

• 机械工程 •

DOI:10.12454/j.jsuese.202300718



本刊网刊

多补偿融合的气动末端柔顺机构非线性自抗扰控制

张树忠^{1,2}, 吴乾新¹, 戴福全¹, 王亚兵¹, 张弓^{2,3*}

(1. 福建省智能加工技术及装备重点实验室(福建理工大学), 福建 福州 350108; 2. 广州先进技术研究所, 广东 广州 511458;
3. 超级机器人研究院(黄埔), 广东 广州 510700)

摘要:在基于气动末端柔顺机构的机器人打磨作业中,机构恒力控制性能直接影响打磨质量和效率。为了提高机构恒力控制性能,针对末端柔顺机构气动系统气体压缩、比例阀死区、气缸活塞摩擦力等非线性因素以及机构姿态变化对打磨端输出力的影响,提出一种融合重力补偿、死区补偿及LuGre摩擦模型补偿的非线性自抗扰控制算法。该算法采用跟踪微分器对输入信号进行过渡,利用扩张状态观测器对系统的总扰动进行观测,通过非线性状态误差反馈控制规律进行反馈和总扰动补偿;分析打磨装置所受重力在不同打磨角度下对输出力的影响,通过试验获得比例阀进气和排气的最小工作电压,基于LuGre摩擦模型通过试验拟合出气缸的非线性摩擦力,在此基础上设计重力、比例阀死区和气缸摩擦力补偿,而后在所搭建的实验台上开展多工况模拟实验。实验结果表明:所设计控制器在50 N加载下的平均误差为0.21 N,小于比例积分微分(PID)控制的0.27 N;在打磨角度从0°至75°变化的50 N加载中,打磨端输出力的误差最大为1.44 N;在存在干扰的50 N加载下的最大误差为7.24 N,小于常规自抗扰控制的11.79 N和PID控制器的14.77 N。该控制算法相对于传统PID控制具有更好的鲁棒性、跟踪性和抗干扰能力,而且针对打磨姿态变化的末端输出力有较好的补偿效果,提高了系统的恒力控制性能。

关键词:力控制;气动系统;LuGre摩擦模型补偿;重力补偿;自抗扰控制

中图分类号: TH138; TP273

文献标志码: A

文章编号: 2096-3246(2025)03-0278-09

在打磨工作中,打磨工具和工件之间的恒接触力性能将影响工件的打磨质量和打磨效率^[1-2]。在众多打磨系统中,气动系统^[3-4]因其质量小、成本低和维护简单等优势成为机器人末端打磨柔顺控制研究的热点之一。然而,气动系统面临的非线性问题,如气缸摩擦力^[5]、气体流动状态的复杂性和比例阀的中位死区^[6]等,导致其数学建模复杂,难以通过精确建模实现力的高精度控制^[4]。

针对上述问题,学者们提出了多种控制策略,并取得了显著成果。黄婷^[7]和Nuchkrua^[8]等将基于模糊控制的自适应性和PID控制结合运用在气动系统中,提高了系统的控制精度;刘福才^[9]等将模糊控制和自适应逆控制算法结合,提出一种气动加载系统的模糊

自适应逆控制方法,实现了对比例阀的精确控制;Xu^[6]和Meng^[10]等针对比例流量阀的中位死区设计了控制器进行死区补偿,提高了系统的响应速度;Meng^[11]和魏琼^[12]等选择LuGre模型表征气动系统摩擦,设计了相应的控制器,提高了系统响应速度和轨迹跟踪精度;Taheri^[13]和Jouppila^[14]等对气动系统进行精确建模,设计了与之对应的滑模控制器,提高了系统控制精度;Chen等^[15]针对气动系统的固有非线性提出了一种Bezier的状态拟合方法代替传统的多项式状态拟合方法,用较低阶模型以连续形式而不是分段形式更平滑地校准系统的固有非线性;Fan^[16]和Pei^[17]等利用反向传播(BP)神经网络实现对PID参数进行自调节,取得了良好的控制效果。此外,不少学者对气

收稿日期:2023-09-13 修回日期:2023-10-18 网络出版日期:2024-06-04

基金项目:国家自然科学基金项目(62073092);福建省自然科学基金项目(2021J011051);福建省高校产业合作项目(2020H6025);福建省2022年中央引导地方科技发展资金项目(2022L3014);2022年省级科技创新重点项目(2022G02007);福建省智能加工技术及装备重点实验室开放基金项目(KF-01-22005);福建理工大学海洋研究专项基金项目(GY-Z23087)

作者简介:张树忠(1980—),男,教授,博士。研究方向:机电液智能控制。E-mail: zszgo@163.com

*通信作者:张弓,教授级高级工程师, E-mail: gong.zhang@giat.ac.cn

动末端柔顺机构采用了一种不依赖于精确数学模型的控制算法,自抗扰控制(ADRC)^[18-20],但多数研究未考虑打磨角度变化后打磨装置所受重力对打磨力的影响,以及气缸伸缩产生的摩擦力对打磨力的影响。

为此,本文提出了一种多补偿融合自抗扰控制的气动柔顺末端打磨机构恒力控制算法。该方法在非线性的自抗扰控制的基础上加入了重力补偿、死区补偿和LuGre摩擦模型补偿,以提高系统的恒力控制性能。

1 系统结构与建模

1.1 气动系统及多工况模拟实验台

基于气动柔顺末端机构的机器人在打磨过程常出现如图1所示的3种工况:1)工况1,打磨过程中打磨装置保持垂直向下的平面打磨;2)工况2,打磨过程中打磨装置的打磨角度变化的曲面打磨;3)工况3,机器人规划的运动轨迹和理想轨迹存在误差的打磨工况,即存在外部干扰。

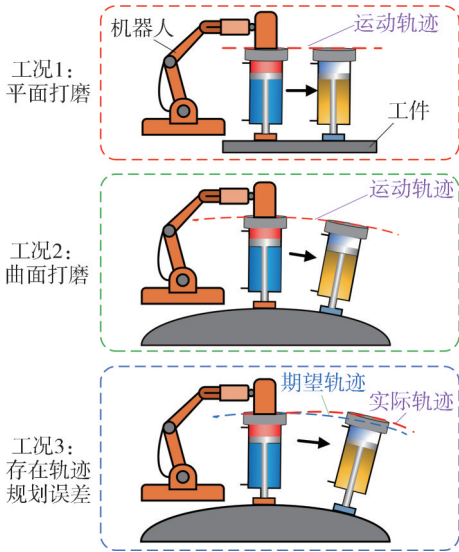


图1 3种实际工况示意图

Fig. 1 Schematics of three actual operating conditions

为了对以上3种常见的打磨工况进行模拟实验,设计气动系统及多工况模拟实验台整体结构如图2所示。实验台主要包括3部分。1)气动部分:气源、气动三联件以及比例流量阀;2)工况模拟部分:末端打磨装置(气缸、角度传感器、位移传感器)、力传感器1、力传感器2、滚珠丝杠、步进电机以及手摇丝杠平台(平台变化角度 θ : $0^\circ\sim 75^\circ$);3)控制部分:功率放大器、STM32单片机、数据采集卡、上位机。图2中, u 为控制电压, F_m 为力传感器1的测量力信号, F_n 为力传感器2的测量力信号, θ 为打磨平台变化的角度, v 为活塞杆伸出的位移信号, x 为活塞位移。

利用手摇丝杠平台改变倾斜角度,模拟工况2中

打磨装置打磨角度的变化。利用步进电机驱动滚珠丝杠模拟工况3中机器人规划的轨迹和理想规划轨迹之间的误差。利用力传感器2模拟被打磨件实时测量打磨端输出力。

系统控制过程如下:通过数据采集卡采集力传感器1的力信号反馈给单片机,在单片机中进行反馈控制后输出控制量信号,该信号经过功率放大器处理传输给比例流量阀调节阀的开口大小,从而实现对气缸A腔气压的调节。

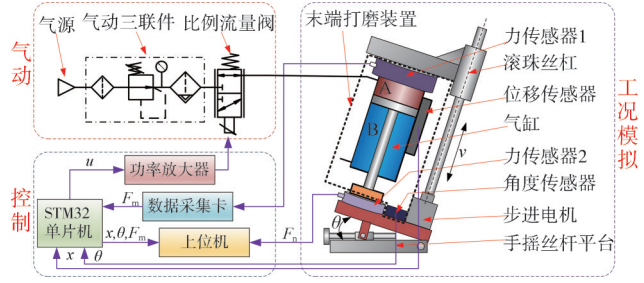


图2 气动系统及多工况模拟实验台结构图

Fig. 2 Structure diagram of pneumatic system and multi-condition simulation test bench

1.2 气动恒力打磨系统建模

上述气动系统主要由比例流量阀、气缸和压力反馈3部分组成。

1) 比例流量阀模型

依据Sanville流量公式可得,由比例流量阀控制进入气缸腔内的气体质量流量^[21]为:

$$q = \frac{C_f A_v p_u}{\sqrt{T}} \varphi \left(\frac{p_d}{p_u} \right) = \frac{C_f W x_v p_u}{\sqrt{T}} \varphi \left(\frac{p_d}{p_u} \right) \quad (1)$$

其中,

$$\varphi \left(\frac{p_d}{p_u} \right) = \begin{cases} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, & 0 \leq \frac{p_d}{p_u} \leq b_{cr}; \\ \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}} \sqrt{\left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{k+1}{k}}}, & b_{cr} < \frac{p_d}{p_u} \end{cases} \quad (2)$$

$$b_{cr} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3)$$

式(1)~(3)中: q 为比例流量阀进入气缸腔内的气体流量; C_f 为流量系数; A_v 为比例流量阀的有效开口面积; p_u 为比例流量阀的进口压力; p_d 为出口压力; R 为理想气体常数; T 为腔内气体的热力学温度; W 为比例流量阀开口面积梯度; x_v 为比例流量阀的阀芯位移; φ 为中间变量; b_{cr} 为临界压力比; k 为绝热系数,取 $k=1.4$ ^[22]。

比例阀驱动的响应速度远大于气缸活塞的响应速度^[23],故比例流量阀的运动输入输出特性如式(4)

所示:

$$x_v = K_v u \quad (4)$$

式中, K_v 为电压和位置之间的增益系数。

2) 气缸模型

假设气缸内为理想气体, 满足理想气体状态方程 $p = \rho RT$, 且活塞处于气缸中部, 气缸内没有气体泄漏, 结合式(1)~(4), 得气缸内 A 腔的进气、出气压力模型如下:

$$\dot{p}_a = \begin{cases} \frac{R\sqrt{T}C_fWK_v u p_u}{V_{10} + A_a(l/2 + x)} \varphi\left(\frac{p_a}{p_u}\right) - \frac{p_a \dot{x}}{l/2 + x}, & \text{进气;} \\ -\frac{R\sqrt{T}C_fWK_v u p_a}{V_{10} + A_a(l/2 + x)} \varphi\left(\frac{p_c}{p_a}\right) - \frac{p_a \dot{x}}{l/2 + x}, & \text{出气} \end{cases} \quad (5)$$

式中, p_a 为气缸 A 腔的气体压强, ρ 为气体密度, p_c 为大气压力, V_{10} 为 A 腔的死区容积, A_a 为 A 腔的有效截面积, l 为气缸活塞行程。

3) 压力反馈模型

忽略气缸摩擦力, 对气缸进行受力分析, 得气缸活塞的力平衡方程为:

$$p_a A_a - p_c A_b = m\ddot{x} + B\dot{x} + K_f x - mg \cos \theta \quad (6)$$

式中, m 为活塞杆重量, B 为等效弹簧阻尼, K_f 为等效刚度, A_b 为 B 腔的有效截面积。

根据胡克定律定义打磨装置末端输出力 $F_n = K_f x$, 结合比例流量阀、气缸和压力反馈 3 部分的数学模型, 并定义状态变量 $[x_1, x_2, x_3] = [F_n, F'_n, p_a]$, F'_n 为 F_n 对应的反作用力, 得气动系统的状态空间方程如下:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2; \\ \dot{x}_2 = \frac{K_f}{m} (x_3 A_a - p_c A_b - \frac{B}{K_f} x_2 - x_1) + g K_f \cos \theta; \\ \dot{x}_3 = \begin{cases} g(x_1) p_u \varphi\left(\frac{x_3}{p_u}\right) u - \frac{x_3 x_2}{K_f l/2 + x_1}, & \text{进气;} \\ -g(x_1) x_3 \varphi\left(\frac{p_c}{x_3}\right) u - \frac{x_3 x_2}{K_f l/2 + x_1}, & \text{出气;} \end{cases} \\ y = x_1; \\ g(x) = \frac{R\sqrt{T}C_fWK_v}{V_{10} + A_a(l/2 + x/K_f)} \end{cases} \quad (7)$$

2 控制器设计

针对机构气动系统中比例阀中位死区、气缸摩擦力等非线性因素以及机构姿态变化对打磨端输出力的影响, 本文提出一种融合重力补偿、死区补偿及摩擦力补偿的非线性自抗扰控制算法。该控制算法的结构如图 3 所示, 主要包括: 1) 跟踪微分器(TD); 2) 扩张状态观测器(ESO); 3) 非线性状态误差反馈控制率(NLSEF); 4) 重力补偿、比例流量阀中位死区补偿以

及摩擦力补偿。

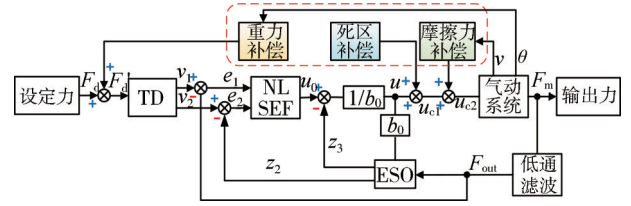


图 3 改进后的 ADRC 控制器原理图

Fig. 3 Schematics of the improved ADRC controller

图 3 中, F_d 为设定目标力, F'_d 为对 F_d 重力补偿后的目标力, v_1 为对 F'_d 的跟踪信号, v_2 为对 F'_d 的微分信号, F_m 为力传感器的测量力信号, F_{out} 为经过低通滤波后的 F_m 信号, z_2 为输出力的微分信号的估计值, z_3 为总扰动的估计值, u_{c1} 死区补偿后的控制量, u_{c2} 为摩擦力补偿后的控制量, b_0 为控制增益的估计值, e_1 、 e_2 为误差, u_0 为非线性状态误差反馈控制率生成的控制量。

2.1 跟踪微分器

跟踪微分器能够迅速跟踪输入信号并生成对应微分信号, 在输入信号发生突变时, 给输入信号安排过渡, 有助于减小系统超调, 同时还可降低信号源的噪声^[24-25]。跟踪微分器的离散形式如下:

$$\begin{cases} f_h = \text{fhan}(v_1(k) - F'_d(k), v_2(k), r_0, h_0), \\ v_1(k+1) = v_1(k) + hv_2(k), \\ v_2(k+1) = v_2(k) + hf_h \end{cases} \quad (8)$$

式中, f_h 为中间变量, fhan 为最速综合函数, h 为采样步长, h_0 为滤波因子, r_0 为速度因子。

$\text{fhan}(s_1, s_2, r_0, h_0)$ 函数的表达式如下:

$$\begin{cases} d = r_0 h_0; \\ d_0 = h_0 d; \\ y = s_1 + h_0 s_2; \\ a_0 = \sqrt{d^2 + 8r_0 |y|}; \\ a = \begin{cases} s_2 + (a_0 - d) \text{sign}(y)/2, & |y| > d_0; \\ s_2 + y/h_0, & |y| \leq d_0; \end{cases} \\ \text{fhan}(s_1, s_2, r_0, h_0) = - \begin{cases} r_0 \text{sign}(a), & |a| > d; \\ r_0 a/d, & |a| \leq d \end{cases} \end{cases} \quad (9)$$

式中, $s_1 = v_1 - F'_d$, $s_2 = v_2$, r_0 和 h_0 为函数的速度和滤波控制变量, a 、 a_0 、 d 、 d_0 、 y 为 $\text{fhan}(s_1, s_2, r_0, h_0)$ 函数的中间变量。

2.2 扩张状态观测器

扩张状态观测器用于实时估计系统的总扰动, 为之后在系统中对扰动进行补偿打下基础, 其工作特性直接影响自抗扰控制器的控制效果^[26-27]。

扩张观测器建立过程如下: 把式(7)所示系统中的非线性耦合部分等干扰视为总扰动, 则系统可简化为式(10)。

$$\begin{cases} \ddot{F}_n = f(F_m, F'_m, p_a, \theta, t) + bu, \\ y = F_m + mg \cos \theta \end{cases} \quad (10)$$

式中, b 为不确定控制增益, F'_m 为 F_m 对应的反作用力。

定义状态变量 $[x_1, x_2] = [F_m, F'_m]$, 将 $f(F_m, F'_m, p_a, \theta, t)$ 作为被扩张的状态变量 x_3 , z_1, z_2, z_3 分别作为观测器对状态量 x_1, x_2, x_3 的观测值, 扩张状态观测器设计如下:

$$\begin{cases} e = z_1 - F_m, \\ \dot{z}_1 = z_2 - \beta_{01}e, \\ \dot{z}_2 = z_3 - \beta_{02} \text{fal}(e, \alpha, \delta_1) + b_0u, \\ \dot{z}_3 = -\beta_{03} \text{fal}(e, \alpha, \delta_1) \end{cases} \quad (11)$$

式中: e 为误差; $\beta_{01}, \beta_{02}, \beta_{03}$ 以及 α 和 δ_1 为观测器的参数; fal 函数为引入的非线性函数, 表达式^[28]如下:

$$\text{fal}(e, \alpha, \delta) = \begin{cases} e/\delta^{(1-\alpha)}, & |e| \leq \delta; \\ \text{sign}(e)|e|^\alpha, & |e| > \delta \end{cases} \quad (12)$$

式中, δ 为影响滤波效果的常数。

2.3 非线性状态误差反馈控制率

如图3所示, 基于跟踪微分器(TD)产生的跟踪信号 v_1 、微分信号 v_2 、传感器测得被滤波处理后的信号 F_{out} 、观测器估计出的信号 z_2 , 可得到两个误差信号: $e_1 = v_1 - F_{out}$, $e_2 = v_2 - z_2$ 。利用两个误差信号组成非线性状态误差反馈控制率如下:

$$u_0 = \beta_1 \text{fal}(e_1, \alpha_1, \delta_2) + \beta_2 \text{fal}(e_2, \alpha_2, \delta_2) \quad (13)$$

式中, $0 < \alpha_1 < 1 < \alpha_2$ ^[29], δ_2 为控制率变量。

在生成控制量 u_0 后对扩张状态观测器估计的总扰动补偿方式如下:

$$u = (u_0 - z_3) / b_0 \quad (14)$$

2.4 重力补偿、死区补偿和摩擦力补偿

2.4.1 重力补偿

因气缸受自身重力的影响, 力传感器采集到的力信号与末端输出力大小并不相等。为了获得稳定的输出力, 需要进行重力补偿。图4为打磨装置倾斜时的受力分析。

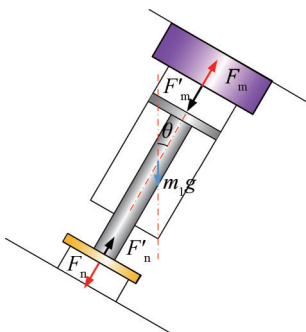


图4 打磨装置倾斜时的受力分析

Fig. 4 Force analysis of the grinding device when tilting

由图4可得:

$$F'_n = m_1 g \cos \theta + F'_m \quad (15)$$

式中, m_1 为打磨装置的总质量。

由式(15)可知, 如果传感器测量值 F_m 为恒定值, 当打磨角度变化, F_n 也会改变, 为保证在打磨角度变化时打磨装置末端输出力 F_n 恒定, 本文对控制目标 F_d 进行补偿, 补偿方式如下:

$$F'_d = F_d - m_1 g \cos \theta \quad (16)$$

当 $F'_d \rightarrow F_m$, 系统趋于稳定, 结合式(15)、(16)得:

$$F'_n = F_d \text{ 即 } F_n = F_d \quad (17)$$

打磨装置的总质量 $m_1 = 0.95 \text{ kg}$ 。重力补偿效果如图5所示, 末端输出力 F_n 随打磨角度 θ 改变的理论值和实验结果变化趋势吻合, 表明重力补偿有可行性。

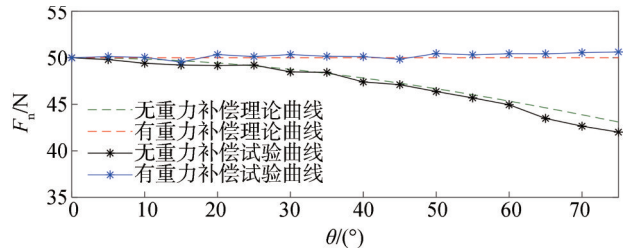


图5 有无重力补偿的末端输出力对比

Fig. 5 Comparison of grinding forces with or without gravity compensation

2.4.2 死区补偿

比例流量阀存在中位死区, 且比例流量阀阀芯位移为0时阀口处于出气阶段, 为了使阀口快速处于进气阶段, 提高系统的响应速度, 对控制量 u 进行死区补偿, 补偿方式如下:

$$u_{c1} = \begin{cases} u + u_{b1}, & u \geq 0; \\ u + u_{b2}, & u < 0 \end{cases} \quad (18)$$

式中, u_{b1} 为通过实验获得的阀口进气最小工作电压, u_{b2} 为通过实验获得的阀口出气最大工作电压。

2.4.3 摩擦力补偿

活塞杆从静止到运动会产生摩擦力, 为了减弱该摩擦力对系统控制性能的影响, 对其建立 LuGre 摩擦模型, 并在控制量 u_{c1} 中进行补偿。

1) 摩擦力建模

LuGre 摩擦模型的数学表达式为^[30]:

$$\dot{f} = \sigma_0 z + \sigma_1 dz/dt + \sigma_2 v \quad (19)$$

式中, $\sigma_0, \sigma_1, \sigma_2$ 为3个摩擦系数, 分别为气缸内壁鬃毛刚度、鬃毛阻尼、鬃毛黏性系数。

鬃毛平均变形程度 z 的微分形式为:

$$dz/dt = v - \sigma_0 z |v|/g(v) \quad (20)$$

$$g(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-(v/v_s)^2} \quad (21)$$

式中: F_c 为库仑摩擦力; F_s 为最大静摩擦力; v_s 为摩擦力最小时的速度; $g(v)$ 为非线性静态函数, 用于描述不同的摩擦效应。

当气缸处于匀速运动或静止,即 $dz/dt=0$ 时,联合式(19)~(21)得到 LuGre 摩擦力模型如下:

$$f=(F_c+(F_s-F_c)e^{-(v/v_s)^2})\text{sign } v+\sigma_2 v \quad (22)$$

由于符号函数 sign 不可导,用 $2\arctan(15v)/\pi$ 代替 $\text{sign } v$,使拟合出的模型更接近测量值。为得到以上参数的具体值,通过实验拟合出摩擦曲线并对其进行参数辨识。测试方法如下:固定活塞杆,控制步进电机匀速转动带动滚珠丝杠螺母匀速移动,确保活塞杆伸出和收缩匀速,利用力传感器 1 完成一组运动状态下的气缸摩擦力测量,之后改变螺母移动速度重复上述步骤。根据测试结果拟合出摩擦力和活塞杆伸出速度的关系曲线并结合式(22)对其进行参数辨识。图 6 和表 1 为摩擦力的拟合曲线和参数辨识结果。

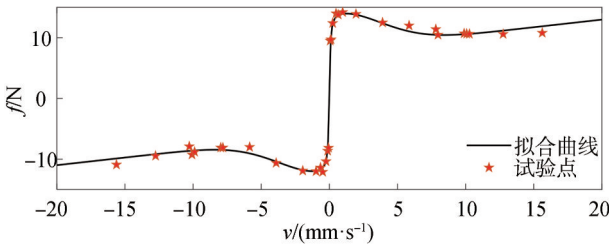


图 6 LuGre 摩擦力拟合曲线

Fig. 6 Fitting curve of LuGre friction

表 1 摩擦力参数辨识

Tab.1 Identification of friction parameters

参数	辨识值
F_c/N	7.0
F_s/N	13.5
$v_s/(\text{mm}\cdot\text{s}^{-1})$	5
$\sigma_2/(\text{Ns}\cdot\text{mm}^{-1})$	0.25

LuGre 摩擦力模型简化后最终表达式如下:

$$f=\frac{(14+13e^{-(v/5)^2})\arctan(15v)}{\pi}+0.25v+1 \quad (23)$$

2) 摩擦力补偿

因系统中力信号 F 和控制量 u 之间存在非常复杂的非线性关系,本文用摩擦增益 k_1 代替该关系。补偿方式如下:

$$u_{c2}=u_{c1}+k_1 f \quad (24)$$

3 实验验证

为了验证改进后的非线性自抗扰控制在气动打磨系统中的有效性,根据图 2 所示的结构图完成了气动系统及多工况模拟实验台,实物如图 7 所示,系统的主要元件和参数见表 2。共进行了 4 组实验:1)恒力加载实验(工况 1);2)正弦力加载实验;3)重力补偿实验(工况 2);4)存在干扰的恒力加载实验(工况 3)。其

中:工况 2 利用手摇丝杠平台改变末端打磨装置打磨角度($0^\circ\sim 75^\circ$);工况 3 利用步进电机控制滚珠丝杠,驱动末端打磨装置做直线运行来模拟。

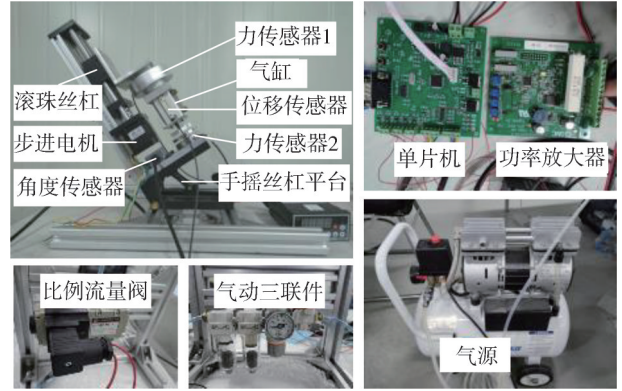


图 7 实验台实物图

Fig. 7 Photograph of the test bench

表 2 主要元件和参数

Tab. 2 Key components and their parameters

元件名称	厂家	参数
气动三联件	SMC	减压阀设定压力:0.4 MPa
比例流量阀	SMC	最高压力:1.0 MPa; 阀口最大有效面积:12 mm ²
气缸	SMC	缸径:25 mm;杆径:12 mm,行程:25 mm
力传感器 1	SRI	量程:100 N;分辨率:0.02 N
力传感器 2	安徽精测	量程:100 N;分辨率:0.3 N
角度传感器	瑞芬	量程:±90°;分辨率:0.02°
位移传感器	SMC	量程:25 mm;分辨率:0.05 mm

3.1 恒力加载实验

$F_d=50\text{ N}$ 的恒力加载实验结果如图 8 所示。两种控制器下系统稳定后的误差对比见表 3。

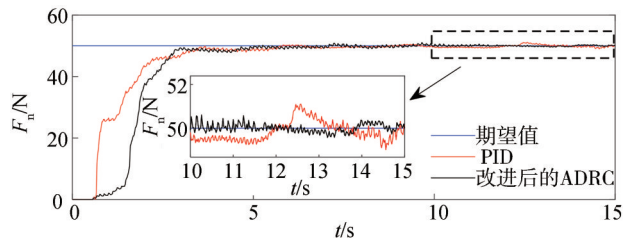


图 8 $F_d=50\text{ N}$ 的恒力加载实验结果

Fig. 8 Results of constant force loading test under $F_d=50\text{ N}$

表 3 不同控制器系统下稳态误差对比

Tab. 3 Comparison of steady errors using different controllers

控制器	平均误差/N	标准均方差/N
PID	0.27	0.21
改进后 ADRC	0.21	0.18

由图 8 可知,PID 控制算法下系统的响应速度更快,但两者趋于稳定的速度相差不大。由表 3 可知:PID 控制的平均误差为 0.27 N,改进后自抗扰控制下的为 0.21 N,减小了 22.22%;标准均方差由 0.21 N 降到 0.18 N,减小了 14.29%,具有更强的鲁棒性。

3.2 正弦力加载实验

图 9 为正弦力加载实验结果,主要对比两种控制器下系统的跟踪性能。由图 9(a)(频率为 0.125 Hz)可知,两种控制器的跟踪速度基本相等,但 PID 控制下的曲线在极值点误差更大。由图 9(b)(频率为 0.250 Hz)可知, PID 控制下的跟踪曲线已经失真,改进后的自抗扰控制下的跟踪曲线存在一定的系统延迟,但和期望值更接近。因此,相较于 PID 控制,改进后的自抗扰控制算法控制下系统的跟踪性能更好。

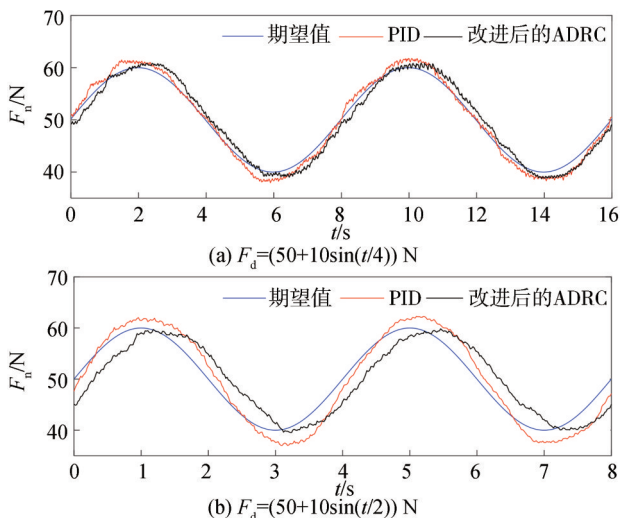


图 9 正弦力加载实验结果

Fig. 9 Results of sine force loading test

3.3 重力补偿实验

$F_d=50$ N 的有无重力补偿实验结果如图 10 所示。重力补偿实验主要为了验证打磨装置倾斜时,打磨装置所受重力对输出力的影响和补偿。实验中,设定目标力

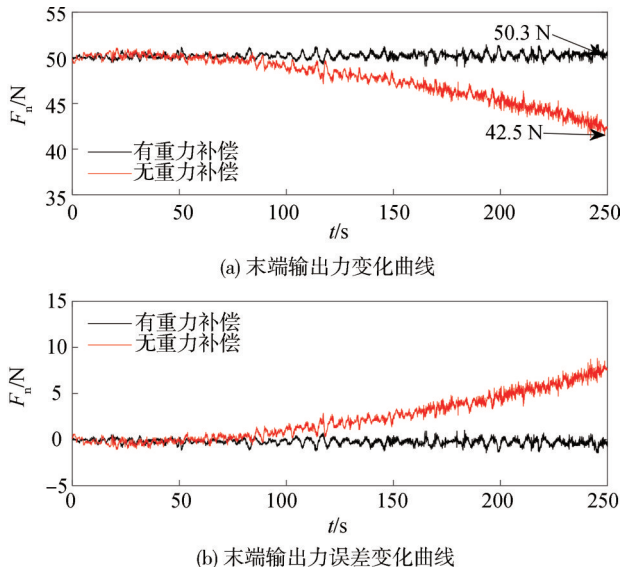


图 10 $F_d=50$ N 的有无重力补偿实验结果

Fig. 10 Results of tests with or without gravity compensation when $F_d=50$ N

为 50 N,打磨装置倾斜角度为 $0^\circ\sim 75^\circ$ 。由图 10 可知:控制算法无重力补偿时,随着角度的变大,其输出力逐渐变小,输出力误差变大;当角度为 75° 时,其输出力稳定在 42.45 N 左右,角度变化过程中最大误差为 8.82 N。而增加所设计重力补偿模块时,其输出力基本稳定;当角度为 75° 时,其输出力平均值稳定在 50.26 N 左右,打磨角度在 0° 至 75° 变化过程中最大误差为 1.44 N。

3.4 存在干扰的恒力加载实验

存在干扰的恒力加载实验主要是对工况 3 进行模拟:在系统稳定后,驱动步进电机带动末端打磨装置在 10 s 内向上移动 16 mm 并趋于稳定,之后带动末端打磨装置向下移动 16 mm。实验结果如图 11 所示。

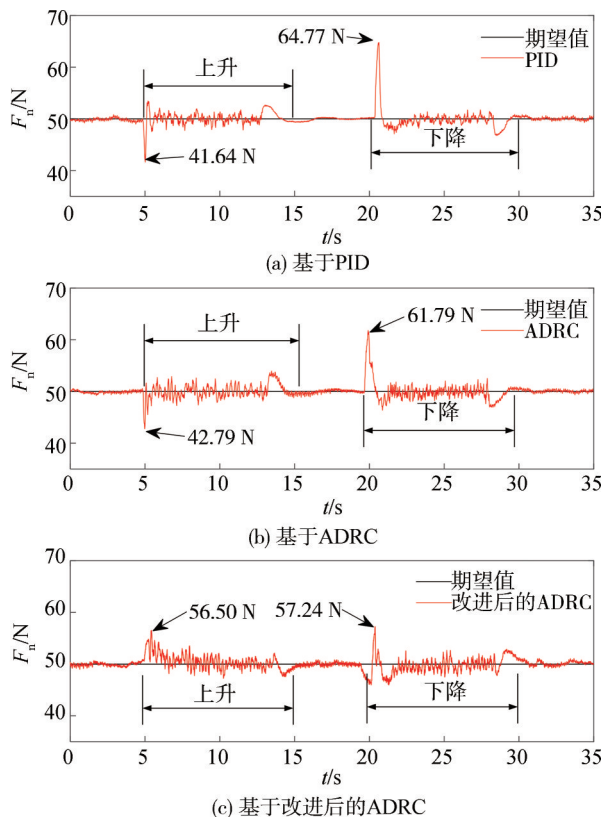


图 11 存在干扰的 $F_d=50$ N 时恒力加载实验结果

Fig. 11 Results of constant force loading test with $F_d=50$ N under the disturbance

由图 11 可知:PID 控制下自抗扰控制下的最大误差分别为 14.77 N 和 11.79 N;改进后的 ADRC 控制下的最大误差为 7.24 N,比 PID 小 50.98%,比 ADRC 小 38.59%。由此可知,加入摩擦力补偿的自抗扰控制抗干扰能力更强,证明了加入摩擦力补偿的有效性。

4 结论

针对机器人打磨作业过程中对工件打磨力的要求,提出了一种多补偿融合非线性自抗扰控制的气动柔顺末端打磨机构恒力控制算法。该方法在常规非

线性自抗扰控制的基础上加入了重力补偿、死区补偿和摩擦力补偿。

实验结果表明:该控制算法在 50 N 加载下的平均误差为 0.21 N,小于比例积分微分控制的 0.27 N;在打磨角度从 0°至 75°变化的 50 N 加载中,打磨端输出力的误差最大为 1.44 N;在存在干扰的 50 N 加载下最大误差为 7.24 N,小于常规自抗扰控制的 11.79 N 和 PID 控制器的 14.77 N。在气动打磨的 3 种模拟工况下,所提出控制方法的恒力控制性能相对于传统 PID 控制的具有更强鲁棒性、跟踪性和抗干扰能力,而且针对打磨姿态变化的末端输出力有较好的补偿效果。

参考文献:

- [1] Zhang Jian,Zhao Liangxiao,Li Lingling,et al.Design of passive constant-force end-effector for robotic polishing of optical reflective mirrors[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2022,35(1):141.
- [2] Zhang Tie, Wu Shenghe, Cai Chao. Constant force control method for robotic disk grinding based on floating platform[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University,2020,54(5):515–523.[张铁,吴圣和,蔡超.基于浮动平台的机器人恒力控制研磨方法[J].上海交通大学学报,2020,54(5):515–523.]
- [3] Zhao Ling, Yang Yafei, Xia Yuanqing, et al. Active disturbance rejection position control for a magnetic rodless pneumatic cylinder[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics,2015,62(9):5838–5846.
- [4] Zhang Shuzhong, Wu Angen, Dai Fuquan, et al. Active disturbance rejection control for constant force control of pneumatic system[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics,2022,46(7):83–89.[张树忠,吴安根,戴福全,等.气动恒力控制系统的自抗扰控制[J].液压与气动,2022,46(7):83–89.]
- [5] Li Haohao. Simulation and experimental study on dynamic friction characteristics of cylinder sealing ring[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology,2019.[李豪豪.气缸密封圈动态摩擦特性仿真及试验研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2019.]
- [6] Xu Bing, Su Qi, Zhang Junhui, et al. Analysis and compensation for the cascade dead-zones in the proportional control valve[J]. ISA Transactions,2017,66:393–403.
- [7] Huang Ting, Sun Lining, Wang Zhenhua, et al. Fuzzy proportion integral derivative constant force control method of force-controlled flange[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis,2017,37(4):648–656.[黄婷,孙立宁,王振华,等.力控法兰的模糊 PID 恒力控制方法[J].振动测试与诊断,2017,37(4):648–656.]
- [8] Nuchkrua T, Leephakpreeda T. Fuzzy self-tuning PID control of hydrogen-driven pneumatic artificial muscle actuator[J]. Journal of Bionic Engineering,2013,10(3):329–340.
- [9] Liu Fucui, Liu Yan, Xu Wenli, et al. Fuzzy adaptive inverse control for pneumatic loading system[J]. Journal of Mechanical Engineering,2014,50(14):185–190.[刘福才,刘砚,徐文丽,等.气动加载系统的模糊自适应逆控制方法[J].机械工程学报,2014,50(14):185–190.]
- [10] Meng Deyuan, Li Aimin, Lu Bo, et al. Adaptive dynamic surface control of pneumatic servo systems with valve dead-zone compensation[J]. IEEE Access,2018,6:71378–71388.
- [11] Meng Deyuan, Tao Guoliang, Zhu Xiacong. Adaptive robust motion trajectory tracking control of pneumatic cylinders[J]. Journal of Central South University,2013,20(12):3445–3460.
- [12] Wei Qiong, Lu Hao, Liu Weiheng, et al. Study on LuGre model for friction compensation of dual-valve pneumatic servo system[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering,2023,42(10):1609–1616.[魏琼,陆浩,刘伟恒,等.双阀气动伺服系统的 LuGre 摩擦模型补偿研究[J].机械科学与技术,2023,42(10):1609–1616.]
- [13] Taheri B, Case D, Richer E. Force and stiffness backstepping-sliding mode controller for pneumatic cylinders[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics,2014,19(6):1799–1809.
- [14] Jouppila V, Andrew Gadsden S, Ellman A. Experimental comparisons of sliding mode controlled pneumatic muscle and cylinder actuators[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control,2014,136(4):044503.
- [15] Chen Yongjiang, Zhao Jianghai, Jin Yujie. An improved rational Bezier model for pneumatic constant force control device of robotic polishing with hysteretic nonlinearity[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology,2022,123(1):665–674.
- [16] Fan Jizhuang, Zhong Jun, Zhao Jie, et al. BP neural network tuned PID controller for position tracking of a pneumatic artificial muscle[J]. Technology and Health Care,2015,23(Supp2):S231–S238.
- [17] Pei Guojin, Yu Ming, Xu Yaohui, et al. An improved PID controller for the compliant constant-force actuator based on BP neural network and Smith predictor[J]. Applied Sciences,2021,11(6):2685.
- [18] Wu Zhenlong, Shi Gengjin, Li Donghai, et al. Active disturbance rejection control design for high-order integral systems[J]. ISA Transactions,2022,125:560–570.
- [19] Xue Wenchao, Xin Bin. Active disturbance rejection control: Practical technology and industrial application[J]. Advanced Control for Applications,2021,3(2):e91.
- [20] Farez R, Khadraoui S, Abdallah M Y, et al. Active disturbance rejection control for robotic systems: A review[J].

- Mechatronics,2021,80:102671.
- [21] Taheri B,Case D,Richer E.Force and stiffness backstepping-sliding mode controller for pneumatic cylinders[J].IEEE/ASME Transactions on Mechatronics,2014,19(6):1799–1809.
- [22] Liu Yu,Liu Changlong,Lv Wenyang,et al.Model-free adaptive controller and its application in cylinder pressure control system[J].Chinese Hydraulics & Pneumatics,2018,42(10):49–53.[刘昱,刘昌龙,吕文洋,等.无模型控制器在气缸压力控制系统中的应用研究[J].液压与气动,2018,42(10):49–53.]
- [23] Liu Fucui, Jia Xiaojing, Liu Lin, et al. Pneumatic loading system modeling and nonlinear active disturbance rejection control[J]. Control and Decision, 2017, 32(5): 906–912. [刘福才,贾晓菁,刘林,等.气动加载系统的建模及非线性自抗扰控制[J].控制与决策,2017,32(5):906–912.]
- [24] Liu Yu, Wang Tao, Zhao Guoxin, et al. Pressure control of pneumatic gravity compensation system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(16): 212–219. [刘昱,王涛,赵国新,等.气动重力补偿系统的压力控制[J].机械工程学报,2018,54(16):212–219.]
- [25] Liu Fucui, Wang Lixin, Jia Xiaojing, et al. Application of linear/nonlinear active disturbance rejection switching control in variable load pneumatic loading system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(12): 225–232. [刘福才,王立新,贾晓菁,等.线性/非线性自抗扰切换控制在变载荷气动加载系统中的应用[J].机械工程学报,2018,54(12):225–232.]
- [26] Chen Zengqiang, Sun Mingwei, Yang Ruiguang. On the stability of linear active disturbance rejection control[J]. Acta Automatica Sinica, 2013, 39(5): 574–580. [陈增强,孙明玮,杨瑞光.线性自抗扰控制器的稳定性研究[J].自动化学报,2013,39(5):574–580.]
- [27] Dai Shijie, Zhang Wenhua, Ji Wenbin, et al. Research on constant force grinding control of aero-engine blades based on extended state observer[J]. Industrial Robot: the International Journal of Robotics Research and Application, 2022, 49(6): 1077–1088.
- [28] Li Shaopeng, Xie Yuan, Zhang Kai, et al. PMSM direct torque control based on nonlinear active disturbance rejection controller[J]. Computer Applications and Software, 2021, 38(7): 41–45. [李少朋,谢源,张凯,等.基于非线性自抗扰控制器的PMSM直接转矩控制[J].计算机应用与软件,2021,38(7):41–45.]
- [29] 朱斌.自抗扰控制入门[M].北京:北京航空航天大学出版社,2017.
- [30] Yao Jianyong, Deng Wenxiang, Jiao Zongxia. Adaptive control of hydraulic actuators with LuGre model-based friction compensation[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2015, 62(10): 6469–6477.

Pneumatic Compliant End-effector Using Multi-compensation Integrated Nonlinear Active Disturbance Rejection Control

ZHANG Shuzhong^{1,2}, WU Qianxin¹, DAI Fuquan¹, WANG Yabing¹, ZHANG Gong^{2,3*}

(1.Fujian Key Laboratory of Intelligent Machining Technology and Equipment (Fujian University of Technology), Fuzhou 350108, China;

2.Guangzhou Institute of Advanced Technology, Guangzhou 511458, China;

3.Institute for Super Robotics (Huangpu), Guangzhou 510700, China)

Abstract:

Objective In robotic polishing operations, an end-effector polishing mechanism is typically used to achieve constant force control. Therefore, the performance of this control directly affects the quality and efficiency of the polishing process. Among various end-effector mechanisms, the pneumatic type is widely adopted due to its lightweight structure, low cost, robustness, and ease of maintenance. This paper focuses on achieving constant force control in a pneumatic end-effector compliant mechanism.

Methods Achieving constant force control in this mechanism is challenging due to nonlinear factors within the pneumatic system (such as gas compression, proportional valve dead zones, and cylinder friction) and the effects of posture changes on output force. A novel control algorithm is proposed, integrating five components: nonlinear active disturbance rejection control, gravity compensation, dead zone compensation, LuGre friction model compensation, and data filtering. Nonlinear active disturbance rejection control: A tracking differentiator preprocesses the input signal to reduce overshoot, yielding a tracking signal and its derivative. An extended state observer estimates total system disturbance in real time. A nonlinear state error feedback law performs error correction and compensates for the observed disturbance. Gravity compensation: A gravity compensation strategy is developed based on the relationship between gravitational force on the mechanism and its output force at different polishing angles. Dead zone compensation: Minimum and maximum working voltages of the proportional valve are experimentally determined. These voltages are used to design mid-position compensation, reducing the dead zone's impact on control performance. LuGre friction model compensation: Friction data is collected under varying cylinder speeds. LuGre model parameters are fitted, and a compensation strategy is developed to offset frictional disturbances during piston movement. Data filtering: A first-order low-pass filter is integrated into the controller to reduce high-

frequency noise in the force sensor readings and enhance control accuracy. The control algorithm is implemented on an STM32F103 microcontroller operating at 50 Hz. Supporting circuits for the pneumatic actuator are designed, and a test bench is constructed to simulate robot polishing conditions. To mimic posture changes during polishing, the platform angle is manually adjusted using a screw. In addition, to simulate the position errors that may occur during the robot's motion trajectory planning, a stepper motor with a ball screw is used to control the movement of the connection end of the pneumatic end-effector compliant polishing mechanism closer to or further away from the polishing surface. A variety of working condition simulation experiments were conducted, including: 1) constant force loading experiments and sinusoidal force loading experiments with the pneumatic end-effector compliant mechanism in a vertically downward position; 2) variable-angle constant force loading experiments involving changes in the polishing posture of the pneumatic end-effector compliant mechanism; 3) external disturbance loading experiments involving vertical movement of the connecting section of the pneumatic end-effector compliant mechanism.

Results and Discussions Under a set force of 50 N, the designed controller exhibited an average error of 0.21 N and a standard deviation of 0.18 N. This performance is better than that of PID control, which had an average error of 0.27 N and a standard deviation of 0.21 N. In two sinusoidal force tracking experiments with periods of 8 s and 4 s, the results showed that for the 8 s period, the designed controller's tracking performance was comparable to PID control, but with smaller tracking error at extreme points. For the 4 s period, the PID-controlled tracking curve exhibited distortion, whereas the designed controller showed some lag but remained closer to the desired values. Under a 50 N loading with polishing angles varying from 0° to 75° , the controller with gravity compensation had a maximum error of 1.44 N. In contrast, the controller without gravity compensation showed a significant decline in end-effector output force as the polishing angle increased, with a maximum error of 8.82 N. Under the same loading with disturbances present, the designed controller achieved a maximum error of 7.24 N, compared to 11.79 N with conventional disturbance rejection control and 14.77 N with PID control. These results indicate that the designed controller performs better in the presence of disturbances.

Conclusions The experimental results demonstrate that the proposed control algorithm offers superior robustness, tracking performance, and disturbance rejection compared to traditional PID control. In addition, it effectively compensates for changes in polishing angle, thereby improving the constant force control performance of the pneumatic end-effector actuator.

Key words: force control; pneumatic system; LuGre friction model compensation; gravity compensation; active disturbance rejection control

(编辑 陈 雪)

引用格式: Zhang Shuzhong, Wu Qianxin, Dai Fuquan, et al. Pneumatic compliant end-effector using multi-compensation integrated nonlinear active disturbance rejection control[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2025, 57(3): 278–286. [张树忠, 吴乾新, 戴福全, 等. 多补偿融合的气动末端柔顺机构非线性自抗扰控制[J]. *工程科学与技术*, 2025, 57(3): 278–286.]