

基于扩张观测器的HMCVT换段离合器油压跟踪控制

陆凯¹ 王琳² 鲁植雄¹ 周华栋¹ 钱进¹ 赵一荣²

(1. 南京农业大学工学院, 南京 210031; 2. 拖拉机动力系统国家重点实验室, 洛阳 471039)

摘要: 针对液压机械无级变速器(HMCVT)换段离合器油压跟踪控制过程中,不匹配干扰造成实际油压与期望油压产生偏差的问题,提出了一种基于扩张观测器的全局终端滑模控制算法,以实现油压的高精度跟踪控制。通过建立带有不匹配干扰的非线性湿式离合器数学模型,推导了油压控制系统的状态方程,使用扩张观测器对不匹配干扰进行估计,设计了一种能够快速收敛的全局终端滑模控制算法,并将干扰估计值补偿到控制算法中以提高控制精度和降低滑模控制的抖振。基于全局终端滑模控制算法设计了换段离合器油压跟踪控制器,通过试验对控制器效果进行了验证。结果表明,扩张观测器能够有效观测不匹配干扰,与传统终端滑模控制算法相比,基于本文算法设计的油压跟踪控制器动态响应时间仅为0.13 s,超调量为0.08 MPa,且无明显抖振。在换段过程中,冲击度降低12.7%,滑摩功减少10.2%,表明所提油压跟踪控制算法具有较好鲁棒性,能够改善换段离合器的接合品质。

关键词: 液压机械无级变速器; 油压跟踪; 全局终端滑模控制; 扩张观测器; 换段离合器

中图分类号: TH122; S220 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2023)02-0410-09 OSID: 

Sliding Mode Control for HMCVT Shifting Clutch Pressure Tracking Based on Expanded Observer

LU Kai¹ WANG Lin² LU Zhixiong¹ ZHOU Huadong¹ QIAN Jin¹ ZHAO Yirong²

(1. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China

2. State Key Laboratory of Power System of Tractor, Luoyang 471039, China)

Abstract: To eliminate the deviation between the actual pressure and the expected pressure of the shifting clutch of hydraulic mechanical continuously variable transmission (HMCVT) during the pressure tracking control process, a global terminal sliding mode control algorithm based on extended observer was proposed to achieve the high-precision tracking control of the pressure. By establishing the nonlinear mathematical model of wet clutch with uncertain disturbance, the state space equation of pressure control system was derived. The mismatched disturbance was estimated by extended observer, the linear term was introduced to accelerate the global convergence of terminal sliding mode control. Then a global terminal sliding mode pressure tracking controller based on extended observer was designed for HMCVT shifting clutch pressure system in real time. Finally, the effect of the controller was simulated and verified by bench test. The simulation and test results showed that the uncertain disturbance can be accurately observed by the extended observer. Compared with the traditional TSMC, the dynamic response time was only 0.13 s, the overshoot was only 0.08 MPa, and no chattering phenomenon occurred for the proposed algorithm. In addition, the control algorithm had good performance anti-interference capability, which was reflected by the smallest jerk (reduced by 12.7% at most) and sliding friction work (reduced by 10.2% at most). The results proved that pressure tracking control algorithm proposed had good robustness, and it can be applied to pressure tracking control of HMCVT shifting clutch.

Key words: hydraulic mechanical continuously variable transmission; pressure tracking; global terminal sliding mode control; extended observer; shifting clutch

收稿日期: 2022-04-22 修回日期: 2022-06-30
基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFD0701103)和拖拉机动力系统国家重点实验室开放项目(SKT2022006)
作者简介: 陆凯(1992—),男,博士生,主要从事车辆电子控制技术研究,E-mail: lk18305187687@126.com
通信作者: 鲁植雄(1962—),男,教授,博士生导师,主要从事车辆电子控制技术研究,E-mail: luzx@njau.edu.cn

0 引言

液压机械无级变速器 (Hydraulic mechanical continuously variable transmission, HMCVT) 结合了机械传动的高效和液压传动的平稳等优点,能够实现高效率、大功率的无级传动^[1],逐渐成为农业机械和工程车辆自动变速器的发展趋势。HMCVT 通过控制湿式离合器实现段位切换,换段过程中离合器油压能否满足既定要求会影响摩擦副滑摩状态,进而影响换段品质^[2-6]。

换段离合器液压控制系统作为机、电、液一体化的复杂非线性系统,具有未知干扰大、参数时变、非线性强等特点,因此换段离合器的油压跟踪控制仍是当前研究的热点和难点。目前,对换段离合器油压跟踪控制的研究主要集中在数学模型优化和控制方法改进两方面。JIAN 等^[7]使用粒子群算法对压力控制阀数学模型进行了优化,提高了离合器油压的稳定性。OUYANG 等^[8]提出了一种预测湿式离合器响应性能的方法,改善了油压控制效果。MESMER 等^[9]提出基于高精度模型的前馈控制策略和基于试验数据的神经网络控制策略,LAUKENMANN 等^[10]基于线性二次调节器设计了双自由度油压跟踪控制器,实现了离合器油压的跟踪控制。但上述研究对模型参数的精确度要求较高,且对未知干扰的鲁棒性较差。为了降低建模不准确的影响,增强控制系统的抗干扰能力,上官文斌等^[11]计算了离合器机械、液压系统的传递函数,提出一种位置压力串级 PID 控制器,实现了离合器油压跟踪控制。傅生辉等^[12]基于紧格式动态线性化提出了一种离合器油压无模型自适应预测控制算法,通过仿真证明了该算法的鲁棒性。PID 控制结构简单,适应性强,但参数整定较为困难且存在超调和响应时间长等问题。无模型自适应预测算法需要在线滚动优化和反馈校正,对运算速度和控制器响应要求较高,且目前仅进行了仿真试验,未有实际控制结果。

相较于 PID 控制、自适应预测控制、神经网络控制等方法,滑模控制^[13-16]对数学模型要求不高且具有较好的鲁棒性和稳定性,更适合于离合器油压跟踪控制。秦永峰等^[17]提出了一种阀泵联合控制方法,并基于滑模控制设计了油压控制器,实现了离合器接合过程中油压的跟踪控制。李晓祥等^[18]基于指数趋近律设计了自适应滑模控制器,实现了油压的跟踪控制,但滑模控制依然存在抖振和对不匹配干扰鲁棒性不强等问题。为此,LI 等^[19]在滑模控制器中加入了扰动观测器,该方法在一定程度上减弱

了不匹配干扰的影响,但仍然存在抖振现象和收敛时间长等问题。

本文以装备在雷沃阿波斯大功率拖拉机上的三段式 HMCVT 换段离合器为研究对象,针对滑模控制中的未知干扰、抖振和收敛时间长等问题,设计一种基于扩张观测器的全局终端滑模控制器,以期提高 HMCVT 换段离合器油压跟踪控制的抗干扰能力和跟踪精度,并通过仿真和试验对控制器的性能进行验证。

1 HMCVT 换段原理和动力学模型

1.1 HMCVT 换段原理

三段式 HMCVT 传动原理如图 1 所示。发动机动力经 PTO 轴进入行星排,同时由传动比为 i_1 的定轴轮系分流进入液压调速机构(包括变量泵和定量马达),再经传动比为 i_2 的齿轮进入行星汇流机构(包括 P1、P2 和 P3 行星排),然后经过换段离合器(包括 C1、C2 和 C3 换段离合器)和换向离合器(包括 CV 前进离合器和 CR 后退离合器)实现动力输出,最终实现 3 个段位的无级变速。HMCVT 通过调节排量比实现相邻两段的传动比连续变化,在相邻两段传动比交接点处进行换段称为同步换段。同步换段时控制目标段离合器的油压按照期望油压变化,可以减小换段冲击、降低离合器滑摩程度,从而提高换段平顺性和离合器寿命。

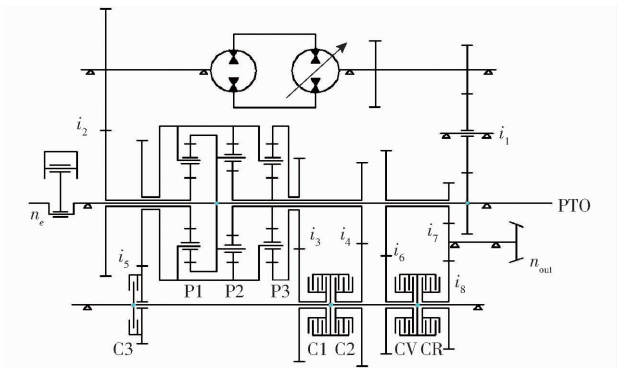


图 1 HMCVT 传动原理图

Fig. 1 HMCVT transmission principle

本文以第 2 段到第 3 段的同步换段为例,针对换段离合器油压控制存在的问题,设计基于扩张观测器的全局终端滑模算法的油压跟踪控制器,以期提高离合器的油压控制精度,改善换段品质。第 3 段换段离合器工作原理如图 2 所示。油泵泵出的油液经溢流阀后进入比例减压阀。当电磁线圈未通电时,比例减压阀阀芯在回位弹簧的作用下紧靠右端,进油口关闭,离合器油缸中残余油液通过卸油口流回油箱,离合器分离。电磁线圈通电时,电磁力推动比例减压阀芯左移,卸油口逐渐关闭,进油口开启,

油液经油管进入离合器油缸,推动离合器活塞移动,离合器逐渐接合。

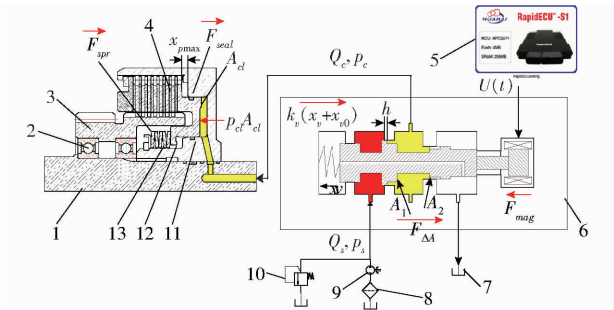


图 2 HMCVT 换段离合器工作原理图

Fig. 2 Schematic of HMCVT shifting clutch

1. 主动构件 2. 支撑轴承 3. 从动构件 4. 摩擦副组 5. 控制阀 6. 比例减压阀 7. 油箱 8. 过滤器 9. 油泵 10. 溢流阀 11. 活塞密封圈 12. 活塞 13. 回位弹簧

1.2 换段离合器动力学模型

1.2.1 比例减压阀动力学模型

(1) 主阀芯受力平衡方程

比例减压阀的电磁线圈通电时,减压阀阀芯受到惯性力、阻尼力、弹簧力、电磁力、减压腔动压力等作用力,将阀参数摄动、油压摄动以及其它未建模参数引起的阀芯受力等效为未知扰动力,阀芯力平衡方程为

$$m_v \ddot{x}_v + c_v \dot{x}_v + F_s = F_{mag} - F_{\Delta A} - F_d \tag{1}$$

其中
$$\begin{cases} F_s = k_v (x_v + x_{v0}) \\ F_{mag} = K_i U(t) \\ F_{\Delta A} = p_c (A_2 - A_1) \end{cases} \tag{2}$$

- 式中 m_v ——阀芯质量,kg
 x_v ——阀芯位移,m
 c_v ——阀芯运动阻尼系数,N·s/m
 F_s ——阀弹簧力,N
 k_v ——阀弹簧刚度,N/m
 x_{v0} ——阀芯初始位置弹簧压缩量,m
 $F_{\Delta A}$ ——减压腔静压力,N
 F_d ——未知扰动力,N
 p_c ——减压腔油压,Pa
 F_{mag} ——电磁力,N
 K_i ——电磁力增益系数,N/V
 $U(t)$ ——控制电压,V
 A_1 ——减压腔左端面积,m²
 A_2 ——减压腔右端面积,m²

(2) 比例减压阀压力-流量方程

进入比例减压阀的油流量为

$$Q_{in} = \begin{cases} c_d \pi d_v (x_v - h) \sqrt{\frac{2(p_s - p_c)}{\rho}} & (h \leq x_v \leq x_{vmax}) \\ 0 & (0 \leq x_v < h) \end{cases} \tag{3}$$

- 式中 Q_{in} ——进入阀的油流量,m³/s
 c_d ——阀流量系数
 d_v ——进油口面积梯度,m
 h ——阀芯至开启位置的距离,m
 p_s ——系统供油压力,Pa
 ρ ——液压油密度,kg/m³
 x_{vmax} ——阀芯最大位移,m

(3) 比例减压阀流量连续性方程

忽略比例减压阀配合间隙和接口处的泄漏,进入比例减压阀的油液补偿完压缩量后全部进入离合器油缸,则

$$Q_{in} - Q_{cl} = \frac{V_{v0}}{E} \dot{p}_c \tag{4}$$

- 式中 Q_{cl} ——离合器油缸流量,m³/s
 V_{v0} ——比例减压阀减压腔体积,m³
 E ——油液体积弹性模量,Pa

1.2.2 湿式离合器动力学模型

忽略液压油在油道内的阻力,离合器活塞的力平衡方程为

$$m \ddot{x}_p + c_p \dot{x}_p + k_p (x_p + x_{p0}) = p_{cl} A_{cl} - F_{seal} + F_w - F_{cl} \tag{5}$$

其中
$$\begin{cases} F_{seal} = 2\mu_s b (r_1 + r_2) p_{cl} \\ F_w = \frac{\pi \rho}{4} \omega^2 (r_1^2 - r_2^2)^2 \\ F_{cl} = \frac{3(R_1^3 - R_2^3) T_{cl}}{2(R_1^2 - R_2^2) z \mu_f} \end{cases} \tag{6}$$

- 式中 m ——活塞质量,kg
 c_p ——粘度阻力系数,N·s/m
 k_p ——回位弹簧刚度,N/m
 x_p ——活塞位移,m
 x_{p0} ——离合器弹簧初始压缩量,m
 A_{cl} ——活塞面积,m²
 F_{seal} ——活塞密封圈阻力,N
 F_w ——液压油离心力,N
 F_{cl} ——摩擦副受到的正压力,N
 μ_s ——密封圈摩擦因数
 b ——密封圈宽度,m
 r_1 ——活塞外半径,m
 r_2 ——活塞内半径,m
 R_1 ——摩擦片外半径,m
 R_2 ——摩擦片内半径,m
 p_{cl} ——离合器油缸油压,Pa
 ω ——离合器旋转角速度,rad/s
 T_{cl} ——离合器扭矩,N·m
 z ——摩擦副数量
 μ_f ——摩擦因数

忽略离合器活塞密封圈和旋转管接头的泄漏，进入离合器的流量连续方程为

$$Q_{cl} - A_{cl} \dot{x}_p = \frac{A_{cl} x_p + V_0}{E} \dot{p}_{cl} \quad (7)$$

其中 $V_0 = V_{c0} + V_{r0}$ (8)

式中 V_0 ——减压腔与油缸初始体积和, m^3

V_{c0} ——离合器油缸初始体积, m^3

2 基于扩张观测器的换段离合器油压全局终端滑模控制器设计

2.1 湿式离合器油压控制系统状态方程

对油压进行控制的目的在于使离合器传递的扭矩能够满足既定要求,而离合器接合过程中的扭矩传递是在建压阶段,因此本文针对建压阶段设计基于干扰观测器的全局终端滑模控制器跟踪控制离合器油压。忽略减压阀动态特性和时间常数^[20],可将减压阀阀芯运动过程看作是恒速的,由式(1)得简化后的减压阀阀芯运动方程为

$$x_v = \frac{F_{mag} - F_{\Delta A} - F_d}{k_v} - x_{v0} \quad (9)$$

建压阶段,减压阀减压腔油压与离合器油缸油压相同,即 $p_c = p_{cl}$ 。活塞达到最大位移 x_{pmax} ,运动速度为零。由式(1)~(9)可得油压变化率与控制电压输入的关系为

$$\dot{p}_{cl} = Ec_d \pi d_v \left[\frac{K_i U(t) - p_c (A_2 - A_1) - F_d}{k_v (A_{cl} x_{pmax} + V_0)} - \frac{x_{v0} + h}{A_{cl} x_{pmax} + V_0} \right] \sqrt{\frac{2(p_s - p_{cl})}{\rho}} \quad (10)$$

定义建压阶段离合器油压控制系统的状态变量 $\dot{x} = (\dot{x}_1, \dot{x}_2) = (p_{cl}, \dot{p}_{cl})$,则状态空间方程可写为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 + d_1 \\ \dot{x}_2 = f(x) + g(x) U(t) + d_2 \end{cases} \quad (11)$$

其中

$$g(x) = \frac{Ec_d \pi d_v K_i}{k_v (A_{cl} x_{pmax} + V_0)}$$

$$f(x) = -Ec_d \pi d_v \left[\frac{p_c (A_2 - A_1)}{k_v (A_{cl} x_{pmax} + V_0)} + \right.$$

$$\left. \frac{x_{v0} + h}{A_{cl} x_{pmax} + V_0} \right] \sqrt{\frac{2(p_s - p_{cl})}{\rho}}$$

$$d_1 = \frac{F_d}{A_2 - A_1}$$

$$d_2 = \frac{Ec_d \pi d_v F_d}{k_v (A_{cl} x_{pmax} + V_0)} \sqrt{\frac{2(p_s - p_{cl})}{\rho}}$$

d_1 、 d_2 为未知干扰,具有连续可导性,且有 $|d_1| \leq D_1$ 、 $|d_2| \leq D_2$, D_1 、 D_2 为大于零的正实数。

2.2 扩张干扰观测器设计

根据干扰项是否在控制信道内将其分为匹配和

不匹配干扰,因此在控制信道内的未知干扰 d_2 为匹配干扰,不在控制信道内的未知干扰 d_1 为不匹配干扰。终端滑模控制(Terminal sliding mode control, TSMC)对控制信道内的匹配干扰具有完全的鲁棒性,而对于不匹配干扰鲁棒性较弱。因此针对不匹配干扰 d_1 设计二阶扩张干扰观测器^[21]

$$\begin{cases} \hat{d}_1 = a_1 + b_1 x_1 \\ \dot{\hat{a}}_1 = -b_1 (x_2 + \hat{d}_1) + \hat{d}_1 \\ \hat{d}_1 = a_2 + b_2 x_1 \\ \dot{\hat{a}}_2 = -b_2 (x_2 + \hat{d}_1) \\ \tilde{d}_1 = \hat{d}_1 - d_1 \end{cases} \quad (12)$$

其中 $\hat{d}_1$ 和 $\tilde{d}_1$ 分别为不匹配干扰 d_1 和不匹配干扰变化率 $\dot{d}_1$ 的估计值, a_1 、 a_2 为辅助变量, b_1 、 b_2 为干扰观测器参数且均大于零, $\tilde{d}_1$ 为观测误差,观测器收敛性和稳定性证明由文献[21]给出,本文不再赘述。

2.3 全局终端滑模换段离合器油压控制器设计

传统终端滑模控制将非线性函数引入滑模面中,因而不含切换项,可以有效抑制抖振。一种 TSMC 滑动模态表达式为

$$s(x) = \dot{x} + \beta x^{p/q} \quad (13)$$

式中 $s(x)$ ——滑模面

β ——非线性参数

p 、 q ——正奇数, $p > q$

非线性函数可以有效增加系统向平衡态($x = 0$)收敛的速度,并且越远离平衡态,收敛速度越快。但当系统状态接近平衡态时,非线性滑模面比线性滑模面($p = q$)需要更长的收敛时间。因此,全局终端滑模控制算法是在 TSMC 中引入线性项,使系统在远离平衡态时按照指数规律快速收敛到平衡态附近,接近平衡态时以线性规律收敛,其滑动模态为

$$s(x) = \dot{x} + \beta x^{p/q} + \alpha x \quad (14)$$

式中 α ——线性参数

针对湿式离合器油压跟踪控制,定义湿式离合器油压积分曲线跟踪误差为 s_0 ,引入扩张观测器后,离合器油压系统滑动模态的递归结构可写为

$$\begin{cases} s_0 = x_1 - x_d \\ s_1 = \dot{s}_0 + \alpha_0 s_0 + \beta_0 s_0^{p_0/q_0} + \tilde{d}_1 \end{cases} \quad (15)$$

式中 x_d ——期望油压的积分值

s_1 ——滑动模态函数

对 s_1 求导,得

$$\begin{aligned}\dot{s}_1 &= f(x) + g(x)U(t) + d_2 + \dot{d}_1 - \dot{x}_d + \\ &\alpha_0 \dot{s}_0 + \beta_0 \dot{s}_0^{p_0/q_0} + \hat{\dot{d}}_1 = \\ &f(x) + g(x)U(t) + d_2 - \dot{x}_d + \\ &\alpha_0 \dot{s}_0 + \beta_0 \dot{s}_0^{p_0/q_0} + \hat{\dot{d}}_1\end{aligned}\tag{16}$$

由式(12)可得

$$\begin{aligned}\hat{\dot{d}}_1 &= \dot{a}_1 + b_1 \dot{x}_1 = \\ &-b_1(x_2 + \hat{d}_1) + \hat{\dot{d}}_1 + b_1(x_2 + d_1) = \\ &-b_1(\hat{d}_1 - d_1) + \hat{\dot{d}}_1 = -b_1\tilde{d}_1 + \hat{\dot{d}}_1\end{aligned}\tag{17}$$

设计趋近律为

$$\dot{s}_1 = -\alpha_1 s_1 - \beta_1 s_1^{p_1/q_1} + d_2\tag{18}$$

将式(17)、(18)代入式(16)得控制规律 $U(t)$ 为

$$\begin{aligned}U(t) &= -\frac{1}{g(x)}(f(x) - \ddot{x}_d + \alpha_0 \dot{s}_0 + \\ &\beta_0 \dot{s}_0^{p_0/q_0} + \alpha_1 s_1 + \beta_1 s_1^{p_1/q_1} + b_1 \tilde{d}_1 - \hat{\dot{d}}_1)\end{aligned}\tag{19}$$

为了保证控制器的收敛性和鲁棒性,定义 Lyapunov 函数为

$$\begin{aligned}\dot{V} &= s \dot{s} = s(-\alpha_1 s_1 - \beta_1 s_1^{p_1/q_1} + d_2) \leq \\ &-\alpha_1 s_1^2 - \beta_1 s_1^{(p_1+q_1)/q_1} \leq 0\end{aligned}\tag{20}$$

根据 Lyapunov 稳定性理论,由式(20)可知,本文所设计的湿式离合器油压跟踪控制器对匹配干扰具有鲁棒性,整个控制系统渐进稳定。

3 换段离合器油压跟踪控制仿真与试验

3.1 油压跟踪控制仿真分析

基于 Matlab/Simulink 建立了离合器液压系统、全局终端滑模控制器、扩张观测器模型,通过仿真验证全局终端滑模控制算法的有效性和稳定性,控制系统原理如图 3 所示。

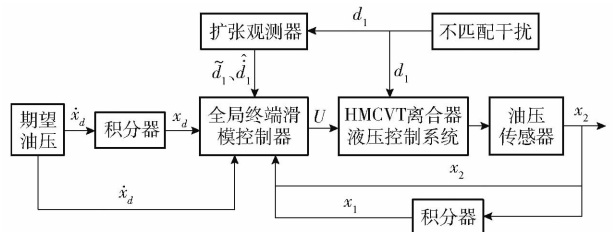


图 3 换段离合器油压跟踪控制系统原理图

Fig. 3 Schematic of pressure tracking control system of shift clutch

扩张观测器和滑模控制器参数取值为： $\alpha_0 = 5\,000$ ， $\beta_0 = 1$ ， $p_0 = 11$ ， $q_0 = 7$ ， $\alpha_1 = 60$ ， $\beta_1 = 5$ ， $p_1 = 11$ ， $q_1 = 7$ ， $b_1 = 2\,000$ ， $b_2 = 400$ 。HMCVT 换段离合器油压控制系统的参数见表 1。

表 1 换段离合器油压控制系统参数
Tab.1 Simulation parameters of oil pressure control system

参数	数值
阀流量系数 c_d	0.62
液压油密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	860
油液体积弹性模量 E/Pa	1.7×10^9
进油口面积梯度 d_v/mm	1.6
电磁力增益系数 $K_i/(\text{N}\cdot\text{V}^{-1})$	54
减压腔两端面积差/ mm^2	551
阀芯初始位置弹簧压缩量 x_{v0}/mm	0.9
阀芯至开启位置的距离 h/mm	1.4
阀芯回位弹簧刚度 $k_v/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	0.895
离合器活塞面积 A_{cl}/mm^2	10 293.2
活塞最大位移 x_{pmax}/mm	5.9
摩擦副数量 z	14
摩擦片外半径 R_1/mm	159
摩擦片内半径 R_2/mm	122.3
活塞外半径 r_1/mm	141.8
活塞内半径 r_2/mm	80.1
活塞行程 s/mm	5.9
摩擦因数 μ_f	0.14
减压腔与油缸初始体积和 V_0/mm^3	619 040

为验证全局终端滑模控制的控制效果,首先在无干扰条件下,分别使用全局终端滑模控制和 TSMC 对期望油压进行跟踪控制,结果如图 4 所示。

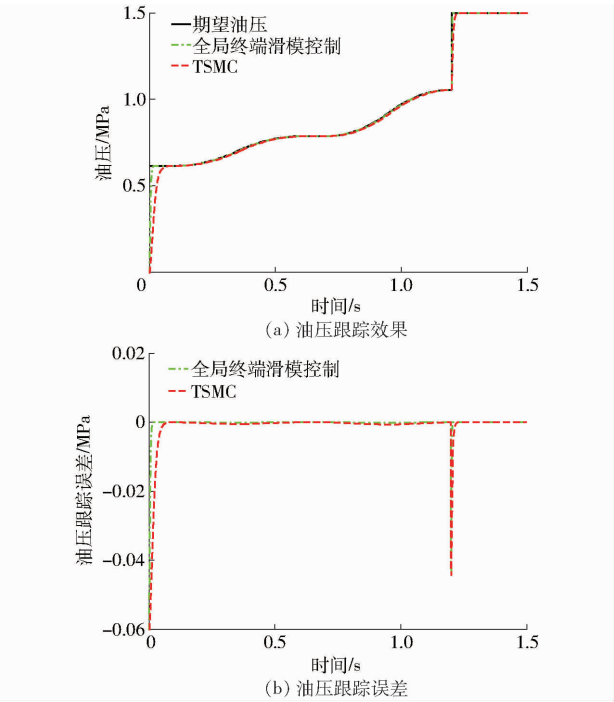


图 4 无干扰离合器油压跟踪控制结果

Fig. 4 Pressure tracking control results without disturbance

从图 4a 可得,两种方法都能实现离合器油压的跟踪控制,但全局终端滑模控制的响应时间较 TSMC 快 0.07 s。从图 4b 可得,两种方法的最大跟

踪误差都发生在 1.2 s 处,最大瞬态跟踪误差为 0.042 MPa。这是因为在 1.2 s 时期望油压发生阶跃上升达到系统油压,由于系统惯性的影响使两种方法产生了较大瞬时误差。而在 0.08 ~ 1.2 s 时间内,全局终端滑模控制的最大跟踪误差为期望油压的 0.17%,TSMC 的最大跟踪误差为期望油压的 0.87%。因此,本文所提全局终端滑模控制与 TSMC 相比,在响应时间和跟踪精度上具有优越性。

然后为验证扩张观测器对不匹配干扰的估计效果,在离合器油压控制系统中引入随机不匹配干扰,扩张观测器对干扰的估计结果如图 5 所示。

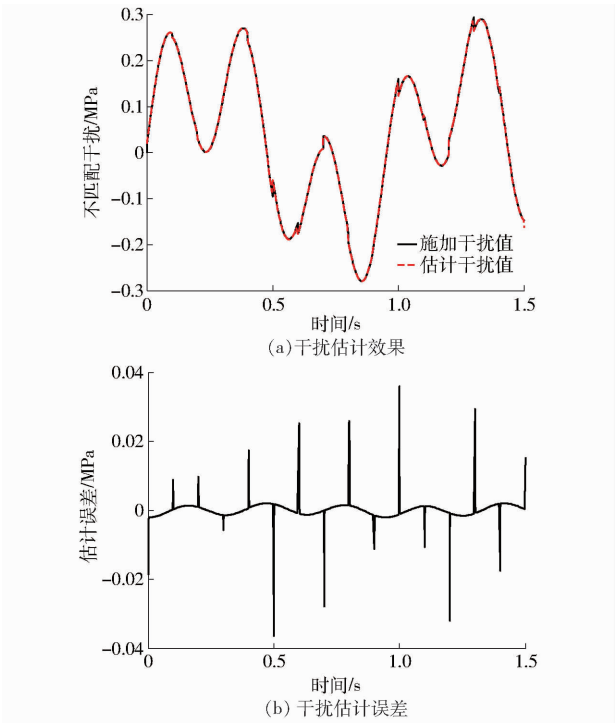


图 5 扩张观测器对不匹配干扰的估计结果
Fig.5 Estimation results of mismatched disturbance by extended observer

从图 5 看出,观测器最大瞬态误差为 0.036 MPa,最大稳态误差为 0.002 MPa,扩张观测器输出的估计干扰值与施加干扰值基本吻合。因此,将扩张观测器的估计值补偿到控制器中能够提高控制器精度。在控制器中加入扩张观测器后的控制结果如图 6 所示。

由图 6 可知,无扩张观测器的油压跟踪效果受不匹配干扰影响较大,在系统响应初期存在 6.5% 的超调量,且整个油压跟踪过程出现明显抖振。加入扩张观测器后的全局终端滑模控制油压跟踪控制系统响应初期的超调量 3.6%,跟踪过程无明显抖振。因此,在控制器中加入扩张观测器能够有效补偿不匹配干扰造成的控制误差,提高控制精度。

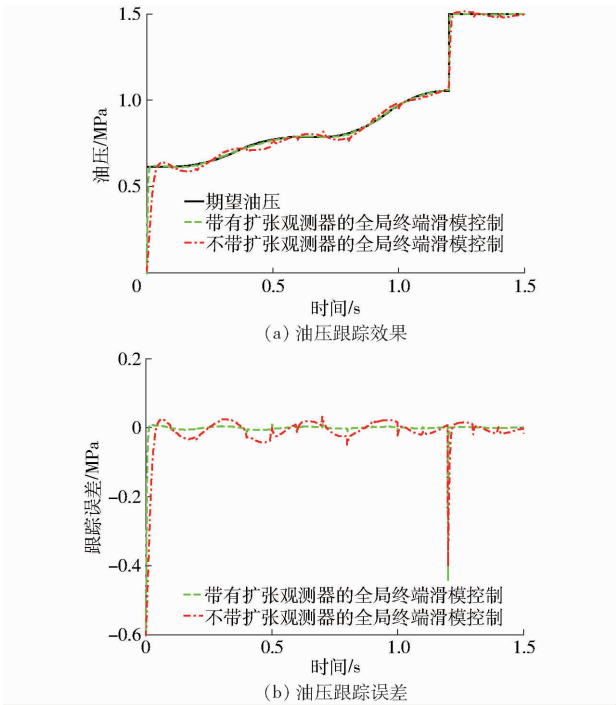


图 6 有干扰换段离合器油压跟踪控制结果
Fig.6 Pressure tracking control results with disturbance

3.2 换段离合器油压跟踪控制试验分析

3.2.1 试验台架

为了验证本文所设计油压跟踪控制器的实际可行性,搭建了 HMCVT 换段离合器油压控制试验台架,如图 7 所示。试验台架由一台变频电机驱动,型号 YXVE315L2-4,额定扭矩 1 286 N·m,调速范围 0 ~ 1 450 r/min。通过德力西变频器调整电机输出功率。兰菱机电 ZJ-A 型转速转矩传感器转速量程 0 ~ 3 000 r/min,转矩量程 0 ~ 2 000 N·m。转动惯量盘等效转动惯量为 1.96 kg·m²。加载装置为兰菱机电涡流制动器,型号 CWC2000,集成了转速传感器和转矩传感器。油压传感器为建胜油压变送器,型号 JPL131,量程 0 ~ 10 MPa。湿式离合器箱包含湿式离合器及其传动齿轮,齿轮减速比为 1.29。测控计算机包括上位机和数据采集设备,其中控制器

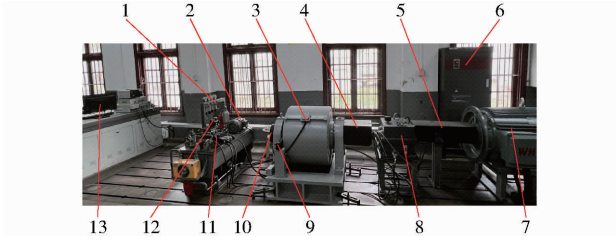


图 7 HMCVT 换段离合器油压控制试验台
Fig.7 Pressure control test bench for HMCVT shifting clutch
1. 油压传感器 2. 油泵及油泵电机 3. 电涡流制动器 4. 转动惯量盘 5. 转速转矩仪 6. 变频器 7. 变频电机 8. 湿式离合器箱 9. 转矩传感器 10. 转速传感器 11. 比例电磁阀 12. 主油路溢流阀 13. 测控计算机

程序使用 LabView 编写,数据采集设备为 NI 公司的 USB-6535。比例减压阀为上海立新公司的电磁比例减压阀。

3.2.2 油压跟踪试验

以拖拉机使用五铧犁进行浅耕作业为例,分别在耕深为 8、13、18 cm 共 3 种工况下进行油压跟踪试验。浅耕时,忽略加速阻力、坡度阻力和空气阻力,拖拉机主要受到犁耕阻力和滚动阻力。其中犁耕阻力的计算公式为

$$F_q = nBh_h d_w \tag{21}$$

式中 F_q ——犁耕阻力,N
 n ——铧犁数量
 B ——土壤耕阻比,N/cm²
 h_h ——耕深,cm
 d_w ——耕作宽度,cm

滚动阻力计算公式为

$$F_f = fMg \tag{22}$$

式中 F_f ——滚动阻力,N
 f ——滚动阻力系数
 M ——拖拉机质量,kg
 g ——重力加速度,m/s²

根据动力传递路线,离合器负载扭矩与拖拉机阻力的关系为

$$T_{cl} = \frac{(F_q + F_f)r_t}{i_w i_0 i_8} \tag{23}$$

式中 r_t ——驱动轮半径,m
 i_w ——轮边减速器减速比
 i_0 ——主减速器减速比
 i_8 ——输出轴传动比

雷沃阿波斯大功率拖拉机主要技术参数和土壤参数如表 2 所示。

将表 2 中数据代入式(21)~(23)可得 3 种耕深工况下的离合器负载分别为 600、800、1 000 N·m,对应的期望油压曲线如图 8 所示。

试验时控制器参数与仿真参数设置相同,分别使用本文控制算法与 TSMC 对 3 种工况下的油压进

表 2 拖拉机主要技术参数和土壤参数
Tab.2 Tractor main technical parameters and soil parameters

参数	数值
拖拉机质量 M/kg	8 500
拖拉机驱动轮半径 r_t/m	0.905
轮边减速器传动比 i_w	3.8
主减速器传动比 i_0	7.07
输出轴传动比 i_8	1.2
HMCVT 同步换段排量比 e_{HM23}	0.69
从动端等效转动惯量 $I_p/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1.96
犁铧数量 n	5
土壤耕阻比 $B/(\text{N}\cdot\text{cm}^{-2})$	7.42
耕作宽度 d_w/cm	35
滚动阻力系数 f	0.11
重力加速度 $g/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	9.8

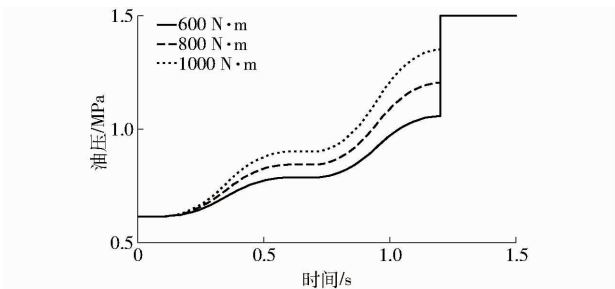


图 8 不同负载下换段离合器的期望油压变化曲线
Fig.8 Expected oil pressure curves of shifting clutch with different loads

行跟踪对比试验,油压跟踪结果和控制器电压输出如图 9、10 所示。

比较油压跟踪结果和控制器输出电压可知,本文算法和 TSMC 在油压响应初期均存在一定的时延,这是受控制器数据传输速度限制和液压系统惯性的影响,但本文算法油压响应时延为 0.03 s,较 TSMC 快 0.02 s,具有更好的系统适应性。在跟踪油压过程中,TSMC 在负载 600 N·m 下存在 0.24 MPa 的超调量,而本文算法最大超调量产生在负载 800 N·m 条件下,仅为 0.08 MPa。另外,本文算法的最大油压上升稳定时间(偏离目标值±2%范围)为 0.13 s,较 TSMC 快 0.24 s。说明本文算法的系统适

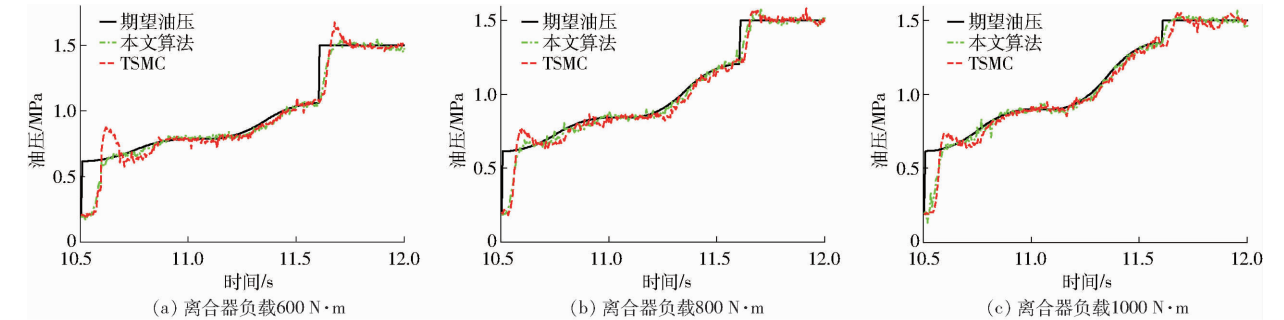


图 9 3 种工况下换段离合器油压跟踪控制试验结果

Fig.9 Test results of pressure tracking control of shift clutch under three working conditions

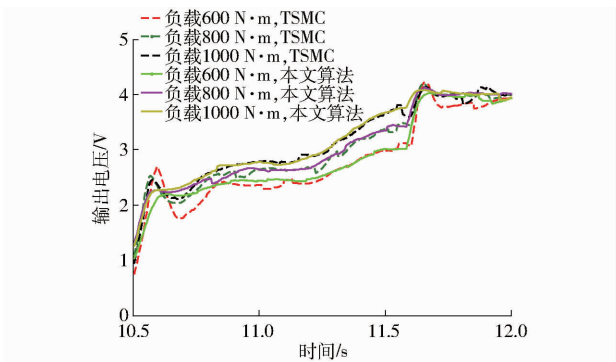


图 10 换段离合器控制器输出电压变化曲线

Fig. 10 Output voltage curves of shift clutch controller

应性和动态响应较 TSMC 好。

另外,从控制器电压输出结果可知,TSMC 的电压输出产生了较为明显的抖振,本文算法则无明显抖振,说明本文算法对于不匹配干扰的抑制能力较强,与仿真结果一致。根据油压跟踪结果,抖振的产生使 TSMC 在油压阶跃阶段(11.7~12 s)的响应时间产生了一定滞后并存在一定的超调量,这一现象在负载 800、1 000 N·m 条件下尤为明显,但由于负载的增加使阶跃量减小,同时使 TSMC 的超调量也随之减小,而本文算法在此阶段无明显抖振和超调。综上所述,本文算法与 TSMC 相比具有更好的系统适应性和鲁棒性。

3.2.3 浅耕作业换段试验

为了进一步验证本文算法的优越性,通过台架模拟 HMCVT 第 2 段到第 3 段的同步换段过程。以冲击度和滑摩功作为评价离合器接合品质的评价指标,分析离合器换段平顺性。

设置离合器主动端转速为 1 000 r/min,在离合器从动端分别施加负载 600、800、1 000 N·m,然后在第 30 秒时分离第 2 段离合器,同时分别使用本文算法和 TSMC 控制第 3 段离合器按照期望油压接合。换段试验的冲击度和滑摩功如图 11、12 所示。

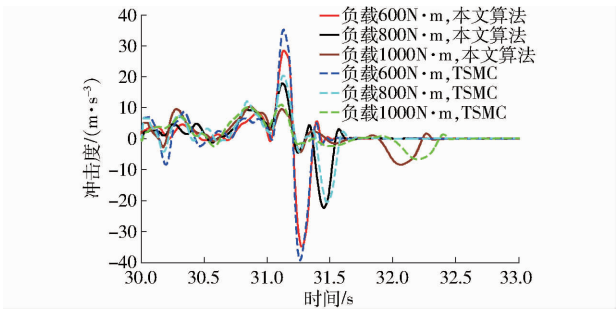


图 11 不同条件下的冲击度对比

Fig. 11 Jerk comparison under different conditions

由图 11 可知,在负载 600 N·m 下本文算法的最大冲击度为 -34.5 m/s^3 ,较 TSMC 最大冲击度减小 11.3%。随着负载的增大,两种算法的冲击度均在

一定程度上降低,但本文算法在负载 800、1 000 N·m 下的最大冲击度仍比 TSMC 降低 8.4% 和 12.7%,说明在不同的负载条件下,本文算法仍然具有较好的控制效果。

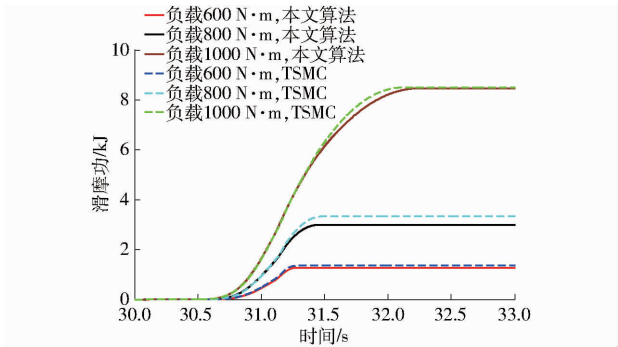


图 12 不同条件下的换段离合器滑摩功对比

Fig. 12 Comparison of sliding friction work under different conditions

由图 12 可知,相同负载下本文算法和 TSMC 的滑摩时间基本相同,随着负载的增加滑摩时间也增加,滑摩功随之增加。在负载 600、800、1 000 N·m 下本文算法的滑摩功为 1.26、2.98、8.46 kJ,较 TSMC 分别减少 6.0%、10.2% 和 1.3%。由于负载 1 000 N·m 下的滑摩功主要由受滑摩时间和主从动角速度差的影响,离合器扭矩的偏差对滑摩功影响不明显,因此在该负载下本文算法与 TSMC 算法滑摩功差别不大。总体来说,本文算法的 HMCVT 换段冲击度和滑摩功均小于 TSMC,本文算法在 HMCVT 换段品质方面更具优越性。

4 结论

(1)针对 HMCVT 换段离合器油压控制系统特点,提出了一种带有扩张观测器的全局终端滑模控制算法。通过在 TSMC 中引入线性项提高滑模控制的收敛速度,通过设计扩张观测器抑制不匹配干扰造成的抖振,提高了控制器的响应特性和稳定性。

(2)基于 Matlab/Simulink 进行了控制器仿真,结果表明 TSMC 引入线性项后控制器的响应时间缩短 0.07 s。扩张观测器的最大稳态误差仅为 0.02 MPa,能够实现不匹配干扰的有效估计。将扩张观测器估计值补偿到控制器中能够有效降低抖振和系统超调量。

(3)在负载 600、800、1 000 N·m 下,分别使用本文算法和 TSMC 进行的油压跟踪控制试验和离合器接合品质试验结果表明,本文算法无明显抖振,动态响应时间仅为 0.13 s,油压超调量仅为 0.08 MPa,换段冲击度最大降低 12.7%,滑摩功最多减少 10.2%。说明本文所提算法具有较好的鲁棒性,能够为 HMCVT 换段离合器油压跟踪控制提供参考。

参 考 文 献

- [1] 谢斌, 武仲斌, 毛恩荣. 农业拖拉机关键技术发展现状与展望[J]. 农业机械学报, 2018, 49(8): 1-17.
XIE Bin, WU Zhongbin, MAO Enrong. Development and prospect of key technologies on agricultural tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(8): 1-17. (in Chinese)
- [2] OH J, PARK J, CHO J, et al. Influence of a clutch control current profile to improve shift quality for a wheel loader automatic transmission[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2017, 18(2): 211-219.
- [3] CHENG Zhun, LU Zhixiong. Research on dynamic load characteristics of advanced variable speed drive system for agricultural machinery during engagement[J]. Agriculture, 2022, 12(2): 161.
- [4] MROCHEN M A, SAWODNY O. Modeling and simulation of a hybrid dual-clutch transmission powertrain[J]. IFAC-PapersOnLine, 2018, 51(31): 886-891.
- [5] 杨树军, 鲍永, 范程远. 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. Full power shift method of hydro-mechanical transmission and power transition characteristics[J]. Transactions of the CASE, 2018, 34(5): 63-72. (in Chinese)
- [6] 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. Synchronous control of mode switching process for hydro-mechanical compound transmission systems[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(1): 86-93. (in Chinese)
- [7] JIAN Hongchao, WEI Wei, LI Hongcai, et al. Optimization of a pressure control valve for high power automatic transmission considering stability[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 101: 182-196.
- [8] OUYANG Tiancheng, LI Shuoyu, HUANG Guicong, et al. Mathematical modeling and performance prediction of a clutch actuator for heavy-duty automatic transmission vehicles[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 136: 190-205.
- [9] MESMER F, SZABO T, GRAICHEN K. Feedforward control of a hydraulic clutch actuation path[C]//2019 18th European Control Conference (ECC), 2019.
- [10] LAUKENMANN M A, SAWODNY O. Model-based control of a clutch actuator used in hybrid dual-clutch transmissions[J]. Mechatronics, 2021, 77: 1-13.
- [11] 上官文斌, 梁士强, 蒋开洪, 等. 集成式电液制动系统建模与压力控制方法研究[J]. 北京理工大学学报, 2019, 39(4): 413-418.
SHANGGUAN Wenbin, LIANG Tuqiang, JIANG Kaihong, et al. Modeling and pressure control of integrated electro-hydraulic brake system[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2019, 39(4): 413-418. (in Chinese)
- [12] 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. (in Chinese)
- [13] 秦大同, 简军杭, 程坤, 等. 基于扩展状态观测器和滑模控制的双离合器自动变速器起步自适应控制[J]. 中国公路学报, 2021, 34(9): 39-50.
QIN Datong, JIAN Junhang, CHENG Kun, et al. Adaptive starting control of dual clutch transmission based on extended state observer and sliding-mode control[J]. China Journal of Highway and Transport, 2021, 34(9): 39-50. (in Chinese)
- [14] 周华伟, 于晓东, 高猛虎, 等. 基于不匹配干扰观测器的圆筒型永磁直线电机新型滑模速度控制[J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(7): 2163-2170.
ZHOU Huawei, YU Xiaodong, GAO Menghu, et al. Novel sliding mode speed control for tubular permanent magnet linear motors based on mismatched disturbance observers[J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(7): 2163-2170. (in Chinese)
- [15] 聂守成, 钱林方, 陈志群, 等. 基于干扰观测器的弹丸协调器电液伺服系统自适应滑模控制[J]. 兵工学报, 2020, 41(9): 1745-1751.
NIE Shoucheng, QIAN Linfang, CHEN Zhiqun, et al. Adaptive sliding mode control for electro-hydraulic servo system of ammunition manipulator based on disturbance observer[J]. Acta Armamentarii, 2020, 41(9): 1745-1751. (in Chinese)
- [16] 武涛, 李彦明, 林洪振, 等. 基于干扰观测器的直播机路径跟踪快速终端滑模控制[J]. 农业机械学报, 2021, 52(12): 24-31.
WU Tao, LI Yanming, LIN Hongzhen, et al. Fast terminal sliding mode control for autonomous rice seeding machine based on disturbance observer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(12): 24-31. (in Chinese)
- [17] 秦永峰, 龚国芳, 王飞, 等. 液粘调速离合器液压系统压力控制策略[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2020, 41(9): 1377-1383.
QIN Yongfeng, GONG Guofang, WANG Fei, et al. Research on pressure control strategy of hydraulic system of hydro-viscous variable speed clutch[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2020, 41(9): 1377-1383. (in Chinese)
- [18] 李晓祥, 王安麟, 樊旭灿, 等. 非平稳随机循环工况离合器接合优化及跟踪控制[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2020, 52(7): 52-58.
LI Xiaoxiang, WANG Anlin, FAN Xucan, et al. Optimization and tracking control of the clutch engagement process under non-stationary random cyclic conditions[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2020, 52(7): 52-58. (in Chinese)
- [19] LI Shihua, WU Chienshin, SUN Zongxuan. Design and implementation of clutch control for automotive transmissions using terminal-sliding-mode control and uncertainty observer[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2016, 65(4): 1890-1898.
- [20] SONG Xingyong, SUN Zongxuan. Pressure-based clutch control for automotive transmissions using a sliding-mode controller[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2012, 17(3): 534-546.
- [21] GINOYA D, SHENDGE P D, PHADKE S B. Sliding mode control for mismatched uncertain systems using an extended disturbance observer[J]. IEEE Trans. Industrial Electronics, 2014, 61(4): 1983-1992.