

# 双液压缸同步运动的复合滑模控制

张志斌, 王经甫, 丁世博, 车德桢

哈尔滨工程大学智能科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨

收稿日期: 2026年5月18日; 录用日期: 2026年6月11日; 发布日期: 2026年6月17日

## 摘要

液压系统存在强非线性、参数不确定性及外部干扰等问题, 传统控制方法难以实现高精度同步控制。为此, 本文提出一种基于超螺旋滑模观测器(Super Twisting Sliding Mode Observer, SMO)的液压缸同步复合滑模控制方法。设计超螺旋滑模观测器对系统状态及集总扰动进行实时估计, 有效抑制高频抖振并提高观测精度; 结合模糊逻辑理论, 设计外环模糊滑模控制器, 根据系统误差动态调整滑模切换增益, 增强系统的鲁棒性和自适应能力; 同时, 引入内环积分滑模控制项以减小稳态误差, 提升同步跟踪精度。理论分析证明了闭环系统的稳定性, 并通过仿真验证了所提方法的有效性。

## 关键词

液压缸同步控制, 超螺旋滑模观测器, 模糊滑模控制, 积分滑模, 交叉耦合

# Compound Sliding Mode Control of Synchronous Motion of Dual Hydraulic Cylinders

Zhibin Zhang, Jingfu Wang, Shibo Ding, De'an Che

College of Intelligent Systems Science and Engineering, Harbin Engineering University, Harbin Heilongjiang

Received: May 18, 2026; accepted: June 11, 2026; published: June 17, 2026

## Abstract

Due to strong nonlinearities, parameter uncertainties, and external disturbances, achieving high-precision synchronization in hydraulic systems remains challenging for conventional controllers. This paper proposes a composite sliding mode control (SMC) method for hydraulic cylinder synchronization based on a super-twisting SMO. The super-twisting SMO is employed for the real-time estimation of system states and lumped disturbances, effectively suppressing high-frequency

chattering and improving observation precision. By integrating fuzzy logic, a fuzzy SMC is designed to dynamically adjust the switching gain based on system errors, which enhances system robustness and adaptability. Additionally, an integral SMC term is introduced to minimize steady-state errors and elevate tracking accuracy. Theoretical analysis guarantees the closed-loop stability, and simulation results verify the effectiveness of the proposed strategy.

## Keywords

Synchronization Control of Hydraulic Cylinders, Super-Twisting Sliding Mode Observer (STSMO), Fuzzy Sliding Mode Control (FSMC), Integral Sliding Mode (ISM), Cross-Coupled Control (CCC)

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

双缸液压系统凭借其可提供更大输出力与更高可靠性的特性，在航空发动机的喷口控制、燃油调节以及叶片调节等关键领域得以广泛应用。然而，鉴于两个液压缸之间存在参数差异、负载不平衡以及外部扰动等情况，传统的主从控制、并行控制等策略因无法对两缸间的参数差异、负载不平衡及外部扰动进行有效补偿，在航空发动机喷口控制等严苛应用场景中难以达成性能要求。与之相较，交叉耦合控制 (Cross-Coupling Control, CCC) 通过将两缸间的同步误差直接引入各子系统的控制器，构建闭环补偿机制，能够显著提高同步精度与鲁棒性[1]。现有基于 PID 或常规算法的交叉耦合方案在面对液压系统的强非线性和时变扰动时，仍存在响应速度不足、抗干扰能力有限等问题[2]。为克服上述局限，本文提出将交叉耦合控制与滑模控制 (Sliding Mode Control, SMC) 相结合的方法，利用滑模控制对系统不确定性和外部扰动的不敏感性，在 CCC 框架下设计耦合滑模面，以期在保持高同步精度的同时，增强系统的鲁棒性与动态响应能力[3]。

由于传统滑模控制中符号函数的不连续性，导致控制信号出现高频抖振，可能激发系统未建模动态，甚至损坏执行机构[4]；且固定增益难以适应系统工作状态的变化，在误差较大时响应速度不足，在误差较小时又可能产生过大的控制量。

针对抖振问题，提出了利用超螺旋滑模观测器对扰动进行提前预测与补偿，大幅降低了控制信号中的高频分量[5]。针对增益自适应问题，模糊逻辑提供了一种有效的解决方案[6]。模糊滑模控制通过建立模糊规则库，根据滑模面及其变化率实时调整控制增益，实现了大误差时快速收敛、小误差时平稳控制的目标。

基于上述分析，本文以双缸液压系统为研究对象，提出一种基于超螺旋观测器与复合滑模控制的新型同步控制方案。主要贡献包括：

本研究遵循“观测前馈 + 复合反馈 + 稳定性论证 + 仿真校验”的技术路径，针对内外环全部都使用滑模控制会容易激发抖振的问题，设计了超螺旋算法观测器，以实现对抗扰动的快速估计，提前预测与补偿系统中的不确定项，抑制滑模控制中的抖振现象。利用滑模控制不需要精确拟合系统非线性优点，提出了将模糊滑模控制与积分滑模控制相结合的复合控制策略，实现增益的自适应调节并减小稳态误差。运用 Lyapunov 稳定性理论，对系统的稳定性进行了严格证明。最终，通过仿真验证了该方法在抑制抖振、自适应调节以及提升稳态精度方面具备显著的有效性与优越性。

## 2. 系统建模

### 2.1. 非线性模型

双缸液压系统由两杆对称布置的液压缸组成，每个液压缸包含前进油腔和回油腔。根据牛顿第二定律，第  $i$  个液压缸的活塞运动可以描述为：

$$M_i \ddot{x}_{iL} = P_{i1} A_1 - P_{i2} A_2 - B_{if} \dot{x}_{iL} + F_{fi}(\dot{x}_{iL}) + \Delta_i(t) + d_{ext,i}(t) \quad (1)$$

$M_i$  为标称负载质量， $x_{iL}, \dot{x}_{iL}, \ddot{x}_{iL}$  分别为活塞的位置速度和加速度， $P_{i1}, P_{i2}, A_1, A_2$  分别为无杆腔和有杆腔的压力与面积， $B_{if}$  为粘性阻尼系数的标称值， $F_{fi}(\dot{x}_{iL})$  表示非线性摩擦力(方向与活塞运动方向相反)， $\Delta_i(t)$  为未建模动态与参数摄动引起的力误差， $d_{ext,i}(t)$  为外负载力。

利用集总不确定性建模思想，定义  $F_{if} = F_{fi}(\dot{x}_{iL}) + \Delta_i(t) + d_{ext,i}(t)$ ， $F_{if}$  为集总未知力。 $F_{if}$  涵盖建模误差、外部负载变动以及非线性阻尼等不确定性因素，这种集总表征为滑模控制提供了天然的设计接口。滑模控制无需对各类扰动的上界进行逐一分析，仅需确保集总项的观测误差处于有界状态，在很大程度上简化了控制律的参数整定。

液压缸两腔的压力变化取决于油液的可压缩性和流量连续性。考虑有效体积弹性模量  $\beta_e$ ，可得如下压力动态方程：

$$\frac{V_{i1}(x_i)}{\beta_e} \dot{P}_{i1} = Q_{i1} - A_1 \dot{x}_{iL} - D_{i1}, \quad (2)$$

$$\frac{V_{i2}(x_i)}{\beta_e} \dot{P}_{i2} = -Q_{i2} + A_2 \dot{x}_{iL} + D_{i2} \quad (3)$$

其中  $D_{i1}, D_{i2}$  表示前向腔和回油腔的流量的不确定性(包含建模误差、泄漏、未建模动态等)，

$V_{i1}(x_{iL}) = V_{01} + A_1 x_{iL}, V_{i2}(x_{iL}) = V_{02} - A_2 x_{iL}$  是压缩下的油的总体积。由于伺服阀的响应频率远高于工作频率，阀芯位移与控制电压成正比： $x_{iv} \approx k_{iv} u_i$ 。则流入两腔的流量可表示为：

$$Q_{i1} = k_{q1} x_{iv} \sqrt{P_s/2 + \text{sign}(x_{iv})(P_s/2 - P_{i1})} \quad (4)$$

$$Q_{i2} = k_{q2} x_{iv} \sqrt{P_s/2 - \text{sign}(x_{iv})(P_s/2 - P_{i2})} \quad (5)$$

$K_{iv}$  是伺服阀的电气增益常数， $P_s$  为供油压力。参考文献[7]的建模架构，定义  $x_i = [x_{iL}, \dot{x}_{iL}]^T$  结合上述动力学方程，得到如下二阶力状态方程：

$$\begin{aligned} \dot{x}_i &= \mathcal{A}_i x_i + \mathcal{B}(F_i + f_i), \\ \dot{F}_i &= q_{ci} + h_i + d_i, \end{aligned} \quad (6)$$

$\mathcal{A}_i = [0, 1; 0, b_i], \mathcal{B} = [0, 1]^T, F_i = (P_{i1} A_1 - P_{i2} A_2) / M_i, f_i = F_{if} M_i$  并且，定义  $q_{ci}$  为控制输入  $u_i$  的增益， $h_i$  为压力动态中的速度相关项， $d_i$  是流量不确定性(包括泄露、未建模流量动态等)的集总项。

$$\begin{cases} q_{ci} = g_i u_i, f_i = F_i f / M_i, b_i = -B_i f / M_i, \\ g_i = \theta_i A_1 k_{q1} / V_{i1} \sqrt{P_s/2 + \text{sign}(q_{ci})(P_s/2 - P_{i1})} \\ \quad + \theta_i A_2 k_{q2} / V_{i2} \sqrt{P_s/2 - \text{sign}(q_{ci})(P_s/2 - P_{i2})}, \\ \theta_i = \beta_e \kappa_{iv} / M_i, h_i = -\beta_e / M_i (A_1^2 / V_{i1} + A_2^2 / V_{i2}) \dot{x}_{iL}, \\ d_i = -\beta_e / M_i (D_{i1} A_1 / V_{i2} + D_{i2} A_2 / V_{i2}). \end{cases}$$

## 2.2. 模型分析及基本假设

在该数学模型中油液不可压缩性用常值弹性模量近似，忽略含气量、压力对模量的影响。在实际工程中液压油混入空气会使  $\beta_e$  减小，导致压力动态模型误差增大。并且忽略回油压力可简化反步法设计中的计算，但应注意无回油压力动态，可能影响极低速或大负载时的精度，如图 1 所示为整体控制框架。

非线性增益  $g_i$  显式封装了伺服阀的固有流量特性，这种处理将已知的强非线性与未知扰动解耦。并通过虚拟控制量  $q_{ci}$  实现了控制输入的仿射化，简化了控制器设计。

假设 1: 力扰动的导数有界,  $|\dot{f}_i| \leq L$ , 流量不确定性有界,  $D_{i1}, D_{i2} \leq D_{\max}$ 。

假设 2: 期望轨迹一阶二阶导数有界且连续。

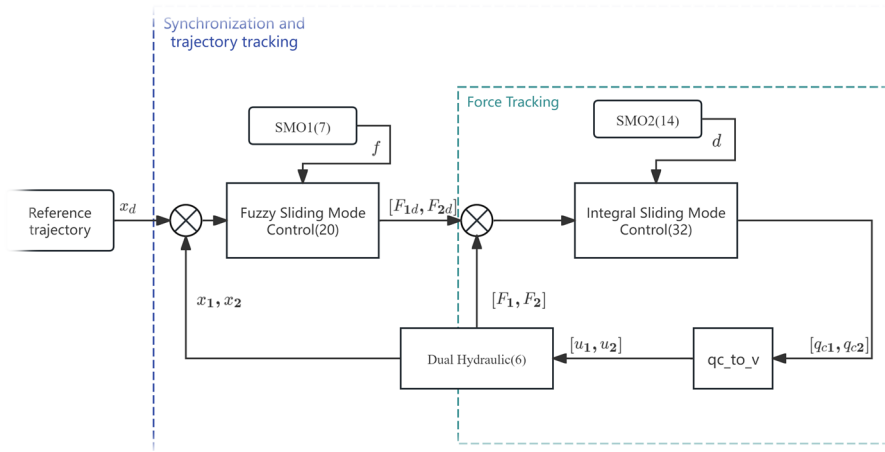


Figure 1. Control scheme  
图 1. 控制方案

## 3. 扰动观测器实现

本节由两部分构成。第一部分设计了用于观测未知力扰动的超螺旋滑模观测器。第二部分，设计了用于观测未知流量扰动的超螺旋滑模观测器。

传统一阶滑模观测器通过一个不连续的符号函数(sign)来强制估计误差在滑模面上运动，但这会引入严重的抖振(高频震颤)。超螺旋滑模观测器则采用了二阶滑模算法，从而使得实际输入到观测器的信号是连续的，极大程度削弱了抖振[8]。

### 3.1. 力扰动滑模观测器设计

定义  $\hat{\zeta}_i, \hat{f}_i$  为  $\dot{x}_{iL}$  和  $f_i$  的估计值且  $\tilde{\zeta} = \hat{\zeta}_i - \dot{x}_{iL}, \tilde{f} = \hat{f}_i - f_i$ 。  $\hat{\zeta}_i, \hat{f}_i$  可由一个超螺旋滑模观测器表示:

$$\begin{cases} \dot{\hat{\zeta}}_i = F_i + b_i \dot{x}_{iL} - K_1 |\tilde{\zeta}|^{\frac{1}{2}} \text{sign}(\tilde{\zeta}) + \hat{f}_i \\ \dot{\hat{f}}_i = -K_2 \text{sign}(\tilde{\zeta}) \end{cases} \quad (7)$$

根据误差定义以及公式(7)代入:

$$\dot{\tilde{\zeta}} = -K_1 |\tilde{\zeta}|^{\frac{1}{2}} \text{sign}(\tilde{\zeta}) + \tilde{f} \quad (8)$$

$$\dot{\tilde{f}} = -K_2 \text{sign}(\tilde{\zeta}) - \dot{f}_i \quad (9)$$

若  $K_1 K_2 > L|\varepsilon_2|/|\varepsilon_1|$ ，误差系统有限时间收敛至零点，即观测器实现对状态和扰动的精确估计。

证明：定义辅助向量  $\varepsilon = \left[ |\tilde{\zeta}|^{1/2} \text{sign}(\tilde{\zeta}), \tilde{f} \right]^T$ ，对  $\varepsilon$  求导解得：

$$\dot{\varepsilon}_1 = -\frac{K_1}{2} \text{sign}^2(\tilde{\zeta}) + \frac{1}{2} |\tilde{\zeta}|^{-1/2} \varepsilon_2 \quad (10)$$

$$\dot{\varepsilon}_2 = -K_2 \text{sign}(\tilde{\zeta}) - \dot{f}_i \quad (11)$$

由于滑模系统的状态不会长期停留在零点，因此在推导时可近似认为， $\text{sign}^2(\tilde{\zeta})=1$ 。取 Lyapunov 函数  $V_\varepsilon = \varepsilon^T P \varepsilon$ ，对  $V_\varepsilon$  求导解得：

$$\begin{aligned} \dot{V}_\varepsilon &= 2\varepsilon^T P \dot{\varepsilon} \\ &= 2[p_{11}\varepsilon_1 + p_{12}\varepsilon_2] \left[ -K_1/2 + \varepsilon_2/2 |\tilde{\zeta}|^{1/2} \right] \\ &\quad + 2[p_{12}\varepsilon_1 + p_{22}\varepsilon_2] \left[ -K_2 \text{sign}(\tilde{\zeta}) - \dot{f}_i \right] \end{aligned} \quad (12)$$

取  $P = [\lambda, 0; 0, 1]$ ,  $\lambda = 2K_2 > 0$  该矩阵正定满足 Lyapunov 条件则，

$$\begin{aligned} \dot{V}_\varepsilon &= -\lambda K_1 |\varepsilon_1| + (\lambda - 2K_2) \varepsilon_2 \text{sign}(\varepsilon_1) - 2\varepsilon_2 \dot{f}_i \\ &\leq -2K_1 K_2 |\varepsilon_1| + 2|\varepsilon_2| L \end{aligned} \quad (13)$$

鉴于滑模控制体系下  $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  均为有界量，所以  $K_1, K_2$  足够大时，使得  $K_1 K_2 > L|\varepsilon_2|/|\varepsilon_1|$ ，则  $\dot{V}_\varepsilon \leq 0$ 。证毕。

### 3.2. 流量扰动滑模观测器设计

定义  $\hat{F}_i$  和  $\hat{d}_i$  为  $F_i$  和  $d_i$  的估计值。同样观测器模型为：

$$\begin{cases} \dot{\hat{F}}_i = q_{ci} + h_i - k_1 |\hat{F}_i - F_i|^{1/2} \text{sign}(\hat{F}_i - F_i) + \hat{d}_i \\ \dot{\hat{d}}_i = -k_2 \text{sgn}(\hat{F}_i - F_i) \end{cases} \quad (14)$$

该观测器的稳定性证明与力扰动观测器相似，此处省略。

## 4. 内外环级联滑模控制方案设计

本节设计了两个控制器。其中外环模糊滑模控制器用于输出期望力，内环积分控制器用于输出  $q_{ci}$ 。

### 4.1. 外环模糊滑模控制器实现

给定光滑参考轨迹  $x_d(t), v_d(t), a_d(t)$ 。考虑到速度误差能够反应系统的运动趋势，通过充分运用速度测量值同步性能可以得到提升，所以定义单缸跟踪误差  $e_i = x_{iL} - x_d, \dot{e}_i = \dot{x}_{iL} - v_d$ 。两缸之间的位置差  $e_{sync} = x_{1L} - x_{2L}$ 。为提升同步精度，引入耦合系数  $\tau > 0$ 。定义

$$\begin{aligned} \xi_1 &= e_1 + \tau e_{sync} \\ \xi_2 &= e_2 - \tau e_{sync} \end{aligned} \quad (15)$$

为耦合误差。

对于每个缸的耦合误差，构造线性滑模面。

$$s_i = \lambda \xi_i + \dot{\xi}_i, \lambda > 0 \quad (16)$$

对  $s_i$  求导(以  $s_1$  为例)且利用公式(6)机械动力学代入整理得：

$$\begin{aligned} \dot{s}_1 &= \lambda \dot{\xi}_1 + \ddot{\xi}_1 \\ &= \lambda \dot{\xi}_1 + (1 + \tau)(F_1 + b_1 \dot{x}_{1L} + f_1) - \tau(F_2 + b_2 \dot{x}_{2L} + f_2) - a_d \end{aligned} \quad (17)$$

进行单通道等效控制设计时, 本文将来自另一通道的耦合项视为集总扰动, 由切换控制部分抑制。令  $\dot{s}_1 = 0$ , 并用估计值替代未知项, 解得等效控制:

$$F_{eq1} = a_d - \lambda \dot{\xi}_1 - b_1 \dot{x}_{1L} - \hat{f}_1 \quad (18)$$

为补偿扰动观测误差和估计误差, 加入切换项:

$$F_{sw1} = -\eta_1 \text{sat}(s_1, \phi) \quad (19)$$

其中  $\text{sat}(s, \phi) = \begin{cases} s/\phi, & |s| \leq \phi \\ \text{sign}(s), & |s| > \phi \end{cases}$  为饱和函数(平滑符号函数, 减小抖振),  $\phi$  为边界层厚度。

总期望力:

$$F_{1d} = F_{eq} + F_{sw1} \quad (20)$$

同理可得  $F_{2d}$ 。

$$F_{2d} = a_d - \lambda \dot{\xi}_2 - \hat{f}_2 - b_2 \dot{x}_{2L} - \eta_2 \text{sat}(s_2, \phi) \quad (21)$$

由于固定增益  $\eta_i$  难以兼顾快速收敛与抑制抖振。因此设计模糊推理系统[9], 在线调节  $\eta_i$ 。

定义两个输入变量, 分别反映滑模面的状态特征。第一个输入变量为滑模面绝对值  $|s|$ , 其论域范围为  $[0, 0.1]$ , 代表滑模面距离平衡点的距离。当  $|s|$  较小时, 表示系统状态接近滑模面, 此时可以适当减小控制增益以降低抖振; 当  $|s|$  较大时, 表示系统状态偏离滑模面较远, 需要增大控制增益以加快趋近速度。第二个输入变量为滑模面变化率绝对值  $|\dot{s}|$ , 其论域范围为  $[0, 5]$ , 反映系统状态趋近滑模面的速度。当  $|\dot{s}|$  较大时, 表示系统正快速趋近或远离滑模面, 需要相应调整增益以优化动态响应。

输入变量  $|s|$  的隶属函数采用三角形隶属函数(trimf), 设计了三个模糊集合: 小(S)、中(M)、大(B)。三角形隶属函数具有计算简单、响应快速的优点, 适合实时控制应用[10]。输入变量  $|\dot{s}|$  同样采用三角形隶属函数, 设计了三个模糊集合。

输出变量为增益调整量  $\Delta_K$ , 其论域范围为  $[-10, 10]$ , 表示相对于基准增益  $K_0$  的调整量。输出变量设计了五个模糊集合: 负大(NB)、负小(NS)、零(ZE)、正小(PS)、正大(PB), 具体隶属函数见图 2。

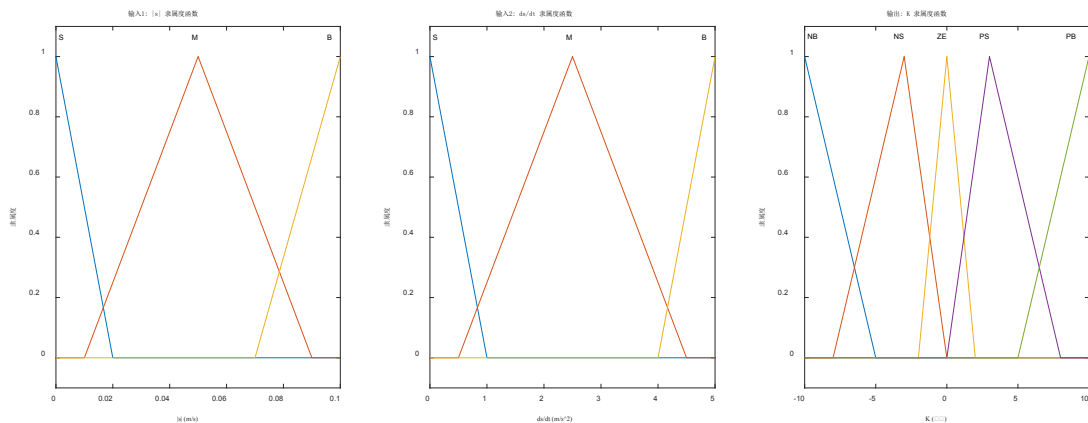


Figure 2. Membership functions of input and output  
图 2. 输入和输出的隶属函数

规则设计遵循以下原则：当滑模面绝对值较大且变化率较大时，需要增大增益以加快趋近速度；当滑模面绝对值较小且变化率较小时，可以减小增益以削弱抖振。采用质心法(Centroid)进行去模糊化，这是 Mamdani 型模糊系统最常用的去模糊化方法[11]，如表 1 所示，为完整模糊规则。

**Table 1.** Fuzzy rules  
**表 1.** 模糊规则

$ s \backslash ds/dt $	S	M	B
S	NS	ZE	PS
M	ZE	PS	PB
B	PS	PB	PB

稳定性证明：

构造 Lyapunov 函数  $V_1 = 1/2(s_1^2 + s_2^2)$ ，对其求导，结合滑模面导数与控制律：

$$\dot{V}_1 = s_1\dot{s}_1 + s_2\dot{s}_2 \tag{22}$$

将  $\dot{s}_1$  代入(设  $\Delta_1 = \tilde{f}_1 + \tau(F_2 + b_2\dot{x}_{2L} + f_2) - a_d$ ，其中  $\tilde{f}_1 = f_1 - \hat{f}_1$  为观测误差，且  $|\Delta_1| \leq \rho$ ， $\rho$  为常数)：

$$\dot{s}_1 = -\eta_1 \text{sat}(s_1, \phi) + \Delta_1 \tag{23}$$

同样分析  $\dot{s}_2$ ，因此：

$$\dot{V}_1 = s_1(-\eta_1 \text{sat}(s_1, \phi) + \Delta_1) + s_2(-\eta_2 \text{sat}(s_2, \phi) + \Delta_2) \tag{24}$$

当  $|s_i| > \phi_i$  时， $\text{sat}(s_i, \phi) = \text{sign}(s_i)$ ，因此  $s_i \text{sat}(s_i, \phi) = |s_i|$ 。代入  $\dot{V}_1$  得：

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &= -\eta_1 |s_1| + s_1 \Delta_1 - \eta_2 |s_2| + s_2 \Delta_2 \\ &\leq -(\eta_1 - \rho) |s_1| - (\eta_2 - \rho) |s_2| \end{aligned} \tag{25}$$

若模糊系统设计的增益下限满足  $\eta_i \geq K_{\min} > \rho$ ，( $K_{\min}$  为模糊增益的最小值)，Lyapunov 函数的导数小于 0。状态将持续向边界层收敛。

当  $|s_i| < \phi_i$  时，此时  $\text{sat}(s_i, \phi) = s_i/\phi$ ，代入滑模动态方程得：

$$\dot{s}_i = -\frac{\eta_i}{\phi} s_i + \Delta_i \tag{26}$$

因此：

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &= s_1 \left( -\frac{\eta_1}{\phi} s_1 + \Delta_1 \right) + s_2 \left( -\frac{\eta_2}{\phi} s_2 + \Delta_2 \right) \\ &= -\frac{\eta_1}{\phi} s_1^2 + s_1 \Delta_1 - \frac{\eta_2}{\phi} s_2^2 + s_2 \Delta_2 \\ &\leq -\left( \frac{\eta_1}{\phi} - \frac{1}{2} \right) s_1^2 - \left( \frac{\eta_2}{\phi} - \frac{1}{2} \right) s_2^2 + \rho^2 \end{aligned} \tag{27}$$

若模糊增益同时满足  $\eta_i > \phi/2$ ，则上式中二次项系数为正，模糊滑模控制器是最终一致有界稳定。

#### 4.2. 内环积分滑模控制器实现

上述模糊滑模控制器已计算出期望力，为进行累积补偿，减小误差以及进一步抑制抖振。设计积分

滑模控制器完成力跟踪。

定义压力跟踪误差  $z_i = F_i - F_{id}$ ，设计积分滑模面：

$$\sigma_i = z_i + \lambda \int_0^t z_i(\tau) d\tau, \lambda > 0 \quad (28)$$

对  $\sigma_i$  求导且代入公式(6)得

$$\begin{aligned} \dot{\sigma}_i &= \dot{z}_i + \lambda z_i \\ &= q_{ci} + h_i + d_i - \dot{F}_{id} + \lambda z_i \end{aligned} \quad (29)$$

$\dot{\sigma}_i = 0$ ，解出等效控制量：

$$q_{eqi} = -h_i - \hat{d}_i + \dot{F}_{id} - \lambda z_i \quad (30)$$

为了克服等效控制中未完全消除的估计误差和外界扰动，保证滑模面的可达性，引入切换控制律，且为削弱抖振，使用饱和函数代替符号函数：

$$q_{swi} = -K_{sw} \text{sat}(\sigma_i/\varepsilon) \quad (31)$$

其中， $\text{sat}(x) = \max(\min(x, 1), -1)$ ， $\varepsilon$  为边界层厚度。最终的期望流量指令：

$$q_{ci} = q_{eqi} + q_{swi} \quad (32)$$

稳定性证明：

选取 Lyapunov 函数为， $V_2 = \frac{1}{2} \sigma_i^2$ ，对其求导：

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= \sigma_i \dot{\sigma}_i \\ &= \sigma_i \left[ h_i + (-h_i - \hat{d}_i + \dot{F}_{id} - \lambda z_i - K_{sw} \text{sat}(\sigma_i/\varepsilon)) + d_i - \dot{F}_{id} + \lambda z_i \right] \\ &= \sigma_i (d_i - \hat{d}_i - K_{sw} \text{sat}(\sigma_i/\varepsilon)) \end{aligned} \quad (33)$$

在  $|\sigma_i| > \varepsilon$  阶段，此时  $\text{sat}(\sigma_i/\varepsilon) = \text{sign}(\sigma_i)$ ，代入得：

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= \sigma_i (d_i - \hat{d}_i) - K_{sw} |\sigma_i| \\ &\leq |\sigma_i| |d_i - \hat{d}_i| - K_{sw} |\sigma_i| \\ &= |\sigma_i| (|d_i - \hat{d}_i| - K_{sw}) \end{aligned} \quad (34)$$

只要满足增益条件  $K_{sw} > D_{\max}$  系统状态将在有限时间内到达边界层。

在  $|\sigma_i| < \varepsilon$  阶段此时  $\text{sat}(\sigma_i/\varepsilon) = \sigma_i/\varepsilon$ ，代入得：

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= \sigma_i (d_i - \hat{d}_i) - \frac{K_{sw}}{\varepsilon} \sigma_i^2 \\ &\leq |\sigma_i| D_{\max} - \frac{K_{sw}}{\varepsilon} \sigma_i^2 \end{aligned} \quad (35)$$

令  $\dot{V}_2 = 0$ ，解得状态的收敛边界为  $|\sigma_i| = \varepsilon D_{\max} / K_{sw}$ 。 $K_{sw} > D_{\max}$  说明系统误差将被约束在边界层内的有界邻域中，最终实现稳定跟踪。

## 5. 仿真实验

通过详细的仿真对比分析，充分验证了所设计的同步控制方案在性能上具有显著的优越性。同时，该方案对系统运行中可能产生的抖振现象也表现出了良好且一致的控制效果。

### 5.1. 负载不确定性下的控制性能比较

为比较不同控制器之间的跟踪以及同步性能，参考轨迹如图 3 所示。

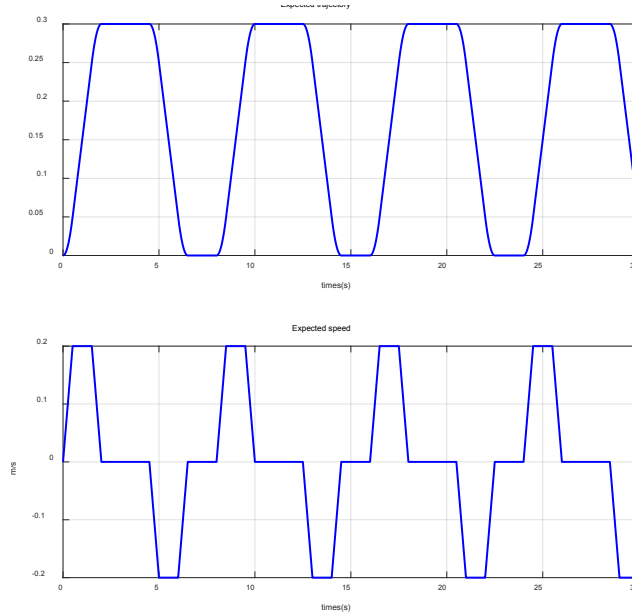


Figure 3. Expected trajectory  
图 3. 参考轨迹

同时考虑引入以下扰动：

$$F_{1f}(t) = M_1(2 \cdot 1_{t < 2} + 5 \sin(2\pi t) \cdot 1_{2 \leq t < 4}) \tag{36}$$

$$F_{2f}(t) = M_2(1.5 \cdot 1_{t < 2} + 4 \sin(2.4\pi t) \cdot 1_{2 \leq t < 4}) \tag{37}$$

目标是排除两个负载端未知力(36)(37)的情况下，精确跟踪期望轨迹并具有良好的同步性能。仿真结果如表 2 所示。

Table 2. Comparison of tracking methods under load uncertainty  
表 2. 负载不确定下各方法跟踪性能对比

TIMES [0, 30] s	$(x_{1L} - x_d)$ mm		$(x_{2L} - x_d)$ mm	
	MAX	RMS	MAX	RMS
FPID	1.565	0.814	1.565	0.815
DSMC	0.4	0.154	0.416	0.155
FSMC	0.392	0.034	0.390	0.034

1) FPID: 这是具有典型交叉耦合方法下的模糊 PID 控制[12]。两缸的同步误差经过单独的同步位置控制器，输入到跟踪回路中。

2) DSMC: 该方法研究双缸液压系统的位置与速度同步运动控制并设计面向各作动器的快速有限时间观测器补偿力和流量不确定性、消除双作动器的负载偏差[7]。

3) FSMC: 这是本文提到的带观测器的级联滑模控制方案。

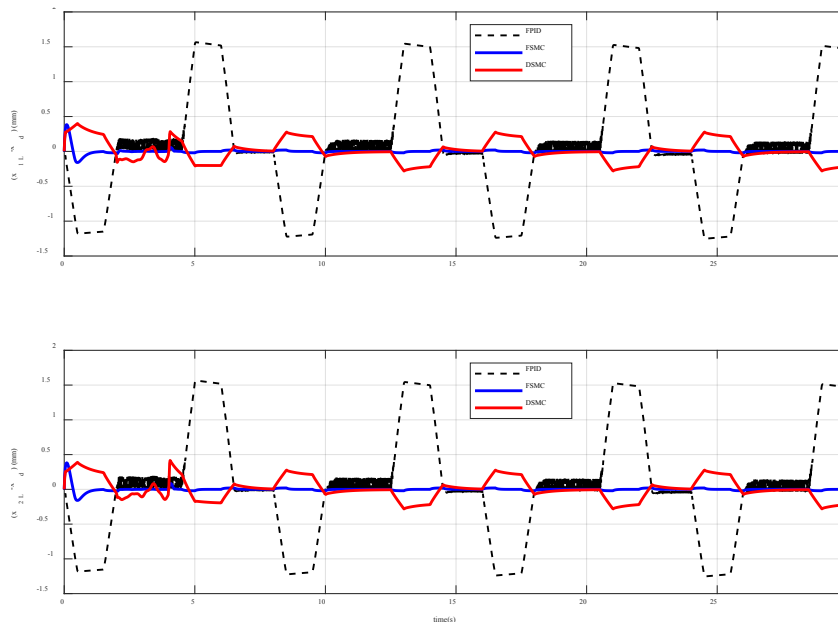


Figure 4. Comparison of tracking errors of various methods

图 4. 各方法跟踪误差比较

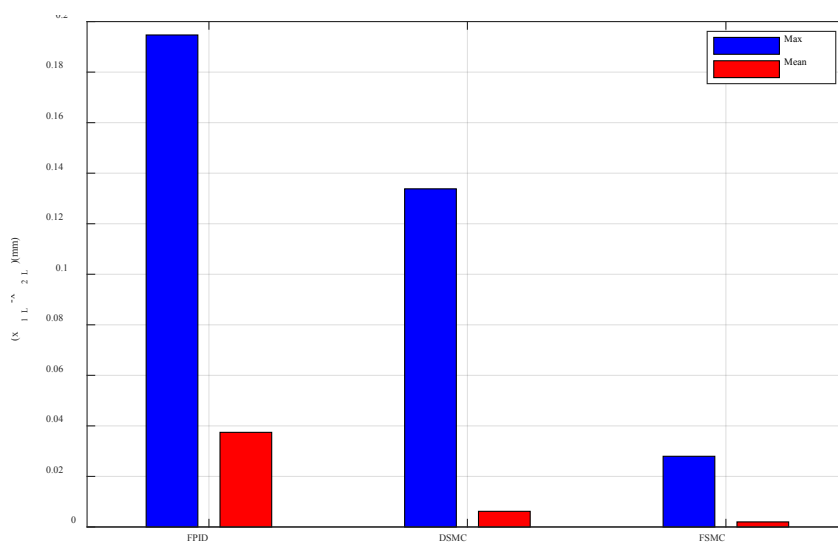


Figure 5. Comparison of synchronization errors of various methods

图 5. 各方法同步误差对比

从图 4, 图 5 可知, 方波参考轨迹跟踪时, FPID 控制器位置误差波动剧烈, 最大误差幅值超 1.5 mm, 有明显滞后与超调; DSMC 控制器能抑制误差大幅波动, 但有±0.5 mm 稳态误差和控制抖振问题; 而 FSMC 控制器跟踪误差保持在±0.1 mm, 无明显超调、滞后或高频抖振, 动态响应性能卓越。此外, 根据同步误差统计结果, FSMC 控制下双缸同步误差的最大幅值(MAX)与均方根值(RMS)均显著低于 FPID 控制, 同步误差 RMS 值比 FPID 降低近一个数量级, 且比 DSMC 控制有更高的稳态同步精度。

## 5.2. FSMC 方案抑制抖振性能分析

在本节中，主要针对本文所提出方案对抖振的有效抑制作用展开分析。鉴于控制系统的最终输出为电压(可由公式(6)  $q_{ci} = g_i u_i$  得出  $u_i = q_{ci} / g_i$ )，故将电压变化率( $du/dt$ )定义为抖振评估指标。为确保抖振指标具备可比性，各方法的跟踪精度均维持在 0.03 mm 至 0.04 mm 之间。

**Table 3.** Comparison of vibration levels of various methods

**表 3.** 各方法抖振抑制性能分析

Times [0, 30] s	du/dt(v/s)	
	$u_1$	$u_2$
FSMC	7.04	7.27
HSMC	10.07	10.19
OSMC	21.36	21.40

1) HSMC: 双闭环高阶滑模控制方法，外环运用 Super-Twisting 二阶滑模算法实现位置跟踪与双缸同步协同控制，内环结合积分滑模(ISMC)与 Super-Twisting 二阶滑模完成力/流量精准跟踪[13]。

2) OSMC: 双闭环滑模控制方法，外环为融入同步耦合机制的滑模虚拟控制器，借助饱和函数平滑切换控制项以削弱抖振，输出期望力虚拟指令；内环采用积分滑模控制器并配置抗积分饱和策略。

从表 3 中数据能够看出，传统 OSMC 方法的控制输入变化率处于 21.36~21.40 V/s 的较高水平，抖振现象极为显著；HSMC 方法虽对抖振有一定程度的抑制，但其控制输入变化率( $du/dt$ )仍处于较高数值；而本文所提出的 FSMC 方法的控制输入变化率仅为 7.04~7.27 V/s，相较于 HSMC 方法降低了约 30%，较 OSMC 方法更是降低了近 67%，抖振强度得到了显著减弱。

## 6. 总结

本研究聚焦于双液压缸系统在实际运行时面临的同步控制难题，提出了一种融合状态观测器技术的复合滑模控制新策略。此策略的核心为，先设计高效观测器，对系统内存在的各类不确定项及外部扰动进行实时预测与估计，并基于此实现对这些未知因素的提前动态补偿；同时，引入模糊逻辑规则，对滑模控制律中的切换项增益实施在线自适应调节，以兼顾系统的快速响应与平滑性。最终，借助两个滑模控制器协同运作，分别达成对单个液压缸的精准跟踪以及双缸间的高精度同步。该策略不仅能大幅提升系统在复杂工况下的轨迹跟踪能力与双缸同步精度，而且通过观测器补偿与模糊增益调节的双重机制，有效抑制了传统滑模控制中固有的高频抖振现象，增强了系统的鲁棒性与稳定性。

未来研究可进一步拓展至高维滑模控制结构的探究，并结合更先进的自适应或智能算法，以期在更复杂的多缸协同或多自由度系统中实现更高水平的控制精度与动态性能。

## 参考文献

- [1] 曹原, 贾凯, 徐方, 等. 改进的交叉耦合控制策略在同步控制中的应用[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2022(6): 72-77.
- [2] 张旭飞, 刘欣超, 李凯, 等. 轨道板张拉力模糊 PID 同步控制联合仿真分析[J]. 液压与气动, 2021, 45(10): 37-43.
- [3] 钱坤, 董新民, 谢寿生, 等. 滑模控制方法在气动伺服控制系统中的应用[J]. 液压与气动, 2004(6): 9-12.
- [4] Boiko, I. and Fridman, L. (2005) Analysis of Chattering in Continuous Sliding-Mode Controllers. *IEEE Transactions on Automatic Control*, **50**, 1442-1446. <https://doi.org/10.1109/tac.2005.854655>
- [5] 许诚, 陈正, 聂勇, 等. 基于扩张观测器的直接/间接自适应鲁棒双缸同步控制[J]. 液压与气动, 2025, 49(2): 25-35.

- 
- [6] 李德昀, 徐德刚, 桂卫华. 基于时间延时估计和自适应模糊滑模控制器的双机械臂协同阻抗控制[J]. 控制与决策, 2021, 36(6): 1311-1323.
- [7] Chen, J., Du, X., Pan, Z., Fei, Z. and Sun, X. (2025) High Sensitivity Synchronization Motion Control for an Aero-Engine Dual-Cylinder Hydraulic System. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, **26**, 2573-2581. <https://doi.org/10.1109/tits.2024.3496453>
- [8] Shtessel, Y.B., Edwards, C., Fridman, L., *et al.* (2014) Sliding Mode Control and Observation. 2nd Edition, Springer.
- [9] Dasmahapatra, S., Sarkar, B.K., Saha, R., Chatterjee, A., Mookherjee, S. and Sanyal, D. (2015) Design of an Adaptive Fuzzy-Bias SMC and Validation for a Rugged Electrohydraulic System. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, **20**, 2708-2715. <https://doi.org/10.1109/tmech.2015.2393437>
- [10] 刘向杰, 周孝信, 柴天佑. 模糊控制研究的现状与新发展[J]. 信息与控制, 1999, 28(4): 283-292.
- [11] Mitsuishi, T. (2022) Definition of Centroid Method as Defuzzification. *Formalized Mathematics*, **30**, 125-134. <https://doi.org/10.2478/forma-2022-0010>
- [12] 郝晓曦, 辛增淼, 王晨旭, 等. 考虑位置耦合的双液压缸系统同步误差补偿模糊 PID 控制方法[J]. 机床与液压, 2026, 54(4): 131-138.
- [13] Yang, X., Yao, J. and Deng, W. (2021) Output Feedback Adaptive Super-Twisting Sliding Mode Control of Hydraulic Systems with Disturbance Compensation. *ISA Transactions*, **109**, 175-185. <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2020.09.014>