

非平稳随机循环工况下离合器 接合过程的鲁棒控制

李晓祥, 王安麟, 李晓田

(同济大学机械与能源工程学院, 201804, 上海)

摘要: 针对离合器接合过程存在的非线性、外界干扰和参数不确定等因素带来的接合品质问题,提出了一种离合器接合过程的鲁棒控制方法。首先,以某5 t装载机V型工况重载后退换挡离合器接合过程为研究对象,在构建以冲击度和滑磨功为性能评价指标的多目标泛函基础上,依据Pontryagin极值原理和终端约束,求解干扰矩阵中包含参数化非平稳随机项的泛函极值,获得了其时变最优控制律和权值组合下的扭矩最优轨迹。其次,通过变量转换,将时变扭矩最优轨迹转化为非线性离合器液压执行机构参数摄动下的压力跟踪轨迹。最后,采用自适应滑模控制策略以提高系统的跟踪精度和鲁棒性能,并利用Lyapunov理论对其闭环系统的稳定性进行了分析。数值仿真结果表明:该方法能有效地降低冲击度和减少滑磨功,实现了在0.7%误差范围内的最优控制轨迹跟踪。所提出的非平稳随机循环工况下离合器接合过程时变扭矩轨迹优化及其跟踪鲁棒控制的方法,对解决同类问题具有一定的工程借鉴价值。

关键词: 离合器;接合品质;最优轨迹;自适应滑模控制;Lyapunov理论

中图分类号: TH623.9 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202007007 **文章编号:** 0253-987X(2020)07-0052-10



OSID 码

Robust Control of Clutch Engagement Process under Non-Stationary Random Cyclic Conditions

LI Xiaoxiang, WANG Anlin, LI Xiaotian

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A robust control method for clutch engagement process is proposed for the engagement quality problem caused by the nonlinearity, external disturbance and parameter uncertainty in the clutch engagement process. Firstly, taking the clutch engagement process in the heavy-duty reverse shifting of a 5-ton loader in V-type working condition as the research object, a multi-objective functional with performance evaluation based on jerk and friction work is established. According to the Pontryagin's maximum principle and terminal constraints, after solving the functional extremum of the parameterized non-stationary random terms in the disturbance matrix, the optimal trajectory of the torque under the time-varying optimal control law and weight combination is obtained. Secondly, through the variable transformation, the time-varying torque optimal trajectory is transformed into the pressure tracking trajectory of the nonlinear clutch hydraulic actuator with parameter perturbation. Finally, the adaptive sliding mode control (ASMC) strategy is adopted to improve the tracking accuracy and robust performance of the

system, and the stability of the closed-loop system is analyzed by Lyapunov stability theory. Numerical simulation results show that the proposed method can effectively reduce the jerk and the friction work, achieve the optimal control trajectory tracking within 0.7% error.

Keywords: clutch; engagement quality; optimal trajectory; ASMC; Lyapunov stability theory

离合器作为传动系统中的重要组成部分,在各类型车辆的变速器上有着广泛的应用^[1-3]。良好的离合器接合过程控制有利于提高车辆使用寿命和驾乘舒适性,同时可减少传动系统零部件的冲击^[4-5]。影响离合器使用寿命和驾乘舒适性的评价指标冲击度和滑磨功,主要出现在离合器摩擦片之间开始接触至转速差为零的阶段^[6],该阶段的研究对提高离合器接合过程的品质有重要的意义。

近年来,一些学者对离合器接合控制展开了研究,Canada等设计了3个控制器来实现离合器接合过程控制,但控制器之间新增的参数增加了控制系统的不确定因素^[7]。Zhao等在考虑冲击度的前提下,通过滑模控制方法实现了离合器接合过程控制,但未考虑滑磨功的影响^[8]。Choi等通过理论计算与试验相结合的方法对离合器换挡过程中传递的扭矩进行估计,但未进行扭矩跟踪控制的设计^[9]。Liu等通过设计线性二次控制器和两个补偿器等方法对离合器接合部分过程的控制,未考虑离合器开始接触的阶段等^[10-11]。Park等采用自适应的方法实现离合器接合过程扭矩跟踪控制,但未对接合扭矩轨迹进行优化^[12]。Wurm等通过均值和方差设计优化算法对离合器接合过程进行设计,但未与液压执行机构相结合^[13]。

离合器接合控制主要由接合轨迹控制和轨迹跟踪控制两方面组成,目前的研究点多在接合轨迹的最优控制和液压执行机构如何实现对轨迹的跟踪。Hai-fraj等分别采用动态规划法和最优理论下接合曲线修正算法等实现接合过程最优控制^[14-15];Glielmo等以冲击度和滑磨功的权重为基础进行控制律设计来实现最优控制^[16-18];Zhao等采用预测和遗传算法对DCT接合轨迹进行优化控制^[19];Kim等通过调整的两个控制器参数来实现接合轨迹的优化^[20]。以上对离合器接合轨迹优化控制的研究中,负载端多为平稳信号,不能较好地表征实际载荷的非平稳随机特性。液压执行机构作为对离合器接合过程的作动器,具有较强的非线性,对其控制的精度将对接合品质有重要影响。非线性液压执行机构在未建模参数摄动和外界扰动等条件下对离合器接合轨迹的跟踪精度问题,常采用具有较好鲁棒性的非

线性滑模控制技术来解决^[21-24]。文献[25]基于高速开关阀和指数趋近律滑模控制方法实现了油压轨迹的较高精度跟踪。为更好地抑制滑模控制中出现的抖振现象,采用综合了滑模控制和自适应控制两者优势的自适应滑模控制方法,通过设计自适应律以调整切换增益和边界层厚度等控制参数,可使系统得到较好的鲁棒跟踪控制性能^[26-28]。自适应滑模控制在多个领域已得到了很好的应用,高强等采用自适应滑模控制技术实现了对高速开关阀控制的液压油缸的位置跟踪^[29];陈光荣等将提出的一种自适应鲁棒控制器设计方法应用于阀控缸系统中并取得了良好的跟踪效果^[30];成旭华等通过设计自适应鲁棒控制器有效地解决了电液伺服系统中存在的非线性和参数不确定性问题^[31]。因此,自适应滑模控制作为解决参数不确定或时变参数系统控制问题的一种新型控制策略,可实现液压执行机构对离合器接合轨迹的高精度跟踪。

本文以5 t装载机V型重载后退换挡中离合器接合过程为研究对象,展开离合器接合控制设计的研究。在实测数据参数化表达非平稳随机信号模型加载下,采用离合器接合过程中扭矩轨迹优化和自适应滑模控制轨迹跟踪相结合的方法,能有效地解决离合器接合控制系统中存在的非线性、外部干扰和参数不确定等因素带来的接合过程问题,并对该阶段的冲击度、滑磨功和最优接合压力轨迹的跟踪效果等进行了数值仿真分析。离合器接合控制设计流程如图1所示。

1 系统描述及模型建立

1.1 系统描述

离合器接合过程系统的结构原理如图2所示,主要由动力输入模型1、离合器机构2、负载端模型3和压力控制模型4组成。其中模型1和3为实测数据参数化表达后等效至离合器输入输出端的模型,模型4采用的是电液比例减压阀。设计的自适应滑模控制器通过压力控制模块对离合器腔油液压力进行控制,实现离合器接合过程中依据接合品质确定的油液压力最优控制轨迹的跟踪,使离合器接合过程中冲击度和滑磨功得到了降低,提高了离合

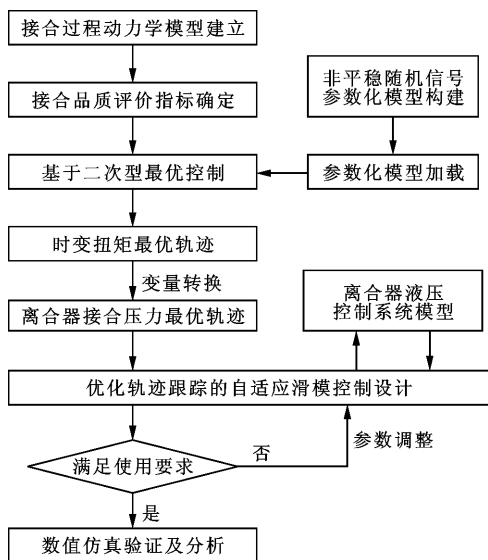
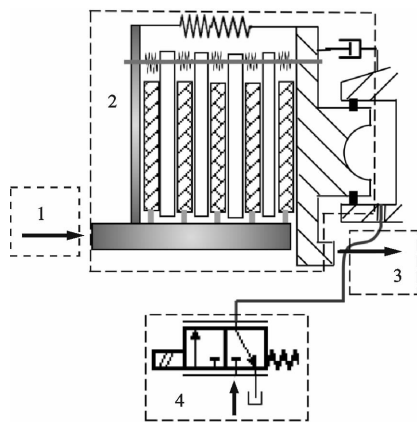


图1 离合器接合控制设计流程图



1—动力输入模型；2—离合器机构；
3—负载端模型；4—压力控制模型。

图2 离合器接合过程系统结构原理简图

器接合过程的接合品质。

1.2 数学模型建立

在1.1小节分析的基础上,分别建立了离合器两端参数化模型、离合器接合过程动力学模型、离合器模型和压力控制模型等,具体过程如下。为构建离合器输入输出端参数化模型,对装载机V型重载后退换挡中离合器接合过程进行了测试。部分元器件的安装如图3所示,主要元器件有INDAM36数据采集仪、Barksdale流量和压力传感器、MPS-S-MA位移传感器、HAL-12霍尔转速传感器以及HX902扭矩传感器等。

对离合器接合过程中采集的负载端试验样本数据的平稳性进行轮次数检验,知该段时间内信号是非平稳的。非循环工况下测得的非平稳载荷数据具有不规则、不能重复和随机变化的特征,无法直接用

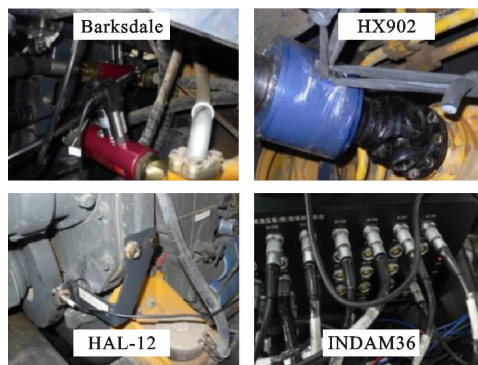


图3 部分元器件安装图

于台架加载或数值仿真,需对其进行处理,据此构建出相应载荷函数的重构数学模型如下

$$T_i(t) = D_i(t) + S_i(t) \quad (1)$$

式中: $T_i(t)$ 为某一时间历程非平稳随机载荷; $D_i(t)$ 为 $T_i(t)$ 中的确定性分量; $S_i(t)$ 为 $T_i(t)$ 中平稳随机分量。

构建的方法和流程作者于文献[32]中进行了阐述。参数化构建数学模型数据与文献[14,21]等采用方法所得数据误差在1%以内,能较好地反映负载端非平稳随机信号。变速器输入端扭矩和转速数据去除确定性分量后,两者均符合数学期望为零的正态分布,采用式(1)进行参数化模型构建及验证,在此不再赘述。

对离合器接合动力学模型进行简化并作如下假设:离合器摩擦片未变形,不考虑传动轴和齿轮等的弹性变形,忽略轴横向振动和零部件间隙所产生的影响。离合器滑磨阶段接合过程模型如图4所示,动力学方程如下

$$\left. \begin{aligned} J_i \dot{\omega}_i &= T_i - c_i \omega_i - T_{cl} \\ J_o \dot{\omega}_o &= T_{cl} - c_o \omega_o - T_o \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: J_i 为折算到离合器输入端的等效转动惯量; T_i 为折算到离合器输入端扭矩的等效动力矩; ω_i 为离合器输入端转速; T_{cl} 为离合器输入输出端摩擦片之间传递的扭矩; J_o 为折算到离合器输出端的等效转动惯量; T_o 为折算到负载端扭矩的等效阻力矩; ω_o 为离合器输出端的转速。

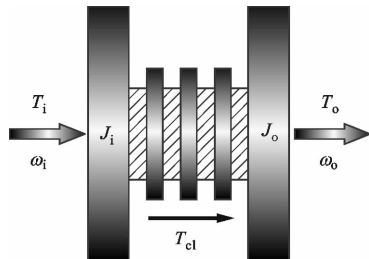


图4 接合过程模型

离合器活塞在该阶段停止移动,摩擦片与钢片的间隙消除,活塞运动过程中的密封阻力、齿圈与花键之间的摩擦力均已消失,忽略摩擦片的弹性变形,离合器液压腔无泄漏且腔内油液温度保持不变。离合器模型如图5所示。

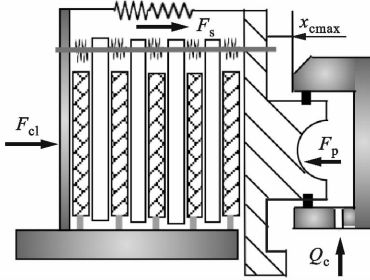


图5 离合器模型

以活塞为作用对象,受力平衡方程如下

$$\left. \begin{aligned} F_s + F_{cl} &= F_p \\ F_p &= p_c A_c + \frac{\rho(A_c \alpha \omega_i)^2}{4\pi} \\ F_{cl} &= \frac{T_{cl}}{\mu(t) Z R_m} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: F_s 为弹簧复位力; F_{cl} 为活塞反作用力; F_p 为作用于活塞的液压力; p_c 为离合器腔压力; A_c 为离合器活塞面积; ρ 为液压油密度; α 为液压油旋转速度滞后系数; $\mu(t)$ 为摩擦系数; Z 为摩擦副数量; R_m 为摩擦片等效摩擦半径。

进入离合器腔的流量-压力动态方程为

$$Q_c = \frac{A_c x_{cmax} + V_0}{E} \dot{p}_c \quad (4)$$

式中: Q_c 为进入离合器腔油液流量; x_{cmax} 为离合器活塞移动的最大位移; V_0 为离合器腔和油道整体体积; E 为油液体弹性模量。

本文选用控制精度和响应速度较好的两位三通比例电磁减压阀作为离合器腔压力控制模型。由其所组成的闭环控制系统,可在离合器升压过程中对所需的压力实现高精度控制^[33-34]。比例电磁阀模型如图6所示,阀芯动力学平衡方程为

$$\left. \begin{aligned} m_v \ddot{x}_v + c_v \dot{x}_v + k_v (x_v + x_{v0}) &= F_{mag} - p_c \Delta A_v \\ F_{mag} &= K_i i \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: m_v 为阀芯质量; x_v 为阀芯位移,以阀芯初始安装位移为运动起点; c_v 为阀芯运动阻尼系数; k_v 为阀芯复位弹簧刚度; x_{v0} 为阀芯初始位置时弹簧压缩长度; F_{mag} 为电磁力,由电流-力增益 K_i 和电流 i 决定; ΔA_v 为作用于阀芯两端的面积差。

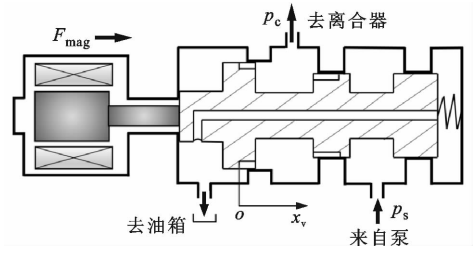


图6 比例电磁阀模型

假设油道及阀无泄漏,则进入离合器腔的流量和进入比例电磁阀的流量相同,即

$$\left. \begin{aligned} Q_c &= C_v A_{in}(x_v) \sqrt{2(p_s - p_c)/\rho} \\ A_{in}(x_v) &= \pi d_v (x_v - h) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: C_v 为阀流量系数; $A_{in}(x_v)$ 为阀进油口面积; πd_v 为进油口面积梯度; h 为阀芯初始位置至进油口开启位置的位移; p_s 为系统供油压力。

2 接合过程最优控制轨迹

离合器接合过程的基本要求为:一方面要接合缓慢平稳,不应有过高的瞬时加速度,以免影响驾乘的舒适性;另一方面接合过程迅速,减少离合器摩擦片之间的滑磨时间,以提高离合器的使用寿命。解决上述矛盾的方法通常是先确定离合器接合过程滑磨时间,在此基础上提高接合品质。通常将滑磨功作为离合器使用寿命衡量指标,冲击度作为接合平稳性评价指标。本节以冲击度满足国家标准为约束条件、滑磨功最小为目标进行接合轨迹的最优控制。

2.1 状态方程建立

冲击度是车辆纵向加速度变化率,离合器接合过程中摩擦扭矩变化越剧烈,冲击度越大。滑磨功是离合器主从动摩擦片间滑动摩擦力矩所做的功。将冲击度和滑磨功作为离合器接合过程品质的评价指标,数学模型为^[6]

$$\left. \begin{aligned} W &= \int_{t_0}^{t_f} T_{cl} (\omega_i - \omega_o) dt \\ j &= \frac{r_w}{i_o T_o} \frac{dT_{cl}}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中: W 为离合器接合过程中产生的滑磨功; t_0 为开始接合时间; t_f 为主从动盘转速差为零时的时间; j 为冲击度; i_o 为离合器输出轴至驱动轮传动比; r_w 为车轮半径。

在式(2)和(7)的基础上,考虑接合控制轨迹,取状态向量 $\mathbf{x} = (\omega_i, \omega_i - \omega_o, T_{cl})^T$,控制变量 $u = dT_{cl}/dt$,建立的状态方程为

$$\dot{\mathbf{x}} = (\dot{x}_1, \dot{x}_2, u)^T = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u + \mathbf{F} \quad (8)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{c_i}{J_i} & 0 & -\frac{1}{J_i} \\ -\frac{c_i}{J_i} + \frac{c_o}{J_o} & -\frac{c_o}{J_o} & -\frac{1}{J_i} - \frac{1}{J_o} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{F}(t) = \begin{bmatrix} \frac{T_i}{J_i} \\ \frac{T_i}{J_i} + \frac{T_o}{J_o} \\ 0 \end{bmatrix}$$

状态变量 $\mathbf{x}$ 的约束条件为

$$\left. \begin{aligned} \omega_{il} &\leq \omega_i \leq \omega_{ih} \\ \omega_o &\leq \omega_i \\ T_{cl} &\leq T_{clmax} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中: ω_{il} 和 ω_{ih} 分别为换挡规律下离合器输入端输入的最低和最高转速; T_{clmax} 为离合器摩擦片之间传递的最大摩擦扭矩。

离合器摩擦片开始接触至转速差为零阶段的初始条件和终端约束条件为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{x}(t_0) &= [\omega_{i0}, \omega_{o0} - \omega_{o0}, T_{cl0}]^T \\ \omega_i(t_f) - \omega_o(t_f) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中 ω_{i0} 、 ω_{o0} 和 T_{cl0} 分别为刚开始接触时的转速和扭矩。

2.2 最优控制轨迹

在 2.1 小节分析的基础上, 可知离合器接合过程为初始状态已知、终端时刻有限、终端状态 x_2 已知的最优控制问题。考虑冲击度和滑磨功, 结合状态变量 $\mathbf{x}$ 和控制变量 u , 构造二次型性能指标泛函如下

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} (\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + u^T \mathbf{R} u) dt = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} (x_2 u + \beta u^2) dt = \frac{1}{2} (W + \gamma^2 \beta \int_{t_0}^{t_f} j^2 dt) \quad (11)$$

$$\text{式中: } \mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.5 \\ 0 & 0.5 & 0 \end{bmatrix}; \mathbf{R} = \beta, \beta \text{ 为权重系数且 } \beta$$

$> 0; \gamma = i_o T_o / r_w$ 为系数。

在式(8)和(11)的基础上构造的 Hamilton 函数为

$$H(\mathbf{x}, u, \boldsymbol{\lambda}) = \frac{1}{2} (\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \beta u^2) + \boldsymbol{\lambda}^T(t) (\mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} u + \mathbf{F}) \quad (12)$$

式中 $\boldsymbol{\lambda}(t)$ 为待定拉格朗日乘子向量函数。

根据极值条件和 Pontryagin 极大值原理, 得到最优控制方程为

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial H}{\partial u} &= 0 \\ \frac{\partial^2 H}{\partial u^2} &= \beta > 0 \\ u^*(t) &= -\frac{\mathbf{B}^T \boldsymbol{\lambda}(t)}{\beta} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

$\mathbf{x}(t)$ 和 $\boldsymbol{\lambda}(t)$ 满足正则方程

$$\left. \begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \frac{\partial H}{\partial \boldsymbol{\lambda}} = \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} u + \mathbf{F} \\ \dot{\boldsymbol{\lambda}} &= -\frac{\partial H}{\partial \mathbf{x}} = -\mathbf{Q} \mathbf{x} - \mathbf{A}^T \boldsymbol{\lambda}(t) \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

根据边界条件和横截条件, 可得

$$\boldsymbol{\lambda}(t_f) = [0, \nu, 0]^T \quad (15)$$

式中 ν 为待求值。

在终值 $\omega_i(t_f)$ 和 $\omega_o(t_f)$ 未知、 ν 待求以及存在干扰矩阵 $\mathbf{F}(t)$ 等条件下, 最优控制律 $u^*(t)$ 通过构建方程(16)来求得^[16]

$$\left. \begin{aligned} \boldsymbol{\lambda}(t) &= \mathbf{P}(t) \mathbf{x}(t) + \mathbf{G}(t) \nu + \mathbf{K}(t) \\ \phi &= x_2(t_f) = \mathbf{F}(t) \mathbf{x}(t) + m(t) \nu + n(t) \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

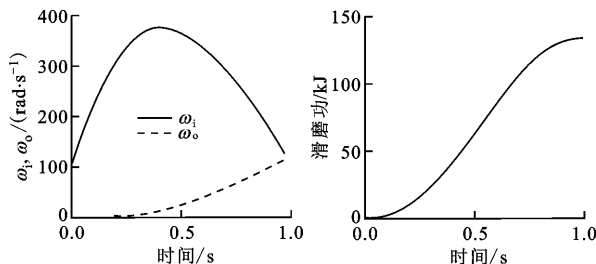
已知 $\mathbf{P}(t_f)$ 为 3 阶零矩阵, 用于求解 Riccati 方程, $\mathbf{G}(t_f) = [0, 1, 0]^T$ 用于求解 ν , $\mathbf{K}(t_f) = [0, 0, 0]^T$ 用于补偿向量 $\mathbf{F}(t)$, $\mathbf{F}(t_f) = [0, 1, 0]$, $m(t_f) = 0$, $n(t_f) = 0$, 则在求解 Riccati 微分方程中 $\mathbf{P}(t)$ 的基础上, 联立方程(14)和(16)及相关微分方程, 依次求得 $\mathbf{G}(t)$ 、 $\mathbf{K}(t)$ 、 $\mathbf{F}(t)$ 、 $m(t)$ 和 $n(t)$, 将求解后的 ν 代入式(16), 可得到最优控制律 $u^*(t)$, 如下式

$$u^*(t) = -\frac{\mathbf{B}^T}{\beta} [\mathbf{P}(t) \mathbf{x}(t) + \mathbf{G}(t) \nu + \mathbf{K}(t)] \quad (17)$$

对 $u = dT_{cl}/dt$ 积分可得最优接合轨迹 $T_{cl}^*(t)$, 代入式(2)可求得 $\omega_i^*(t)$ 和 $\omega_o^*(t)$, 详细计算过程不再赘述。

2.3 数值仿真及分析

在所设计的离合器接合轨迹最优控制律基础上, 结合表 1 给出的参数数值, 以 $j \leq 17.64 \text{ m/s}^3$ (中国标准) 和 $1 \leq \beta \leq 100$ 为约束, 通过 MATLAB 对系统进行仿真, 主、从动盘速度和滑磨功的仿真结果如图 7 所示。



(a) 主从动盘速度

(b) 滑磨功

图 7 主从动盘速度和滑磨功优化轨迹

表 1 接合过程参数数值

参数	数值	参数	数值
J_i	$0.4\text{ kg}\cdot\text{m}^2$	x_{cmax}	4.8 mm
J_o	$2.5\text{ kg}\cdot\text{m}^2$	V_0	$6\times 10^{-4}\text{ m}^3$
c_i	$0.03\text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$	K_i	$44.93\text{ N}\cdot\text{A}^{-1}$
c_o	$0.03\text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$	ΔA_v	$8.41\times 10^{-6}\text{ m}^2$
ρ	$885\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	c_v	$3.33\text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$
E	1.7 GPa	ω_{i0}	$0\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$
m_v	$1.23\times 10^{-2}\text{ kg}$	F_s	$1\ 010\text{ N}$
x_{v0}	0.8 mm	i_o	22.85 mA
h	1.1 mm	α	0.9
p_s	2.5 MPa	Z	16
r_w	3.5 mm	C_v	0.65
R_m	6.22 cm	k_v	$895\text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$
A_c	$1.51\times 10^{-2}\text{ m}^2$	d_v	1.6 mm

由图 7 可知,当主从动摩擦片传递的扭矩 T_{cl} 小于等效阻力矩 T_o 时,从动盘转速 ω_o 保持不变。随着 T_{cl} 的增加, ω_o 逐渐增加到和 ω_i 的差值减小至 0,与式(2)和(7)的变化过程相一致,此时滑磨功最小,冲击度为 16.382 m/s^3 ,低于标准 7.1% 。

在非平稳随机外载荷的等效阻力矩幅值为 $\pm 5\%T_o$ 的变化范围内进一步分析优化轨迹的动态特性,如图 8 和表 2 所示, $\pm 5\%T_o$ 的变化对优化轨迹下的接合速度及滑磨功等影响很小。

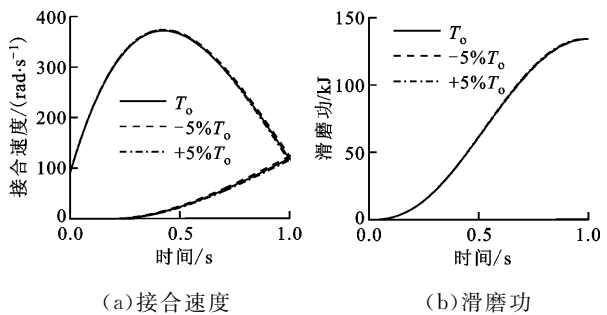


图 8 $\pm 5\%T_o$ 幅度下的接合速度和滑磨功优化轨迹

表 2 $\pm 5\%T_o$ 幅度下的数据变化 %

条件	Δt_f	Δj_{max}	$\Delta\omega_i = \Delta\omega_o$	$\Delta\omega_{i\text{max}}$	ΔW_{max}
$+5\%T_o$	-0.201	0.784	-3.196	0.328	0.237
$-5\%T_o$	0.201	-0.189	4.163	0.521	-0.024

考虑扭矩传感器的可靠性,车辆变速器中很少将其安装使用,故难以通过检测扭矩信号来实现系统的闭环控制^[4]。同时,由于参数摄动和外干扰项影响,若通过设计线性状态观测器来实现摩擦片之

间传递扭矩的检测,将因其鲁棒性差而产生较大误差甚至使系统失稳,不适于离合器接合过程的系统控制。通过变量转换,将离合器时变扭矩转化为可通过压力传感器检测的压力,易于实现系统闭环控制。同时,与采用车速反馈跟踪相比,通过压力传感器检测能实现离合器换挡过程中充油阶段的压力反馈,有利于离合器接合过程品质的控制设计^[-35-36]。通过式(3)变量转换实现的离合器压力最优轨迹为

$$p_c^* = \frac{F_s}{A_c} + \frac{T_{cl}^*}{\mu(\omega_i^* - \omega_o^*)A_c Z R_m} - \frac{\rho A_c (\alpha \omega_i^*)}{4\pi}$$

(18)

图 9 为 $\pm 5\%T_o$ 幅度下控制压力优化轨迹,最大压力偏差分别为 0.764% 和 -0.444% ,对压力轨迹动态性能影响很小。

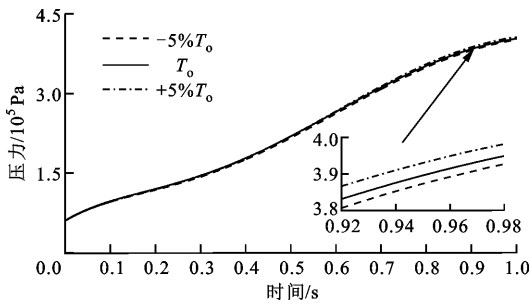


图 9 $\pm 5\%T_o$ 幅度下的控制压力优化轨迹

3 轨迹跟踪自适应滑模控制器设计

为提高离合器接合过程中最优压力轨迹的跟踪精度,采用对系统参数摄动和外干扰具有完全鲁棒性的滑模控制方法。针对常规滑模控制器增益参数固定不变带来的趋近效果不佳和抖振问题,采用自适应滑模控制方法,通过引入自适应律对滑模控制器的控制参数进行调整,以实现趋近效果的提高和滑模抖振的减小^[37-38]。本文所采用的自适应滑模控制结构框图如图 10 所示,根据离合器液压控制系统的特征设计滑模控制器,实现系统闭环控制;然后,设计自适应控制律对滑模控制器参数进行自适应调整;最后,通过 Lyapunov 理论对系统的稳定性进行分析。

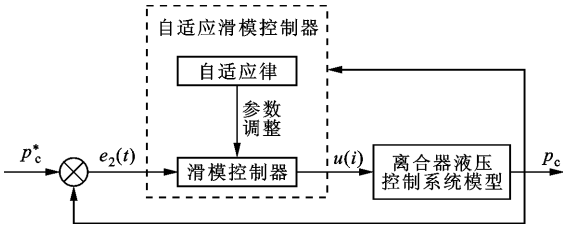


图 10 自适应滑模控制结构框图

3.1 滑模控制器设计

定义误差变量 e_2 为离合器腔期望压力与实际压力之间的差值,即

$$e_2 = p_c^* - p_c \quad (19)$$

建立偏量微分方程

$$\left. \begin{aligned} \dot{e}_1 &= e_2 \\ \dot{e}_2 &= \dot{p}_c^* - \dot{p}_c \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

在式(4)基础上,可得

$$\begin{aligned} \dot{e}_2 &= \dot{p}_c^* - \dot{p}_c = \\ \dot{p}_c^* - \left\{ \frac{E}{V_0 + A_c x_{c\max}} [Q_c + \Delta_1(u, p_c)] + \Delta_2(p_c) \right\} &= \\ \dot{p}_c^* - \frac{E}{V_0 + A_c x_{c\max}} Q_c - \\ \left[\frac{E}{V_0 + A_c x_{c\max}} \Delta_1(u, p_c) + \Delta_2(p_c) \right] & \quad (21) \end{aligned}$$

式中: $\Delta_1(u, p_c)$ 为减压阀流量摄动模型; $\Delta_2(p_c)$ 为阀压力摄动模型。

将 $d(u, p_c)$ 定义为上述不确定项总和,且 $|d(u, p_c)| \leq D$, 如下式所示

$$d(u, p_c) = \frac{E}{V_0 + A_c x_{c\max}} \Delta_1(u, p_c) + \Delta_2(p_c) \quad (22)$$

设计滑模面函数为

$$s = ce_1 + e_2 \quad (23)$$

式中: c 为权重系数,且 $c > 0$ 。

对式(23)微分并将式(20)和(21)代入,可得

$$\begin{aligned} \dot{s} &= ce_1 + \dot{e}_2 = \\ ce_2 + \dot{p}_c^* - \frac{E}{V_0 + A_c x_{c\max}} Q_c - d(u, p_c) & \quad (24) \end{aligned}$$

对于理想滑动模态,当系统进入滑动模态后,状态轨迹将保持在切换面上,即满足 $s=0$, 故有 $\dot{s}=0$ 。将 $Q_c(u, p_c)$ 作为新构建的偏量微分方程(20)的中间虚拟输入,可表示为

$$Q_c(u, p_c) = \frac{V_0 + A_c x_{c\max}}{E} (\dot{p}_c^* + ce_2) + u_{sw} \quad (25)$$

式中: u_{sw} 为切换控制项,用于消除系统不确定项的影响。

进一步研究表明,减压阀的时间常数远远小于离合器-驱动系统压力动力学的时间常数,这意味着减压阀的动态特性可以忽略不计^[24]。因此,可将式(5)中比例电磁阀阀芯的动力学方程简化为静态受力平衡方程,同时结合式(6),可得到控制电流 i 与 $Q_c(u, p_c)$ 、 p_c 之间的映射关系

$$u(i) =$$

$$\frac{k_v(Q_c \sqrt{\rho}/(\pi d_v C_v \sqrt{2(p_s - p_c)}) + h + x_{v0}) + p_c \Delta A_v}{K_i} \quad (26)$$

将式(25)代入式(26),可得图10中控制对象的输入

$$u(i) = U \left[\frac{V_t + A_c x_{c\max}}{E} (\dot{p}_c^* + ce_2) + u_{sw}, p_c \right] \quad (27)$$

3.2 自适应律设计

式(25)中用于消除不确定项影响的切换控制项为

$$u_{sw} = \frac{V_t + A_c x_{c\max}}{E} \hat{\theta} \operatorname{sgn}(s) \quad (28)$$

式中: $\hat{\theta}$ 为切换增益系数, $\hat{\theta}$ 的期望为 θ^* 且 $\theta^* > D$ 。

为提高滑模控制的趋近效果和减小滑动模态的抖振,采用自适应控制算法对滑模切换增益系数进行调整,定义自适应误差 $\tilde{\theta} = \hat{\theta} - \theta^*$, 取自适应律为

$$\dot{\hat{\theta}} = \gamma |s| \quad (29)$$

式中: γ 为自适应增益系数,且 $\gamma > 0$ 。

为使自适应律变化过程更加平滑,采用饱和函数 $\operatorname{sat}(s)$ 代替符号函数 $\operatorname{sgn}(s)$, 即

$$\operatorname{sat}(s) = \begin{cases} \operatorname{sgn}(s), & |s| > \Delta \\ ks, & |s| \leq \Delta, k = \frac{1}{\Delta} \end{cases} \quad (30)$$

式中: Δ 为边界层厚度; k 为坡度系数。

3.3 系统稳定性分析

定义压力跟踪误差控制系统的 Lyapunov 函数为

$$V = \frac{1}{2} s^2 + \frac{1}{2\gamma} \tilde{\theta}^2 \quad (31)$$

对式(31)求导,并将式(24)(25)和式(28)代入,整理后得

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \dot{s}s + \frac{1}{\gamma} \tilde{\theta} \dot{\tilde{\theta}} = \\ -\hat{\theta} |s| - d(u, p_c)s + \hat{\theta} |s| - \theta^* |s| &= \\ -d(u, p_c)s - \theta^* |s| &= \\ -d(u, p_c) \operatorname{sgn}(s) |s| - \theta^* |s| &= \\ -|s| [d(u, p_c) \operatorname{sgn}(s) + \theta^*] & \quad (32) \end{aligned}$$

又因 $\theta^* > D \geq |d(u, p_c)|$, 则有

$$\dot{V} = -|s| [d(u, p_c) \operatorname{sgn}(s) + \theta^*] \leq 0 \quad (33)$$

当 $s=0$ 时, $\dot{V}=0$; 当 $s \neq 0$ 时, $\dot{V} < 0$ 。这说明所设计的控制器具有收敛性,同时也说明了系统状态在有限时间内渐进稳定。

3.4 仿真及分析

本文使用软件 MATLAB/Simulink 对提出的

自适应滑模控制方法进行仿真分析,期望轨迹为 p_c^* ,根据式(21)和(22)对系统不确定项总和设置为均值为 0、标准差为 1.7×10^5 的随机干扰信号。所设计的自适应滑模控制器参数取值为 $c=10$, $\gamma=15\ 000$, $k=20$ 。为更好地验证所设计自适应滑模控制器的鲁棒跟踪效果,仿真方案及结果如下:①图 11 为无不确定干扰项的常规滑模控制方法(SMC)和自适应滑模控制方法(ASMC)下的跟踪轨迹和跟踪误差曲线;②图 12 为有不确定干扰项的 SMC 控制方法和 ASMC 方法下的跟踪轨迹和跟踪误差曲线;③图 13 为有不确定干扰项的离合器摩擦片系数 $\pm 10\% \mu(t)$ 幅度下自适应滑模控制跟踪轨迹和跟踪误差曲线。

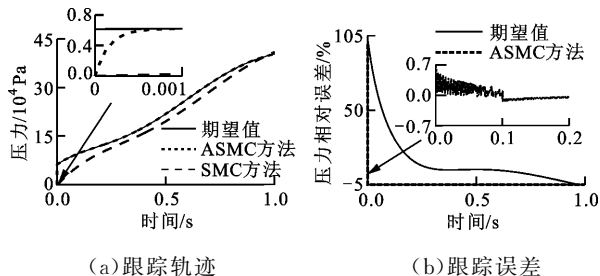


图 11 无干扰项下压力跟踪轨迹及其误差曲线

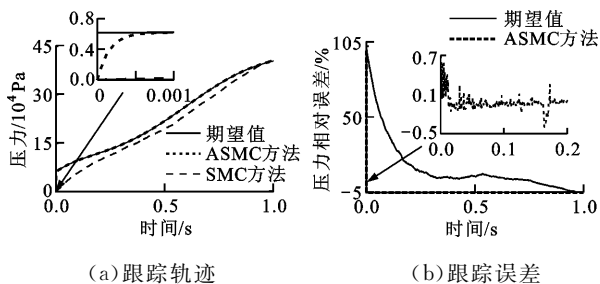
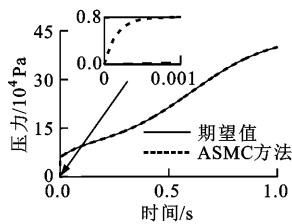


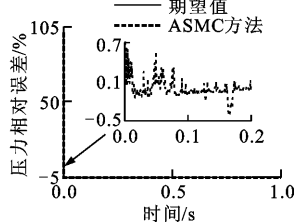
图 12 有干扰项下压力跟踪轨迹及其误差曲线

由图 11 和图 12 可知:在有无不确定干扰项下,与采用自适应滑模控制方法实现轨迹跟踪效果相比,常规滑模控制在增益系数为 $0.1 \sim 10\ 000$ 的范围内轨迹跟踪效果均很差,进一步说明了不确定项具有较大的影响;在 $0.001 \sim 0.18\text{ s}$ 内,采用自适应滑模控制方法的跟踪误差均在 $-0.5\% \sim 0.7\%$ 范围内,有无不确定干扰项对跟踪精度影响较小;在 0.18 s 之后,无不确定干扰项下的轨迹跟踪误差在 $\pm 0.02\%$ 范围内,有不确定干扰项下的轨迹跟踪误差在 $\pm 0.1\%$ 范围内,跟踪精度进一步提高。

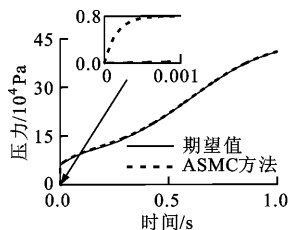
由图 13 可知:自适应滑模控制在离合器摩擦片系数 $\pm 10\% \mu(t)$ 摄动下,仍能保持较高的跟踪精度,且鲁棒性能较好。



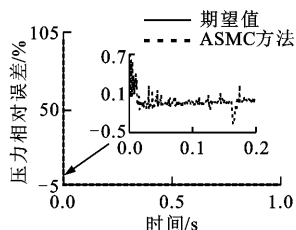
(a) $90\% \mu(t)$ 下跟踪轨迹



(b) $90\% \mu(t)$ 下跟踪误差



(c) $110\% \mu(t)$ 下跟踪轨迹



(d) $110\% \mu(t)$ 下跟踪误差

图 13 $\pm 10\% \mu(t)$ 摄动下自适应滑模控制压力跟踪轨迹及其误差曲线

通过以上对比分析可知,所设计的自适应鲁棒滑模控制器在参数摄动和不确定干扰项下能保持较好的跟踪精度和鲁棒性。

4 结 论

(1)本文提出的非平稳随机循环工况下离合器接合过程时变扭矩轨迹优化及其跟踪鲁棒控制的方法,在一定程度上能有效地解决离合器接合控制系统中存在的非线性、外部干扰和参数不确定等因素带来的接合品质问题。

(2)以离合器接合品质性能评价指标建立性能指标泛函,基于二次型最优控制得到的控制律能有效地降低冲击度和减少滑磨功,以提高驾乘舒适性和离合器使用寿命。

(3)与采用常规滑模控制方法相比,所用自适应鲁棒控制方法可实现较高的最优压力轨迹跟踪精度与较好的鲁棒性。

参考文献:

- [1] DELLA GATTA A, IANNELLI L, PISATURO M, et al. A survey on modeling and engagement control for automotive dry clutch [J]. Mechatronics, 2018, 55: 63-75.
- [2] HARIA H, PIETRON G M, MEYER J, et al. In-vehicle characterization of wet clutch engagement behaviors in automatic transmission systems [J]. SAE International Journal of Passenger Cars; Electronic and

- Electrical Systems, 2018, 11(5): 369-375.
- [3] SENATORE A. Advances in the automotive systems; an overview of dual-clutch transmissions [J]. Recent Patents on Mechanical Engineering, 2009, 2(2): 93-101.
 - [4] MISHRA K, SRINIVASAN K. Robust control and estimation of clutch-to-clutch shifts [J]. Control Engineering Practice, 2017, 65: 100-114.
 - [5] WAN Guoqiang, LI Keqiang, PEI Ling, et al. Optimal tracking control for automatic transmission shift process [J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2015, 24(4): 458-465.
 - [6] 葛安林, 吴锦秋, 郭万富. 自动控制离合器接合特性的研究 [J]. 吉林工业大学学报, 1988, 18(2): 70-80. GE Anlin, WU Jinqu, GUO Wanfu. Engaging characteristics of clutch under automatic control [J]. Journal of Jilin University of Technology, 1988, 18(2): 70-80.
 - [7] SANADA K, GAO B Z, KADO N, et al. Design of a robust controller for shift control of an automatic transmission [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part D Journal of Automobile Engineering, 2012, 226(12): 1577-1584.
 - [8] ZHAO Z G, LEI D, CHEN J Y, et al. Optimal control of mode transition for four-wheel-drive hybrid electric vehicle with dry dual-clutch transmission [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 105: 68-89.
 - [9] CHOI H, HWANG J, CHOI S. Dynamic driveline torque estimation during whole gear shift for an automatic transmission [J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 130: 363-381.
 - [10] LIU F Y, CHEN L, LI D X, et al. Improved clutch slip control for automated transmissions [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 232(18): 3181-3199.
 - [11] LI B G, SUN D Y, HU M H, et al. Automatic starting control of tractor with a novel power-shift transmission [J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 131: 75-91.
 - [12] PARK J, CHOI S, OH J, et al. Adaptive torque tracking control during slip engagement of a dry clutch in vehicle powertrain [J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 134: 249-266.
 - [13] WURM A, BESTLE D. Robust design optimization for improving automotive shift quality [J]. Optimization and Engineering, 2016, 17(2): 421-436.
 - [14] HAJ-FRAJ A, PFEIFFER F. Optimal control of gear shift operations in automatic transmissions [J]. Journal of the Franklin Institute, 2001, 338(2/3): 371-390.
 - [15] 彭建鑫, 金辉, 陈慧岩. 基于最优化理论的离合器接合曲线研究 [J]. 北京理工大学学报, 2009, 29(11): 964-967, 971. PENG Jianxin, JIN Hui, CHEN Huiyan. Engagement curve of clutch based on optimization theory [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2009, 29(11): 964-967, 971.
 - [16] GLIELMO L, VASCA F. Optimal control of dry clutch engagement [J]. SAE Transactions, 2000, 109(6): 1233-1239.
 - [17] 陈清洪, 秦大同, 叶心. AMT 重型汽车起步离合器最优控制 [J]. 中国公路学报, 2010, 23(1): 116-121. CHEN Qinghong, QIN Datong, YE Xin. Optimal control about AMT heavy-duty truck starting clutch [J]. China Journal of Highway and Transport, 2010, 23(1): 116-121.
 - [18] 黄芳, 鲁统利, 吴明翔. 干式双离合器接合过程最优控制 [J]. 汽车工程学报, 2013, 3(3): 175-182. HUANG Fang, LU Tongli, WU Mingxiang. Research on engaging process of dry dual-clutch based on optimality theory [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2013, 3(3): 175-182.
 - [19] ZHAO Z G, JIANG J L, YU Z P, et al. Starting sliding mode variable structure that coordinates the control and real-time optimization of dry dual clutch transmissions [J]. International Journal of Automotive Technology, 2013, 14(6): 875-888.
 - [20] KIM S, OH J, CHOI S. Gear shift control of a dual-clutch transmission using optimal control allocation [J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 113: 109-125.
 - [21] HAGGAG S A. Sliding mode adaptive PID control of an automotive clutch-by-wire actuator [J]. SAE International Journal of Passenger Cars; Electronic and Electrical Systems, 2016, 9(1): 424-433.
 - [22] LI J Q, WANG Y H, CHEN J W, et al. Study on oil pressure characteristics and trajectory tracking control in shift process of wet-clutch for electric vehicles [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2016, 2016: 1-11.
 - [23] LI S H, WU C, SUN Z X. 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(12): 9585-9595.

- 2016, 65(4): 1890-1898.
- [24] SONG X Y, SUN Z X. Pressure-based clutch control for automotive transmissions using a sliding-mode controller [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2012, 17(3): 534-546.
- [25] 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/OL]. 哈尔滨工业大学学报. [2019-12-05]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/23.1235.t.20190929.1724.002.html>.
LI Xiaoxiang, WANG Anlin, FAN Xucan, et al. Optimization and tracking control of the clutch engagement process under non-stationary random cyclic conditions [J/OL]. Journal of Harbin Institute of Technology. [2019-12-05]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/23.1235.t.20190929.1724.002.html>.
- [26] 张元涛, 石为人, 李颖. 基于反演的不确定非线性系统自适应滑模控制 [J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2011, 39(7): 88-91.
ZHANG Yuantao, SHI Weiren, LI Ying. Backstepping-based adaptive sliding mode control of uncertain nonlinear systems [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Nature Science), 2011, 39(7): 88-91.
- [27] XU L, YAO B. Adaptive robust control of mechanical systems with non-linear dynamic friction compensation [J]. International Journal of Control, 2008, 81(2): 167-176.
- [28] 徐张宝, 马大为, 姚建勇, 等. 采用干扰估计的液压系统自适应鲁棒控制 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(8): 123-129.
XU Zhangbao, MA Dawei, YAO Jianyong, et al. An adaptive robust control algorithm for hydraulic actuators with disturbance estimation [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(8): 123-129.
- [29] 高强, 朱玉川, 王睿, 等. 高速开关阀控电液位置伺服系统自适应鲁棒控制 [J]. 航空动力学报, 2019, 34(2): 503-512.
GAO Qiang, ZHU Yuchuan, WANG Rui, et al. Adaptive robust control of electro-hydraulic position servo system using high speed on/off valve [J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(2): 503-512.
- [30] 陈光荣, 王军政, 汪首坤, 等. 自适应鲁棒控制器设计新方法在电液伺服系统中的应用 [J]. 自动化学报, 2016, 42(3): 375-384.
CHEN Guangrong, WANG Junzheng, WANG Shoukun, et al. Application of a new adaptive robust controller design method to electro-hydraulic servo system [J]. Acta Automatica Sinica, 2016, 42(3): 375-384.
- [31] 成旭华, 姚建勇, 乐贵高. 电液伺服系统多模型鲁棒自适应控制 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(11): 156-162.
CHENG Xuhua, YAO Jianyong, LE Guigao. Multiple model robust adaptive control of electro-hydraulic servo systems [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(11): 156-162.
- [32] 李晓祥, 王安麟, 付志翼. 面向典型换挡工况重构的参数化试验载荷模型 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2020, 52(1): 43-49.
LI Xiaoxiang, WANG Anlin, FU Zhiyi. Parameterized test load model for typical shifting condition reconstruction [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2020, 52(1): 43-49.
- [33] ACUÑA-BRAVO W, CANUTO E, AGOSTANI M, et al. Proportional electro-hydraulic valves: an embedded model control solution [J]. Control Engineering Practice, 2017, 62: 22-35.
- [34] JIAN H C, WEI W, LI H C, 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.
- [35] SONG X Y, ZULKEFLI M A M, SUN Z X, et al. Automotive transmission clutch fill control using a customized dynamic programming method [J]. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 2015, 133(5): 463-470.
- [36] GAO B Z, CHEN H, ZHAO H Y, et al. A reduced-order nonlinear clutch pressure observer for automatic transmission [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2010, 18(2): 446-453.
- [37] 陈南宇, 黄俊, 周尧明, 等. 基于ESO的无人直升机轨迹鲁棒跟踪控制 [J]. 系统工程与电子技术, 2018, 40(2): 368-374.
CHEN Nanyu, HUANG Jun, ZHOU Yaoming, et al. Trajectory robust tracking control of unmanned helicopter based on extended state observer [J]. Systems Engineering and Electronics, 2018, 40(2): 368-374.
- [38] 魏建华, 孙春耕, 方锦辉, 等. 复合材料成形液压机自适应鲁棒运动控制 [J]. 浙江大学学报(工学版), 2018, 52(5): 925-933.
WEI Jianhua, SUN Chungeng, FANG Jinhui, et al. Adaptive robust motion control of composite material hydraulic press [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2018, 52(5): 925-933.

(编辑 荆树蓉)