

# 基于非线性反步法的清管器速度非线性自适应控制

朱霄霄<sup>1,2\*</sup>, 王浩坤<sup>3</sup>, 刘贺<sup>3</sup>, 张殊凡<sup>3</sup>, 张仕民<sup>3</sup>

1 中国石油大学(北京)安全与海洋工程学院, 北京 102249

2 应急管理部油气生产安全与应急技术重点实验室, 北京 102249

3 中国石油大学(北京)机械与储运工程学院, 北京 102249

\* 通信作者, x.zhu@cup.edu.cn

收稿日期: 2024–11–14; 修回日期: 2024–12–25

国家重点研发计划项目“深水水下管道管内多级智能带压封堵技术及装备研制”(2022YFC2806103)资助

**摘要** 管道作为能源传输的核心纽带, 其安全性直接关乎能源供应的稳定性与传输效率。在原油运输过程中, 输送介质中的蜡或其他杂质会沉积或附着在管壁上, 导致管道输送效率降低, 严重情况下会造成堵塞。同时, 管道长期运营之后还会产生腐蚀、裂纹等缺陷。因此, 定期进行清管和检测是确保管道功能完整和安全运行的重要措施。在作业过程中, 精确控制管道机器人(清管器)的运行速度至关重要, 不仅能够提升清管效率, 还有助于规避因速度不当引起的潜在风险。针对清管作业过程中可能遭遇的管道变形、环焊缝以及管内介质压力波动等外部干扰因素, 为确保清管器的运行速度维持在最佳清管效果的速度区间内, 提出了一种基于非线性反步法的自适应控制策略。该控制策略基于李雅普诺夫方程与SR模型, 并以此为基础推导被控对象的控制器。通过此方法, 可以灵活调整以适应清管器的目标速度或在管道内的运行轨迹, 实现对清管器速度变化的精确预测。自适应控制器通过调节旁通阀的开闭, 改变清管器旁通阀的截流面积, 进而调整清管器前后压差, 确保速度稳定在最佳清管效果的速度区间内, 有效控制速度并降低外界干扰的影响。通过在Simulink Toolbox中构建清管器模型, 进行PID与非线性反步法的对比仿真分析。仿真结果显示, 非线性反步法控制策略展现出更快的响应速度和更优的控制效果。进而对倾斜管道和弯曲管道下的非线性反步法控制策略进行仿真, 仿真实验表明, 清管器在倾斜管段和弯管段, 自适应控制器均能对速度变化和位移变化做出精准预测, 并根据预测的结果调整旁通阀的开度, 从而精准控制清管器的速度。非线性反步法的自适应控制策略能够在外界干扰存在的情况下使清管器迅速达到速度稳定状态, 有效控制清管器的运行速度, 相较于传统PID控制, 该方法能显著提高系统的响应速度和稳定性, 具有更强的适应性和鲁棒性。该控制策略可为清管器在面临复杂多变的实际控制环境中提供参考, 为提高清管作业的效率 and 安全性提供保障。

**关键词** 管道清管; 自适应控制; 非线性反步法; 旁通阀; 外界干扰

**中图分类号**: TP242; E973

## Nonlinear adaptive velocity control of pipeline inspection gauge by using nonlinear backstepping

ZHU Xiaoxiao<sup>1,2</sup>, WANG Haokun<sup>3</sup>, LIU He<sup>3</sup>, ZHANG Shufan<sup>3</sup>, ZHANG Shimin<sup>3</sup>

引用格式: 朱霄霄, 王浩坤, 刘贺, 张殊凡, 张仕民. 基于非线性反步法的清管器速度非线性自适应控制. 石油科学通报, 2025, 10(03): 603–619

ZHU Xiaoxiao, WANG Haokun, LIU He, ZHANG Shufan, ZHANG Shimin. Nonlinear adaptive velocity control of pipeline inspection gauge by using nonlinear backstepping. Petroleum Science Bulletin, 2025, 10(03): 603-619. DOI: 10.3969/j.issn.2096-1693.2025.02.016

1 College of Safety and Ocean Engineering, China University of Petroleum, Beijing 102249, China

2 Key Laboratory of Oil and Gas Safety and Emergency Technology, Ministry of Emergency Management, Beijing 102249, China

3 College of Mechanical and Transportation Engineering, China University of Petroleum, Beijing 102249, China

Received: 2024-11-14; Revised: 2024-12-25

**Abstract** As a vital component in energy transmission, the safety of oil pipelines is closely tied to the stability and efficiency of energy supply. In crude oil transportation pipeline, impurities such as wax and water tend to deposit or adhere to the inner walls of pipelines, which will reduce the flow efficiency and even lead the blockages. On the other hand, defects such as corrosion and cracks will also occur after the long-term operation of the pipeline. Therefore, regular pigging and inspection are essential to maintain pipeline integrity and ensure safe operations. In these procedures, precise control of the pipeline inspection gauge (PIG) speed is critical-not only to enhance cleaning efficiency but also to minimize risks associated with improper speeds. To address external disturbances during pigging operations-such as pipeline deformation, circumferential welds, and pressure fluctuations-this study proposes an adaptive control strategy based on the nonlinear backstepping method. This strategy, grounded in the Lyapunov stability theory and SR model, enables the design of a dynamic controller capable of accurately predicting and adjusting the PIG's speed in real time. By modulating the opening of a bypass valve and altering the flow area, the controller can effectively regulate the pressure differential across the PIG, maintain its velocity within the optimal range for efficient cleaning and reduce the influence of external interference. A comparative simulation model was developed in Simulink Toolbox to evaluate the performance of the proposed nonlinear backstepping controller against a conventional PID controller. The results indicate that the nonlinear method yields faster response and superior control precision. Further simulations on inclined and curved pipelines demonstrate that the adaptive controller reliably predicts variations in PIG velocity and displacement, adjusting control actions accordingly. Overall, the nonlinear backstepping adaptive control strategy ensures rapid speed stabilization even under complex conditions, offering enhanced responsiveness, robustness, and adaptability. This approach provides a promising solution for improving the efficiency and safety of pigging operations in real-world pipeline systems.

**Keywords** pipeline pigging; adaptive control algorithm; nonlinear backstepping; bypass valve; external disturbance

**DOI:** 10.3969/j.issn.2096-1693.2025.02.016

## 0 前言

随着经济的快速发展,我国已成为全球第二大石油消费国和第三大天然气消费国,油气进口量均居世界首位。管道连接着油气的生产端与消费端,是国家能源体系的重要组成部分<sup>[1]</sup>。在原油运输过程中,输送介质中的蜡质或其他杂质会沉积或附着在管道内壁上,导致管道输送效率降低,严重情况下会造成堵塞<sup>[2]</sup>。管道机器人(清管器)如图 1 所示,是一种用

于清除管道内的积聚物、检测管道缺陷的机器人,在维护管道安全性与完整性过程中发挥着至关重要的作用<sup>[3-4]</sup>。

传统清管器的运动速度由管道内介质的流量决定,清管器前后两端的介质存在压差,压差克服摩擦力推动清管器沿着管道运动<sup>[5]</sup>。在实际工作过程中,清管器前后压差的瞬时变化会导致清管器的摩擦力因管道内复杂的工作条件而频繁变动,进而引起清管器速度的波动。其速度的波动会使得作业效果达不到预期,严重时还可能对清管器本体以及管道造成破坏。因此,在清管过程中对清管器的速度进行实时控制是极为重要的<sup>[6]</sup>。根据现场经验,清管器以稳定速度运行时,清洁和检测效果最佳。在原油管道中,理想的清管速度范围为 1~5 m/s<sup>[7]</sup>。为解决管道中清管器的速度稳定问题,传统的速度控制方法依赖于对管道上下游泵站流量的调节以及采用固定开度旁通孔的清管器,这在很大程度上依赖于操作者的经验,且控制效果差<sup>[8]</sup>。为实现清管器运动速度的主动控制调节,在清管器中使用开度可控的旁通阀成为主要手段<sup>[9-10]</sup>,其模型如图 2 所示。

清管器中的旁通阀通常安装在清管器头部,控制



图 1 清洁与检测的清管机器人(清管器)

Fig. 1 Cleaning and inspection pipeline robot (Pipeline Inspection Gauge)

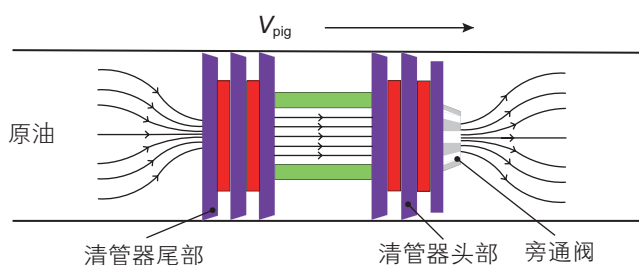


图2 管道中带有旁通阀的清管器模型

Fig. 2 Pipeline model with PIG and bypass valve

器控制执行机构调节旁通阀门开度，从而改变通过清管器的流体流量。旁通阀的开度与流经清管器的流量呈正相关，即开度增大则流量增多，从而导致清管器前后压差降低，推力相应减弱，使得清管器的行进速度减缓。反之，旁通阀开度减小时，流量减少，清管器前后压差增大，推力增强。因此，通过精确控制清管器中旁通阀的开度可实现对清管器行进速度的精确调节。为确定清管器旁通阀开度范围并制定速度控制策略，国内外学者进行了大量研究。1992年，Campbell Douglas C.<sup>[11]</sup>公开了一项可变速的清管器专利。1996年，H.L.Wu等人<sup>[5]</sup>通过构建动态模拟模型和进行现场试验，研究不同的旁通率(By-pass Ratio)以及清管器与管壁之间的相互作用，测试并预测清管器的速度、压力和清管效率的变化。同年，Azevedo et al.<sup>[12]</sup>在假定管道中的流动处于稳定状态且不可压缩的情况下，简化了清管器运动的求解过程。T.T. Nguyen<sup>[13]</sup>在2001年采用规则矩形网格建立了准确高效的动态模型，用MOC法求解了非线性双曲偏微分方程，并用Runge-Kuta法求解稳定流方程，获得了初始流量值和清管器的动态方程。2003年Dong Kyu Kim<sup>[14]</sup>在实际的管道中验证了T.T. Nguyen推导出的数学模型和求解方法可以很好地预测PIG的位置及速度。2006年，F. Esmailzadeh<sup>[15]</sup>使用连续方程、动量方程、能量方程和状态方程对清管器的运动进行建模，这些方程在非稳态条件下同时求解。根据CFL条件，具有时间步长和距离增量越小，控制效果越准确的特点。2006年，Florian Rahe<sup>[16]</sup>在一定的假定下简化模型，基于一组耦合微分方程开发了一个简化模型来模拟清管器动态，并设计了主动速度控制单元(SCU)，通过控制阀的开度来控制清管器的速度，并通过有限元方法对其优化。然而，由于阀门响应慢，速度控制存在延迟，速度波动问题仍未解决。2007年，Podgorbunskikh<sup>[17]</sup>调研了清管器速度控制的发展，并对各种旁通形式进行了分析总结，为后续的清管器设计提供了便利。2012年，Rafeeyan<sup>[18]</sup>提出了SR模型(Sobhani-Rafeeyan's

Method)，将清管器的非线性运动方程转换成线性问题，从而推广到二维与三维运动方程中，构建清管器不同维度的运动模型，求解其不同维度下的运动速度。2019年，Jianheng Chen等人<sup>[19]</sup>构建了准稳态模型，通过实验和数值模拟，研究了旁通清管器在天然气管道中的速度特性，并开发了红外检测方法测量清管器的速度。实验表明，旁通率能够有效降低清管器速度并减少速度波动。

管道清管器的速度控制在算法方面经历了4个阶段：传统PID控制<sup>[20]</sup>、模糊自适应PID控制<sup>[21]</sup>和基于神经网络PID控制<sup>[22]</sup>与现代控制理论<sup>[23]</sup>。传统PID控制通过调整比例、积分和微分3个参数来实现清管器的速度控制。这种方法便于调节参数，但它有明显的缺点<sup>[24]</sup>，清管器在管道中的运动速度波动，且清管器的运动模型是非线性的，作为一个线性控制系统的传统PID，难以克服这些非线性因素，导致速度控制的快速性和准确性显著下降<sup>[25]</sup>。因此引入定量反馈理论(Quantitative Feedback Theory, QFT)将经典控制理论中的频域设计思想推广到具有不确定性被控对象的鲁棒控制设计，克服清管器运动模型的非线性，并采用PID级联的方式，分别调节清管器的速度和干扰，从而提高整体的稳定性和响应速度<sup>[26]</sup>。为应对传统PID控制的不足，1985年引入了自适应PID控制系统<sup>[27]</sup>。自适应PID系统可以根据周围环境的变化灵活调整系统参数以达到最佳控制效果。系统的稳定性根据李雅普诺夫稳定性理论<sup>[28]</sup>和Popov超稳定性理论<sup>[29]</sup>进行评估。但自适应PID控制系统仍面临挑战，它需要准确且快速地识别给定信号，参数识别困难导致系统产生鲁棒性问题。为解决上述缺点，自适应PID控制和模糊逻辑控制的结合催生了模糊自适应PID控制<sup>[31]</sup>。模糊自适应PID控制基于PID和模糊控制理论开发。模糊PID控制消除预建控制对象数学模型的需求，但模糊控制的推理规则是一种近似行为。选择固定的量化因子值可能导致控制系统产生不稳定响应等问题，神经网络和PID的结合解决了该问题。神经网络具有学习和找到最佳非线性函数的能力<sup>[30]</sup>。基于神经网络的PID控制器利用神经网络的学习能力来调整和学习PID参数<sup>[33]</sup>。神经网络的适应性允许根据环境变化实时改变PID参数，优化控制效果。神经网络可直接预测并控制清管速度<sup>[34]</sup>，为解决使用清管器运行过程中可能出现的速度不连续性，通过大量的实验，测量并整理不同工况下，清管器的压差和加速度作为模型的原始数据，构建静态和循环网络并用大量数据进行训练，该模型通过管道中的清管测试进行评估，结果表现较



好,但前期实验数据测量与整理工作较为困难。现代控制理论的滑模控制器可以控制管道中清管器的速度,通过建立清管器的二维动态方程,采用数值仿真验证了滑模控制方法的有效性<sup>[23]</sup>。仿真结果表明,滑模控制可以精确保持清管器在设定速度下稳定运行,适用于非线性系统,但可能存在滑模抖振问题,需要进一步优化。

上述提出的算法大都基于MOC模型,这是一个简单的非线性速度控制模型,对问题的考虑较为理想化,未考虑到实际工作中清管器的速度突变以及逐渐调速的过程。Rafeeyan等人<sup>[18]</sup>提出的SR模型相较于MOC模型更全面地考虑了实际速度控制中的工况,利用流体的动量和能量方程研究清管器的运动,推导出了清管器的微分方程,对管道不同维度的运动进行分析。

本文使用非线性反步法(Nonlinear Backstep-ping Control, 后文简称为NBC)对SR模型实现控制,该模型的一阶与二阶方程将清管器的运行速度与管道的中心曲线方程结合在一起,为控制提供了更加便利的处理方式。在李雅普诺夫方程与SR模型的基础上,采用反步法推导被控对象的控制器。使用MATLAB与Simulink进行仿真分析。一方面,输入目标运行速度,实现位移路径与加速度的控制与输出;另一方面,输入目标位移路径曲线,实现速度与加速度的控制与输出。通过这样的控制策略,探究对清管器运行速度的精确控制,在算法设计中引入了瞬时速度的干扰,并通过自适应控制器实时预测速度,计算阀门开度,实现速度控制。

## 1 清管器模型的建立

清管器在管道内部主要受到管道内上游流体作用于清管器尾部的作用力 $F_{\text{tail}}$ 、下游流体作用于清管器头部的作用力 $F_{\text{nose}}$ 、管道产生的支持力 $N$ <sup>[35]</sup>,清管器运行产生的摩擦力 $F_{\mu} = \mu N$ 。在此基础上建立清管器的运行模型,定义清管器运行的切向加速度 $a_t$ 与法向加速度 $a_n$ 。采用 $\text{sgn}(\dot{x})$ 符号函数判断摩擦力方向,当 $\dot{x} > 0$ , $\text{sgn}(\dot{x}) = 1$ ;当 $\dot{x} < 0$ , $\text{sgn}(\dot{x}) = -1$ ,如图3所示。

清管器在管道内运行遵从牛顿第二定律,可得公式如下

$$N - mg \cos \theta = ma_n \quad (1)$$

$$F_{\text{tail}} - F_{\text{nose}} - mg \sin \theta - \text{sgn}(\dot{x})F_{\mu} = ma_t \quad (2)$$

其中, $N$ 表示作用在清管器上的法向力(N); $m$ 表示清

管器的质量(kg); $g$ 表示重力加速度( $\text{m/s}^2$ ); $\theta$ 表示管道中心线与运动方向之间的夹角(rad); $a_n$ 表示清管器的向心加速度( $\text{m/s}^2$ ); $F_{\mu}$ 表示干摩擦力(N); $a_t$ 表示清管器的切向加速度( $\text{m/s}^2$ ); $f(x)$ 表示管道内清管器中心线的方程(m); $\text{sgn}(x)$ 表示 $x$ 的符号函数。

根据导数是函数曲线的斜率,使用微分方程将函数曲线进行微分处理<sup>[34]</sup>

$$\frac{dy}{dx} = \tan \theta = f'(x) \quad (3)$$

$$\theta = \tan^{-1} f'(x) \quad (4)$$

$$\cos \theta = \frac{dx}{\sqrt{dy^2 + dx^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + f'(x)^2}} \quad (5)$$

其中, $f'(x)$ 是 $f(x)$ 的导数,即清管器的速度(m/s)。

定义 $s$ 为沿着清管器运行的路径测量位移(m), $R$ 为曲率半径(m),则可以推导出清管器速度 $V_{\text{pig}}$ 、法向加速度 $a_n$ 、切向加速度 $a_t$ 与支持力 $N$ 。

$$V_{\text{pig}} = \dot{s} = \sqrt{1 + f'(x)^2} \dot{x} \quad (6)$$

$$a_n = \frac{V_{\text{pig}}^2}{R} = \frac{f''(x)}{\sqrt{1 + f'(x)^2}} \dot{x}^2 \quad (7)$$

$$a_t = \frac{d^2 s}{dt^2} = \frac{f''(x)f'(x)}{\sqrt{1 + f'(x)^2}} \dot{x}^2 + \ddot{x} \sqrt{1 + f'(x)^2} \quad (8)$$

$$N = m \left[ \frac{f''(x)}{\sqrt{1 + f'(x)^2}} \dot{x}^2 + \frac{1}{\sqrt{1 + f'(x)^2}} g \right] \quad (9)$$

其中, $V_{\text{pig}}$ 表示清管器的速度(m/s); $f''(x)$ 是 $f'(x)$ 的导

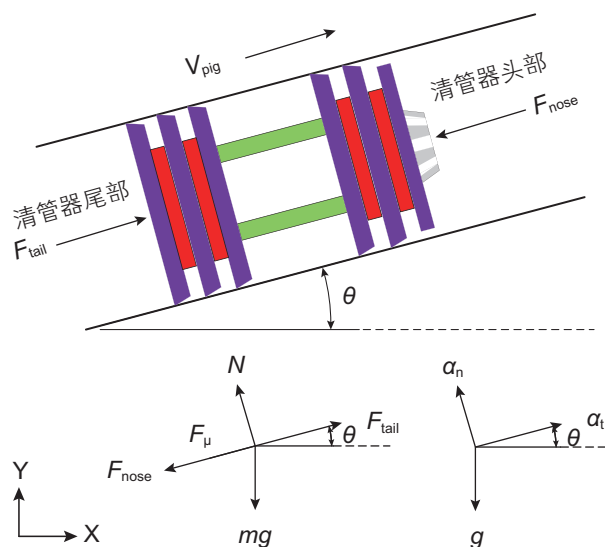


图3 清管器受力分析图

Fig. 3 Force analysis diagram of PIG

数, 即清管器的加速度( $\text{m/s}^2$ );  $\dot{s}$ 表示清管器的速度( $\text{m/s}$ );  $x$ 表示清管器路径在 $x$ 方向的分量( $\text{m}$ );  $\dot{x}$ 表示清管器速度在 $x$ 方向的分量( $\text{m/s}$ );  $\ddot{x}$ 表示清管器加速度在 $x$ 方向的分量( $\text{m/s}^2$ )。

清管器由管内前后压差进行驱动, 而流体在靠近清管器头部及尾部位置时会导致速度发生变化。为了建模这一过程, 假设清管器只受前后一定长度的控制体影响, 而不受其余管段的影响<sup>[16]</sup>, 进行如下假设, 如图4所示。

- (1) 假设介质为原油, 流体在清管器前后表现为各向同性, 且不可压缩;
- (2) 摩擦力是恒定的静摩擦力与动摩擦力;
- (3) 流体控制体的长度为  $2L_{\text{pig}}$ ;
- (4) 控制体内的压力是瞬时的。

当流体流经管道产生沿程压力损失<sup>[36]</sup>, 根据伯努利方程可得

$$P_{\text{tail}} + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho gh(x) = P_{\text{nose}} + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho gh(x + 5L_{\text{pig}}\cos\theta) + \rho h_f \quad (10)$$

$$h_f = f \frac{x}{D} \frac{v_F^2}{2} \quad (11)$$

其中,  $P_{\text{tail}}$ 表示清管器尾部的压力(Pa);  $\rho$ 表示流体的密度( $\text{kg/m}^3$ );  $v_1$ 表示控制体积1内流体的速度( $\text{m/s}$ );  $h(x)$ 表示选定位置的高度(m);  $P_{\text{nose}}$ 表示清管器头部的压力(Pa);  $v_2$ 表示控制体积2内流体的速度( $\text{m/s}$ );  $L_{\text{pig}}$ 表示清管器的长度(m);  $h_f$ 表示因摩擦损失引起的压降(Pa);  $f$ 表示压降摩擦损失系数;  $D$ 表示管道直径(m);  $V_F$ 表示流体的速度( $\text{m/s}$ )。

在清管器的尾端, 对控制体1进行力学分析, 假设从无穷远处到该处的压强随距离变化为 $P(x)$ , 且流体表现出各向同性, 可求出控制体1前后受力与内部受力, 如图5所示。

$$P(x)A = F'_{\text{tail}} + P_{\text{tail}}A_h + F_{i1} \quad (12)$$

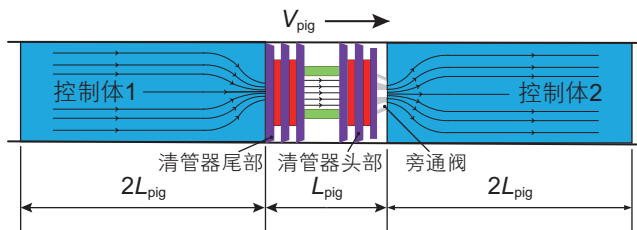


图4 清管器前后液体控制体图  
Fig. 4 PIG liquid control body diagram

$$F_{i1} = -2\rho g L_{\text{pig}} A \sin\theta = -2\rho g L_{\text{pig}} A \frac{f'(x)}{\sqrt{1+f'(x)^2}} \quad (13)$$

$$F_{\text{tail}} = -F'_{\text{tail}} = P_{\text{tail}}A_h - P(x)A + 2\rho g L_{\text{pig}} A \frac{f'(x)}{\sqrt{1+f'(x)^2}} \quad (14)$$

其中,  $A$ 表示管道的横截面积( $\text{m}^2$ );  $F'_{\text{tail}}$ 表示由 $F_{\text{tail}}$ 施加的反作用力(N);  $A_h$ 表示阀门的横截面积( $\text{m}^2$ );  $F_{i1}$ 表示控制体积1内的内部力(N)。

在清管器的前端, 对控制体2进行受力分析, 则此处压强为 $P(x + 5L_{\text{pig}}\cos\theta)$ , 且流体表现出各向同性, 可求出控制体2前后受力与内部受力, 如图6所示。

$$P(x + 5L_{\text{pig}}\cos\theta)A = F'_{\text{nose}} + P_{\text{nose}}A_h + F_{i2} \quad (15)$$

$$F_{i2} = -2\rho g L_{\text{pig}} A \sin\theta = -2\rho g L_{\text{pig}} A \frac{f'(x)}{\sqrt{1+f'(x)^2}} \quad (16)$$

$$F_{\text{nose}} = -F'_{\text{nose}} = P_{\text{nose}}A_h - P(x + 5L_{\text{pig}}\cos\theta)A + 2\rho g L_{\text{pig}} A \frac{f'(x)}{\sqrt{1+f'(x)^2}} \quad (17)$$

其中,  $F'_{\text{nose}}$ 表示由 $F_{\text{nose}}$ 施加的反作用力(N);  $F_{i2}$ 表示控

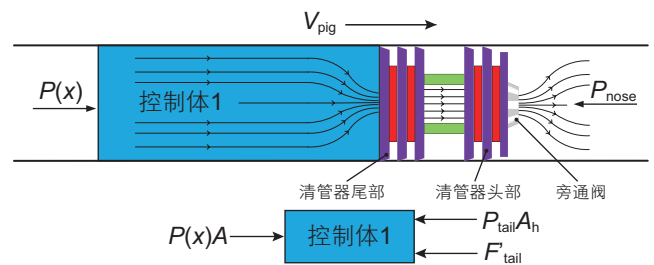


图5 控制体1受力分析图  
Fig. 5 Force analysis diagram of control body 1

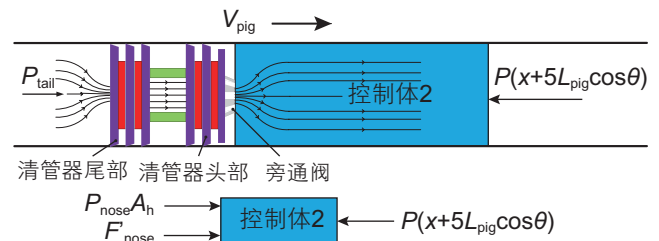


图6 控制体2受力分析图  
Fig. 6 Force analysis diagram of control body 2

制体积 2 内的内部力(N)。根据以上公式可计算清管器前后压差力

$$F_{\text{tail}} - F_{\text{nose}} = (P_{\text{tail}} - P_{\text{nose}})A_h - 4\rho gAL_{\text{pig}} \frac{f'(x)}{\sqrt{1+f'(x)^2}} - \left[ f\rho \frac{L(x+5L_{\text{pig}}) - L(x)}{D} \frac{V_F^2}{2} + g\rho h(x+5L_{\text{pig}} \cos \theta) \right] A \quad (18)$$

在清管器中, 旁通阀调节前后流量, 从而改变前后压差, 在流体流经阀门时, 在阀门进口液体收缩, 阀门内部速度升高, 阀门出口液体膨胀<sup>[13]</sup>, 阀门的进口、内部和出口的压力系数分别为 $K_{\text{SC}}$ 、 $K_{\text{V}}$ 、 $K_{\text{SE}}$ 。

$$K_{\text{SC}} = 0.42 \left( 1 - \frac{d_{\text{valve}}^2}{D^2} \right) \quad (19)$$

$$K_{\text{V}} = f \left( \frac{h}{d_{\text{valve}}} \right) \quad (20)$$

$$K_{\text{SE}} = 1 - \frac{d_{\text{valve}}^2}{D^2} \quad (21)$$

其中,  $d_{\text{valve}}$  表示旁通阀的直径(m);  $d$  表示管道的内径(m)。

将 $K_{\text{SC}}$ 、 $K_{\text{V}}$ 、 $K_{\text{SE}}$ 三者相加求得阀控压降系数 $K_{\text{total}}$

$$K_{\text{total}} = K_{\text{SC}} + K_{\text{V}} + K_{\text{SE}} \quad (22)$$

在计算时, 可将其简化<sup>[37]</sup>为

$$\min(K_{\text{total}}) = \left( 1 - \frac{d_{\text{valve}}^2}{D^2} \right) \left( 1.42 - \frac{d_{\text{valve}}^2}{D^2} \right) \quad (23)$$

根据 Nguyen<sup>[13]</sup> 提出的前后压差与阀控压力系数的关系可推导出

$$P_{\text{tail}} - P_{\text{nose}} = \frac{K_{\text{total}} \rho (V_h - V_{\text{pig}})^2}{2} = \frac{K_{\text{total}} A^2 \rho (V_h - V_{\text{pig}})^2}{2A_h^2} \quad (24)$$

其中,  $V_h$  表示流体在阀门处的速度(m/s)。联立所有公式, 可推导出

$$\begin{aligned} & \frac{K_{\text{total}} A^2 (V_F - \dot{x} \sqrt{1+f'(x)^2})^2}{2A_h} - f\rho \frac{5L_{\text{pig}}}{D} \frac{V_F^2}{2} \\ & + 4\rho gAL_{\text{pig}} \frac{f'(x)}{\sqrt{1+f'(x)^2}} - mg \frac{f'(x)}{\sqrt{1+f'(x)^2}} \\ & - \text{sgn}(\dot{x}) m \mu \left[ \frac{f''(x)}{\sqrt{1+f'(x)^2}} \dot{x}^2 + \frac{g}{\sqrt{1+f'(x)^2}} \right] \\ & = m \left[ \frac{f'(x)f''(x)}{\sqrt{1+f'(x)^2}} \dot{x}^2 + \ddot{x} \sqrt{1+f'(x)^2} \right] \end{aligned} \quad (25)$$

将加速度 $\ddot{x}$ 移动到公式左边, 其余项移到公式右边, 构建关于加速度的公式<sup>[18]</sup>。

$$\begin{aligned} \ddot{x} = & \frac{K_{\text{total}} \rho A^2 (V_F - \dot{x} \sqrt{1+f'(x)^2})^2}{2mA_h \sqrt{1+f'(x)^2}} \\ & - f\rho \frac{5L_{\text{pig}}}{Dm \sqrt{1+f'(x)^2}} \frac{V_F^2}{2} \\ & + 4\rho gAL_{\text{pig}} \frac{f'(x)}{m(1+f'(x)^2)} \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} & - \text{sgn}(\dot{x}) \mu \left( \frac{f''(x)}{1+f'(x)^2} \dot{x}^2 + \frac{g}{1+f'(x)^2} \right) \\ & - g \frac{f'(x)^2}{1+f'(x)^2} - \frac{f'(x)f''(x)}{1+f'(x)^2} \dot{x}^2 \end{aligned}$$

令

$$H_{(t)} = \frac{K_{\text{total}} \rho A^2}{2mA_h} \quad (27)$$

$$b = \text{sgn}(\dot{x}) \quad (28)$$

$$c = f'(x) \quad (29)$$

$$d = f''(x) \quad (30)$$

简化加速度公式可得:

$$\begin{aligned} \ddot{x} = & H_{(t)} \frac{(V_F - \dot{x} \sqrt{1+c^2})^2}{\sqrt{1+c^2}} \\ & - f\rho \frac{5L_{\text{pig}}}{Dm \sqrt{1+c^2}} \frac{V_F^2}{2} \\ & + 4\rho gAL_{\text{pig}} \frac{c^2}{m(1+c^2)} \\ & - \text{sgn}(\dot{x}) \mu \left( \frac{d}{1+c^2} \dot{x}^2 + \frac{g}{1+c^2} \right) \\ & - g \frac{c^2}{1+c^2} - \frac{cd}{1+c^2} \dot{x}^2 \end{aligned} \quad (31)$$

## 2 非线性自适应速度控制器设计

可调速清管器在调速的过程中, 通过调节旁通阀的横截面积 $A_h$ 改变清管器前后压差并控制清管器的运行速度。在清管器的运行过程中,  $A_h$ 是实时可变的。调速过程中, 整体影响清管器的控制参数 $K_{\text{total}}$ 由 $A_h$ 决定, 而其他系数 $m$ 、 $\rho$ 、 $A$ 保持不变。这些系数的乘积 $H_{(t)}$ 作为清管器传递函数输入。为确保系统稳定性, 本文采用了李雅普诺夫第二方法进行稳定性假设<sup>[38]</sup>。通过对系统能量的判定, 确保在时间趋于无限时, 系统

能量能够稳定在一个有限的区间,从而保证系统的稳定性。具体而言,如果存在一个标量函数 $V(X,t)$ ,使得对所有状态变量 $x$ , $V(X,t)$ 的一阶偏导数存在且正定, $\dot{V}(X,t)$ 半负定,则系统就满足李亚普洛夫定义的稳定性条件<sup>[39]</sup>。为了实现对清管器的速度控制,本文采用了非线性反步法控制器。控制策略的原理如图7所示,通过逐步迭代反馈控制,实现对清管器速度的精确调节,使其能够在目标速度下稳定运行。

#### (1) 定义系统

$$x_1 = x \quad (32)$$

$$x_2 = \dot{x} = \dot{x}_1 \quad (33)$$

$$\dot{x}_2 = \ddot{x} \quad (34)$$

$$\begin{aligned} \ddot{x} = & u_{(t)} \frac{\left(V_F - \dot{x}\sqrt{1+c^2}\right)^2}{\sqrt{1+c^2}} \\ & - f\rho \frac{5L_{\text{pig}}}{Dm\sqrt{1+c^2}} \frac{V_F^2}{2} \\ & + 4\rho gAL_{\text{pig}} \frac{c^2}{m(1+c^2)} \\ & - \text{sgn}(\dot{x})\mu \left( \frac{d}{1+c^2} \dot{x}^2 + \frac{g}{1+c^2} \right) \\ & - g \frac{c^2}{1+c^2} - \frac{cd}{1+c^2} \dot{x}^2 \end{aligned} \quad (35)$$

其中, $x_1 = x$ 为目标位移, $x_2 = \dot{x} = \dot{x}_1$ 为目标速度, $\dot{x}_2 = \ddot{x}$ 为目标加速度。

#### (2) 计算输入方程

$$\begin{aligned} u_{(t)} = & \frac{e + \ddot{x}_1 d + k_1(\dot{x}_1 d - x_2) + k_2 \delta + f \frac{5L_{\text{pig}}}{Dm\sqrt{1+c^2}} \frac{V_F^2}{2}}{\frac{\left(V_F - \dot{x}\sqrt{1+c^2}\right)^2}{\sqrt{1+c^2}}} + \\ & \frac{-4\rho gAL_{\text{pig}} \frac{c^2}{m(1+c^2)} + g \frac{c^2}{1+c^2}}{\sqrt{1+c^2}} + \\ & \frac{\text{sgn}(\dot{x})\mu \left( \frac{d}{1+c^2} \dot{x}^2 + \frac{g}{1+c^2} \right)}{\frac{\left(V_F - \dot{x}\sqrt{1+c^2}\right)^2}{\sqrt{1+c^2}}} + \frac{\frac{cd}{1+c^2} \dot{x}^2}{\frac{\left(V_F - \dot{x}\sqrt{1+c^2}\right)^2}{\sqrt{1+c^2}}} \end{aligned} \quad (36)$$

因此可推导出

$$e = x_1 d - x_1 \quad (37)$$

$$\delta = x_2 d - x_2 \quad (38)$$

$$x_2 d = \dot{x}_1 d + k_1 e \quad (39)$$

$$\begin{aligned} \dot{\delta} = & \ddot{x}_1 d + k_1(\dot{x}_1 d - x_2) - u_{(t)} \frac{\left(V_F - \dot{x}\sqrt{1+c^2}\right)^2}{\sqrt{1+c^2}} \\ & + f\rho \frac{5L_{\text{pig}}}{Dm\sqrt{1+c^2}} \frac{V_F^2}{2} - 4\rho gAL_{\text{pig}} \frac{c^2}{m(1+c^2)} \\ & + \text{sgn}(\dot{x})\mu \left( \frac{d}{1+c^2} \dot{x}^2 + \frac{g}{1+c^2} \right) \\ & + g \frac{c^2}{1+c^2} + \frac{cd}{1+c^2} \dot{x}^2 \end{aligned} \quad (40)$$

其中 $x_1 d$ 为预测位移, $e$ 为预测位移与目标位移之差, $\dot{x}_1 d = x_2 d$ 为预测速度, $\delta$ 为预测速度与目标速度之差,

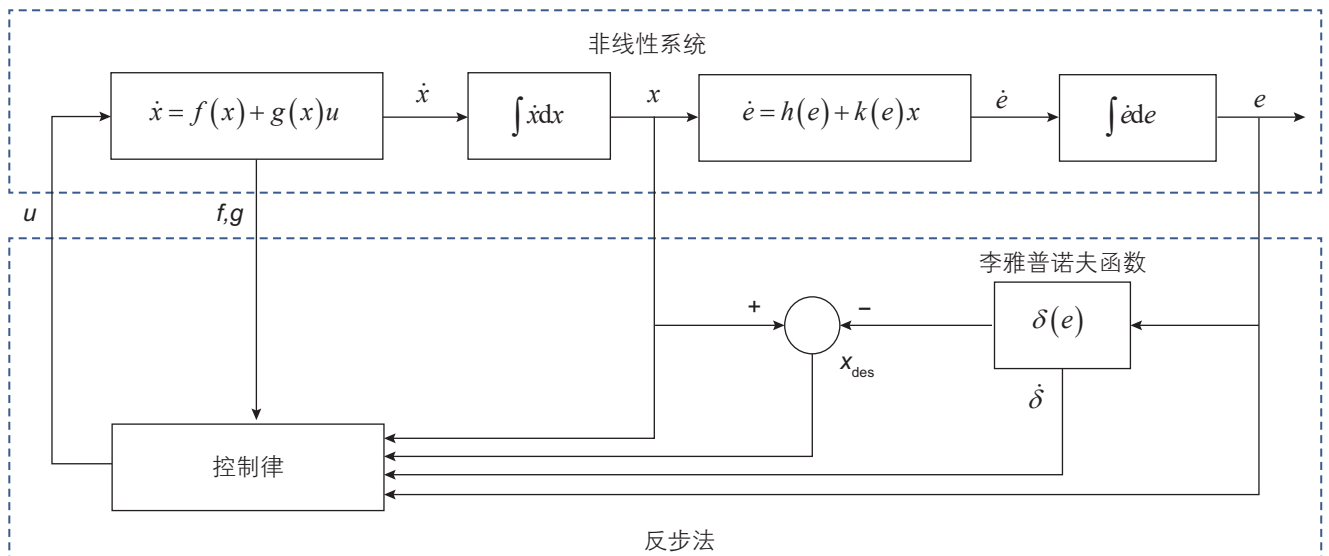


图7 NBC原理图

Fig. 7 Schematic diagram of NBC





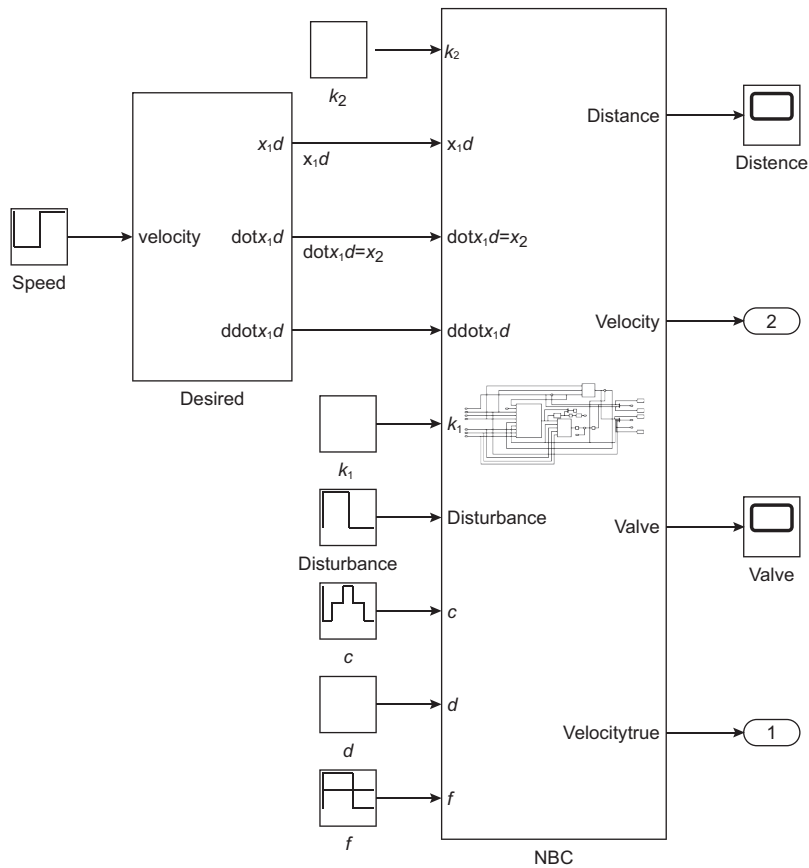


图9 NBC总回路图

Fig. 9 NBC main loop diagram

表1 仿真参数

Table 1 Simulation parameters

$A / \text{m}^2$	0.813
$A_h / \text{m}^2$	0.138 21
$D / \text{m}$	1.016
$L_{\text{pig}} / \text{m}$	1.27
$m / \text{kg}$	26 000
$V_F (\text{m/s})$	7.5
$f$	0.038
$\rho (\text{kg/m}^3)$	20
$\mu$	0.2
$g (\text{m/s}^2)$	10

其中

$$e = x_1 d - x_1 \quad (56)$$

$$\delta = x_2 d - x_2 \quad (57)$$

$$x_2 d = \dot{x}_1 d + k_1 e \quad (58)$$

$$\begin{aligned} \dot{\delta} = & \ddot{x}_1 d + k_1 (\dot{x}_1 d - x_2) - \\ & u_{(t)} \frac{(1+c^2)\dot{x}^2 - 15\sqrt{1+c^2}\dot{x} + 56.25}{\sqrt{1+c^2}} + \frac{0.0514}{\sqrt{1+c^2}} + \\ & 9.75 \frac{c^2}{1+c^2} + \text{sgn}(\dot{x}) \left( \frac{0.2d + \dot{x}^2 + 2}{1+c^2} \right) \end{aligned} \quad (59)$$

### 3.1 PID与非线性反步法对比仿真分析

在SR模型中, Rafeeyan等<sup>[18]</sup>对清管器使用了QFT进行速度控制, 由于加速度 $\dot{x}$ 与阀门 $H_{(t)}$ 之间耦合且为非线性关系, 在模型中引入阶跃响应与不确定系数 $a$ 来拟合非线性

$$V_{\text{pig}} = \dot{x} = a \cdot u(t) \quad (60)$$

由于 $u(t)$ 是一个阶跃函数, 通过对加速度与阀门关系式进行拉普拉斯变换, 得出被控对象的传递函数如下

$$\begin{aligned} P(s) = & \frac{V_{\text{pig}}(s)}{H(s)} \\ = & \frac{aV^2 - 2a^2V_F\sqrt{1+c^2} + (1+c^2)a^3}{a\sqrt{1+c^2}s + \left(-k + \frac{b\mu d + cd}{1+c^2}a^2\right)\sqrt{1+c^2}} \end{aligned} \quad (61)$$

其中

$$k=-f\rho\frac{5L_{\text{pig}}}{mD\sqrt{1+c^2}}\frac{V_F^2}{2}+4\rho gAL_{\text{pig}}\frac{c}{m(1+c^2)}\tag{62}$$

$$-g\frac{c}{1+c^2}-b\mu\frac{g}{1+c^2}$$
$$1\leq a\leq 6\tag{63}$$

$$-1\leq b\leq 1\tag{64}$$

使用该传递函数描述被控对象的被控状态，采用PID对其进行控制，并接入外部干扰，原理图如图 10 所示。

由于被控对象含有不确定的 $a$ 、 $b$ 值，取 $a=1, 2, 3, 4, 5, 6$ 时， $b=1$ 的值，将表 1 中的参数与不同的 $a$ 、 $b$ 值带入传递函数（61）中，求得被控对象的传递

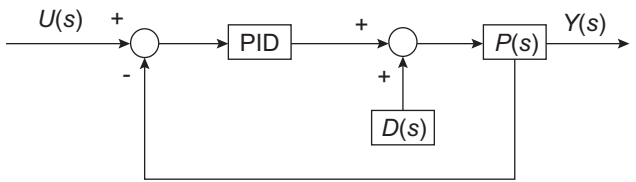


图 10 外界干扰下的PID控制  
Fig. 10 PID control under external disturbance

函数列，见表 2。

而在非线性反步法中， $c$ 取 1, 2, 3, 2, 1,  $f$ 取 1, 1, 1, -1, -1,  $c$ 与 $f$ 的取值间隔时间为 2 s，共 10 s。采用前文两者的控制原理，将PID与NBC对比控制合在一起，在图 11 中，将输入和输出合并在一

表 2 仿真分析数值  
Table 2 Simulation analysis data

$a=1$	$b=1$	$P(s)=\frac{37.04}{1.41s+8.31}$
$a=2$	$b=1$	$P(s)=\frac{43.66}{2.82s+8.31}$
$a=3$	$b=1$	$P(s)=\frac{31.86}{4.23s+8.31}$
$a=4$	$b=1$	$P(s)=\frac{13.64}{5.64s+8.31}$
$a=5$	$b=1$	$P(s)=\frac{1}{7.05s+8.31}$
$a=6$	$b=1$	$P(s)=\frac{5.94}{8.46s+8.31}$

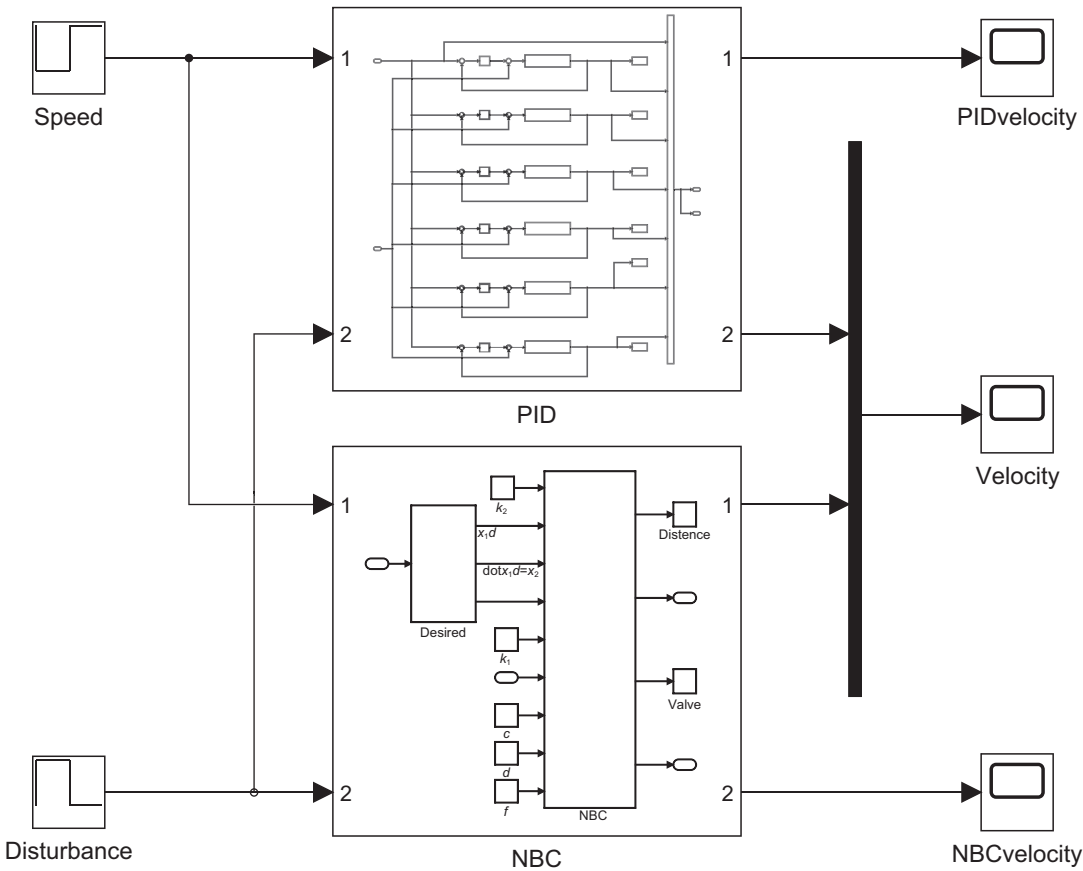


图 11 PID与NBC对比控制回路图  
Fig. 11 PID and NBC comparison control loop diagram

起,以求更好的对比效果,图左边为输入,包括目标速度与外界干扰;右边为输出,包括PID控制的速度、PID和NBC对比控制的速度与NBC控制的速度;中间上半部分为PID控制器,其中包含表中6组不同 $a$ 、 $b$ 值的传递函数,表达不同情况下的清管器运动状态,通过PID对其实现速度控制,内部回路与图10相同;中间下半部分为NBC控制回路图,内部回路与图9相同。

设置目标速度(speed)为3 m/s与4 m/s,间隔时间5 s,干扰速度(disturbance)为3.5 m/s与3.4 m/s,间隔时间5 s。可得仿真结果见图12。

从图12中可以看出,在PID的控制中,调整PID参数与 $a=1$ 的传递函数适配,但随着 $a$ 的变大,传递函数变化,被控对象难以控制,当 $a=6$ 时,出现欠调现象,难以在较短的时间到达目标速度。而反观NBC的控制,当目标速度为3 m/s时,在0.5 s内快速从外部干扰的3.5 m/s到3 m/s,当目标速度为4 m/s时,外部干扰为3.4 m/s时,能在1 s内从3 m/s到4 m/s,并且 $c$ 、 $f$ 在这10 s内不断变化,NBC也能自动调节,快速实现控制,达到目标速度,其NBC的表现优于PID。

### 3.2 在倾斜管道下非线性反步法仿真分析

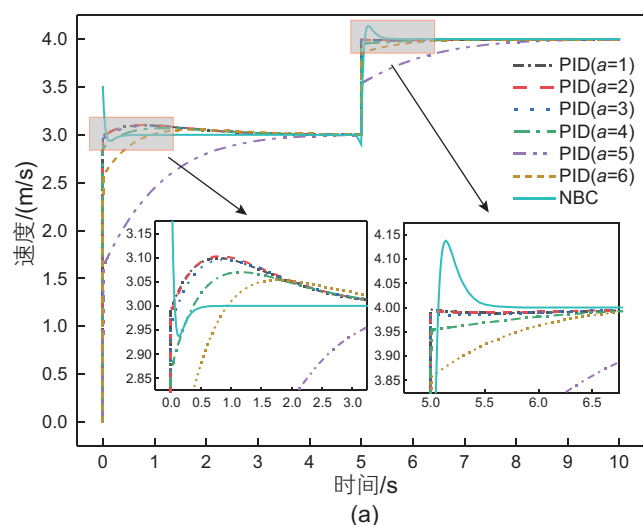
当清管器在沿斜方向向上的管道里工作时,假设该管道的曲线方程为

$$f(x) = x \quad (65)$$

假设清管器的初始位置为 $x(0) = y(0) = 0$ ,可得

$$f'(x) = 1, c = 1, f'(0) = 1 \quad (66)$$

$$f''(x) = 0, d = 0, f''(0) = 0 \quad (67)$$



在NBC总回路中,设置目标速度为3 m/s,  $c=1$ ,  $d=0$ ,仿真时间50 s,每间隔10 s输入一次外界速度干扰,即里程轮速度为4、3.5、3、3.2、3.1 m/s,仿真结果如图13所示。

在图13中,设定目标速度为3 m/s,通过每隔10 s输入里程轮速度,得到不同时间点下的目标速度、预测速度和实际速度曲线。黑色点线( $x_2$ )代表目标速度,是一条直线,保持恒定。红色实线( $x_2d$ )表示预测速度,它能提前预测实际速度( $x_2d + \text{disurbance}$ )的变化趋势(蓝色划线),并在每隔10 s产生的速度波动时提前做出响应。实际速度为蓝色点划线也会在每隔10 s出现波动,其波动值等于相邻两次里程轮速度输入的差值。

在图13中,预测速度(红色实线)开始时从3 m/s迅速下降,因为实际速度(蓝色点划线)的起始速度为4 m/s,需要减速到目标速度3 m/s。为了实现速度调整,预测速度(红色实线)抬升至目标速度附近。蓝色点划线是实际速度,当外界速度干扰(0 s时)加入时,它的起始速度是4 m/s,随后跟随预测速度(红色实线)减速,然后快速上升,最终与目标速度(黑色点线)3 m/s相匹配。接下来,在10 s时,里程轮的速度为3.5 m/s,与起始速度相差0.5 m/s,实际速度(蓝色点划线)响应并变为2.5 m/s。由于预测速度(红色实线)的预测作用,实际速度(蓝色点划线)紧随其后,速度迅速上升,并最终与预测速度(红色实线)同时达到目标速度。

随后继续进行类似推导:在20 s时,里程轮速度为3.5 m/s,与目标速度相差0.5 m/s;在30 s时,为3 m/s与3.2 m/s之间的差值0.2 m/s;在40 s时,为

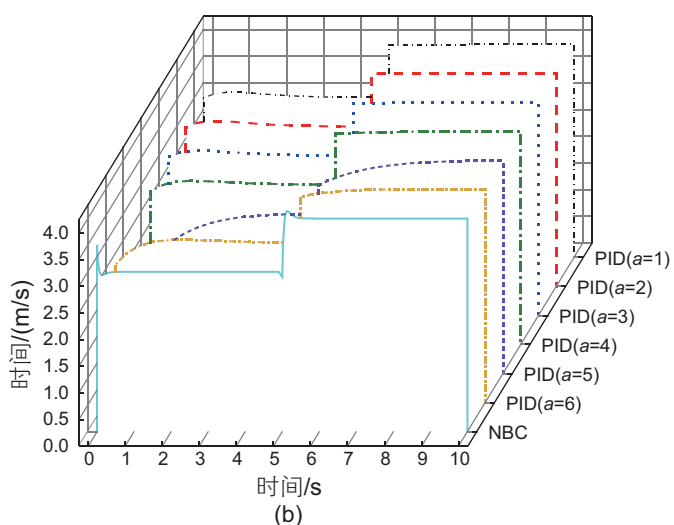


图12 PID与NBC的控制响应对比

Fig. 12 Comparison of control responses between PID and NBC

3.2 m/s 与 3.1 m/s 之间的差值 0.1 m/s。从图中可以看出, 在每次速度波动之后, 自适应控制器能够迅速响应, 通过 1 s 内的快速调节, 使得实际速度快速拉高, 紧跟预测速度(红色实线)的轨迹, 并最终稳定在目标速度(黑色点线)3 m/s。这表明, 自适应控制器能够有效地控制清管器的运行速度, 实现稳定的速度控制。

在图 14 中展示了清管器的位移情况。黑色实线( $x_1$ )表示预测的位移量, 红色点线( $x_1d$ )表示实际的位移量。从图中可以明显看出, 预测位移量(黑色实线)与实际位移量(红色点线)高度重合, 它们的走势完全一致。在速度保持恒定的情况下, 位移逐渐增大, 符合管道曲线方程 $f(x)=x$ 的规律。这个结果表明, 在倾斜管道下, 预测的位移量与实际的位移量吻合, 证明了控制算法的有效性。随着时间的推移, 位移按照管

道曲线方程逐渐增大, 说明清管器在管道内稳定运行, 并且控制器能够准确预测和控制其位移。

阀门开度是根据阀门打开的面积与清管器截面积的比例来计算的。由于速度会受到外界的干扰, 清管器需要通过调节阀开度, 改变前后压差, 从而实现速度的调节。具体而言, 当速度增加时, 阀门开度会增大, 降低压差, 从而减小速度; 当速度减小时, 阀门开度会减小, 增加压差, 从而增加速度; 当速度调整到目标值后, 阀门会维持在目标速度下的开度。

在图 15 中展示了清管器阀门开度情况。在 10 s 时, 由于外界速度大于目标速度, 阀门开度增大, 导致速度下降; 而在 30 s 时, 由于外界速度小于目标速度, 阀门开度减小, 导致速度上升。这个结果表明, 在斜线管道中, 清管器通过调节阀开度, 能够灵活地控制

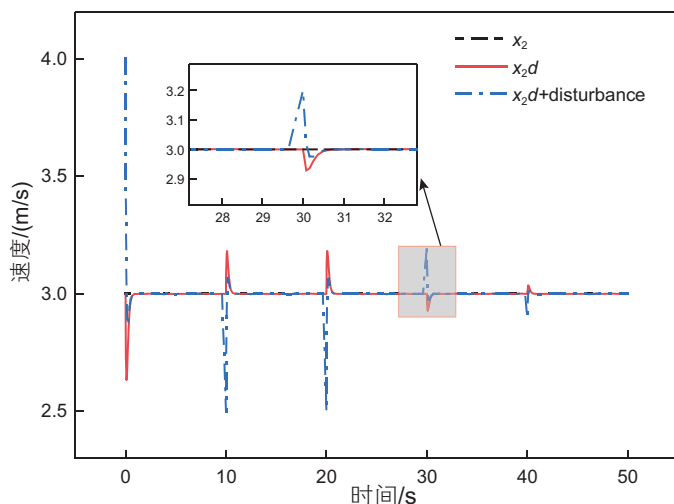


图 13 在倾斜管道下的清管器速度控制

Fig. 13 Speed control of PIG in inclined pipeline

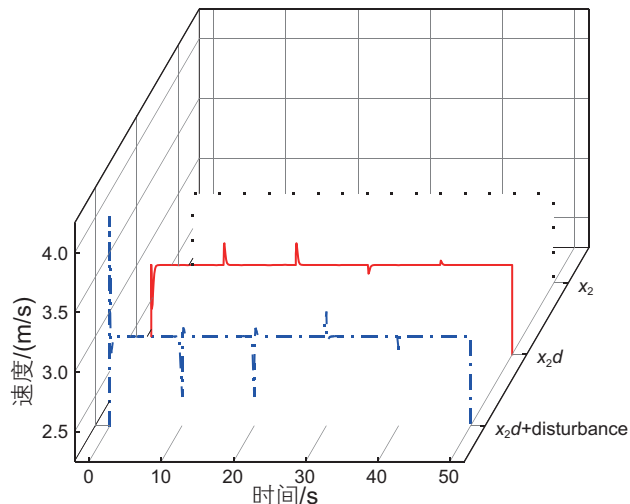


图 14 在倾斜管道下的清管器位移控制

Fig. 14 Displacement control of PIG in inclined pipeline

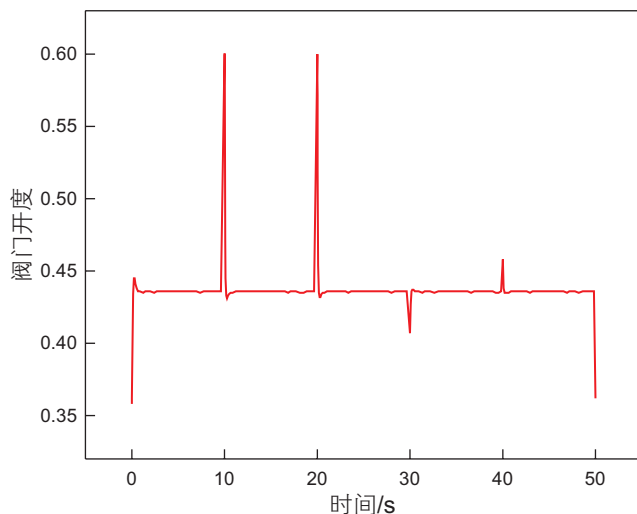


图 15 在倾斜管道下的清管器阀门开度控制

Fig. 15 Valve opening control of PIG in inclined pipeline



速度,实现对目标速度的追踪。阀门开度的调节能够有效地改变前后压差,从而实现对速度的精确控制。

摩擦力的处理是清管器运行控制中的重要因素之一,在算法设计和实际控制中,考虑摩擦力可以使清管器的运行更加稳定和可控。通过对摩擦力的合理处理,可以确保清管器在斜面上的运行安全可靠,进一步提高清管器的运行效率和清洁效果。

在图 16 中展示了清管器的摩擦力方向情况。由于清管器的运行方向沿着斜面,摩擦力的方向与运行方向相反。这个摩擦力的方向和大小对于清管器的运行至关重要,它与清管器在斜面上的运动特性密切相关,确保了清管器在斜面上稳定地前进,不会出现滑动或

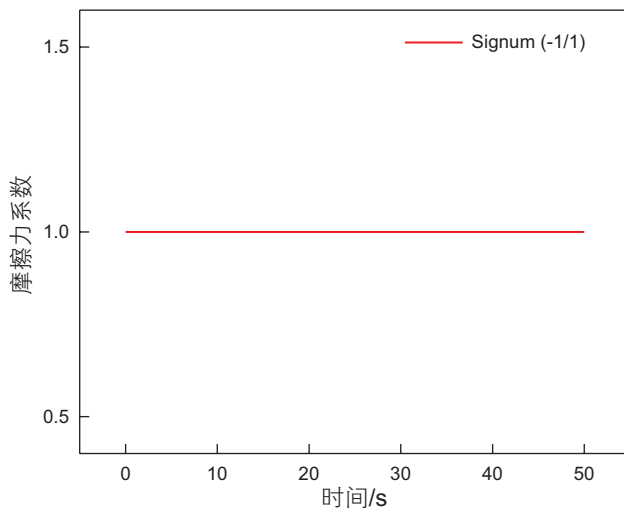


图 16 在倾斜管道下的清管器摩擦力方向控制  
Fig. 16 Friction direction control of PIG in inclined pipeline

失控的情况。为了表示摩擦力的方向,采用了 sign 函数的形式,即摩擦力取正值,并且其值恒为 1。

### 3.3 在弯曲管道下非线性反步法仿真分析

当清管器在弯曲的管道里工作时,假设该管道的曲线方程为

$$f(x) = \sin x \quad (68)$$

$$\sin x = 3 + 4.78 \sin(2k\pi) \quad (69)$$

假设清管器的初始位置为  $x(0) = y(0) = 0$ , 可得

$$\begin{aligned} f'(x) &= \cos x, \\ -3 \leq c \leq 3, \end{aligned} \quad (70)$$

$$f'(0) = 3$$

$$\begin{aligned} f''(x) &= -\sin x, \\ -1.885 \leq d \leq 1.885, \end{aligned} \quad (71)$$

$$f''(0) = 0$$

由于在曲线管道中运行,清管器过弯处要实现加减速,为此在NBC总回路中,设置目标速度为  $\cos x$ ,  $c = 3$ ,  $d = 0$ , 仿真时间 50 s, 引入外界速度干扰,即里程轮速度为 4、3.5、3、3.2、3.1 m/s, 仿真结果如图 17 所示。

在图 17 中所示的速度控制情况中,目标速度设定为  $\cos x$ , 通过每间隔 10 s 输入里程轮的速度来实现速度的调节。黑色点线( $x_2$ )代表目标速度,为一条  $\cos x$  形状的线;红色实线( $x_2d$ )是预测速度,能够提前预测蓝色点划线( $x_2d + \text{disturbance}$ )的速度增减趋势,每间隔 10 s 会产生波动;蓝色点划线表示实际的速度,同样每间隔 10 s 产生一次波动,其波动值为每一次输入里程轮之间的速度差值。

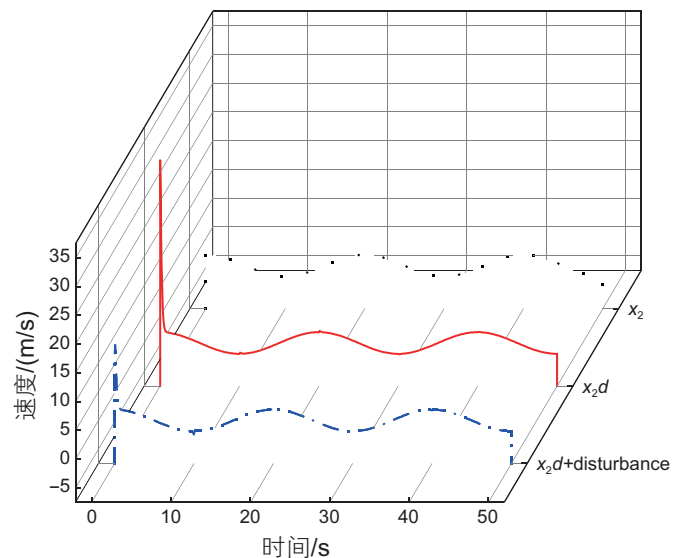
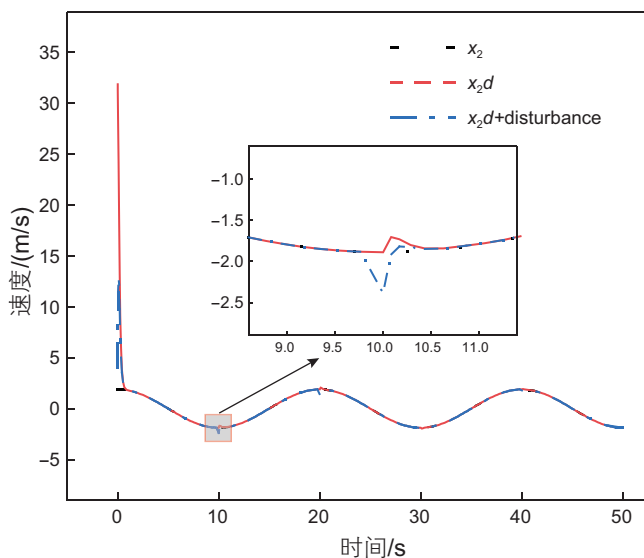


图 17 在弯曲管道下的清管器速度控制  
Fig. 17 Speed control of PIG in curved pipeline

目标速度(黑色点线) $\cos x$ 在 $-3$ 至 $3$ 之间波动。预测速度(红色实线)在启动时从 $31.8$  m/s迅速下降至目标速度附近,并实时预测每一刻的速度。实际速度(蓝色点划线)在 $0$ 秒时加入外界速度干扰,其起始速度为 $4$  m/s,先跟随预测速度(红色实线)上升,然后快速下降,直至与目标速度(黑色点线) $1.885$  m/s相同。在 $10$  s时,里程轮的速度为 $3.5$  m/s,与起始速度相差 $0.5$  m/s,实际速度(蓝色点划线)接入了里程轮速度,因此变为 $-2.385$  m/s。由于预测作用,实际速度(蓝色点划线)追踪预测速度(红色实线),速度快速上升,最终与预测速度(红色实线)同时达到目标速度。

随后的时间段以此类推,每隔 $10$  s发生速度波动。在 $10$  s时,速度波动为 $4$  m/s与 $3.5$  m/s之间的差值 $0.5$  m/s;在 $20$  s时,速度波动为 $3.5$  m/s与 $3$  m/s之间的差值 $0.5$  m/s;在 $30$  s时,速度波动为 $3$  m/s与 $3.2$  m/s之间的差值 $0.2$  m/s;在 $40$  s时,速度波动为 $3.2$  m/s与 $3.1$  m/s之间的差值 $0.1$  m/s。可以从图中看出,每一次有速度波动后,自适应控制器能快速调节,在 $1$  s内快速拉高速度,紧跟预测速度(红色实线)轨迹,并迅速达到目标速度(黑色点线),整体速度控制即为 $f'(x) = \cos x$ 的走势。

图 18 为清管器的位移,黑色线( $x_1$   $x_1$ )表示预测的位移量,红色点线( $x_1d$ )为实际的位移量。可以观察到,预测位移量(黑色线)与实际位移量(红色点线)高度重合,表明预测的位移量与实际位移量非常吻合。

在速度变化的情况下,位移曲线呈现出一条 $\sin x$ 形状,即符合管道曲线方程 $f(x) = \sin x$ 的走势。这种位移曲线的变化规律与正弦函数的性质相一致,说明在控制过程中,清管器的位移随时间呈现出正弦曲线的变化。这表明在清管器的速度控制过程中,自适应控

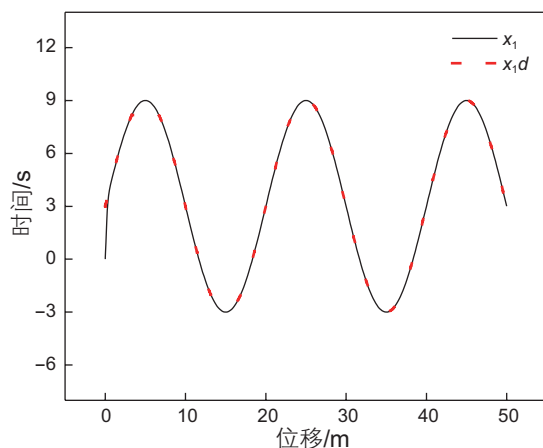


图 18 在弯曲管道下的清管器位移控制

Fig. 18 Displacement control of PIG in curved pipeline

制器能够对速度变化做出准确预测,并根据预测结果调整阀门开度,从而控制清管器的位移,使其能够紧跟预期的曲线轨迹。

图 19 为清管器的阀门开度,由于清管器受到外界速度干扰,为了调节速度,清管器需要通过调节阀门开度来改变前后压差。位移的轨迹为 $\sin x$ ,其阀门的开闭为 $|\sin x|$ 的形状,这意味着阀门的开度随着 $\sin x$ 值的正负而变化。而速度曲线为 $f'(x) = \cos x$ ,速度先减小后增大,对应地,阀门开度先增大后减小。这是因为清管器在速度减小阶段需要增大阀门开度以增加前后压差,从而提高速度;而在速度增大阶段则需要减小阀门开度以降低前后压差,从而降低速度。

这表明,阀门开度曲线在调节速度的过程中,能够根据速度的变化趋势做出相应的响应,保持阀门开度与速度的协调变化,从而实现对清管器速度的有效控制。

图 20 为清管器的摩擦力方向,由于其运行轨迹为

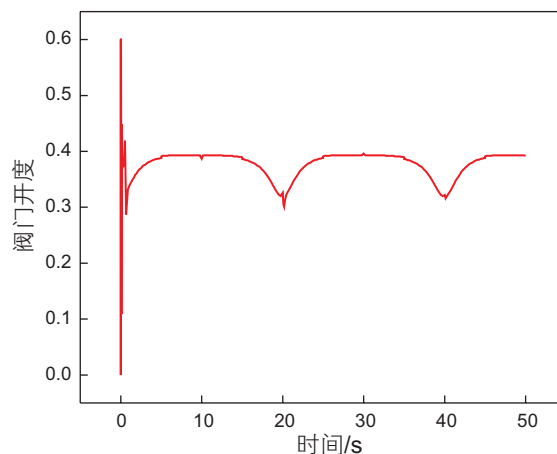


图 19 在弯曲管道下的清管器阀门开度控制

Fig. 19 Valve opening control of PIG in curved pipeline

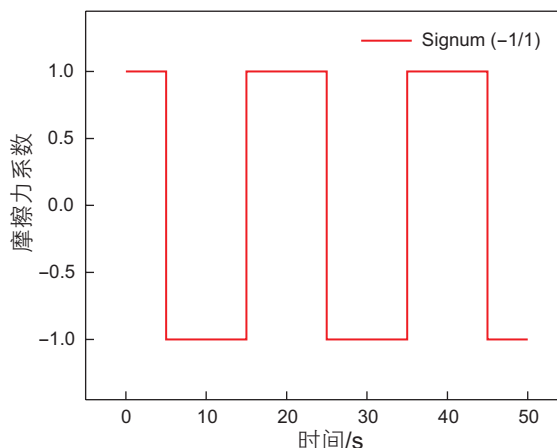


图 20 在弯曲管道下的清管器摩擦力方向控制

Fig. 20 Friction direction control of PIG in curved pipeline

$f(x) = \sin x$ , 摩擦力与运行方向相反, 采用 sign 函数, 当上升时, 摩擦力取正, 其值为 1; 下降时, 摩擦力取负, 其值为 -1。

## 4 结论

(1) 本文针对原油管道中清管器的速度控制提出了一种非线性反步法控制策略。非线性反步法(NBC)在清管器速度控制中具有优越性。相较于传统的PID控制方法, 采用非线性反步法(NBC)对清管器速度控制能显著提高系统的响应速度和稳定性。NBC方法通过逐步递增的反馈控制机制, 有效地应对了系统的非线性特性和外界速度干扰, 使清管器能够在外界速度变化情况下迅速恢复到目标速度。这表明NBC方法在处理复杂非线性系统时, 具备更强的适应性和鲁棒性。

(2) 仿真实验验证了NBC方法的适用性。在Simulink Toolbox中搭建了清管器模型并进行仿真实验, 结果显示NBC方法在不同目标速度和外界速度干扰下, 均能够迅速稳定地达到目标速度。例如, 当目标速度设定为 3 m/s 和 4 m/s, 外界干扰速度为 3.5 m/s

和 3.4 m/s 时, NBC方法能够在 0.5 s 到 1 s 内将速度调整至目标值, 显著优于传统PID控制方法。这验证了NBC方法在实时控制中的高效性和可靠性。

(3) 在不同管道工况下的性能表现理想。研究进一步分析了清管器在倾斜管道和弯曲管道中的运行表现。结果表明, 无论在直线还是复杂曲线管道中, NBC方法均能有效地控制清管器的速度、位移和阀门开度, 确保其运行的稳定性和精确性。在倾斜管道中, NBC方法通过实时调整阀门开度, 使清管器速度能够快速响应外界干扰并保持在目标值附近; 在弯曲管道中, NBC方法同样能够预测并调节速度变化, 使清管器沿预期轨迹运行。这表明NBC方法在多种复杂工况下均具备良好的适应性和控制效果。

研究发现, 采用非线性反步法对带有旁通阀的系统进行控制, 有助于应对压差变化和非线性效应, 提高调节精度与控制灵活性。与此同时, 非线性反步法具有良好的适应性, 能够应对系统参数变化及建模不确定性, 显著增强系统的鲁棒性。该控制策略为后续清管器技术的智能化与稳定性控制提供了坚实的理论基础与技术支持。

## 参考文献

- [1] 梁永图, 邱睿, 涂仁福, 等. 中国油气管网运行关键技术及展望[J]. 石油科学通报, 2024, 9(2): 213–223. [LIANG Y T, QIU R, TU R F, et al. Key technologies and prospects of operation for oil and gas pipeline networks in China[J]. Petroleum Science Bulletin, 2024, 9(2): 213–223.]
- [2] KIYINGI W, GUO J, XIONG R, et al. Crude oil wax: A review on formation, experimentation, prediction, and remediation techniques[J]. Petroleum Science, 2022, 19(5): 2343–2357.
- [3] TOLMASQUIM S, NIECKELE A. Design and control of pig operations through pipelines[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2008, 62(3): 102–110.
- [4] 董绍华, 王东营, 董国亮, 等. 管道内腐蚀直接评估技术与实践应用[J]. 石油科学通报, 2016, 1(3): 459–470. [DONG S H, WANG D Y, DONG G L, et al. Direct assessment technology and practical application of internal corrosion in pipelines[J]. Petroleum Science Bulletin, 2016, 1(3): 459–470.]
- [5] WU H L, VAN SPRONSEN G, KLAUS E H, et al. By-pass pig passes test for two-phase pipelines[J]. Oil and Gas Journal, 1996, 94(42).
- [6] NIECKELE A O, BRAGA A M B, AZEVEDO L F A. Transient pig motion through gas and liquid pipelines[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2001, 123(4): 260–269.
- [7] CORDELL J, VANZANT H. All about pigging: The design of pipelines and facilities for conventional and intelligent pigging and a guide to pig selection, operation and maintenance and to pipeline pigging services[M]: On-Stream Systems Limited, 2000.
- [8] HOLDEN E M, GRIMES K. Inspection challenges: Pigs versus pipes[C]//International Pipeline Conference. American Society of Mechanical Engineers, 1996, 40207: 353–367.
- [9] CHEN J, LUO X, ZHANG H. Experimental study on movement characteristics of bypass pig[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2018, 59: 212–223.
- [10] 陈建恒, 何利民, 罗小明, 等. 射流清管器等效压降系数模型的建立及分析验证[J]. 中国海上油气, 2017, 29(5): 134–140. [CHEN J H, HE L M, LUO X M, et al. Establishment and analysis verification of the equivalent pressure drop coefficient model for jetting pipeline cleaners[J]. China Offshore Oil and Gas, 2017, 29(5): 134–140.]

- [11] CAMPBELL D C. Variable speed pig for pipelines[J]. 1992.
- [12] AZEVEDO L F A, BRACM A M B, NIECKELE A O, et al. Simple hydrodynamic models for the prediction of pig motions in pipelines[C]//Offshore technology conference. OTC, 1996: OTC-8232-MS.
- [13] NGUYEN T T, KIM D K, RHO Y W, et al. Dynamic modeling and its analysis for pig flow through curved section in natural gas pipeline[C]//Proceedings 2001 IEEE International Symposium on Computational Intelligence in Robotics and Automation (Cat. No. 01EX515). IEEE, 2001: 492-497.
- [14] KIM D K, CHO S H, PARK S S, et al. Verification of the theoretical model for analyzing dynamic behavior of the pig from actual pigging[J]. KSME International Journal, 2003, 17: 1349-1357.
- [15] ESMAEILZADEH F, MOWLA D, ASEMANI M. Modeling of pig operations in natural gas and liquid pipeline[C]//SPE Annual Technical Conference and Exhibition. SPE, 2006: SPE-102049-MS.
- [16] RAHE F. Optimizing the active speed control unit for in-line inspection tools in gas[C]//International Pipeline Conference. 2006, 42622: 377-383.
- [17] PODGORBUNSKIKH A M. Devices for automated regulation of the velocity of in-tube pig flaw detectors[J]. Russian Journal of Nondestructive Testing, 2008, 44(5): 343-350.
- [18] MIRSHAMSI M, RAFEEYAN M. Speed control of pipeline pig using the QFT method[J]. Oil & Gas Science and Technology, 2012, 67(4): 693-701.
- [19] CHEN J, HE L, LUO X, et al. Characterization of bypass pig velocity in gas pipeline: an experimental and analytical study[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2020, 73: 103059.
- [20] GUZMÁN J L, HÄGGLUND T, et al. Tuning rules for feedforward control from measurable disturbances combined with PID control: a review[J]. International Journal of Control, 2024, 97(1): 2-15.
- [21] KLUSKA J, ŻABIŃSKI T, et al. PID-like adaptive fuzzy controller design based on absolute stability criterion[J]. IEEE Transactions on Fuzzy Systems, 2019, 28(3): 523-533.
- [22] RODRÍGUEZ-ABREO O, RODRÍGUEZ-RESÉNDIZ J, et al. Self-tuning neural network PID with dynamic response control[J]. IEEE Access, 2021, 9: 65206-65215.
- [23] MIRSHAMSI M, RAFEEYAN M. Speed control of inspection pig in gas pipelines using sliding mode control[J]. Journal of Process Control, 2019, 77: 134-140.
- [24] LEE Y, SKLIAR M, LEE M. Analytical method of PID controller design for parallel cascade control[J]. Journal of Process Control, 2006, 16(8): 809-818.
- [25] MIZUMOTO I, LIU L, TANAKA H, et al. Adaptive PID control system design for non-linear systems[J]. International Journal of Modelling, Identification and Control, 2009, 6(3): 230-238.
- [26] ZHU X, WANG H, ZHANG Y, et al. Enhanced speed control of pipeline pigs with adjustable bypass using quantitative feedback theory and cascade PID algorithm[J]. Journal of Pipeline Science and Engineering, 2024: 100231.
- [27] TJOKRO S, SHAH S L. Adaptive PID control[C]//1985 American Control Conference. IEEE, 1985: 1528-1534.
- [28] DAI H K, LANDRY B, et al. Lyapunov-stable neural-network control[J]. Arxiv Preprint Arxiv: 2109. 14152, 2021.
- [29] DE LA SEN M. Asymptotic hyperstability and input-Output energy positivity of a single-input single-output system which incorporates a memoryless non-linear device in the feed-forward loop[J]. Mathematics, 2022, 10(12): 2051.
- [30] SCHILLING R J, CARROLL J J, AL-AJLOUNI A F. Approximation of nonlinear systems with radial basis function neural networks[J]. IEEE Transactions on Neural Networks, 2001, 12(1): 1-15.
- [31] WANG H R, WANG L, LIAO Y, et al. Research on engine speed control system based on fuzzy adaptive PID controller[J]. CIRP Annals, 2019, 19(6): 1080-1087.
- [32] KUMAR R, SRIVASTAVA S, GUPTA P R J, et al. Comparative study of neural networks for dynamic nonlinear systems identification[J]. Soft Computing, 2019, 23(1): 101-114.
- [33] GUTIERREZ L B, LEWIS F L, LOWE J A. Implementation of a neural network tracking controller for a single flexible link: comparison with PD and PID controllers[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 1998, 45(2): 307-318.
- [34] FREITAS V C G D, ARAUJO V G D, CRISÓSTOMO D C C, et al. Velocity prediction of a pipeline inspection gauge (PIG) with machine learning[J]. Sensors, 2022, 22(23): 9162.
- [35] ZHU X X, FU C M, WANG Y T, et al. Experimental research on the contact force of the bi-directional pig in oil and gas pipeline[J]. Petroleum Science, 2023, 20(1): 474-481.
- [36] ELHASHIMI M A, ZHANG X, ABBASI B. Empirical prediction of saline water atomization pressure loss and spray phase change using local flow pressure analysis[J]. Desalination, 2021, 514: 115-156.
- [37] NGUYEN T T, KIM B S, YOO R H, et al. Modeling and simulation for PIG with bypass flow control in natural gas pipeline[J]. KSME International Journal, 2001, 15(9): 1302-1310.



- [38] KHALIL H K. Lyapunov stability[J]. Control systems, robotics and automation, 2009, 12: 115.
- [39] LIU Y, ZHAO Z, GUO F. Adaptive Lyapunov-Based backstepping control for an axially moving system with input saturation[J]. IET Control Theory & Applications, 2016, 10(16): 2083–2092.

(编辑 马桂霞)

第一作者及通信作者: 朱霄霄(1986 年—), 博士, 副教授, 博导, 主要从事管道清管、维抢修等石油石化特种装备机器人方面的研究, x.zhu@cup.edu.cn。