验方案

试验台架实物及工作原理如图6、图7所示。

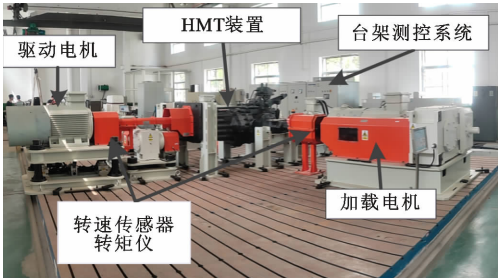


图6 HMT试验台架

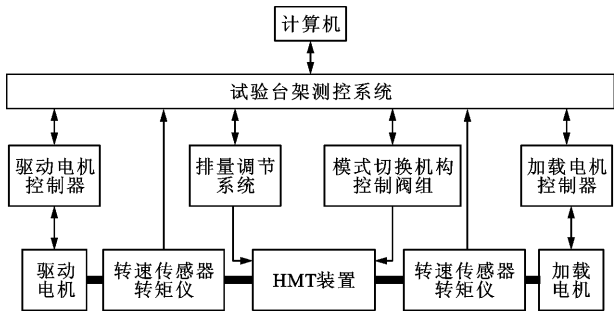


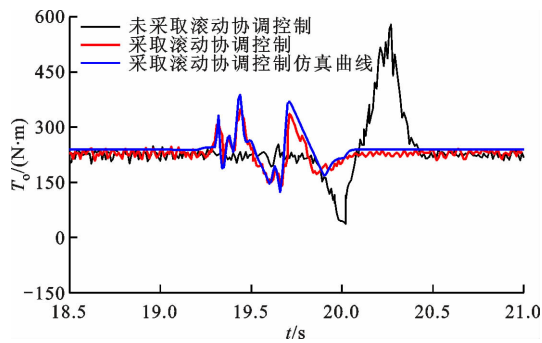
图7 HMT试验台架原理图

HMT试验台架由测控系统、HMT传动系统、驱动电机、加载电机、模式切换执行机构、液压调速系统以及排量调节系统等组成,驱动电机和加载电机均采用YVFZ-355M-8型变频电机来提供输入动力和模拟环卫车作业工况,基于LabVIEW平台开发试验台架测控系统,测控系统主要包括上位机、信息采集卡、DSP控制器以及仪表等。在Simulink中搭建的滚动协调控制策略通过代码生成技术导入到测控系统控制器中。

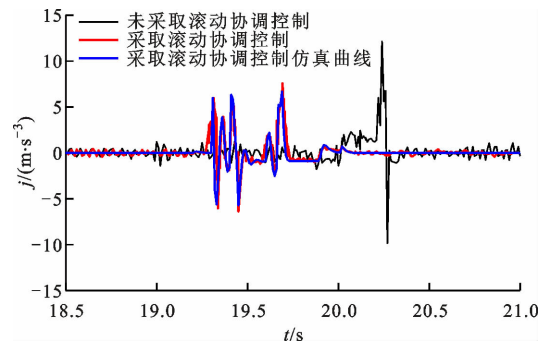
HMT模式切换试验中,驱动电机转速控制在1500 r/min不变,负载电机模拟环卫车满载时在平直公路上匀速行驶工况。试验台架系统在HMT液压模式下平稳运行后,在19 s时进行模式切换试验。

5.2 试验结果分析

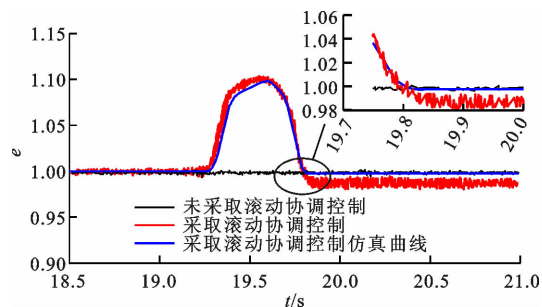
HMT采用和未采用滚动协调控制的模式切换过程试验结果如图8所示。



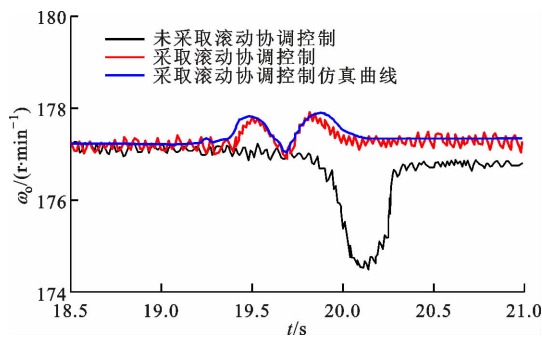
(a)输出转矩



(b)冲击度



(c)排量比



(d)输出转速

图8 模式切换过程试验结果

从图8a可以看出,在19 s时进行模式切换,试验中的输出转矩变化趋势与仿真环境下一致,滚动协调控制后的模式切换过程最大动载荷为1.57,与仿真值相比,存在-3.09%的误差,并且输出转矩相比于仿真值有所降低,这主要是由于液压调速系统

内部泄露以及机械损失造成的。从图 8b 冲击度试验曲线可以看出,没有协调控制的模式切换过程,冲击度在 $(-9.85 \text{ m/s}^3, 12.14 \text{ m/s}^3)$ 之间变化,采用协调控制后的切换过程,冲击度在 $(-6.41 \text{ m/s}^3, 7.61 \text{ m/s}^3)$ 之间变化,与未协调控制相比,最大冲击度降低了 37.31%,与仿真结果相比,冲击度误差为 13.75%。

由图 8c 可以看出,协调控制下的模式切换过程中,试验中的排量比调节幅度略大于仿真条件下的调节幅度,当输出转速达到稳定状态时,排量比在 0.985 附近波动,与仿真结果相比,存在-1.20%的偏差。这是由于液压调速系统的泄露量受自身结构参数以及试验环境的影响,导致容积效率下降,因此需要加大排量比的调节幅度来使模式切换前后输出转速一致。由图 8d 可知,滚动协调控制的模式切换过程输出转速波动小,由于排量比的调节,切换前后稳定输出转速基本保持一致,且协调控制的模式切换时间为 1.42 s,与未协调控制相比,切换时间减少了 0.28 s,但与协调控制仿真值 1.05 相比,切换时间有所增加,这主要因为试验条件下模式切换机构存在动作滞后。从上述分析可知,因碍于试验过程各种因素的影响,试验结果与仿真值存在一定误差,但总的变化趋势说明所制定的滚动协调控制策略,能在保证切换时间更快的同时降低动载荷,减小切换过程冲击,使得切换前后输出转速基本一致,对改善模式切换品质具有良好的效果,验证了本文所建模型的准确性。

6 结 论

(1)本文针对液压机械传动装置模式切换过程稳定性差的问题,依据切换过程分析,提出了一种基于模型预测控制的模式切换机构转矩和液压调速系统排量比调节的滚动协调控制策略,通过对控制变量进行约束,设计了以减小 HMT 输出转速波动和降低冲击为优化目标的滚动协调控制器。

(2)模式切换过程仿真和试验结果表明,本文制定的滚动协调控制策略能够抑制输出轴转矩和转速的波动,降低切换过程冲击,最大冲击度控制在 7.61 m/s^3 ,小于设定的冲击度限值,切换时间减少了 19.72%,调节排量比至 0.985 左右可使切换前后稳定输出转速基本保持一致,模式切换品质得到很好的改善,同时验证了本文所建模型的准确性,对液压机械传动装置的实际工程应用具有一定参考价值。

参考文献:

- [1] SOO J D, LEE Y B, KANG B S, et al. Study of test for and evaluation of HMT for a tractor [J]. Journal of Applied Reliability, 2019, 19(3): 275-283.
- [2] 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].中国公路学报,2020,33(8): 51-62.
ZHU Zhen, CAI Yingfeng, CHEN Long, et al. Design schemes analysis of multi-mode hydro-mechanical composite transmission devices [J]. China Journal of Highway and Transport, 2020, 33(8): 51-62.
- [3] PETTERSSON K, HEYBROEK K, MATTSSON P, et al. A novel hydromechanical hybrid motion system for construction machines [J]. International Journal of Fluid Power, 2017, 18(1): 17-28.
- [4] 杨树军,鲍永,范程远.液压机械全功率换段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. 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.
- [5] 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.
- [6] 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.
- [7] MACOR A, BENATO A, ROSSETTI A, et al. Study and simulation of a hydraulic hybrid powertrain [J]. Energy Procedia, 2017, 126: 1131-1138.
- [8] 杨树军,鲍永,张曼,等.液压机械全功率换段时机非对称偏差特性[J].兵工学报,2019,40(9): 1770-1780.
YANG Shujun, BAO Yong, ZHANG Man, et al. Asymmetric deviation characteristics of hydro-mechanical transmission full power shift timing [J]. Acta Armamentarii, 2019, 40(9): 1770-1780.
- [9] 杨树军,焦晓娟,鲍永,等.油液含气量对液压机械

- 换挡性能的影响 [J]. 机械工程学报, 2015, 51(14): 122-130.
- YANG Shujun, JIAO Xiaojuan, BAO Yong, et al. Fluid air content affecting the power shift performance of the hydro-mechanical variable transmission [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(14): 122-130.
- [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 Xufeng, 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] 倪向东, 朱思洪, 张海军, 等. 液压机械无级变速器换挡品质影响因素试验 [J]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 29-34.
- NI Xiangdong, ZHU Sihong, ZHANG Haijun, et al. Experiment of shift quality factors for hydro-mechanical CVT [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6): 29-34.
- [12] 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): 56-67.
- CAO Fuyi, LI Haodi, XI Zhiqiang, et al. Synchronous control of mode switching process for hydro-mechanical compound transmission systems [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(8): 56-67.
- [13] 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.
- [14] 钱煜, 程准, 鲁植雄. 重型拖拉机 HMCVT 的 5 因素换挡品质逐步回归优化研究 [J]. 南京农业大学学报, 2020, 43(3): 564-573.
- QIAN Yu, CHENG Zhun, LU Zhixiong. Study on stepwise regression optimization of shift quality of heavy-duty tractor HMCVT based on five factors [J]. Journal of Nanjing Agricultural University, 2020, 43(3): 564-573.
- [15] 赵治国, 王茂垚, 郭元强, 等. 新型功率分流混合动力系统能量管理预测优化 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(1): 52-61.
- ZHAO Zhiguo, WANG Maoyao, GUO Yuanqiang, et al. Predictive optimization of energy management strategy for new type power-split hybrid driveline system [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(1): 52-61.
- [16] 蔡英凤, 窦磊, 陈龙, 等. 基于补偿滑模控制的混合动力汽车协调控制 [J]. 汽车工程, 2020, 42(4): 431-438.
- CAI Yingfeng, DOU Lei, CHEN Long, et al. Research on coordinated control of hybrid electric vehicle based on compensation sliding mode control [J]. Automotive Engineering, 2020, 42(4): 431-438.

(编辑 荆树蓉)