

比例阀控气缸系统确定性鲁棒反步运动跟踪控制器

浦晨玮, 刘磊, 何迪, 钱鹏飞*

(江苏大学机械工程学院, 江苏镇江 212013)

摘要:为实现气缸运动轨迹的高精度鲁棒控制,建立了比例阀控气缸系统的数学模型,并基于反步法设计了一种能够有效抑制系统模型参数不确定性、未建模动态和外界扰动等因素影响的非线性确定性鲁棒控制器。利用 MATLAB 中的 Simulink 模块构建气缸运动轨迹跟踪控制系统仿真模型。采用 MATLAB/Simulink 中的 xPC-Target 开发了基于非线性确定性鲁棒控制器的气缸运动轨迹实时控制系统。仿真结果表明所设计控制器是可行的。试验结果表明该控制器能够有效地跟踪参考轨迹,跟踪 0.3 Hz 正弦轨迹时的最大跟踪误差为 0.89 mm,约为幅值的 2.97%;跟踪 0.4 Hz 正弦轨迹时的最大跟踪误差为 1.02 mm,为幅值的 3.4%。

关键词:比例阀;气缸;运动轨迹跟踪;反步法;确定性鲁棒控制

中图分类号:TP273 文献标志码:A 文章编号:1001-2486(2024)04-133-09

Deterministic robust backstepping motion tracking controller for proportional valve-controlled pneumatic cylinder system

PU Chenwei, LIU Lei, HE Di, QIAN Pengfei*

(School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: In order to achieve high-precision robust control of pneumatic cylinder motion trajectory, the mathematical model of proportional valve-controlled pneumatic cylinder system was established, and a non-linear deterministic robust controller was designed on the basis of the backstepping method, which can effectively suppress the effects of system model parameter uncertainty, unmodelled dynamics and external disturbances. The Simulink module in MATLAB was used to construct a simulation model of the pneumatic cylinder motion trajectory tracking control system. A real-time control system for pneumatic cylinder motion trajectory based on a non-linear deterministic robust controller was developed using xPC-Target in MATLAB/Simulink. The simulation results show that the designed controller is feasible. The test results show that the controller can effectively track the reference trajectory, with a maximum tracking error of 0.89 mm for a 0.3 Hz sinusoidal trajectory, which is about 2.97% of the amplitude, and 1.02 mm for a 0.4 Hz sinusoidal trajectory, which is 3.4% of the amplitude.

Keywords: proportional valve; pneumatic cylinder; motion trajectory tracking; backstepping method; deterministic robust control

在微电子技术、通信技术与自动化控制技术的革新驱动下,流体传动技术迎来了蓬勃发展的新阶段^[1-4]。气动系统因其装置结构简单、性能稳定可靠、生产成本较低等优点,被广泛应用于现代化工业生产领域^[5-8]。但是,作为执行机构的活塞式气缸,其摩擦力的时变性和不确定性^[9-10]、气体介质的可压缩性等其他非线性因素导致气缸容易出现“爬行”现象,难以获得很高的

控制精度,从而限制了气动伺服系统在精确控制场合中的应用。因此,如何改善气动位置伺服系统的控制精度仍是众多学者研究的热门话题。

由于非线性因素的影响,想要建立准确的气动伺服系统数学模型比较困难,研究人员只能不断寻找能够与实际情况基本吻合的模型。比如对于气缸摩擦力模型的探索,在库伦摩擦模型的基础上,逐步融入静摩擦、黏性摩擦和 Stribeck 效

收稿日期:2022-04-28

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52075223);中国博士后科学基金资助项目(2021M691308);江苏省博士后科研资助计划基金资助项目(2021K261B);江苏省研究生科研与实践创新计划资助项目(KYCX24_3927)

第一作者:浦晨玮(1998—),男,江苏盐城人,博士研究生,E-mail:704125453@qq.com

*通信作者:钱鹏飞(1987—),男,江苏无锡人,副教授,博士,博士生导师,E-mail:pengfei.qian@zju.edu.cn

引用格式:浦晨玮,刘磊,何迪,等.比例阀控气缸系统确定性鲁棒反步运动跟踪控制器[J].国防科技大学学报,2024,46(4):133-141.

Citation: PU C W, LIU L, HE D, et al. Deterministic robust backstepping motion tracking controller for proportional valve-controlled pneumatic cylinder system[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2024, 46(4): 133-141.

应,最终构成了 Stribeck 模型^[11],有试验表明这种静态摩擦模型拟合度达到 90%^[12]。作为动态摩擦模型的 Dahl 模型能够描述静摩擦转变为动摩擦过程中的过渡行为,弥补了 Stribeck 模型所不具备的在零速切换时的不连续,但是它不能被用来描述静态摩擦力^[13]。在 Dahl 模型的基础上,利用鬃毛模型的设计理念,能够同时描述摩擦力动态和静态的 LuGre 模型被建立^[14]。然而, LuGre 模型过于复杂,其模型参数难以准确辨识,因此不适合应用在摩擦力补偿上。

在建立了较为精确的模型基础上,合适的控制策略能够有效提高气动位置伺服系统控制精度。传统的控制策略已经不能满足气动位置伺服系统高精度控制的要求,因此国内外众多学者对于阀控气缸伺服系统提出了更先进的控制策略。Syed Salim 等^[15]提出了一种自调节非线性比例、积分、微分 (proportion integration differentiation, PID) 控制器,相比于传统的非线性 PID,气动定位系统在各种负载下都能保持非常好的性能。Situm 等^[16]将模糊逻辑算法与带有摩擦补偿和稳定算法的 PID 控制器相结合,实现控制增益的调节,使得定位精度在 ±1 mm 以内。Zhao 等^[17]结合扩张状态观测器构建了自抗扰定位控制器,将无杆气缸的定位误差控制在 0.005 mm 以内。Tsai 等^[18]提出了一种基于函数逼近技术的气动伺服自适应控制器,该控制器能够估计系统模型参数的不确定性,应对系统不确定性具有良好的性能。但是,当跟踪幅值为 200 mm、频率分别为 0.1 Hz 和 0.5 Hz 的正弦轨迹时,其跟踪精度达不到理想的要求。Qian 等^[19-20]设计了一种用全局稳定的压力观测器代替压力传感器的复合滑动模式控制器,并提出了对电-气离合器执行器的运动和最大刚度的同步控制,以实现由电磁开关阀控制的电-气动离合器执行器的高精度伺服控制。Ren 等^[21]设计了一种自适应反步控制器,该控制器设计时不需要了解系统的实际模型。试验结果表明,与其他滑模控制相比,该方法具有更高的轨迹跟踪精度。Meng 等^[22]为了削弱参数不确定性和不确定非线性影响,构建了一种自适应鲁棒控制方案,实现了 0.5 Hz 频率、125 mm 幅值参考信号不超过 2.9 mm 的稳态误差。周超超等^[23]运用自适应鲁棒控制原理,并结合数字信号处理技术,设计了一款气动伺服控制器,打破传统的设备采集数据处理过程,提高了系统的实时性。当用于 0.5 Hz 频率、90 mm 幅值参考信号的跟踪时,稳态误差被控制在 3.76 mm 以内。Meng

等^[24]在前者的基础上,对气缸摩擦力与比例阀死区进行辨识,利用基于径向基函数神经网络的自学习算法代替了传统的参数自适应方法并实现了控制器参数自整定,通过实验验证了此方法具有良好的实时性与控制性能。对于 125 mm 幅值、0.5 Hz 频率的参考信号,实现了稳态下 3.5 mm 的最大控制误差。可以发现,当前对于点到点的定位控制研究已经达到很高的水平,而对于轨迹跟踪控制的研究仍有进步的空间。

对于比例方向阀控制的气缸运动轨迹跟踪系统中,存在较多的未建模动态和模型参数不确定性,本文提出一种基于反步法设计的确定性鲁棒控制算法以实现单杆气缸的高精度轨迹跟踪控制,并通过仿真分析与试验研究验证了该控制器的有效性。

1 系统模型

1.1 气缸运动轨迹跟踪控制系统试验平台

为进行比例方向阀控制双作用单杆气缸的运动轨迹跟踪研究,搭建如图 1 所示的试验平台。

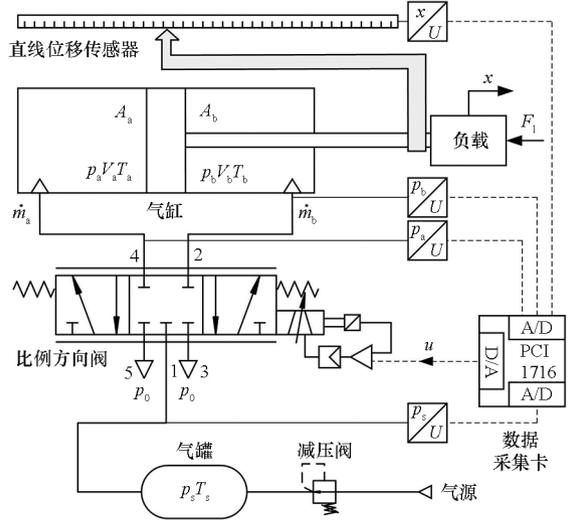


图 1 比例阀控气缸位置伺服系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of proportional valve-controlled pneumatic cylinder position servo system

空气压缩机作为气动系统的气源装置,产生压缩空气。压缩空气经减压阀调节至设定压力进入气罐。采用一个比例方向阀 (费斯托 MPYE - 5 - 1/8 - HF - 010 - B, 标准标称流量: 700 L/min) 控制双作用单杆气缸 (费斯托 DSBC - 32 - 150 - PPVA - N3) 两个腔室中气体的流量与流向,气缸两个腔室的压力以及进气压力分别由三个压力传感器 (富巴 511.930002741, 精度: ±0.3% FS) 实时获取,直线位移传感器

(HERMITT KTC-200,线性度:±0.05%)用于检测气缸活塞的位移。采用数据采集卡(研华PCI-1716,采样率:250 kS/s)读取各传感器的信号及实施比例阀的控制。控制平台是基于MATLAB/Simulink中的xPC-Target开发的。

1.2 比例阀控气缸系统数学模型

在气缸中,活塞的运动可基于牛顿第二定律表示为

$$M\ddot{x} = p_a A_a - p_b A_b - F_f - F_l + f_n + \tilde{f}_0 \quad (1)$$

式中, M 为运动部件总质量, x 为位移, p_a 、 p_b 分别为无杆腔和有杆腔内压力, A_a 、 A_b 分别为无杆腔和有杆腔内活塞有效面积, F_f 为气缸摩擦力, F_l 为负载力, f_n 为气缸运动学模型的建模误差及其他干扰的标称值, \tilde{f}_0 为气缸运动学模型的建模误差及其他干扰的高频分量。

由于摩擦力是十分复杂且通常是不确定的,气缸精确摩擦模型的构建极具挑战。在本研究中,使用先前为气缸开发的摩擦试验台^[25]测得不同速度下的摩擦力大小,从而辨识出摩擦模型参数。当前,Stribeck模型已经能够很好地描述气缸摩擦模型,然而该摩擦力模型在速度为0时是不连续的。因此,本文采用如下光滑、连续的模型^[26-27]作为气缸摩擦模型:

$$F_f = A_f S_f(\dot{x}) + b_v \dot{x} \quad (2)$$

式中, A_f 为库伦摩擦力的幅值, b_v 为黏性摩擦系数,光滑曲线函数 $S_f(\dot{x})$ 可以为

$$S_f(\dot{x}) = \frac{2}{\pi} \arctan(1000\dot{x}) \quad (3)$$

为了简化压力模型,在假设气体为理想气体且不考虑系统中气体泄漏的情况下,本文以理想气体定律为基础,通过结合热力学第一定律和质量守恒方程可得

$$\begin{cases} \dot{p}_{(a,b)} = \frac{cR}{V_{(a,b)}} (\dot{m}_{(a,b)\text{in}} T_s - \dot{m}_{(a,b)\text{out}} T_{(a,b)}) - \\ \frac{cp_{(a,b)} \dot{V}_{(a,b)}}{V_{(a,b)}} + \frac{c-1}{V_{(a,b)}} \dot{Q}_{(a,b)} + d_{(a,b)n} + \tilde{d}_{(a,b)0} \\ T_{(a,b)} = T_s \left(\frac{p_{(a,b)}}{0.8077 p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} \end{cases} \quad (4)$$

其中, c 为空气比热比, R 为理想气体常数, T_s 为进气温度, T_a 、 T_b 分别为无杆腔和有杆腔内的温度, V_a 、 V_b 分别为无杆腔和有杆腔的体积, \dot{m}_{ain} 、 \dot{m}_{bin} 分别为流进无杆腔和有杆腔气体的质量流量, \dot{m}_{aout} 、 \dot{m}_{bout} 分别为流出无杆腔和有杆腔气体的质量流量, \dot{Q}_a 、 \dot{Q}_b 分别为无杆腔和有杆腔内气体

与外部环境的热交换, d_{an} 、 d_{bn} 分别为气缸无杆腔和有杆腔内热力学模型的建模误差及其他干扰的标称值, \tilde{d}_{a0} 、 \tilde{d}_{b0} 分别为气缸无杆腔和有杆腔内热力学模型的建模误差及其他干扰的高频分量, p_s 为进气压力, n 为多变指数。

规定如图1所示的气缸中间位置为活塞位移零点,且活塞向右运动为位移正向,向左运动为位移负向。那么气缸的体积可以表示为

$$\begin{cases} V_a = V_{\text{ad}} + A_a \left(\frac{L}{2} + x \right) \\ V_b = V_{\text{bd}} + A_b \left(\frac{L}{2} - x \right) \end{cases} \quad (5)$$

其中, V_{ad} 、 V_{bd} 分别为有杆腔和无杆腔的死区体积, L 为活塞总行程。

气缸腔内气体与外部的热交换可以描述为

$$\begin{cases} \dot{Q}_a = h \left[2A_a + \pi D \left(\frac{L}{2} + x \right) \right] (T_s - T_a) \\ \dot{Q}_b = h \left[2A_b + \pi D \left(\frac{L}{2} - x \right) \right] (T_s - T_b) \end{cases} \quad (6)$$

其中, h 为空气与气缸内壁的热传导率, D 为活塞直径。

对于比例方向阀模型的建立,忽略阀芯的动态特性,通过阀口的气体质量流量与阀口开口面积的关系可以描述为

$$\begin{cases} \dot{m} = A(u) \zeta(p_u, p_d, T_u) = \\ \begin{cases} A(u) C_d C_1 \frac{p_u}{\sqrt{T_u}} & 0 < \frac{p_d}{p_u} \leq b \\ A(u) C_d C_1 \frac{p_u}{\sqrt{T_u}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_d - b}{1 - b} \right)^2} & b < \frac{p_d}{p_u} < \lambda \\ A(u) C_d C_1 \frac{p_u}{\sqrt{T_u}} \left(\frac{1 - p_d}{1 - \lambda} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{p_d - b}{1 - b} \right)^2} & \lambda \leq \frac{p_d}{p_u} \leq 1 \end{cases} \end{cases} \quad (7)$$

其中: $A(u)$ 为阀口开口面积; p_u 和 p_d 分别为阀口上、下游的绝对压力; T_u 为阀口上游温度; b 为临界压力比; λ 为出现层流时的最小压力比; C_1 为一个常数; C_d 为流量系数,其公式为

$$C_d = 0.8153 + 0.0933 \left(\frac{p_d}{p_u} \right) - 0.1038 \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^2 \quad (8)$$

由于实际比例方向阀存在死区,且不同比例阀的死区也不同,因此厂家没有明确数据描述阀口开口面积与控制电压的关系。本文通过阀的流量测试并经过计算得到了阀口开口面积随电压 u 变化的曲线,如图2所示。

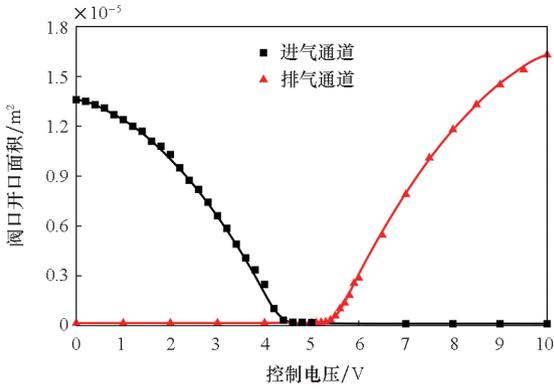


图 2 阀口开口面积随控制电压变化曲线

Fig. 2 Variation curve of valve opening area with control voltage

定义不确定参数向量 $\theta = [\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5]^T$, 其中 $\theta_1 = b_v, \theta_2 = A_f, \theta_3 = -F_1 + f_n, \theta_4 = d_{am}/\rho_\sigma, \theta_5 = d_{bm}/\rho_\sigma$. 为便于控制器运算与调试, 引入系数 $\rho_\sigma = 10^5$, 并定义系统状态变量 $x = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T = [x, \dot{x}, p_a/\rho_\sigma, p_b/\rho_\sigma]^T$. 因此, 气动位置伺服系统完整的非线性模型为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ M\dot{x}_2 = \bar{A}_a x_3 - \bar{A}_b x_4 - \theta_1 x_2 - \theta_2 S_f(x_2) + \theta_3 + \tilde{f}_0 \\ \dot{x}_3 = \frac{cR}{\rho_\sigma V_a} (\dot{m}_{ain} T_s - \dot{m}_{aout} T_a) - \frac{cA_a x_2 x_3}{V_a} + \frac{c-1}{\rho_\sigma V_a} \dot{Q}_a + \theta_4 + \tilde{D}_{a0} \\ \dot{x}_4 = \frac{cR}{\rho_\sigma V_b} (\dot{m}_{bin} T_s - \dot{m}_{bout} T_b) + \frac{cA_b x_2 x_4}{V_b} + \frac{c-1}{\rho_\sigma V_b} \dot{Q}_b + \theta_5 + \tilde{D}_{b0} \end{cases} \quad (9)$$

其中, $\bar{A}_a = A_a \rho_\sigma, \bar{A}_b = A_b \rho_\sigma, \tilde{D}_{a0} = \tilde{d}_{a0}/\rho_\sigma, \tilde{D}_{b0} = \tilde{d}_{b0}/\rho_\sigma$.

虽然不确定参数向量 θ 及不确定非线性 $\tilde{f}_0, \tilde{D}_{a0}, \tilde{D}_{b0}$ 的大小难以精确测量, 但其范围是可以预估的, 因此假定这些参数均是有界的, 且满足

$$\begin{cases} \theta \in \Omega_\theta \stackrel{\text{def}}{=} \{ \theta : \theta_{\min} \leq \theta \leq \theta_{\max} \} \\ |\tilde{f}_0(t)| \leq f_{\max}, |\tilde{D}_{a0}(t)| \leq D_{\max}, |\tilde{D}_{b0}(t)| \leq D_{\max} \end{cases} \quad (10)$$

其中, $\theta_{\min}, \theta_{\max}$ 分别为未知参数向量的最小值和最大值, $f_{\max}, D_{\max}, D_{\max}$ 为已知的正值.

2 控制器设计

前文已经完成了气缸运动轨迹跟踪系统试验平台的搭建以及数学模型的建立, 本文拟采用确定性鲁棒控制算法实现气缸运动轨迹跟踪研究. 因此, 下面将介绍控制器的设计.

由于气动系统存在较多的参数不确定性及未建模动态等, 为提高运算效率, 简化了模型. 假设不确定非线性 $\tilde{D}_{a0}(t) = \tilde{D}_{b0}(t) = 0$, 进而采用反步法完成控制器的设计. 文中出现的不确定参数采用如下可调节的离线参数:

$$\hat{\theta}_0 = [\hat{\theta}_1, \hat{\theta}_2, \hat{\theta}_3, \hat{\theta}_4, \hat{\theta}_5]^T \quad (11)$$

式中, $\hat{\theta}_i (i = 1, 2, 3, 4, 5)$ 为不确定参数 θ_i 的可调离线值.

定义如下误差变量:

$$e_2 = \dot{e}_1 + k_1 e_1 = x_2 - x_{2eq} \quad (12)$$

式中: e_1 为轨迹跟踪误差, 且 $e_1 = x_1 - x_{1d}; k_1$ 为正的反馈增益; 定义 $x_{2eq} = \dot{x}_{1d} - k_1 e_1$.

由于式(12)的传递函数 $G(s) = 1/(s + k_1)$ 是稳定的, 所以当 e_2 趋于 0 时, e_1 必定也趋近于 0.

定义如下李雅普诺夫函数:

$$V_2 = \frac{1}{2} M e_2^2 \quad (13)$$

对式(13)微分得到

$$\dot{V}_2 = e_2 (p_L - \theta_1 x_2 - \theta_2 S_f(x_2) + \theta_3 + \tilde{f}_0 - M\dot{x}_{2eq}) \quad (14)$$

式中, $p_L = \bar{A}_a x_3 - \bar{A}_b x_4$ 为虚拟控制输入. 为使 e_2 趋近于 0, 设计理想的虚拟控制输入 p_{Ld} :

$$\begin{cases} p_{Ld} = p_{Lda} + p_{Lds1} + p_{Lds2} \\ p_{Lda} = \hat{\theta}_1 x_2 + \hat{\theta}_2 S_f(x_2) - \hat{\theta}_3 + M\dot{x}_{2eq} \\ p_{Lds1} = -k_2 e_2, k_2 > 0 \end{cases} \quad (15)$$

其中, p_{Lda} 为模型补偿项, p_{Lds1} 为用于使已知系统稳定的项, p_{Lds2} 为用于抑制系统模型中不准确部分带来的影响所需要的鲁棒反馈项.

假设实际与理想的虚拟控制输入之间误差为

$$e_3 = p_L - p_{Ld} \quad (16)$$

将式(15)和式(16)代入式(14)中, 可得

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= e_2 e_3 - k_2 e_2^2 + e_2 (p_{Lds2} + \tilde{\theta}_1 x_2 + \tilde{\theta}_2 S_f(x_2) - \tilde{\theta}_3 + \tilde{f}_0) \\ &= e_2 e_3 + \dot{V}_2 |_{p_{Ld}} \end{aligned} \quad (17)$$

式中, $\tilde{\theta}_1 = \hat{\theta}_1 - \theta_1, \tilde{\theta}_2 = \hat{\theta}_2 - \theta_2, \tilde{\theta}_3 = \hat{\theta}_3 - \theta_3$.

根据式(10)中假设系统模型参数均是有界的, 则鲁棒反馈项 p_{Lds2} 可以选择为

$$p_{Lds2} = -\frac{h_2}{2\mu_2} e_2 \quad (18)$$

式中: $h_2 \geq \|\varphi_2\|^2 \|\theta_M\|^2 + f_{\max}^2$, 其中 $\theta_M = \theta_{\max} - \theta_{\min}, \varphi_2^T = [-x_2, -S_f(x_2), 1, 0, 0]^T; \mu_2$ 为任意小的正数.

容易证明式(17)满足

$$\dot{V}_2 \leq e_2 e_3 - k_2 e_2^2 + \mu_2 \quad (19)$$

由式(19)可知,若 $e_3 = 0$, 则 $\dot{V}_2 \leq -k_2 e_2^2 + \mu_2$, 即 e_2 将会有界,且通过 e_1 与 e_2 的关系可知,可通过调节参数 k_2 和 μ_2 使得 e_1 和 e_2 有界。

为使得 e_3 趋近于0,可将 e_3 对时间微分并结合式(9)可得

$$\begin{cases} \dot{e}_3 = q_L - \left(\frac{c\bar{A}_a A_a x_2 x_3}{V_a} + \frac{c\bar{A}_b A_b x_2 x_4}{V_b} \right) + \frac{\bar{A}_a (c-1)}{\rho_\sigma V_a} \dot{Q}_a - \\ \frac{\bar{A}_b (c-1)}{\rho_\sigma V_b} \dot{Q}_b + \bar{A}_a \theta_4 - \bar{A}_b \theta_5 + \bar{A}_a \bar{D}_{a0} - \bar{A}_b \bar{D}_{b0} - \\ \dot{p}_{Ldc} - \dot{p}_{Ldu} \\ \dot{p}_{Ldc} = \frac{\partial p_{Ld}}{\partial x_1} x_2 + \frac{1}{M} \frac{\partial p_{Ld}}{\partial x_2} (\bar{A}_a x_3 - \bar{A}_b x_4 - \hat{\theta}_1 x_2 - \\ \hat{\theta}_2 S_f(x_2) + \hat{\theta}_3) + \frac{\partial p_{Ld}}{\partial t} \\ \dot{p}_{Ldu} = \frac{1}{M} \frac{\partial p_{Ld}}{\partial x_2} (\tilde{\theta}_1 x_2 + \tilde{\theta}_2 S_f(x_2) - \tilde{\theta}_3 + \tilde{f}_0) \\ q_L = \frac{\bar{A}_a cR}{\rho_\sigma V_a} (\dot{m}_{ain} T_s - \dot{m}_{aout} T_a) - \frac{\bar{A}_b cR}{\rho_\sigma V_b} (\dot{m}_{bin} T_s - \dot{m}_{bout} T_b) \end{cases} \quad (20)$$

其中: \dot{p}_{Ldc} 为 p_{Ld} 微分的可计算部分,将会被用于这一步控制器中模型补偿项的设计; \dot{p}_{Ldu} 是 p_{Ld} 微分的不可计算部分,将会被鲁棒反馈项抑制。

定义如下李雅普诺夫函数:

$$V_3 = V_2 + \frac{1}{2} e_3^2 \quad (21)$$

对式(21)微分并将式(17)代入,得到

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_2 |_{p_{Ld}} + e_2 e_3 + e_3 \dot{e}_3 \quad (22)$$

将 q_L 作为虚拟控制输入,为其设计鲁棒控制律为

$$\begin{cases} q_{Ld} = q_{Lda} + q_{Lds1} + q_{Lds2} \\ q_{Lda} = -e_2 + \left(\frac{c\bar{A}_a A_a x_2 x_3}{V_a} + \frac{c\bar{A}_b A_b x_2 x_4}{V_b} \right) - \frac{\bar{A}_a (c-1)}{\rho_\sigma V_a} \dot{Q}_a + \\ \frac{\bar{A}_b (c-1)}{\rho_\sigma V_b} \dot{Q}_b - \bar{A}_a \hat{\theta}_4 + \bar{A}_b \hat{\theta}_5 + \dot{p}_{Ldc} \\ q_{Lds1} = -k_3 e_3, k_3 > 0 \end{cases} \quad (23)$$

其中, q_{Lda} 为模型补偿项, q_{Lds1} 为用于使已知系统稳定的项, q_{Lds2} 为用于抑制系统模型中不准确部分带来的影响所需要的鲁棒反馈项。

由于质量流量模型的不准确部分被归入建模误差中,可以认为 q_{Ld} 与 q_L 之间没有差异。因此,将式(23)代入式(22),可以得到

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_2 |_{p_{Ld}} - k_3 e_3^2 + e_3 (q_{Lds2} - \bar{A}_a \tilde{\theta}_4 + \bar{A}_b \tilde{\theta}_5 + \bar{A}_a \bar{D}_{a0} - \bar{A}_b \bar{D}_{b0} - \dot{p}_{Ldu}) \quad (24)$$

类似地,根据鲁棒反馈项 p_{Lds2} 的设计方法,

q_{Lds2} 可以选择为

$$q_{Lds2} = -\frac{h_3}{2\mu_3} e_3 \quad (25)$$

式中: $h_3 \geq \|\varphi_3\|^2 \|\theta_M\|^2 + A_a d_{amax} + A_b d_{bmax}$, 且 $\varphi_3^T = \left[\frac{1}{M} \frac{\partial p_{Ld}}{\partial x_2} x_2, \frac{1}{M} \frac{\partial p_{Ld}}{\partial x_2} S_f(x_2), -\frac{1}{M} \frac{\partial p_{Ld}}{\partial x_2} A_a, -A_b \right]^T$, μ_3 为任意小的正数。

容易证明式(24)满足

$$\dot{V}_3 \leq -k_2 e_2^2 - k_3 e_3^2 + \mu_2 + \mu_3 \leq -vV_3 + \mu \quad (26)$$

式中, $v = \min\{2k_2/M, 2k_3\}$, $\mu = \mu_2 + \mu_3$ 。

式(26)的解为

$$V_3 \leq e^{-vt} V_3(0) + \frac{\mu}{v} (1 - e^{-vt}) \quad (27)$$

由此可见, e_2 和 e_3 是收敛的,且通过调节式(26)中的参数即可保证 e_1 是有界的。

获得 q_{Ld} 后,结合式(7)可得

$$A(u) = \begin{cases} \frac{\rho_\sigma q_{Ld}}{\bar{A}_a cRT_s \zeta(p_s, p_a, T_s)/V_a + \bar{A}_b cRT_b \zeta(p_b, p_0, T_b)/V_b}, & q_{Ld} > 0 \\ \frac{\rho_\sigma q_{Ld}}{-\bar{A}_a cRT_a \zeta(p_a, p_0, T_a)/V_a - \bar{A}_b cRT_s \zeta(p_s, p_b, T_s)/V_b}, & q_{Ld} \leq 0 \end{cases} \quad (28)$$

根据图2所示曲线,即可获得此时比例方向控制阀的控制电压 u 。

3 仿真研究

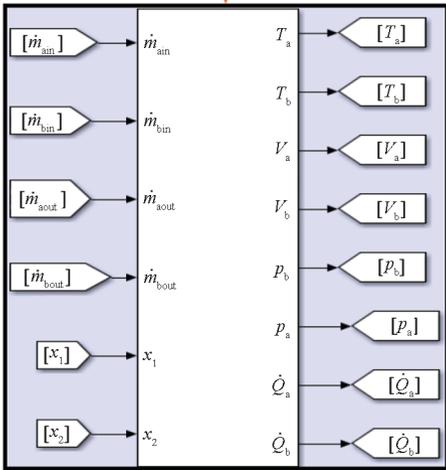
为验证所设计控制器在气缸运动轨迹跟踪控制中的可行性,基于前文建立的比例方向阀控气缸系统的数学模型,在 MATLAB/Simulink 中搭建系统仿真模型,并采用所设计确定性鲁棒控制器进行气缸的运动轨迹跟踪控制仿真研究。如图3所示,分别对气缸腔内温度和压力、比例方向阀阀口流量方程、确定性鲁棒控制器以及确定性鲁棒结果显示模块进行搭建。

仿真过程中,对于 0.3 Hz 信号,时间选取 20 s;对于 0.4 Hz 信号,时间选取 15 s。步长设为固定步长 0.001,解决策略设为 ode4。系统仿真模型参数设置如下: $p_s = 5 \times 10^5$ Pa, $M = 0.32$ kg, $A_a = 8.04 \times 10^{-4}$ m², $A_b = 6.91 \times 10^{-4}$ m², $c = 1.4$, $R = 287$ N · m/(kg · K), $T_s = 300$ K, $n = 1.2$, $V_{ad} = 1.1 \times 10^{-5}$ m³, $V_{bd} = 0.6 \times 10^{-5}$ m³, $L = 0.06$ m, $h = 60$ W/(m² · K), $D = 0.032$ m, $C_1 = 0.0404$, $b = 0.29$, $\lambda = 0.99$ 。控制器参数如下:

$\hat{\theta}_0 = [6 \text{ N} \cdot \text{s/m}, 8 \text{ N}, 0, 0, 0]^T, k_1 = 5, k_2 = 15, k_3 = 400, h_2 = 40\ 000, h_3 = 400\ 000, \mu_2 = 20, \mu_3 = 20$ 。

采用上述控制器跟踪幅值为 30 mm、频率分别为 0.3 Hz 和 0.4 Hz 的两条正弦参考运动轨迹, 轨迹跟踪结果分别显示在图 4 和图 5 中。由于系统在运算过程中有一定的延迟, 在 0 s 时仿真结果存在突变, 而对于 0 s 后的跟踪结果可以看出, 跟踪误差很快地趋于稳定。当跟踪频率为 0.3 Hz 的参考轨迹时, 最大跟踪误

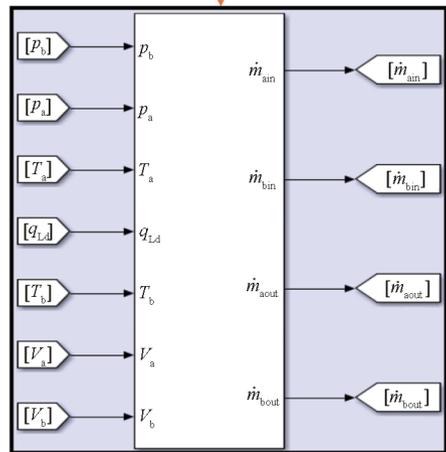
$$\dot{p}_{(a,b)} = \frac{cR}{V_{(a,b)}} (\dot{m}_{(a,b)\text{in}} T_s - \dot{m}_{(a,b)\text{out}} T_{(a,b)}) - \frac{c p_{(a,b)} \dot{V}_{(a,b)}}{V_{(a,b)}} + \frac{c-1}{V_{(a,b)}} \dot{Q}_{(a,b)} + d_{(a,b)n} + \bar{d}_{(a,b)0}$$



(a) 缸内温度与压力

(a) Temperature and pressure in the cylinder

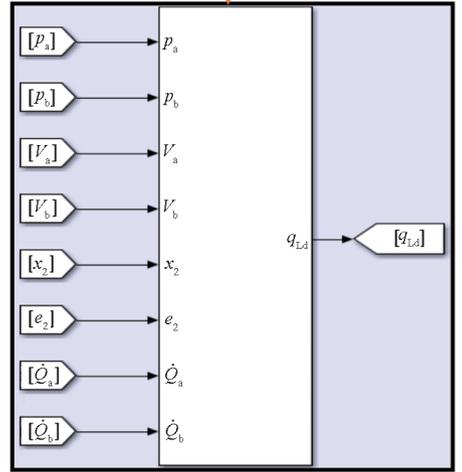
$$\dot{m} = A(u) \zeta(P_u, P_b, T_u)$$



(b) 比例阀流量特性

(b) Flow characteristic of proportional valve

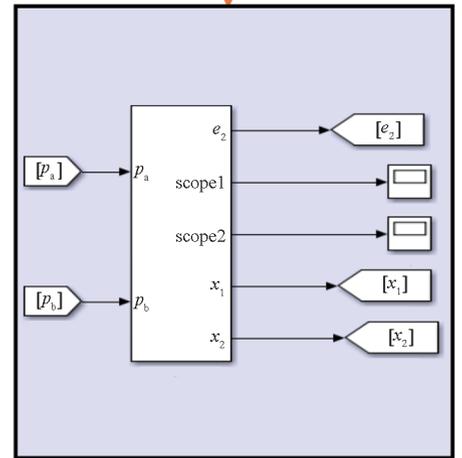
$$\begin{aligned} q_{Ld} &= q_{Lda} + q_{Ldl1} + q_{Ldl2} \\ q_{Ldl1} &= -k_3 e_3 \\ q_{Ldl2} &= -\frac{h_3}{2\mu_3} e_3 \end{aligned}$$



(c) 确定性鲁棒控制器

(c) Deterministic robust controller

$$\begin{aligned} e_1 &= x_1 - x_{1d} \\ M\dot{x}_2 &= \bar{A}_a x_3 - \bar{A}_b x_4 - \theta_1 x_2 - \theta_2 S_f(x_2) + \theta_3 + \tilde{f}_0 \end{aligned}$$



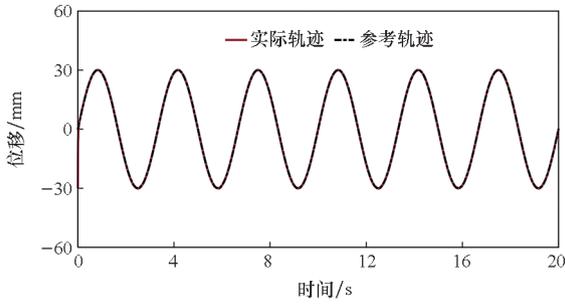
(d) 控制结果显示部分

(d) Control result display part

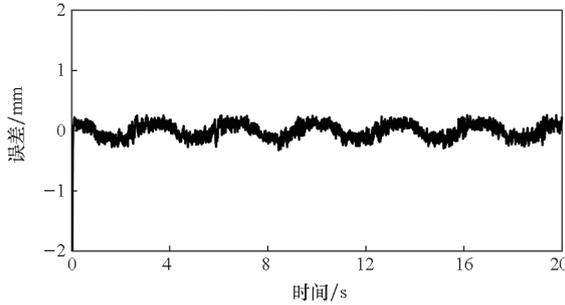
图 3 气动位置伺服系统仿真模型

Fig. 3 Simulation model of pneumatic position servo system

差约为 0.31 mm, 而跟踪频率为 0.4 Hz 的参考轨迹时, 最大跟踪误差约为 0.36 mm。通过上述仿真分析研究可以初步证明确定性鲁棒控制器是有效的, 同时表明前文建立的气缸轨迹跟踪控制系统相关模型是可靠的, 为后续试验研究奠定基础。

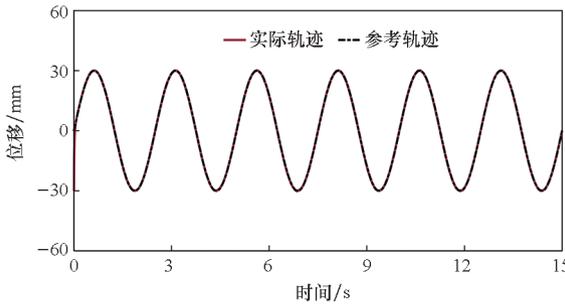


(a) 跟踪曲线
(a) Tracking curve

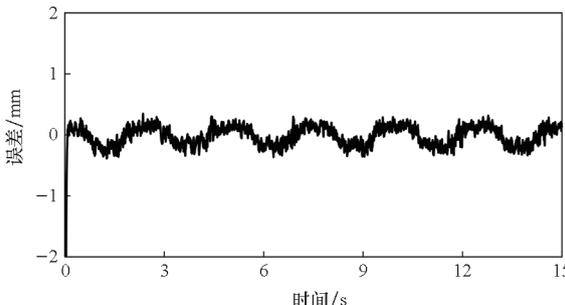


(b) 跟踪误差
(b) Tracking error

图4 对30 mm幅值、0.3 Hz频率正弦信号的仿真结果
Fig. 4 Simulation result for a sinusoidal signal with 30 mm amplitude and 0.3 Hz frequency



(a) 跟踪曲线
(a) Tracking curve



(b) 跟踪误差
(b) Tracking error

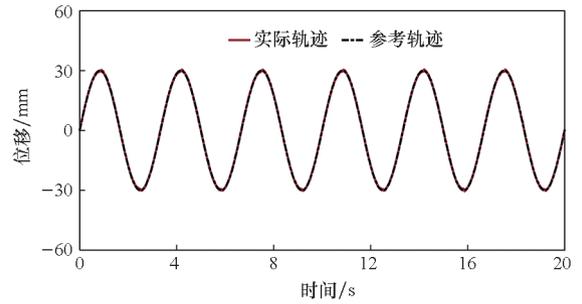
图5 对30 mm幅值、0.4 Hz频率正弦信号的仿真结果
Fig. 5 Simulation result for a sinusoidal signal with 30 mm amplitude and 0.4 Hz frequency

4 试验研究

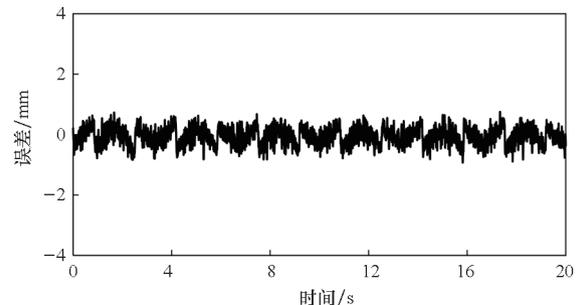
为进一步验证所设计控制器在实际气动位置伺服系统中的有效性,基于前文搭建的气动位置伺服系统试验平台,进行了气缸运动轨迹跟踪的试验研究。

本文通过 xPC-Target 快速原型化技术解决了系统实时性控制问题,并采用 Simulink 中 S-Function 编写的 C 语言程序来加快系统的运算速度,提高试验效率。试验中,进气压力为 0.5 MPa,系统采样频率为 1 000 Hz。为了简化确定性鲁棒控制器的设计,假设气缸工作过程中腔内温度保持不变,即式(4)中 $T_{(a,b)} = T_s, \dot{Q}_{(a,b)} = 0$,试验中其他系统模型参数同仿真模型参数。控制器参数如下: $\hat{\theta}_0 = [1 \text{ N} \cdot \text{s/m}, 4 \text{ N}, 0, 0, 0]^T$, $k_1 = 10, k_2 = 20, k_3 = 250, h_2 = 10 \text{ 000}, h_3 = 200 \text{ 000}, \mu_2 = 10, \mu_3 = 20$ 。

采用所设计控制器同样跟踪幅值为 30 mm、频率分别为 0.3 Hz 和 0.4 Hz 的两条正弦参考运动轨迹,轨迹跟踪结果分别显示在图 6 和图 7 中。从两幅误差图中可知,跟踪频率为 0.3 Hz 和 0.4 Hz 的运动轨迹的最大跟踪误差分别为

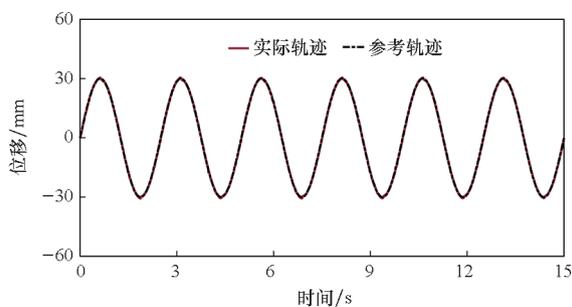


(a) 跟踪曲线
(a) Tracking curve

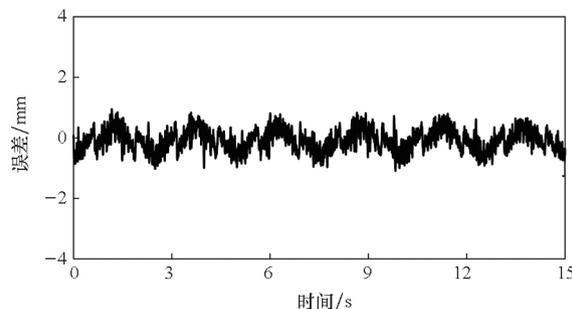


(b) 跟踪误差
(b) Tracking error

图6 对30 mm幅值、0.3 Hz频率正弦信号的试验结果
Fig. 6 Test result for a sinusoidal signal with 30 mm amplitude and 0.3 Hz frequency



(a) 跟踪曲线
(a) Tracking curve



(b) 跟踪误差
(b) Tracking error

图 7 对 30 mm 幅值、0.4 Hz 频率正弦信号的试验结果
Fig. 7 Test result for a sinusoidal signal with 30 mm amplitude and 0.4 Hz frequency

0.89 mm 和 1.02 mm。可以看出,试验结果与仿真结果存在一定的误差,但展现的控制器性能基本一致,跟踪误差较为稳定,且呈现一定的规律性。试验结果进一步充分验证了该控制器的有效性。

5 结论

鉴于参数不确定性、不确定非线性对气动位置伺服系统的影响,本文提出一种基于反步法设计的确定性鲁棒控制策略。在建立了比例方向阀控制气缸位置伺服系统数学模型的基础上,对系统先后进行了仿真分析与试验研究。结果表明,采用本文设计的控制器进行气缸运动轨迹跟踪控制能够获得较高的控制精度,消除了滑模控制中存在的颤振,相比具有很大的优势。然而,对于确定性鲁棒控制来说,虽能够解决传统算法的弊端,但需要充分的时间调节参数。优化算法已经在模型预测^[28-29]、结构优化^[30]、控制器参数优化^[31-32]等方面成功应用。因此,在后续研究中将尝试使用优化算法来优化所设计确定性鲁棒控制器的控制参数,从而提高参数整定效率。

参考文献 (References)

- [1] GU S M, YAN C, LIU X, et al. Prescribed performance control for a pneumatic cylinder with strong friction via nonlinear extended state observer[J]. *International Journal of Hydromechanics*, 2023, 6(4): 359-379.
- [2] 顾延东, Martin B, Artur S, 等. 多孔质气体静压轴承研究现状及发展趋势[J]. *排灌机械工程学报*, 2021, 39(8): 818-825.
GU Y D, MARTIN B, ARTUR S, et al. Aerostatic bearing with porous restrictor: research status and future perspectives[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2021, 39(8): 818-825. (in Chinese)
- [3] SHI H, LI J J, GUO L J, et al. Control performance evaluation of serial urology manipulator by virtual prototyping[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2021, 34: 25.
- [4] ZHANG Y M, LI K M, XU M, et al. Medical grabbing servo system with friction compensation based on the differential evolution algorithm [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2021, 34: 107.
- [5] 张冬炜. 气动系统组成及其技术应用前景[J]. *化纤与纺织技术*, 2021, 50(12): 111-113.
ZHANG D W. Composition of pneumatic system and its technical application prospect[J]. *Chemical Fiber & Textile Technology*, 2021, 50(12): 111-113. (in Chinese)
- [6] WANG N, XU L Y, XIE F, et al. Research on the dynamic characteristics of pneumatic proportional regulator in pneumatic-loading system and design of fuzzy adaptive controller[J]. *Science China Technological Sciences*, 2022, 65(4): 956-965.
- [7] 钱鹏飞, 罗辉, 单位银, 等. 新型双作用气浮气缸优化设计及其工况分析[J]. *西安交通大学学报*, 2022, 56(3): 12-21.
QIAN P F, LUO H, SHAN W Y, et al. Optimal design and working condition analysis of a novel double-acting air-floating pneumatic cylinder[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2022, 56(3): 12-21. (in Chinese)
- [8] KATO T, XU Y W, TANAKA T, et al. Force control for ultraprecision hybrid electric-pneumatic vertical-positioning device [J]. *International Journal of Hydromechanics*, 2021, 4(2): 185-201.
- [9] QIAN P F, PU C W, LIU L, et al. A novel high-frequency resonance controllable pneumatic actuator and its high-precision motion trajectory tracking control [J]. *Mechatronics*, 2023, 96: 103089.
- [10] 孟凡淦, 陶国良, 王帮猛, 等. 气动伺服系统的摩擦力与死区参数辨识及控制[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2018, 49(11): 2700-2708.
MENG F G, TAO G L, WANG B M, et al. Identification and control of friction parameters and dead zone parameters of pneumatic servo system [J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2018, 49(11): 2700-2708. (in Chinese)
- [11] JACOBSON B. The Stribeck memorial lecture[J]. *Tribology International*, 2003, 36(11): 781-789.
- [12] ARMSTRONG-HÉLOUVRY B, DUPONT P, DE WIT C C. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction [J]. *Automatica*, 1994, 30(7): 1083-1138.

- [13] DAHL P R. Solid friction damping of mechanical vibrations[J]. *AIAA Journal*, 1976, 14(12): 1675 - 1682.
- [14] CANUDAS DE WIT C, OLSSON H, ASTROM K J, et al. A new model for control of systems with friction[J]. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 1995, 40(3): 419 - 425.
- [15] SYED SALIM S N, RAHMAT M F, MOHD FAUDZI A A, et al. Position control of pneumatic actuator using self-regulation nonlinear PID[J]. *Mathematical Problems in Engineering*, 2014, 2014: 957041.
- [16] SITUM Z, PAVKOVIC D, NOVAKOVIC B. Servo pneumatic position control using fuzzy PID gain scheduling[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2004, 126(2): 376 - 387.
- [17] ZHAO L, SUN J H, YANG H J, et al. Position control of a rodless cylinder in pneumatic servo with actuator saturation[J]. *ISA Transactions*, 2019, 90: 235 - 243.
- [18] TSAI Y C, HUANG A C. FAT-based adaptive control for pneumatic servo systems with mismatched uncertainties[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2008, 22(6): 1263 - 1273.
- [19] QIAN P F, REN X D, TAO G L, et al. Compound sliding mode motion trajectory tracking control of an electro-pneumatic clutch actuator while maximizing its stiffness[J]. *Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers*, 2016, 37(6): 515 - 524.
- [20] QIAN P F, REN X D, TAO G L, et al. Simultaneous control of motion and maximized stiffness for an electro-pneumatic clutch actuator based on pressure observers[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2017, 9(6): 1 - 9.
- [21] REN H P, HUANG C. Adaptive backstepping control of pneumatic servo system [C]//*Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, 2013.
- [22] MENG D Y, TAO G L, ZHU X C. Adaptive robust motion trajectory tracking control of pneumatic cylinders[J]. *Journal of Central South University*, 2013, 20: 3445 - 3460.
- [23] 陶国良, 周超超, 尚策. 气动位置伺服嵌入式控制器及控制策略[J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2017, 51(4): 792 - 799, 816.
TAO G L, ZHOU C C, SHANG C. Pneumatic position servo embedded controller and control strategy [J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2017, 51(4): 792 - 799, 816. (in Chinese)
- [24] MENG F G, TAO G L, LIU H. Research on pneumatic position servo control strategy and DSP controller [C]//*Proceedings of the IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)*, 2017.
- [25] QIAN P F, PU C W, LIU L, et al. Development of a new high-precision friction test platform and experimental study of friction characteristics for pneumatic cylinders [J]. *Measurement Science and Technology*, 2022, 33(6): 065001.
- [26] NGUYEN T, LEAVITT J, JABBARI F, et al. Accurate sliding-mode control of pneumatic systems using low-cost solenoid valves [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2007, 12(2): 216 - 219.
- [27] 钱鹏飞, 浦晨玮, 刘磊, 等. 新型高频纵振减摩气缸的滑模运动轨迹跟踪控制[J]. *西安交通大学学报*, 2022, 56(10): 22 - 30.
QIAN P F, PU C W, LIU L, et al. Sliding mode motion trajectory tracking control of a novel high-frequency longitudinal vibration friction-reducing pneumatic cylinder[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2022, 56(10): 22 - 30. (in Chinese)
- [28] 康俊锋, 胡祚晨, 陈优良. 基于布谷鸟搜索算法优化 LSTM 的大坝变形预测[J]. *排灌机械工程学报*, 2022, 40(9): 902 - 907.
KANG J F, HU Z C, CHEN Y L. Dam deformation prediction based on optimization of LSTM by using cuckoo search algorithm [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2022, 40(9): 902 - 907. (in Chinese)
- [29] BALASUBRAMANI M A, VENKATAKRISHNAIAH R, RAJU K V B. A mayfly optimisation method to predict load settlement of reinforced railway tracks on soft subgrade with multi-layer geogrid [J]. *International Journal of Hydromechatronics*, 2023, 6(2): 159 - 176.
- [30] 潘月, 杨广, 薛联青, 等. DSF-GWO 算法在玛纳斯河灌区种植结构优化中的应用[J]. *排灌机械工程学报*, 2023, 41(9): 943 - 951.
PAN Y, YANG G, XUE L Q, et al. Application of DSF-GWO algorithm in optimization of planting structure in Manas River irrigation area [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2023, 41(9): 943 - 951. (in Chinese)
- [31] KASHYAP A K, PARHI D R. Particle swarm optimization aided PID gait controller design for a humanoid robot[J]. *ISA Transactions*, 2021, 114: 306 - 330.
- [32] HE L, LI F L, GUO C L, et al. An adaptive PI controller by particle swarm optimization for angle tracking of steer-by-wire[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2022, 27(5): 3830 - 3840.