doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.08.049

粉末成形液压机自适应鲁棒运动控制*

冯瑞琳　魏建华
(浙江大学流体传动与机电系统国家重点实验室, 杭州 310027)

摘要: 在粉末冶金零件成形生产中,压坯产品的质量取决于粉末成形工艺的完成度,这依赖于成形液压机的运动控制性能。然而控制粉末成形液压机运动的电液系统是一种具有参数不确定性的非线性系统,且整个运动控制系统在粉末致密化加压成形过程中还受到了负载压制力的强非线性干扰。针对以上难题,研究中建立了负载压制力的非线性模型,将其与电液系统的动力学模型相结合,基于此包含负载动力学的控制设计模型利用自适应鲁棒控制理论设计了粉末成形液压机的压制运动控制器。理论上,该控制器保证了鲁棒瞬态性能和稳态跟踪精度。实验结果表明,所设计的电液控制器可以实现对铁基粉末成形圆柱体压坯单向变速压制工艺压制运动曲线的精确跟踪控制,并表现出良好的控制性能。

关键词: 粉末成形液压机　运动控制　自适应鲁棒控制
中图分类号: TH137　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2015)08-0352-09

Adaptive Robust Motion Control of Powder Compaction Press

Feng Ruilin　Wei Jianhua
(*State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control*, *Zhejiang University*, *Hangzhou* 310027, *China*)

Abstract: High-performance pressing motion control of powder compaction press for improving the quality of green compacts was considered. With the aim to realize precise motion trajectory tracking control, physical modeling of the compacting force in powder densification process was developed and validated by iron-based powder compressibility test. A control oriented model was constructed to describe the system dynamics of the electro-hydraulic system of the powder compaction press by using the solenoid valves. Then a motion controller based on adaptive robust control (ARC) method was synthesized by back-stepping design with Lyapunov function. The controller took into consideration of the effect of parameter variations with the strongly nonlinear disturbance of compacting force coming from the powder press molding process and various hydraulic parameters as well as the effect of hard-to-model nonlinearities and uncertainties. The stability, tracking transient and final tracking accuracy of the system can be guaranteed by the controller. Experimental study was also carried out through a 1 000 kN powder compaction press prototype. The pressing motion control of the prototype machine in the iron-based powder forming cylinder compact process was used as a case study. The analysis and experimental results showed that the proposed control method achieved satisfying control performance for the powder compaction press, validating the effectiveness of the proposed control approach in practical applications. In powder forming process the tracking errors were reduced almost down to the measurement resolution level (±0.04 mm). Furthermore, the dimensional accuracy in the height direction and the density uniformity of the compacts were improved.

Key words: Powder compaction press　Motion control　Adaptive robust control

收稿日期: 2015-04-19　修回日期: 2015-06-17
*国家自然科学基金资助项目(51075359)
作者简介: 冯瑞琳,博士生,主要从事液压机电液控制系统研究,E-mail: 05jxdzfrl@zju.edu.cn
通讯作者: 魏建华,教授,博士生导师,主要从事电液控制理论与应用研究,E-mail: jhwei@zju.edu.cn

引言

为满足高精度、高强度及复杂形状粉末冶金零件的制造需求，粉末成形液压机需精确实时地跟踪符合工艺要求的压制运动曲线，从而保证成形压坯的尺寸形状精度和密度均匀性。

不同于致密金属的成形，粉末压制成形是一个非连续非线性的力学过程，在模具压制力的作用下粉末颗粒相互接触、摩擦和挤压，发生重排和塑性变形，因而粉体致密机理非常复杂[1]，其成形力学特性不易被描述。控制粉末成形液压机压制运动的电液系统除了受到上述非线性压制力的强干扰以外，其本身动力学还具有强非线性和参数不确定性等特点。以上均为影响粉末压制运动控制的不利因素。目前的研究多采用 PID 控制器[2-3]或改进 PID 控制器[4-5]，如模糊 PID、自适应 PID 等，实现粉末压机的自动化控制。此外还有学者采用模糊补偿[6]，迭代学习[7]等控制方法。在以上方法中，PID 控制虽然结构简单、易于实现，但是它本身没有应对非线性的机制，控制性能一般。在模糊控制方法中，实现良好的控制效果必须通过大量的实验以确定模糊机制。自适应控制响应缓慢，不具备抗干扰的鲁棒性。迭代学习控制则需要一个学习过程，不便于实时控制。不仅如此，上述研究中均没有考虑对负载模型的控制补偿。

近年来，Yao 等提出了自适应鲁棒控制（ARC）理论[8-9]，这是一种非线性控制方法，结合了自适应控制与鲁棒控制的优点，能够同时解决系统的参数不确定性以及不确定非线性等问题[10-13]。考虑到粉末成形液压机电液系统固有的非线性、参数不确定性以及压制力强干扰等特点，本文建立粉末致密化加压成形过程的压制力动力学模型，将其与粉末成形液压机电液系统的控制设计模型相结合，基于自适应鲁棒控制理论综合设计粉末压制成形过程的运动控制器。

1　系统描述和数学建模

以工业上应用最为广泛的粉末成形液压机正向单向压制成形过程为研究对象。单向压制运动电液控制系统原理简图如图 1 所示。在粉末单向压制成形过程中，阴模及下模冲固定不动，由主液压缸驱动的工作滑块带动上模冲进入阴模压缩粉末完成压制动作。液压系统通过比例伺服阀调节主液压缸无杆腔输入流量，进而调节压制位移和速度，实现对压制运动曲线的闭环跟踪控制。主液压缸有杆腔背压通过溢流阀设定，以保证压制运动的平稳性。粉末成形工艺对液压机压制动作要求的关键参数是控制粉末的压缩量和压制速率，在单向压制过程中其具体表现为上模冲接触压坯后的压制位移相对于时间的曲线[14]。高精度的压制位移控制是压坯尺寸形状精度的保证，而压制速率的控制在一定程度上影响着压坯密度分布的均匀性。

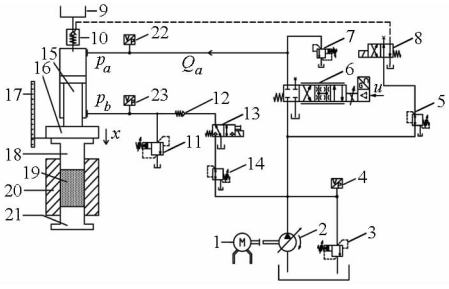

图 1　粉末成形液压机压制运动控制液压系统原理图

Fig. 1　Schematic diagram of motion control hydraulic system for powder compaction press

1. 电动机　2. 液压泵　3、7、11. 溢流阀　4、22、23. 压力传感器　5、14. 减压阀　6. 高频响比例伺服阀　8、13. 换向阀　9. 充液油箱　10. 充液阀　12. 单向阀　15. 主液压缸　16. 工作滑块　17. 位移传感器　18. 上模冲　19. 粉体　20. 阴模　21. 下模冲

1.1　压坯成形压制力

粉末零件压制成形过程是在刚性模腔内由模冲运动对粉末施加压力从而将粉体材料致密化压缩成所需几何形状且具有一定密度和强度的压坯。压制成形过程中施加到粉体上的外加总压力即压坯成形压制力。

压制力可以表示为粉体的单位压制压力与压坯横截面积的乘积，即

$$F_p = pS \tag{1}$$

式中　F_p——压制力　　p——单位压制压力

S——粉末受压截面积

单位压制压力取决于压坯密度和粉末的压制性能。粉体压制成形过程是一个非常复杂的非连续非线性力学过程，粉体在压制压力的作用下沿模冲运动方向产生大量压缩，同时产生侧压力和约束反力，在阴模中呈现三向应力的状态[15]。粉末体颗粒间同时发生位移和变形，使得粉末压制中粉体致密成形力学规律难以描述。对于单位压制压力与压坯密度的关系（压制曲线），有许多压制理论公式或经验公式描述[16]，也有一些研究通过仿真[17]或实验[18]方法测得。

为此，考虑一定量松装粉体在由上、下模冲及阴模组成的封闭模腔中受压成形，忽略粉体内部高度方向上密度不均匀因素，参考巴尔申压制方程及文献[16]中金属粉末压缩刚度曲线测定实验，可得单位压制压力与压制位移的关系，结合式（1），建立压

制力的数学模型,将其表述为随压制位移变化的函数,即

$$F_p(x)=\left(\sum_{i=1}^{n}a_i e^{b_i x}\right)S \tag{2}$$

式中 x——压制位移 a_i、b_i——系数

1.2 压制运动电液系统动力学模型

主液压缸在压制运动过程中的动力学模型为

$$m\ddot{x}=p_aA-p_bA_r-b\dot{x}-F_{fc}-F_p(x)+\Delta(x,\dot{x},t) \tag{3}$$

式中 m——主液压缸驱动的等效负载质量(包括滑块质量、活塞质量与上模冲质量)

x——主液压缸运动位移(压制位移)

p_a——主液压缸无杆腔压力

A——主液压缸无杆腔活塞作用面积

p_b——主液压缸有杆腔压力

A_r——主液压缸有杆腔活塞作用面积

b——建模粘滞阻力系数

F_{fc}——建模库伦摩擦力

F_p——压坯成形压制力的反作用力

$\Delta(x,\dot{x},t)$——外部干扰力及建模误差

主液压缸无杆腔压力动态模型为

$$\dot{p}_a=\frac{\beta}{V_0+xA}[Q_a-A\dot{x}-C_p(p_a-p_b)-C_{ep}p_a] \tag{4}$$

式中 β——液压油体积弹性模量

V_0——主液压缸无杆腔初始时刻容积

Q_a——主液压缸输入流量

C_p——主液压缸无杆腔内泄漏系数

C_{ep}——主液压缸无杆腔外泄漏系数

液压缸的输入流量即高频响阀的输出流量,其映射为

$$Q_a=\begin{cases}k_{qv}x_v\sqrt{2(p_s-p_a)} & (x_v\geqslant 0)\\ k_{qv}x_v\sqrt{2p_a} & (x_v<0)\end{cases} \tag{5}$$

式中 x_v——高频响阀阀芯位移

k_{qv}——高频响阀流量增益系数

p_s——系统供油压力

在粉末成形液压机电液控制系统中,高频响比例伺服阀的固有频率远高于液压缸的固有频率,可将比例伺服阀阀芯位移与其输入控制电压之间的关系简化为比例环节[19],高频响比例伺服阀动态特性模型可表示为

$$x_v=k_v u \tag{6}$$

式中 k_v——高频响阀阀芯位移-控制电压增益

u——高频响阀控制电压

方程(3)~(6)描述了粉末成形液压机压制运动系统的动态模型。

定义 $\boldsymbol{X}=[x_1\quad x_2\quad x_3]^{\mathrm{T}}=[x\quad \dot{x}\quad p_a]^{\mathrm{T}}$ 为系统状态向量,则系统状态空间表达式为

$$\begin{cases}\dot{x}_1=x_2\\ \dot{x}_2=\dfrac{1}{m}(Ax_3-A_rp_b-bx_2-F_{fc}-F_p(x_1))+d(x_1,x_2,t)\\ \dot{x}_3=\dfrac{\beta}{V_a}[k_{qv}g_q(x_3,\mathrm{sgn}(u))k_vu-Ax_2-C_p(x_3-p_b)-\\ \qquad C_{ep}x_3]\end{cases} \tag{7}$$

其中

$$d(x_1,x_2,t)=\frac{1}{m}\Delta(x_1,x_2,t)$$

$$V_a=V_0+x_1A$$

$$g_q(x_3,\mathrm{sgn}(u))=\begin{cases}\sqrt{2(p_s-x_3)} & (u\geqslant 0)\\ \sqrt{2x_3} & (u<0)\end{cases}$$

2 非线性自适应鲁棒控制器

2.1 模型设计及问题声明

在压制成形运动控制过程中,主液压缸全程向下运动,液压缸库伦摩擦力 F_{fc} 是一个单向力。压坯压制力 $F_p(x_1)$ 的模型是关于 x_1 连续可导的函数。

定义 $d(x_1,x_2,t)=d_s+d_n$,其中 d_s 为建模误差和干扰量中的时变量,d_n 为标称值。定义系统不确定参数为 $\boldsymbol{\theta}=[\theta_1\quad\theta_2\quad\theta_3\quad\theta_4\quad\theta_5\quad\theta_6\quad\theta_7]^{\mathrm{T}}$,其中 $\theta_1=1/m$,$\theta_2=b/m$,$\theta_3=d_n-F_{fc}/m$,$\theta_4=\beta k_{qv}k_v$,$\theta_5=\beta$,$\theta_6=\beta C_p$,$\theta_7=\beta C_{ep}$,代入式(7),则系统状态空间表达式为

$$\begin{cases}\dot{x}_1=x_2\\ \dot{x}_2=\theta_1(Ax_3-A_rp_b-F_p(x_1))-\theta_2x_2+\theta_3+d_s\\ \dot{x}_3=\dfrac{1}{V_a}[\theta_4g_q(x_3,\mathrm{sgn}(u))u-\theta_5Ax_2-\\ \qquad\theta_6(x_3-p_b)-\theta_7x_3]\end{cases} \tag{8}$$

系统中,$\boldsymbol{\theta}$ 和 d_s 的真实值难以确定,但其变化范围是可以确定的。为此作如下假设:

假设 1:未知参数向量 $\boldsymbol{\theta}$ 处于一个有界的凸集 Ω_θ 内,$\forall\theta\in\Omega_\theta$,$\theta_{i\min}\leqslant\theta_i\leqslant\theta_{i\max}$,$i=1,2,\cdots,7$,其中 $\theta_{i\min}$ 和 $\theta_{i\max}$ 为已知常数。

假设 2:不确定时变量 $d_s(x_1,x_2,t)$ 是有界的 $|d_s(x_1,x_2,t)|\leqslant\delta_d(x_1,x_2,t)$,其中 $\delta_d(x_1,x_2,t)$ 为一已知的有界正值函数。

在粉末压制成形过程中,定义 $y_d(t)$ 为主液压缸期望运动轨迹,$y_d(t)$ 有界并且二阶可导。系统的控制目的为,在假设 1 和假设 2 条件下,设计有界的控制输入 u,使得系统(式(8))的输出 $y=x_1$ 实现对期望运动轨迹的精确跟踪。

2.2　投影式自适应律

令 $\hat{\boldsymbol{\theta}}$ 代表 $\boldsymbol{\theta}$ 的估计值，$\tilde{\boldsymbol{\theta}}$ 代表不确定参数的估计误差（$\tilde{\boldsymbol{\theta}}=\hat{\boldsymbol{\theta}}-\boldsymbol{\theta}$），$\bullet_i$ 表示向量 $\bullet$ 的第 i 个元素，定义离散映射

$$\mathrm{Proj}_{\hat{\theta}_i}(\bullet_i)=\begin{cases}0 & (\hat{\theta}_i=\theta_{i\max}\ \&\ \bullet_i>0)\\ 0 & (\hat{\theta}_i=\theta_{i\min}\ \&\ \bullet_i<0)\\ \bullet_i & (\text{其他})\end{cases}\tag{9}$$

设计非投影式自适应律

$$\dot{\hat{\boldsymbol{\theta}}}=\mathrm{Proj}_{\hat{\theta}}(\boldsymbol{\Gamma\tau})\tag{10}$$

式中　$\boldsymbol{\Gamma}$——对角自适应速率矩阵，$\boldsymbol{\Gamma}>0$

$\boldsymbol{\tau}$——自适应函数

可以证明，对于任意自适应函数 $\boldsymbol{\tau}$，式（9）定义的离散映射可以保证

$$\begin{cases}\hat{\boldsymbol{\theta}}\in\overline{\Omega}_\theta=\{\hat{\theta}_i:\theta_{i\min}\leqslant\hat{\theta}_i\leqslant\theta_{i\max}\}\\ \tilde{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}(\boldsymbol{\Gamma}^{-1}\mathrm{Proj}_{\hat{\theta}}(\boldsymbol{\Gamma\tau})-\boldsymbol{\tau})\leqslant 0\end{cases}\tag{11}$$

2.3　基于反步设计的自适应鲁棒控制

2.3.1　反步设计第 1 步

y_d 为主液压缸的期望运动轨迹，定义输出运动跟踪误差 $e_1=x_1-y_d$，定义类滑模变量

$$z_1=\dot{e}_1+k_{e1}e_1\tag{12}$$

式中　k_{e1}——线性反馈增益，$k_{e1}>0$

对 z_1 求导，将式（8）中第 2 个方程代入得

$$\dot{z}_1=\theta_1(Ax_3-A_rp_b-F_p(x_1))-\theta_2x_2+\theta_3+d_s-\ddot{y}_d+k_{e1}(x_2-\dot{y}_d)\tag{13}$$

定义半正定的李雅普诺夫函数

$$V_1=\frac{1}{2}w_1z_1^2\tag{14}$$

式中　w_1——权重因子，$\omega_1>0$

$$\dot{V}_1=w_1z_1[\theta_1(Ax_3-A_rp_b-F_p(x_1))-\theta_2x_2+\theta_3+d_s-\ddot{y}_d+k_{e1}(x_2-\dot{y}_d)]\tag{15}$$

定义主液压缸驱动力 $f_P=Ax_3$，将其视为式（15）的虚拟控制输入，可针对 $f_P=Ax_3$ 设计虚拟控制函数 α_1，使 z_1 收敛。α_1 的组成为

$$\begin{cases}\alpha_1=\alpha_{1a}+\alpha_{1s}\\ \alpha_{1a}=\dfrac{1}{\hat{\theta}_1}[\hat{\theta}_2x_2-\hat{\theta}_3+\ddot{y}_d-k_{e1}(x_2-\dot{y}_d)]+F_p(x_1)+A_rp_b\\ \alpha_{1s}=\alpha_{1s1}+\alpha_{1s2}\\ \alpha_{1s1}=-\dfrac{1}{\theta_{1\min}}k_1z_1\quad(k_1\geqslant k_{s1}+w_1\|\boldsymbol{\Gamma\Phi}_1\|^2)\end{cases}\tag{16}$$

式中　α_{1a}——系统模型补偿函数

α_{1s}——鲁棒控制函数

α_{1s1}——线性反馈项

α_{1s2}——非线性反馈项

k_1——线性反馈增益，$k_1>0$

k_s——线性反馈增益，$k_{s1}>0$

$\boldsymbol{\Phi}_1=[\alpha_{1a}-A_rp_b-F_p(x)\quad -x_2\quad 1\quad 0\quad 0\quad 0\quad 0]^{\mathrm{T}}$

虚拟控制函数 α_1 的两部分组成中，模型补偿项 α_{1a} 补偿了系统中的压制力等建模负载力，并引入了对期望惯性力、期望粘滞阻力、期望库伦摩擦力的补偿。鲁棒控制项 α_{1s} 中 α_{1s1} 是名义镇定部分，为线性反馈控制，包含了位置误差的比例反馈，k_1、k_{s1} 均为控制器设计参数；而 α_{1s2} 则是为了应对不确定非线性和模型误差而设计的，它是一个光滑函数，满足两个条件

$$\begin{cases}\omega_1z_1(\theta_1\alpha_{1s2}-\tilde{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Phi}_1+d_s)\leqslant\varepsilon_1\\ z_1\alpha_{1s2}\leqslant 0\end{cases}\tag{17}$$

式中　ε_1——控制器设计参数，$\varepsilon_1>0$，表征 z_1 收敛范围的边界

参数自适应函数为

$$\boldsymbol{\tau}_1=w_1\boldsymbol{\Phi}_1z_1\tag{18}$$

定义驱动力 f_P 相对于虚拟控制输入 α_1 的控制偏差 z_2 为

$$z_2=f_P-\alpha_1=Ax_3-\alpha_1\tag{19}$$

将式（16）代入式（15）得

$$\dot{V}_1=-\frac{\theta_1}{\theta_{1\min}}w_1k_1z_1^2+w_1z_1(\theta_1\alpha_{1s2}-\tilde{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Phi}_1+d_s)+w_1z_1z_2\theta_1\tag{20}$$

z_1 收敛等价于 e_1 收敛，要实现 z_1 收敛必需保证 f_P 以一定精度跟踪 α_1，下一步将综合系统控制输入以实现这一目的。

2.3.2　反步设计第 2 步

对式（19）取微分得

$$\dot{z}_2=\frac{A}{V_a}[\theta_4g_q(x_3,\mathrm{sgn}(u))u-\theta_5Ax_2-\theta_6(x_3-p_b)-\theta_7x_3]-\dot{\alpha}_1\tag{21}$$

构建半正定的李雅普诺夫函数

$$V_2=\frac{1}{2}w_2z_2^2\tag{22}$$

式中　w_2——权重因子，$\omega_2>0$

$$\dot{V}_2=w_2z_2\left[\frac{A}{V_a}[\theta_4g_q(x_3,\mathrm{sgn}(u))u-\theta_5Ax_2-\theta_6(x_3-p_b)-\theta_7x_3]-\dot{\alpha}_1\right]\tag{23}$$

由式（8）~（13），将虚拟控制函数 α_1 的时间导数分解为两部分之和

$$\dot{\alpha}_1(x_1,x_2,\hat{\boldsymbol{\theta}},\boldsymbol{Y}_d,t)=\dot{\alpha}_{1c}+\dot{\alpha}_{1u}\tag{24}$$

其中　$\boldsymbol{Y}_d=[y_d\quad \dot{y}_d\quad \ddot{y}_d]$

$$\dot{\alpha}_{1c}=\frac{\partial\alpha_1}{\partial x_1}x_2+\frac{\partial\alpha_1}{\partial x_2}\hat{\dot{x}}_2+\frac{\partial\alpha_1}{\partial Y_d}\dot{\boldsymbol{Y}}_d+\frac{\partial\alpha_1}{\partial t}$$

$$\dot{\alpha}_{1u}=\frac{\partial\alpha_1}{\partial x_2}[-\tilde{\theta}_1(Ax_3)+\tilde{\theta}_2x_2-\tilde{\theta}_3-d_s]+\frac{\partial\alpha_1}{\partial\hat{\boldsymbol{\theta}}}\dot{\hat{\boldsymbol{\theta}}}$$

$\dot{\alpha}_{1c}$表示 $\dot{\alpha}_1$ 中可计算部分,$\dot{\alpha}_{1u}$包含 $\dot{\alpha}_1$ 中不确定非线性的部分,不可计算,需利用鲁棒反馈进行处理。$\hat{\dot{x}}_2$ 表示 $\dot{x}_2$ 的估计值。

设计最终控制律为

$$\begin{cases}u=u_a(\boldsymbol{x},\hat{\boldsymbol{\theta}},t)+u_s(\boldsymbol{x},\hat{\boldsymbol{\theta}},t)\\ u_a=\dfrac{1}{\hat{\theta}_4H}\left[\dfrac{A^2}{V_a}\hat{\theta}_5x_2+\dfrac{A}{V_a}\hat{\theta}_6(x_3-p_b)+\dfrac{A}{V_a}\hat{\theta}_7x_3+\dot{\alpha}_{1c}-\dfrac{w_1}{w_2}z_1\hat{\theta}_1\right]\\ u_s=u_{s1}+u_{s2}\\ u_{s1}=-\dfrac{1}{\theta_{4\min}H}k_2z_2\\ \left(k_2\geqslant k_{s2}+w_2\|\boldsymbol{\Gamma}\boldsymbol{\Phi}_2\|^2+\dfrac{1}{2}w_2\left\|\dfrac{\partial\alpha_1}{\partial\hat{\boldsymbol{\theta}}}\right\|^2\right)\end{cases}\tag{25}$$

其中 $H=\dfrac{A}{V_a}g_q(x_3,\mathrm{sgn}(u))$

$$\boldsymbol{\Phi}_2=[\phi_1\quad\phi_2\quad\phi_3\quad\phi_4\quad\phi_5\quad\phi_6\quad\phi_7]^{\mathrm{T}}$$

$$\phi_1=-\frac{\partial\alpha_1}{\partial x_2}Ax_3+\frac{w_1}{w_2}z_1\quad\phi_2=\frac{\partial\alpha_1}{\partial x_2}x_2\quad\phi_3=-\frac{\partial\alpha_1}{\partial x_2}$$

$$\phi_4=Hu_a\quad\phi_5=-\frac{A^2}{V_a}x_2\quad\phi_6=-\frac{A}{V_a}(x_3-p_b)$$

$$\phi_7=-\frac{A}{V_a}x_3$$

式中 u_a——自适应模型补偿控制项

u_s——鲁棒反馈控制项

u_{s1}——线性反馈项 u_{s2}——非线性鲁棒项

k_2——反馈控制增益,$k_2>0$

k_{s2}——反馈控制增益,$k_{s2}>0$

与上一步类似,最终控制函数 u 包含模型补偿项 $u_a(\boldsymbol{x},\hat{\boldsymbol{\theta}},t)$和鲁棒控制项 $u_s(\boldsymbol{x},\hat{\boldsymbol{\theta}},t)$。$u_a$ 在自适应机制下补偿了主液压缸在压制运动中因容腔容积变化、泄漏和压力动态变化而产生的流量变化。u_s 中的 u_{s1}为鲁棒控制项中的名义镇定项,为控制偏差 z_2 的比例反馈控制。k_2、k_{s2}是控制器的设计参数。u_{s2}用于应对模型不确定性和不确定非线性,为光滑控制函数,需满足条件

$$\begin{cases}\omega_2z_2\left(H\theta_4u_{s2}-\tilde{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Phi}_2+\dfrac{\partial\alpha_1}{\partial x_2}d_s\right)\leqslant\varepsilon_2\\ \omega_2z_2H\theta_4u_{s2}\leqslant0\end{cases}\tag{26}$$

式中 ε_2——控制器设计参数,$\varepsilon_2>0$,表征 z_2 收敛范围的边界

u_{s2}可用控制偏差 z_2 的非线性反馈实现。

将式(25)、(24)代入式(23)得

$$\dot{V}_2=-w_1z_1z_2\theta_1-\frac{\theta_4}{\theta_{4\min}}k_2w_2z_2^2-w_2z_2\frac{\partial\alpha_1}{\partial\hat{\boldsymbol{\theta}}}\dot{\hat{\boldsymbol{\theta}}}+w_2z_2\left(H\theta_4u_{s2}-\tilde{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Phi}_2+\frac{\partial\alpha_1}{\partial x_2}d_s\right)\tag{27}$$

系统自适应律为

$$\dot{\hat{\boldsymbol{\theta}}}=\mathrm{Proj}_{\hat{\theta}}(\boldsymbol{\Gamma}\boldsymbol{\tau})\tag{28}$$

$$\boldsymbol{\tau}=\boldsymbol{\tau}_1+w_2\boldsymbol{\Phi}_2z_2=w_1\boldsymbol{\Phi}_1z_1+w_2\boldsymbol{\Phi}_2z_2\tag{29}$$

图 2 为控制器原理框图。控制器综合了让输出压制运动跟踪误差 e_1 收敛的虚拟控制函数 α_1(非直接控制输出),同时综合了让控制误差 z_2 收敛的控制函数 u(控制器的输出即系统的实际输入),控制误差 z_2 收敛意味着主液压缸实际驱动力 f_P 对期望驱动控制力 α_1 的精确跟随,于是各环节跟踪误差都是收敛的,系统稳定。

2.4 系统稳定性证明和控制特性

对于粉末成形液压机压制运动电液系统的状态空间表达式(8),在假设 1 和假设 2 成立的前提下,控制输入用式(25)综合并且采用自适应律式(29),可以得到结论:①系统的李雅普诺夫函数是指数收敛的,表征系统的跟踪误差 z_1、z_2 将会收敛于有界范围内,系统拥有一定的鲁棒瞬态性能和稳态跟踪精度。②如果不存在不确定非线性,即 $d=0$,系统能够实现渐进跟踪,即当 $t\to\infty$,$z_1\to0$。

对以上结论的证明如下:

选取系统半正定的李雅普诺夫函数为

$$V=V_1+V_2=\frac{1}{2}w_1z_1^2+\frac{1}{2}w_2z_2^2\tag{30}$$

对 V 求导 $\dot{V}=\dot{V}_1+\dot{V}_2$,将式(20)、(27)代入得

$$\dot{V}=-\frac{\theta_1}{\theta_{1\min}}w_1k_1z_1^2+w_1z_1(\theta_1\alpha_{1s2}-\tilde{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Phi}_1+d_s)-w_2z_2\frac{\partial\alpha_1}{\partial\hat{\boldsymbol{\theta}}}\dot{\hat{\boldsymbol{\theta}}}-\frac{\theta_4}{\theta_{4\min}}w_2k_2z_2^2+w_2z_2\left(H\theta_4u_{s2}-\tilde{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Phi}_2+\frac{\partial\alpha_1}{\partial x_2}d_s\right)\tag{31}$$

考虑式(16)、(17)、(25)、(26)得

$$\dot{V}\leqslant-w_1k_{s1}z_1^2-w_2k_{s2}z_2^2+\varepsilon_1+\varepsilon_2-w_2z_2\frac{\partial\alpha_1}{\partial\hat{\boldsymbol{\theta}}}\dot{\hat{\boldsymbol{\theta}}}-\frac{1}{2}w_2^2z_2^2\left\|\frac{\partial\alpha_1}{\partial\hat{\boldsymbol{\theta}}}\right\|^2-w_1^2\|\boldsymbol{\Gamma}\boldsymbol{\Phi}_1\|^2z_1^2-w_2^2\|\boldsymbol{\Gamma}\boldsymbol{\Phi}_2\|^2z_2^2\leqslant-w_1k_{s1}z_1^2-w_2k_{s2}z_2^2+\varepsilon_1+\varepsilon_2+\frac{1}{2}(\|\dot{\hat{\boldsymbol{\theta}}}\|^2-2(w_1^2\|\boldsymbol{\Gamma}\boldsymbol{\Phi}_1\|^2z_1^2+w_2^2\|\boldsymbol{\Gamma}\boldsymbol{\Phi}_2\|^2z_2^2))\tag{32}$$

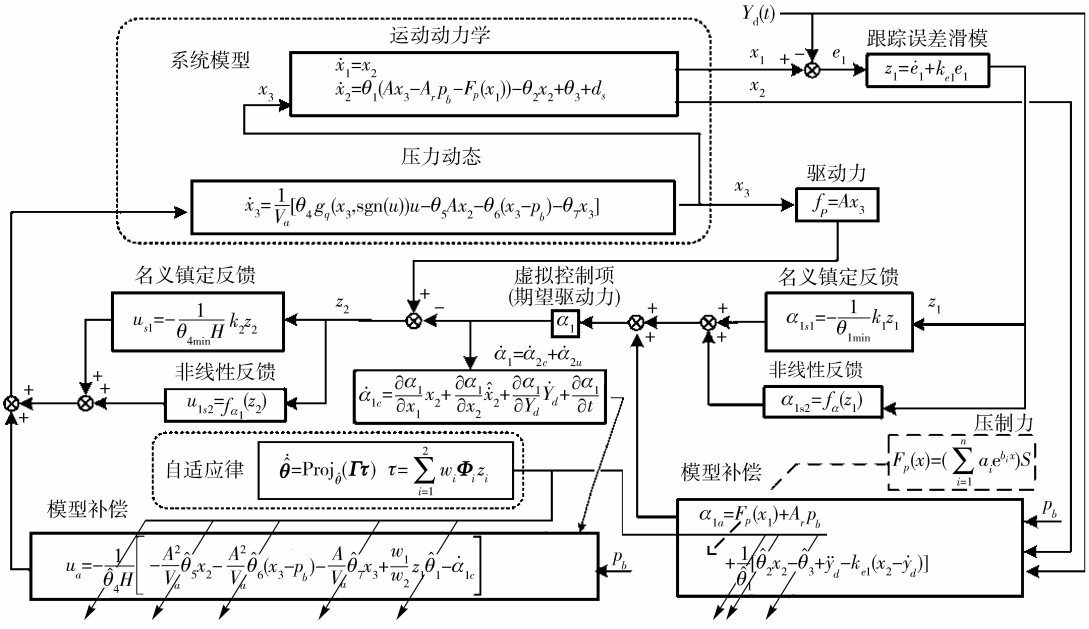

图 2　粉末成形压制运动自适应鲁棒运动控制框图

Fig. 2　Schematic diagram of adaptive robust motion control for powder compaction pressing tool

由式(10)、(11)、(29)，可得

$$\|\dot{\hat{\boldsymbol{\theta}}}\|^2=\|\mathrm{Proj}_{\hat{\theta}}(\boldsymbol{\Gamma\tau})\|^2\leqslant\|\boldsymbol{\Gamma\tau}\|^2\leqslant 2(\|\boldsymbol{\Gamma\Phi}_1\|^2w_1^2z_1^2+\|\boldsymbol{\Gamma\Phi}_2\|^2w_2^2z_2^2)\tag{33}$$

于是，有

$$\dot{V}\leqslant-w_1k_{s1}z_1^2-w_2k_{s2}z_2^2+\varepsilon_1+\varepsilon_2\tag{34}$$

系统中所有的信号均为有界变量，则李雅普诺夫函数 V 有界且满足

$$V(t)\leqslant\exp(-\lambda_vt)V(0)+\frac{\varepsilon_V}{\lambda_V}[1-\exp(-\lambda_vt)]\tag{35}$$

其中　$\lambda_v=2\min\{k_1,k_2\}$　$\varepsilon_V=\varepsilon_1+\varepsilon_2$

由此可得，所设计的控制器具有指数收敛的动态性能，收敛速率为 λ_V。收敛域边界由 $V(\infty)=\varepsilon_V/\lambda_V$ 表示。结论 1 得证。若系统不存在不确定非线性，即 $d=0$，则 $\dot{V}\leqslant-\lambda V$，有 $V(t)\leqslant\exp(-\lambda_vt)V(0)$，结论 2 得证。

3　实验

为了验证所设计控制器的有效性，分析系统控制性能，在所搭建的粉末成形液压机实验平台(图 3)上进行了实验研究。该实验平台由粉末成形样机、压制工具系统、液压驱动控制系统、PLC 控制系统、集成数据采集处理的 Compact RIO 实时控制系统、上位机测控平台等组成。其中粉末成形样机最大压制力 1 000 kN，机身结构与普通粉末成型液压机 YQ79Z－100 型相同。主液压缸控制阀为 Bosch Rexroth 公司的高频响阀，型号为 4WRPEH6VB40L，其额定流量为单边压差 3.5 MPa 下 40 L/min，正弦频响不低于 80 Hz。压制位移由磁栅尺测量，磁栅尺为 SPM 公司的 MR200－C&MS200－70，分辨率 1 μm。压力信号由压力传感器检测，为 WIKA 公司 S－10 系列。实验平台电气控制系统示意图如图 4 所示。Compact RIO 实时控制平台与上位机数据采集监控系统通过 TCP/IP 网络通信。控制器(NI 公司 cRIO－9024)控制周期设定在 200 μs，数据采集系统的模拟量输入模块(NI 公司 9205)采样率设定为 1 kHz，控制信号通过模拟量输出模块(NI 公司 9269)输出，数/模与模/数转换分辨率均为 16 位，模拟量输入输出模块及控制器搭载在可重新配置的 FPGA 嵌入式机箱(NI 公司 cRIO－9114)。

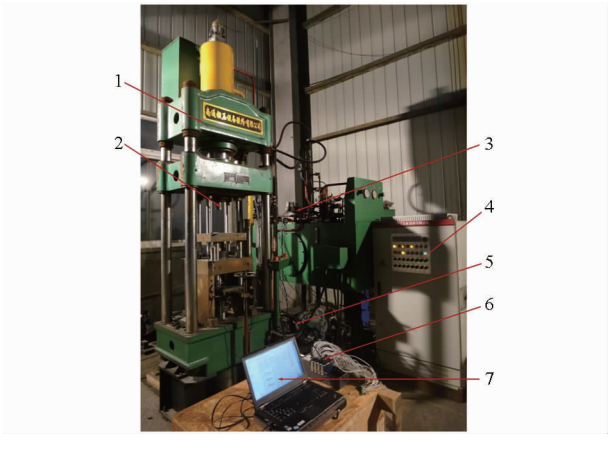

图 3　实验测试平台照片

Fig. 3　Photo of experimental test platform

1. 粉末成形样机　2. 压制工具系统　3. 泵源系统　4. 液压控制块　5. PLC 电气控制系统　6. Compact RIO 实时控制及数据采集处理系统　7. 上位机测控平台

实验以 200 目还原铁粉(松装密度为 3.18 g/cm^3)

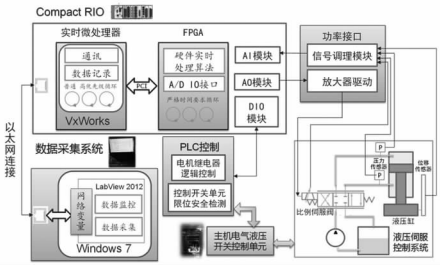

图 4 实验电液控制系统示意图

Fig. 4 Sketch of electro-hydraulic control system of experimental test platform

在装粉高度 $h=60$ mm 时压制成形圆柱体压坯压制运动控制为研究对象。成形圆柱体压坯尺寸要求为:直径 $d=\phi 20_{0}^{0.025}$ mm,压坯高度 $H=32_{-0.05}^{0.05}$ mm。

为获得压坯压制力模型,在实验平台上对其压缩刚度特性曲线进行测试。测试时液压机压制速度控制在约 1 mm/s,最高单位压制压力为 900 ~ 1 000 MPa,通过数据采集系统得到其压缩刚度特性曲线数据,所得相关系数 $R=0.999\ 8$ 的拟合公式为 $P(x)=3.21\mathrm{e}^{0.186x}$,如图 5 所示。由此得,式(2)中,$n=1$,$a_1=3.21$,$b_1=0.186$,装粉高度 60 mm 铁基粉末压制成形圆柱体压坯($d=20$ mm)时压制力满足

$$F_p(x)=\left(\sum_{i=1}^{n}a_i\mathrm{e}^{b_i x}\right)S=(a_1\mathrm{e}^{b_1 x})S=(3.21\mathrm{e}^{0.186x})\left(\frac{1}{4}\pi d^2\right)=321\pi\mathrm{e}^{0.186x} \quad (36)$$

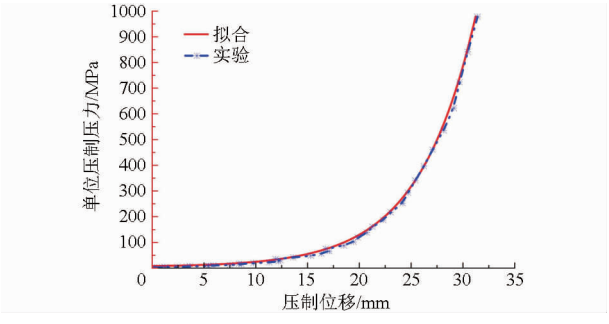

图 5 铁基粉末成形圆柱体压坯压缩刚度特性曲线(压坯直径 $d=20$ mm,装粉高度 $h=60$ mm)

Fig. 5 Compressive stiffness characteristic of iron-based powder forming cylinder compact ($d=20$ mm, $h=60$ mm)

结合金属粉末成形工艺要求和粉体成形力学原理,考虑在实际加压成形过程中压制速率对压坯密度均匀性的影响,采用分段变速压制策略,即在粉末压制变形初期弹性变形阶段快速压制,在成形末期采取慢速压制[20-21]。具体的压制运动期望曲线如图 6 所示,在初始加压压制阶段主液压缸压制速度 $v_1=8$ mm/s,在慢速压制阶段主液压缸压制速度 $v_2=1.63$ mm/s,压制位移 28 mm(压坯高度 32 mm)。

控制系统基本参数如表 1 所示。系统控制设计参数如表 2 所示,系统不确定参数范围及其名义值如表 3 所示。

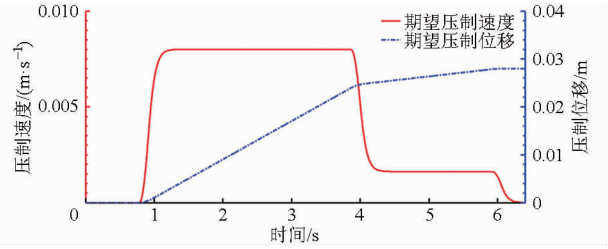

图 6 铁基粉末成形圆柱体压坯成形压制运动期望曲线

Fig. 6 Compaction motion control experimental curves of iron-based powder forming cylinder compact

表 1 系统基本参数

Tab. 1 Values of system parameters

模型参数	数值
主液压缸无杆腔活塞作用面积 A/m^2	0.038 013
主液压缸有杆腔活塞作用面积 A_r/m^2	0.004 051
主液压缸无杆腔初始时刻容积 V_0/m^3	0.003 3

表 2 系统控制参数

Tab. 2 Values of controller parameters

控制参数	k_{e1}	k_1	k_2	w_1	w_2
数值	50 000	5	25	1	1

表 3 控制系统不确定参数范围及标称值

Tab. 3 Nominal values and extent of controller system uncertain parameters

参数 θ_i	标称值	最小值	最大值
$\theta_1/\mathrm{kg}^{-1}$	1/738	1/600	1/900
$\theta_2/(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{s}^{-1})$	2 000	1 500	2 500
$\theta_3/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{s}^{-2})$	32.5	25	40
$\theta_4/(\mathrm{m}^3\cdot\sqrt{\mathrm{Pa}}\cdot\mathrm{V}^{-1})$	120	120	130
θ_5/Pa	7×10^8	6×10^8	7.5×10^8
$\theta_6/(\mathrm{m}^3\cdot\mathrm{s}^{-1})$	6×10^{-5}	4×10^{-5}	8×10^{-5}
$\theta_7/(\mathrm{m}^3\cdot\mathrm{s}^{-1})$	3×10^{-5}	2×10^{-5}	5×10^{-5}

实验位移跟踪曲线如图 7 所示,位置误差曲线如图 8 所示,速度跟踪实验曲线如图 9 所示,速度误差曲线如图 10 所示。压制运动过程中压力曲线如图 11 所示。由图 7 ~ 10 实验结果可知,在加压成形阶段,运动曲线跟踪的位移偏差保持在 0.04 mm 内,即控制精度可保持在 0.16%。在匀速压制阶

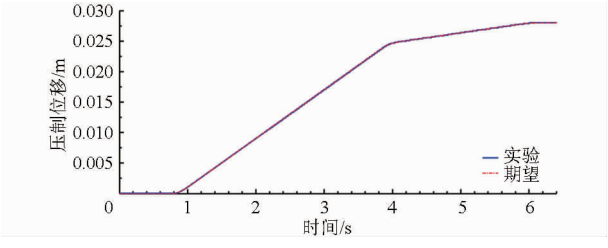

图 7 铁基粉末成形圆柱体压坯压制运动控制实验曲线

Fig. 7 Compaction motion control experimental curves of iron-based powder forming cylinder compact

段，速度跟踪误差可保持在 0.075 mm/s 内。由此可见所设计的自适应鲁棒压制运动控制器在铁基粉末成形圆柱体压坯的加压压制过程中实现了对变速压制工艺曲线精确的运动跟踪控制。

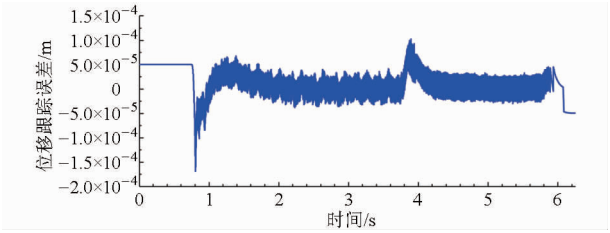

图 8　压制运动控制跟踪误差实验曲线

Fig. 8　Tracking errors for compaction motion

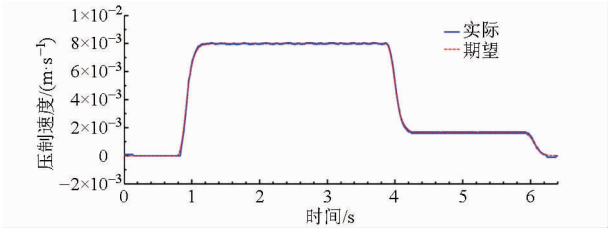

图 9　铁基粉末成形圆柱体压坯压制运动实验速度曲线

Fig. 9　Compaction motion control experimental velocity curves of iron-based powder forming cylinder compact

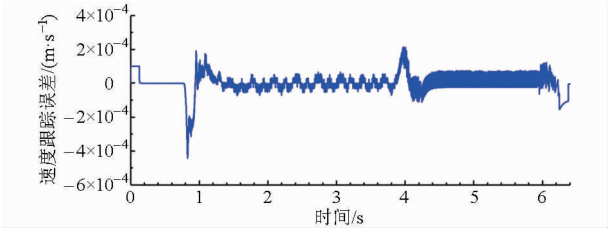

图 10　压制运动控制速度跟踪误差实验曲线

Fig. 10　Tracking velocity errors for compaction motion

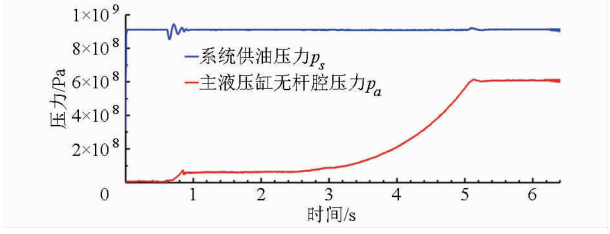

图 11　压制运动自适应鲁棒控制实验的压力曲线

Fig. 11　Pressure curves for powder compaction motion ARC experiment

实验中压坯的实际压制压力与压制位移关系曲线如图 12 所示，通过与建模压制压力曲线比较也印证了模型的有效性。不确定参数在线估计自适应曲线如图 13 所示。综合以上实验结果，在被试电液系统压制成型压坯受到压制力负载强干扰情况下，所设计控制器使系统具有良好的运动控制性能，并表现出性能鲁棒性。

在相同模具、相同保压时间条件下，实验中压制成形压坯与改造前 YQ79Z－100 型普通粉末成形液压机单向压制成形的压坯实物如图 14 所示。两组压坯中各随机抽取 5 个压坯，测量其轴向（高度）尺寸如表 4 所示。

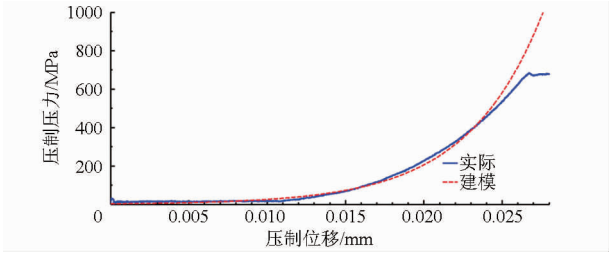

图 12　实际压制位移-压制压力曲线

Fig. 12　Experimental pressing displacement－compaction pressure curves

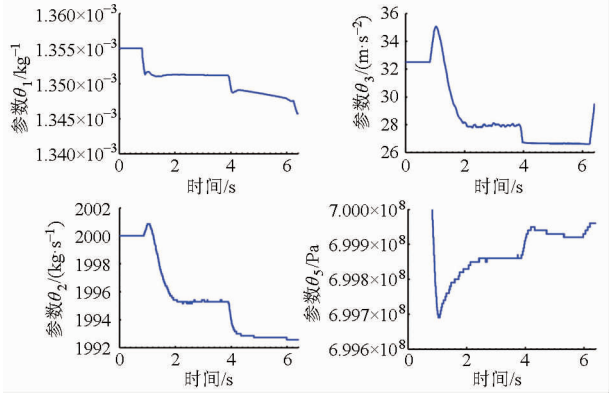

图 13　压制运动控制参数估计自适应曲线

Fig. 13　Parameter estimation curves for compaction motion

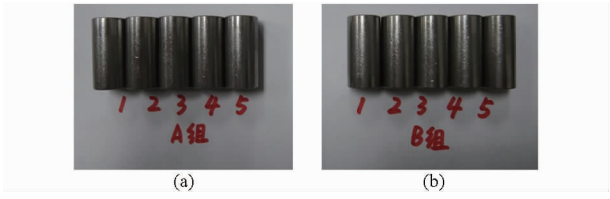

图 14　压坯实物图

Fig. 14　Photo of compact

（a）ARC 压制运动控制成形　（b）普通粉末成形液压机压制成形

表 4　压坯成形高度测量值

Tab. 4　Height dimension of die　　mm

	1	2	3	4	5
A 组	31.96	31.99	31.97	32.00	31.96
B 组	32.03	31.96	32.04	31.95	31.96

由表 4 知，应用设计的粉末成形液压机自适应鲁棒控制策略压制成形的压坯尺寸精度满足压坯精密成形要求，各试件的波动均在各自要求的公差范围内。将 2 组成形压坯应用排水法分别测得各组成形后压坯的密度，为测量压坯的密度分布，将压坯用线切割切成不同的小样。纵向上分 4 层切割，切割厚度为 8 mm（切割线厚度约为 0.3 mm）。横向上将压坯试件切割成直径为 10 mm 的圆柱（内层）和内径为 10 mm 外径为 20 mm 的圆环（外层），测得两组

压坯密度及密度分布数据如图 15 所示。与普通压机压制成形压坯试件密度分布相比,应用 ARC 压制运动控制实现分段变速压制可有效提高成形的压坯试件密度分布均匀性。

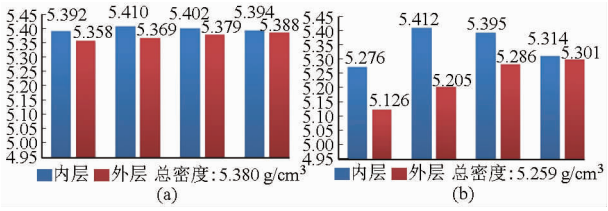

图 15 实验成形压坯密度分布

Fig. 15 Density distribution of compact

(a) ARC 压制运动控制成形压坯试件

(b) 普通压机压制成形压坯试件

成形液压机压制运动电液控制系统,建立了负载压制力的非线性模型以及电液系统的动力学模型,基于此设计了自适应鲁棒压制运动控制器。理论分析与实验表明,所设计的粉末成形液压机压制运动自适应鲁棒控制器结合了鲁棒控制和自适应控制的优点,在粉末致密化压坯成形过程中针对系统存在的参数不确定性、不确定非线性,尤其是为解决负载压制力的强非线性干扰影响提供了一种有效的压制运动控制方法。该控制器在对铁基粉末成形圆柱体压坯单向变速压制工艺压制运动曲线的跟踪控制实验中,具有较高的输出运动轨迹跟踪精度,运动曲线跟踪的位移偏差保持在 0.04 mm 内,表现出良好的控制性能。

4 结束语

针对具有参数不确定性、压制力强干扰的粉末

参 考 文 献

1 周照耀,李元元. 金属粉末成形力学建模与计算机模拟[M]. 广州:华南理工大学出版社, 2011.

2 邓佳,曹树平,罗小辉,等. 二氧化铀粉末成型系统电液位置-压力复合控制仿真[J]. 机械制造与自动化, 2013(6):84 -89.
Deng Jia, Cao Shuping, Luo Xiaohui, el al. Simulation of electro-hydraulic position and force compound control system for compacting UO_2 powder[J]. Machine Building and Automation, 2013(6):84 -89. (in Chinese)

3 熊晓红,卢怀亮,黄树槐. 智能型粉末成形液压机的研究[J]. 华中理工大学学报, 1998, 26(8):38 -40.
Xiong Xiaohong, Lu Huailiang, Huang Shuhuai. Research on intelligent powder compaction press[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology, 1998, 26(8):38 -40. (in Chinese)

4 俞建卫,徐蕾,吴士鹏. 基于遗传算法优化的模糊 PID 在粉末液压机伺服系统的应用研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2013(8):58 -61.
Yu Jianwei, Xu Lei, Wu Shipeng. Study on fuzzy-PID control based on genetic algorithm used in powder hydraulic machine's servo system[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2013(8):58 -61. (in Chinese)

5 崔明光,管国栋,张金,等. 自适应 PID 在粉末冶金液压机速度控制中的应用[C]//第十二届全国塑性工程学术年会第四届全球华人塑性加工技术研讨会论文集,2011:214 -217.
Cui Mingguang, Guan Guodong, Zhang Jin, el al. Application of adaptive PID method in speed control of powder metallurgy hydraulic press[C]//Proceedings of the 12th Conference on Forming Technology, 2011:214 -217. (in Chinese)

6 于韶辉. 干粉自动成型液压机双闭环模糊控制系统的研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2004.
Yu Shaohui. Research on double feedback fuzzy control of automatic forming hydraulic press for dry powder[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2004. (in Chinese)

7 高俊,颜国义,彭根运,等. 基于迭代学习的粉末成形压机控制策略仿真[J]. 流体传动与控制, 2013(1):25 -28.
Gao Jun, Yan Guoyi, Peng Genyun, el al. Simulation of power metallurgic forming machine based on the iterative learning control strategy[J]. Fluid Power Transmission and Control, 2013(1): 25 -28. (in Chinese)

8 Yao B, Tomizuka M. Smooth robust adaptive sliding mode control of manipulators with guaranteed transient performance[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1996, 118(4):764 -775.

9 Yao B. High performance adaptive robust control of nonlinear systems: a general frame work and new schemes [C]//Decision and Control. Proceedings of the 36th IEEE Conference on Decision and Control, San Diego, CA: IEEE, 1997:2489 -2494.

10 Yao B, Bu F, Chiu G T. Non-linear adaptive robust control of electro-hydraulic systems driven by double-rod actuators[J]. International Journal of Control, 2001, 74(8): 761 -775.

11 Yao B, Bu F, Reedy J, et al. Adaptive robust motion control of single-rod hydraulic actuators: theory and experiments[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2000, 5(1):79 -91.

12 Yao B, Chang J. Advanced motion control:from classical PID to nonlinear adaptive robust control[C]//11th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control, 2010:815 -829.

13 Troxel N A, Yao B. Hydraulic cylinder velocity control with energy recovery: a comparative simulation study[C]//ASME 2011 Dynamic Systems and Control Conference and Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control, 2011:169 -176.

(下转第 337 页)

6 董玲,杨洗陈,张海明,等. 自由曲面破损零件激光再制造修复路径生成[J]. 中国激光, 2012,39(7):1 - 6.
Dong Ling, Yang Xichen, Zhang Haiming, et al. Path generation for repairing damaged parts of free-form [J]. Chinese Journal of Lasers, 2012, 39(7): 1 - 6. (in Chinese)
7 董玲,杨洗陈,雷剑波,等. 基于机器视觉的激光再制造机器人离线自动编程研究[J]. 中国激光,2012,40(10):1 - 8.
Dong Ling, Yang Xichen, Lei Jianbo, et al. Off-line automatic programming research of laser remanufacturing robot based on machine vision [J]. Chinese Journal of Lasers, 2012, 40(10): 1 - 8. (in Chinese)
8 杨洗陈,张海明,刘立峰,等. 激光再制造机器人光电视觉技术进展[J]. 中国激光,2011,38(6):1 - 11.
Yang Xichen, Zhang Haiming, Liu Lifeng, et al. Machine vision in laser remanufacturing robot [J]. Chinese Journal of Lasers, 2011, 38(6): 1 - 11. (in Chinese)
9 Brant M, Sun S, Bishop A. Laser repair of steam turbine blades [J]. Chinese Journal of Lasers, 2009, 36(12): 3240 - 3244.
10 Huang H, Gong Z M, Chen X Q, et al. Smart robotic system for 3D profile turbine vane airfoil repair[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2003, 21(4):275 - 283.
11 Huang H, Gong Z M, Chen X Q, et al, Robotic grinding and polishing for turbine-vane overhaul [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2002, 127(2): 140 - 145.
12 Gong Z M, Chen X Q, Huang H. Optimal profile generation in distorted surface finishing [C] // Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2000: 1557 - 1562.
13 Wang T, Liu Y, Wang L, et al. Digitally reverse modeling for the repair of blades in aero-engines [J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 141(1): 258 - 263.
14 Wang T, Liu Y, Tang J, et al. Study on the curve reconstructing in the process of blade repairing [J]. Advanced Materials Research, 2013, 819: 86 - 90.
15 Cecil Piya, Michael Wilson J, Sundar Murugappan, et al. Virtual repair: geometric reconstruction for remanufacturing gas turbine blades [C] // ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2011: 895 - 904
16 Wilson J M, Piya C, Shin Y C, et al. Remanufacturing of turbine blades by laser direct deposition with its energy and environmental impact analysis[J]. Journal of Cleaner Production, 2014, 80(1):170 - 178.
17 任乃飞,曹松. 选择性激光烧结金属粉末材料的研究进展[J]. 农业机械学报,2005,36(8):147 - 153.
Ren Naifei, Cao Song. Research advances of metallic powder materials by selective laser sintering [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(8):147 - 153. (in Chinese)
18 符永宏,杨巍,张华伟,等. 激光微造型凸轮副的摩擦磨损[J]. 农业机械学报,2010, 41(1): 216 - 219.
Fu Yonghong, Yang Wei, Zhang Huawei, et al. Friction and wear of cam with laser micro-texture under lubrication [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(1): 216 - 219. (in Chinese)
19 郭浩,马钦,张胜利,等. 基于三维重建的动物体尺度获取原型系统[J]. 农业机械学报, 2014,45(5):227 - 232.
Guo Hao, Ma Qin, Zhang Shengli, et al. Prototype system of shape measurements of animal based on 3D reconsrtuction [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5):227 - 232. (in Chinese)
20 Mohaghegh K M H, Siadeghi A, Abdullah A. Reverse engineering of turbine blades based on design intent [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2007, 32(9 - 10): 1009 - 1020.

(上接第 360 页)

14 Paul Beiss. 粉末冶金零件的粉末成形压机、模架及成形能力发展趋向[J]. 粉末冶金工业, 2011,21(5):12 - 20.
Paul Beiss. Trends in powder presses, tooling and shaping capabilities for PM parts [J]. Powder Metallurgy Industry, 2011, 21(5):12 - 20. (in Chinese)
15 董林峰. 粉末金属成形中的缺陷预测与成形过程的计算机仿真[D]. 上海:上海交通大学,2001.
Dong Linfeng. Defects prediction during metal powder compaction and computer simulation of compaction process[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2001. (in Chinese)
16 汪俊,李从心, 阮雪榆. 基于实验参数修正的粉末金属压制过程数学模型[J]. 上海交通大学学报, 2000, 34(3):322 - 325.
Wang Jun, Li Congxin, Ruan Xueyu. Mathematical model of powdered metal compacting process based on modified experimental parameters[J]. Journal of Shanhai Jiao Tong University, 2000, 34(3):322 - 325. (in Chinese)
17 Skonecki S, Kulig R, Łysiak G. Models of pressure compaction and their application for wheat meal [J]. International Agrophysics, 2014, 28(1):125 - 130.
18 俞建卫,刘岳,焦明华,等. 粉末冶金压制成形受力情况的研究[J]. 粉末冶金工业, 2012,22(2):49 - 54.
Yu Jianwei, Liu Yue, Jiao Minghua, et al. Study on force in powder metallurgy molding[J]. Powder Metallurgy Industry, 2012, 22(2):49 - 54. (in Chinese)
19 Alleyne A. Nonlinear force control of an electro-hydraulic actuator[C] // Japan/USA Symposium on Flexible Automation, 1996, 1: 193 - 200.
20 Sopchak N D, Misiolek W Z. Density gradients in multilayer compacted iron powder parts [J]. Materials and Manufacturing Processes, 2000, 15(1):65 - 79.
21 吴成义,张丽英. 粉末成形力学原理[M]. 北京:冶金工业出版社,2003.