doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2024.S2.009

基于扰动观测的玉米摘穗收获自适应控制系统研究

张 真[1] 王 亮[1] 韩科立[2] 迟瑞娟[3]

（1. 常州大学机械与轨道交通学院，常州 213164；2. 中国农业机械化科学研究院集团有限公司，北京 100083；
3. 中国农业大学工学院，北京 100083）

摘要：为减少玉米收获机在复杂时变作业环境下的不确定性扰动及时滞问题，提高收获机控制系统抗扰性及玉米收获质量，以摘穗损失率为控制目标，以拉茎辊转速、作业速度和割台高度为主要控制子系统，提出一种基于扰动观测的玉米摘穗收获自适应调控方法。首先，针对收获机作业环境和系统特性，构建了玉米收获机摘穗系统模型；其次，采用并联型的加权PI控制器对各子系统预期目标值进行优化；然后，以自抗扰控制（Active disturbance rejection control，ADRC）作为反馈环节，采用扩张状态观测器在线估计系统内外部扰动，并进行补偿；最后，搭建了收获机自适应控制系统模型，对系统控制策略及各子系统控制性能进行仿真试验和田间试验验证。试验结果表明，各子系统均可以按照既定的控制规则协调工作，并能够快速稳定地实现控制目标，稳态误差最终收敛为0，具有较强的抗干扰性能力，控制效果良好。

关键词：玉米收获机；摘穗系统；自抗扰控制；自适应控制；摘穗损失

中图分类号：S24 **文献标识码**：A **文章编号**：1000-1298(2024)S2-0085-10

Adaptive Control System for Corn Ear-picking Harvesting Based on Disturbance Observation

ZHANG Zhen[1] WANG Liang[1] HAN Keli[2] CHI Ruijuan[3]

(1. *College of Mechanical Engineering and Rail Transit, Changzhou University, Changzhou* 213164, *China*
2. *Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences Co.,Ltd., Beijing* 100083, *China*
3. *College of Engineering, China Agricultural University, Beijing* 100083, *China*)

Abstract: To mitigate the issues of uncertainty disturbances and time delays faced by corn harvesting machines in complex and time-varying operational environments, and improve the disturbance rejection capability of the control system as well as the quality of corn harvesting, an adaptive control method based on disturbance observation was proposed for corn ear-picking harvesting. This method targeted to minimize the ear loss rate and utilized the rotational speed of the pulling rollers, operating speed, and header height as the primary control subsystems. Firstly, tailored to the operational environment and system characteristics of the harvester, models of the corn ear-picking system were constructed. Secondly, a parallel weighted PI controller was employed to optimize the desired target values for each subsystem. Thirdly, utilizing active disturbance rejection control (ADRC) as the feedback mechanism, an extended state observer was implemented to estimate and compensate for both internal and external disturbances in the system online; Finally, an adaptive control system model for the harvester was established, and simulation experiments were conducted to evaluate the effectiveness of the harvester system control strategy and the control performance of each subsystem. Field experiments were also conducted to verify the effectiveness of the control strategy. Experimental results demonstrated that all subsystems collaborated seamlessly according to predefined control rules, achieving control objectives quickly and stably with steady-state errors eventually converging to zero. The system exhibited strong anti-disturbance capabilities and achieved satisfactory control effects.

Key words: corn harvester; ear-picking system; ADRC; adaptive control; ear loss

收稿日期：2024-07-20 修回日期：2024-09-30

基金项目：国家自然科学基金面上项目(52172396)和常州大学科技计划项目(ZMF22020097)

作者简介：张真(1993—)，女，讲师，博士，主要从事农机装备智能化研究，E-mail：zhangzhen@cczu.edu.cn

通信作者：迟瑞娟(1969—)，女，副教授，博士生导师，主要从事车辆机电控制及智能化研究，E-mail：chiruijuan@cau.edu.cn

0 引言

我国小麦机械化收获率达98%,水稻机械化收获率达94%,而玉米机械化收获率仅为79%,且作物损失率较高,严重阻碍了我国农业现代化的发展进程。据统计,玉米收获机割台部分产生的损失率分别占收获总损失率的75.28%(果穗收获方式)和54.53%(籽粒收获方式),其中,摘穗辊式摘穗机构对玉米果穗的"啃伤"比例高达30%[1-3]。玉米收获工作强度高、时间长且操作复杂,作业机构与玉米作物之间存在着复杂的力学关系[4]。在目前的摘穗收获过程中,驾驶员对收获机作业机构的调节多凭借经验,难以获得最佳的收获性能。同时,由于作业环境、作物性状时变以及大惯量作业机构和控制信号延迟等因素的影响,收获机在作业时会表现出不确定性扰动、时滞及非线性特征,致使收获机作业机构调控困难,无法满足低损高效的收获需求。因此,根据收获机作业机构对玉米损伤的影响规律及耦合作用机制,提出玉米摘穗收获自适应控制方法,使玉米收获机能实时根据复杂时变的作业环境对作业机构做出快速稳定调控,是我国玉米收获机进一步发展的关键所在。

发达国家的联合收获机普遍安装了谷物测产传感器和籽粒损失检测传感器,针对收获机作业过程中收获损失率的在线检测多采用基于机器视觉的方法[5-7]。通过对谷物产量或籽粒损失率的监测,根据湿度和农作物条件的变化补偿和自动调整收获机参数设置,实现作业速度、脱粒滚筒转速、振动筛或风机转速的自适应控制[8-11]。国内科研单位也对产量、喂入量监测以及收获机故障检测技术展开了研究[12-14]。中国科学技术大学提出了一种基于YOLO v3的神经网络模型,对玉米摘穗收获时产生的断穗进行识别,检测速度可达10 f/s,精度达到89.77%,能够满足收获机自适应控制系统对于实时性和准确性要求[15]。此外,学者多采用模型参考自适应控制、模糊PID控制和模型预测控制、有限时间扩展观测器等先进控制理论解决收获机非线性、控制延迟和强干扰的问题,并建立联合收获机前进速度、拨禾轮转速及滚筒转速自动控制等模型[16-18]。由于玉米种植和收获方式的差异,摘穗损失的控制多通过自动对行和割台高度自动控制的方法[19-21]。然而,上述方式功能较为单一,缺乏针对摘穗环节自适应控制的研究。因此,针对我国以果穗收获为主且玉米收获机无法满足低损高效收获需求的现状,提出一种根据作物状态、环境变化及玉米摘穗收获损伤情况对玉米收获机进行快稳调节的自适应控制系统,以适应作业环境变化和玉米收获过程中的多种扰动,提高收获机的作业性能。

1 玉米收获机摘穗系统模型建立

玉米收获机主要由摘穗装置、割台升降机构和行走系统3部分配合完成摘穗收获,将这3部分统称为摘穗系统,如图1所示,各作业机构均通过液压传动的方式调节。收获机控制系统以摘穗损失率为输入,拉茎辊转速、割台高度和作业速度为输出,因此,需要建立收获机摘穗系统液压模型和动力学模型,并基于摘穗损失率预测模型进行预期目标值优化和控制。玉米收获机摘穗系统模型复杂,很难建立准确的机理模型,因此,将建模过程中进行的简化视为系统内部扰动。另外,玉米收获过程中控制系统会受到时变作业工况等外部环境的未知扰动,为实现收获机作业机构的快稳调控,设计了自抗扰ADRC控制模块进行预期目标值的鲁棒控制。

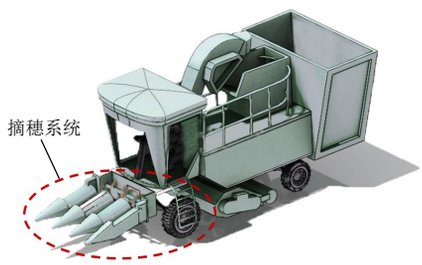


图1 玉米收获机摘穗系统

Fig. 1 Corn ear-picking system

1.1 摘穗系统液压模型

由于模型的建立主要用于控制系统的仿真分析,为了便于控制算法设计,对比例控制阀进行简化以得到其输入输出特性。在不考虑死区和摩擦的情况下,将比例放大器和比例阀均简化为比例环节,所得到的拉茎辊转速控制液压系统模型为

$$\begin{cases} q_{un} = f(u_n)\sqrt{\dfrac{2}{\rho}\Delta p} \\ q_{un} - C_{im}(p_1 - p_{b1}) - C_{em}p_1 - \dfrac{V_1}{\beta_e}\dfrac{\mathrm{d}p_1}{\mathrm{d}t} = V_{m1}\omega_{m1} \end{cases} \tag{1}$$

其中

$$f(u_n) = \begin{cases} 0 & (12.00\ \mathrm{V} \leqslant u_n < 14.88\ \mathrm{V}) \\ 6.41u_n - 95.38 & (14.88\ \mathrm{V} \leqslant u_n < 19.56\ \mathrm{V}) \\ 14.71u_n - 257.73 & (19.56\ \mathrm{V} \leqslant u_n < 21.60\ \mathrm{V}) \end{cases}$$

$$V_{m1}(p_1 - p_{b1}) = J_{m1}\frac{\mathrm{d}\omega_{m1}}{\mathrm{d}t} + B_m\omega_{m1} + T_{L1} \tag{2}$$

$$\begin{cases} n = \omega_{m1}/i_D \\ T_n = i_D T_{L1}\eta_1 \end{cases} \tag{3}$$

式中 q_{un}——比例阀出油口流量(马达进油口流量),m^3/s

Δp——比例阀压差,Pa

u_n——控制电压信号,V

p_1——拉茎辊马达进油口压力(与阀出油口的压力等效),Pa

p_{b1}——拉茎辊马达出油口压力,Pa

ρ——油液密度,kg/m^3

C_{im}、C_{em}——马达内、外泄漏系数,$m^3/(s\cdot Pa)$

V_1——比例阀-油管-拉茎辊马达进油腔总容积,m^3

V_{m1}——拉茎辊马达排量，m^3/rad

ω_{m1}——拉茎辊马达角速度，rad/s

β_e——油液体积弹性模量，Pa

J_{m1}——液压马达和负载（折算到液压马达轴上）的总转动惯量，$kg\cdot m^2$

B_m——马达轴粘性阻尼系数，$N\cdot m\cdot s/rad$

T_{L1}——作用在拉茎辊马达轴上的外负载力矩，N·m

i_D——割台变速箱减速机构减速比

η_1——割台变速箱减速机构传动效率

T_n——拉茎辊驱动力矩，N·m

w_n——拉茎辊角速度，rad/s

作业速度控制液压系统模型为

$$\begin{cases} V_p = \dfrac{V_{p\max}}{I_{p\max}-I_{p0}}\left(I_p - I_{p0}\right)\ \left(I_{p0}\leqslant I_p\leqslant I_{p\max}\right) \\ q_p = V_p\omega_e - C_{ip}\left(p_{s2}-p_{b2}\right) - C_{ep}p_{s2} \\ q_p - C_{im}\left(p_2-p_{b2}\right) - C_{em}p_2 - \dfrac{V_2}{\beta_e}\dfrac{\mathrm{d}p_2}{\mathrm{d}t} = V_{m2}\omega_{m2} \end{cases} \tag{4}$$

$$V_{m2}\left(p_2-p_{b2}\right) = J_{m2}\frac{\mathrm{d}\omega_{m2}}{\mathrm{d}t} + B_m\omega_{m2} + T_{L2} \tag{5}$$

$$\begin{cases} \omega_v = \omega_{m2}/j_D \\ T_q = j_D T_{L2}\eta_2 \end{cases} \tag{6}$$

式中　V_p——变量泵排量，m^3/rad

$V_{p\max}$——变量泵最大排量，m^3/rad

I_p——变量泵排量控制电磁阀输入电流，mA

$I_{p\max}$——变量泵排量控制电磁阀最大电流，mA

I_{p0}——变量泵排量控制电磁阀死区电流，mA

q_p——变量泵输出流量，m^3/s

ω_e——发动机角速度，rad/s

C_{ip}、C_{ep}——变量泵内、外泄漏系数，$m^3/(s\cdot Pa)$

p_{s2}——变量泵高压端压力，Pa

p_{b2}——变量泵补油压力，Pa

p_2——车轮马达进油口压力，Pa

V_2——变量泵-油管-车轮马达进油腔总容积，m^3

V_{m2}——车轮马达排量，m^3/rad

ω_{m2}——车轮马达角速度，rad/s

J_{m2}——液压马达和负载（折算到液压马达轴上）总转动惯量，$kg\cdot m^2$

T_{L2}——作用在马达轴上外负载力矩，N·m

ω_v——车轮角速度，rad/s

j_D——减速机构减速比

η_2——减速机构传动效率

T_q——车轮驱动力矩，N·m

对割台升降比例阀同样做出简化，割台升降油缸为单作用油缸，其液压系统模型为

$$\begin{cases} q_{uh} = f\left(u_h\right)\sqrt{\dfrac{2}{\rho}\Delta p} \\ q_{uh} = \dfrac{V_3}{\beta_e}\dfrac{\mathrm{d}p_3}{\mathrm{d}t} + A_L\dfrac{\mathrm{d}x_L}{\mathrm{d}t} + C_{tL}p_3 \end{cases} \tag{7}$$

$$A_L p_3 = m_c\frac{\mathrm{d}^2x_L}{\mathrm{d}t^2} + B_c\frac{\mathrm{d}x_L}{\mathrm{d}t} + F_L \tag{8}$$

式中　u_h——输入电压信号，V

q_{uh}——比例阀出油口流量，m^3/s

V_3——割台液压缸及连接油路油液容积，m^3

A_L——割台液压缸油腔活塞有效作用面积，m^2

x_L——割台液压缸活塞位移，m

p_3——比例阀出口压力，Pa

C_{tL}——割台液压缸外泄漏系数，$m^3/(s\cdot Pa)$

m_c——割台液压缸等效质量，kg

B_c——割台液压缸粘性阻尼系数，$N\cdot s/m$

F_L——作用在活塞杆上外负载力，N

1.2　摘穗系统动力学模型

玉米收获机作业时会受到收获机内部参数变化、作物负载变化和地面扰动等因素的影响。在摘穗收获过程中，当割台升降液压缸活塞处于不同位置时，割台组件的相对位置会发生改变，使得拉茎辊的高度和倾角改变，进而改变摘穗的高度和角度。另外，玉米收获机作业时可近似看作速度较低的匀速直线运动；由于玉米收获机与车轮之间无悬架系统，轮胎与地面间的相互作用力可用适当的弹簧刚度系数和粘性阻尼系数表示；质心的位移变化很小。分别选取玉米收获机的主体质心和割台质心为基点，对玉米收获机主体和割台绕其质心的转动和平动进行分析[22-23]。如图2所示，将割台和过桥部分简化为三角形ABC和BCD，设收获机主体的质心为O，割台质心为O'；x和y表示收获机主体质心相对于初始位置的水平和垂直位移；液压缸活塞位移为x_L。

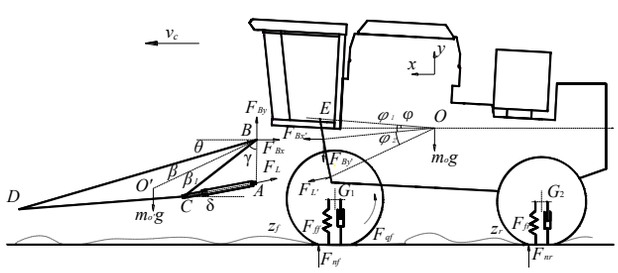


图2　玉米收获机摘穗系统受力分析

Fig. 2　Force analysis of picking system of maize harvester

当$x_L=0$时，液压缸AC初始长度为l_{AC}，液压缸活塞伸缩带动割台绕过桥上铰接点B转动，使得割台高度h发生改变，割台高度h计算式为

$$\begin{cases} \left(l_{AC}+x_L\right)^2 = l_{AB}^2 + l_{BC}^2 - 2l_{AB}l_{BC}\cos\gamma \\ l_{CD}^2 = l_{BC}^2 + l_{BD}^2 - 2l_{BC}l_{BD}\cos\beta \\ \gamma+\beta+\theta = \dfrac{5\pi}{9} \\ x_B = l_{OB}\cos\left(\varphi_1-\varphi\right) \\ y_B = y_O - l_{OB}\sin\left(\varphi_1-\varphi\right) \\ x_{O'} = x_B + l_{O'B}\cos\left(\theta+\beta-\beta_1\right) \\ y_{O'} = y_B - l_{O'B}\sin\left(\theta+\beta-\beta_1\right) \\ h = y_B - l_{BD}\sin\theta \end{cases} \tag{9}$$

式中 l_{AC}、l_{AB}、l_{BC}、l_{BD}——铰接点A、B与割台各点之间距离，m

γ——油缸初始位置时AB与AC连线之间夹角，rad

β——BC与BD连线之间夹角，rad

β_1——$O'B$与BC连线之间夹角，rad

θ——BD连线与水平方向夹角，即割台倾角，rad

φ——收获机主体相对于初始位置绕质心的角位移，rad

φ_1——OB连线与OE连线之间的夹角，rad

l_{OB}、$l_{O'B}$——铰接点B与收获机主体质心O、割台质心O'之间的距离，m

y——收获机主体质心O相对于地面的垂直距离，m

y_B——铰接点B相对于地面的垂直距离，m

$y_{O'}$——割台质心O'相对于地面的垂直距离，m

x_B、$x_{O'}$——铰接点B、割台质心O'相对于收获机主体质心O的水平距离，m

玉米收获机主体受力为：过桥上、下铰接点处的作用力F'_{Bx}、F'_{By}、F'_L，主体重力m_Og，地面垂直支反力F_{nf}。割台受力为：过桥上、下铰接点处的作用力F_{Bx}、F_{By}、F_L，割台重力$m_{O'}g$。为了求出液压缸的负载力F_L，对收获机主体及割台绕其质心的角运动以及沿水平和垂直方向的直线运动进行分析，得到力平衡及力矩平衡方程

$$\begin{cases} m_O\ddot{x} = F_{Bx} + F_L\cos\delta \\ m_O\ddot{y} = F_{By} + F_L\sin\delta - F_{nf} - F_{nr} \\ m_{O'}\left[\left(x_{O'} - x_B\right)\ddot{\theta} - x_{O'}\ddot{\varphi} + \ddot{y}\right] = -F_{By} - F_L\sin\delta \\ m_{O'}\left[-\left(y_B - y_{O'}\right)\ddot{\theta} + \left(y_O - y_{O'}\right)\ddot{\varphi} + \ddot{x}\right] = -F_{Bx} - F_L\cos\delta \\ J_O\ddot{\varphi} = F_{nf}a - F_{nr}b - F_Lx_A\sin\delta + F_L\left(y_O - y_A\right)\cos\delta - \\ \qquad F_{Bx}\left(y_O - y_B\right) - F_{By}y_B \\ J_{O'}\left(\ddot{\varphi} - \ddot{\theta}\right) = -F_{By}\left(x_{O'} - x_B\right) + F_{Bx}\left(y_B - y_{O'}\right) - \\ \qquad F_L\sin\delta\left(x_{O'} - x_A\right) - F_L\cos\delta\left(y_{O'} - y_A\right) \end{cases} \tag{10}$$

其中

$$\begin{cases} F_{nf} = K_f\left(y - a\varphi + z_f\right) + C_f\left(\dot{y} - a\dot{\varphi} + \dot{z}_f\right) \\ F_{nr} = K_r\left(y + b\varphi + z_r\right) + C_r\left(\dot{y} + b\dot{\varphi} + \dot{z}_r\right) \\ x_A = l_{OA}\cos\left(\varphi_1 + \varphi_2 - \varphi\right) \\ y_A = y_O - l_{OA}\sin\left(\varphi_1 + \varphi_2 - \varphi\right) \end{cases}$$

式中 J_O、$J_{O'}$——围绕质心O、O'转动惯量，kg·m²

m_O——玉米收获机主体质量，kg

$m_{O'}$——割台质量，kg

F_{nf}、F_{nr}——玉米收获机前后轮所受地面支反力，N

z_f、z_r——土壤剖面高度，m

K_f、K_r——前后轮胎弹簧刚度，N/m

C_f、C_r——前后轮胎阻尼系数，N·s/m

δ——AC连线与水平方向夹角，rad

φ_2——OA连线与OB连线之间夹角，rad

a、b——质心与前后轴之间距离，m

l_{OA}——铰接点A与收获机主体质心O之间距离，m

x_A——铰接点A相对于收获机主体质心O水平距离，m

玉米收获机前后车轮动力学分析如图3所示。主动轮受到驱动力矩T_q、制动力矩T_b、纵向驱动力F_{qf}、滚动阻力F_{ff}、垂向载荷F_{zf}及垂直地面反力F_{nf}的作用；从动轮受到滚动阻力F_{fr}、垂向载荷F_{zr}及垂直地面反力F_{nr}的作用。近似认为F_{ff}和F_{nf}合力的作用线通过驱动轮几何中心G_1。对轮心G_1求合力矩。根据动量距定理得到驱动轮动力学方程为

$$J_w\dot{\omega}_v = T_q - T_b - F_{qf}r_w \tag{11}$$

由于玉米收获机匀速运动，水平方向的加速度为0，根据力平衡方程可得

$$F_{qf} = F_{ff} + F_{fr} \tag{12}$$

式中 J_w——车轮转动惯量，kg·m²

T_b——车轮制动力矩，N·m

F_{qf}——车轮纵向驱动力，N

r_w——车轮有效半径，m

F_{ff}、F_{fr}——前、后车轮所受滚动阻力，N

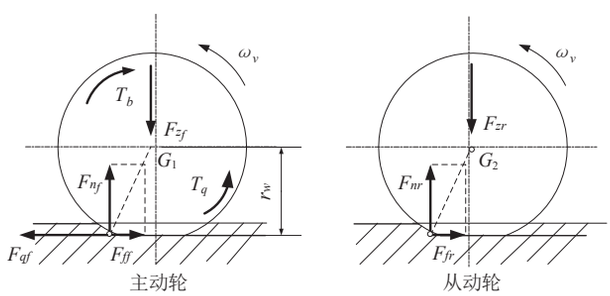


图3 玉米收获机车轮受力分析

Fig. 3 Stress of wheels of maize harvester

2 摘穗收获自适应调控系统设计

ADRC通常包括跟踪微分器(Tracking differentiator，TD)、状态误差反馈控制律(State error feed-back，SEF)和扩张状态观测器(Extend state observer，ESO)3部分。由于玉米收获机系统存在惯性和时滞环节，为避免引起系统响应速度变慢，本文不引入TD。ESO根据系统输入和输出实时估计系统状态和未知总扰动，并对总扰动进行补偿。SEF为误差反馈控制律，它同PID一样基于误差反馈，使被控系统的输出跟随系统参考值，实现控制目标，算法架构如图4所示。图中r为目标值；y_0为实测值；y_d为观测值；b_0为控制器增益；f为总扰动；e为目标值与观测值之间偏差；u为控制量。ADRC通过设计合适的扩张状态观测器可将非线性系统改造成标准的纯积分串联型，同时将异于标准型的部分视为扰动，通过扩

张状态观测器来实时观测出扰动进而提高作业机构控制算法的抗扰性。

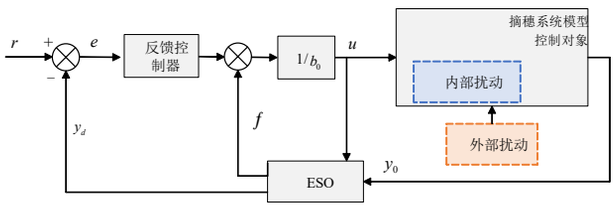


图4　ADRC 算法架构

Fig. 4　ADRC algorithm structure

2.1　目标参考值优化

将文献[24]摘穗损失率预测模型改进为

$$f(n,v_c,h)=82.59-0.16n-4.61G^{-1}(h)+4.80\times10^{-4}nv_c+1.53\times10^{-3}nG^{-1}(h)+0.74v_ch-0.01v+2.00\times10^{-5}n^2+0.23v_c^{\,2}+0.06\left(G^{-1}(h)\right)^2 \tag{13}$$

式中　n——拉茎辊转速，$30w_n/\pi$，r/min

v_c——作业速度，m/s

h——割台高度，mm

其中，割台高度h是割台倾角θ的函数，$\theta=G^{-1}(h)$。

当摘穗损失率检测传感器反馈值y不等于摘穗损失率预设目标值y_r(3%)时，即$|y-y_r|>0$时，首先采用PI型控制器对拉茎辊转速目标参考值进行优化，拉茎辊转速的调节幅度为

$$n_r=n_0+k_{pn}(y-y_r)+k_{in}(y-y_r) \tag{14}$$

式中　k_{pn}——摘穗损失率预测模型$f(n,v_c,h)$对转速的偏导系数

k_{in}——积分系数

n_0——当前拉茎辊转速，r/min

n_r——拉茎辊目标转速，r/min

同时，由于拉茎辊表面线速度和作业速度存在约束关系$K=v_c/(v_n\sin\theta)$，其中，K为比例系数，一般取0.7~1.0；v_n表示拉茎辊表面线速度。因此，作业速度也随拉茎辊转速同时进行调节。另外，当实时检测的摘穗损失率在预设目标范围内(≤3%)，而拉茎辊转速和作业速度较低时，可以在预设目标范围内适当增加速度以提高玉米收获效率。若拉茎辊转速调节到最佳转速，摘穗损失率y依然没有减小至预设目标范围内，则调节割台高度，割台高度的调节幅度为

$$h_r=h_0+k_{ph}(y-y_r)+k_{ih}(y-y_r) \tag{15}$$

式中　h_0——当前割台高度，mm

h_r——割台目标高度，mm

k_{ph}——摘穗损失率预测模型$f(n,v,h)$对高度h的偏导系数

k_{ih}——积分系数

2.2　ADRC控制器设计

将式(1)改写为

$$\begin{cases}\dot{\omega}_{m1}=-\dfrac{B_m}{J_1}\omega_{m1}+\dfrac{V_{m1}}{J_1}p_1-\dfrac{V_{m1}}{J_1}p_{b1}-\dfrac{T_{L1}}{J_1}\\ \dot{p}_1=-\dfrac{\beta_eV_{m1}}{V_1}\omega_{m1}+\dfrac{\beta_e}{V_1}\sqrt{\dfrac{2\Delta p}{\rho}}f(u_n)-\dfrac{\beta_e(C_{im}+C_{em})}{V_1}p_1-\dfrac{\beta_eC_{em}}{V_1}p_{b1}\end{cases} \tag{16}$$

令系统状态变量$x_1=\omega_{m1}$，$x_2=\dot{\omega}_{m1}$，则拉茎辊转速控制子系统的积分串联标准型为

$$\begin{cases}\dot{x}_1=x_2\\ \dot{x}_2=-\dfrac{B_m}{J_1}x_2+\dfrac{V_{m1}}{J_1}\left[-\dfrac{\beta_eV_{m1}}{V_1}x_1+\dfrac{\beta_ek_q}{V_1}\sqrt{\dfrac{2\Delta p}{\rho}}u_n-\dfrac{\beta_ek_a}{V_1}\sqrt{\dfrac{2\Delta p}{\rho}}-\dfrac{\beta_e(C_{im}+C_{em})}{V_1}p_1-\dfrac{\beta_eC_{em}}{V_1}p_{b1}\right]=f(x_1,x_2)+b_1u_n\\ y=x_1/i_D\end{cases} \tag{17}$$

其中

$$\begin{cases}f(x_1,x_2)=-\dfrac{B_m}{J_1}x_2+\dfrac{V_{m1}}{J_1}\left[-\dfrac{\beta_eV_{m1}}{V_1}x_1-\dfrac{\beta_ek_a}{V_1}\sqrt{\dfrac{2\Delta p}{\rho}}-\dfrac{\beta_e(C_{im}+C_{em})}{V_1}p_1-\dfrac{\beta_eC_{em}}{V_1}p_{b1}\right]\\ b_1=\dfrac{\beta_ek_q}{V_1}\sqrt{\dfrac{2\Delta p}{\rho}}\end{cases}$$

将$f(x_1,x_2)$视为未知的总扰动项；x_1可通过转速传感器测量得到；x_2不确定；k_q、k_a为比例阀流量输入输出特性曲线参数。

扩张状态观测器ESO设计为

$$\begin{cases}e_n=z_1-yi_D\\ \dot{z}_1=z_2-L_1e_n\\ \dot{z}_2=z_3+b_1u_n-L_2e_n\\ \dot{z}_3=-L_3e_n\end{cases} \tag{18}$$

控制律SEF为

$$u_{01}=k_{n1}(r_1-z_1)+k_{n2}(\dot{r}_1-z_2)+\ddot{r}_1 \tag{19}$$

$$u_n=(u_{01}-z_3)/b_{01} \tag{20}$$

式中　r_1——拉茎辊马达转速目标参考值

b_{01}——对象不确定参数b_1估计值

u_{01}——基础控制器，取PD类型

k_{n1}、k_{n2}——PD控制器增益，通过零极点配置方法设计得到

L_1、L_2、L_3——ESO误差反馈增益

z_3——系统总扰动估计值

根据线性ADRC设计原理，ESO的误差反馈增益$L_1=3\omega_0$，$L_2=3\omega_0^2$，$L_3=\omega_0^3$，ESO保证z_3估计出准确的

$\hat{f}(x_1,x_2)$，使得$\hat{f}(x_1,x_2)\approx f(x_1,x_2)$，当系统达到稳态时得到

$$\ddot{x}_1=f(x_1,x_2)+b_1(u_{01}-z_3)/b_{01}\approx u_{01} \tag{21}$$

$$\begin{cases}\dot{x}_1=x_2\\ \dot{x}_2=-\dfrac{B_m}{J_2}x_2+\dfrac{V_{m2}}{J_2}\left[-\dfrac{\beta_e V_{m2}}{V_2}x_1+\dfrac{\beta_e w_e V_{p\max}}{V_2(i_{p\max}-i_{p0})}u_v-\dfrac{\beta_e w_e V_{p\max}}{V_2(i_{p\max}-i_{p0})}i_{p0}\right]+\\ \qquad\dfrac{V_{m2}}{J_2}\left[-\dfrac{\beta_e(C_{ip}+C_{ep})}{V_2}p_{s2}+\dfrac{\beta_e(C_{ip}-C_{im}-C_{em})}{V_2}p_2+\dfrac{\beta_e C_{im}}{V_2}p_{b2}\right]=f(x_1,x_2)+b_2u_v\\ y=(x_1/j_D)r_w\end{cases} \tag{22}$$

扩张状态观测器ESO设计为

$$\begin{cases}e_v=z_1-yj_D/r_w\\ \dot{z}_1=z_2-L_1e_v\\ \dot{z}_2=z_3+b_2u_v-L_2e_v\\ \dot{z}_3=-L_3e_v\end{cases} \tag{23}$$

控制律SEF为

$$u_{02}=k_{v1}(r_2-z_1)+k_{v2}(\dot{r}_2-z_2)+\ddot{r}_2 \tag{24}$$

$$u_v=(u_{02}-z_3)/b_{02} \tag{25}$$

式中 r_2——车轮马达转速目标参考值

b_{02}——对象不确定参数b_2估计值

u_{02}——基础控制器，选取为PD类型，通过零极点配置方法设计得到

k_{v1}、k_{v2}——PD控制器增益

当系统达到稳态时得到

$$\ddot{x}_1=f(x_1,x_2)+b_2(u_{02}-z_3)/b_{02}\approx u_{02} \tag{26}$$

将微分方程(3)改写，令系统状态变量$x_1=x_L$，$x_2=\dot{x}_L$，$x_3=\ddot{x}_L$，$x_4=x_L$，得到割台高度控制子系统积分串联标准型

$$\begin{cases}\dot{x}_1=x_2\\ \dot{x}_2=x_3\\ \dot{x}_3=\dfrac{A_L\beta_e k_q}{m_c V_3}\sqrt{\dfrac{2\triangle p}{\rho}}u_k-\dfrac{A_L\beta_e k_a}{m_c V_3}\sqrt{\dfrac{2\triangle p}{\rho}}-\dfrac{A_L{}^2\beta_e}{m_c V_3}x_2-\\ \qquad\dfrac{C_{tL}A_L\beta_e}{m_c V}p_3-\dfrac{B_c}{m_c}x_3\\ y=f\left(\dfrac{x_1}{2}\right)\end{cases} \tag{27}$$

扩张状态观测器ESO设计为

$$\begin{cases}e_h=z_1-2f^{-1}(y)\\ \dot{z}_1=z_2-L_1e_h\\ \dot{z}_2=z_3-L_2e_h\\ \dot{z}_3=z_4+b_3u_h-L_3e_h\\ \dot{z}_4=-L_4e_h\end{cases} \tag{28}$$

控制律SEF为

$$u_{03}=k_{h1}e_h+k_{h2}\int e_h\mathrm{d}t \tag{29}$$

$$u_h=(u_{03}-z_4)/b_{03} \tag{30}$$

式中 b_{03}——对象不确定参数b_3估计值

同理，将微分方程(2)改写，令系统状态变量$x_1=\omega_{m2}$，$x_2=\dot{\omega}_{m2}$，$i_p=u_v$，则作业速度控制子系统积分串联标准型为

u_{03}——基础控制器，选取为PI类型

k_{h1}、k_{h2}——比例、积分系数

L_4——ESO误差反馈增益

z_4——系统总扰动估计值

ESO保证z_4估计出准确的$\hat{f}(x_1,x_2,x_3)$，根据线性ADRC的设计原理，ESP的误差反馈增益$L_1=4w_0$，$L_2=6w_0^2$，$L_3=4w_0^3$，$L_4=w_0^4$。

当系统达到稳态时得到

$$x_1^{(3)}=f(x_1,x_2,x_3)+b_3(u_{03}-z_4)/b_{03}\approx u_{03} \tag{31}$$

3 控制系统仿真与田间实验

3.1 控制系统仿真

基于摘穗损失率预测模型、摘穗系统液压模型和动力学模型，在Matlab/Simulink中搭建完整的玉米摘穗收获自适应控制系统模型，以验证作业机构的控制效果以及控制策略的有效性，仿真模型如图5所示，系统控制参数如表1所示。

控制系统包括拉茎辊转速控制子系统、作业速度控制子系统以及割台高度控制子系统。当$t\leqslant5$ s时，各子系统以初始值开始运行，$t>5$ s时，各子系统接收目标优化模块发送的目标参考值，并且每2 s更新一次目标值。收获机自适应控制系统的仿真分析主要分为2部分：将阶跃信号作为系统输入，模拟分析在有外界干扰时或不同目标参考值下拉茎辊转速、作业速度和割台高度控制子系统的控制效果，对比分析PID和ADRC控制作用下系统的瞬态响应和稳态误差；分别输入不同的摘穗损失率目标值和工作参数初始值，以验证在不同驾驶员操作玉米收获机作业时摘穗损失率不断趋近预设目标值的过程中，控制系统能否按照既定的控制策略运行。

3.1.1 子系统仿真结果分析

在第5秒时给拉茎辊施加负载力为1 500 N的阶跃信号，模拟割台堵塞等因素引起的拉茎辊负载突变。

由图6a可知，PID控制时系统最大超调量为305 r/min，且存在振荡；当第5秒负载力变化时，系统存在波动。ADRC控制时系统超调量为0，且无振荡，在第5秒输入阶跃信号后，系统无振荡且在大约0.3 s后恢复到稳定状态。因此，在考虑外界干扰时，ADRC控制器瞬

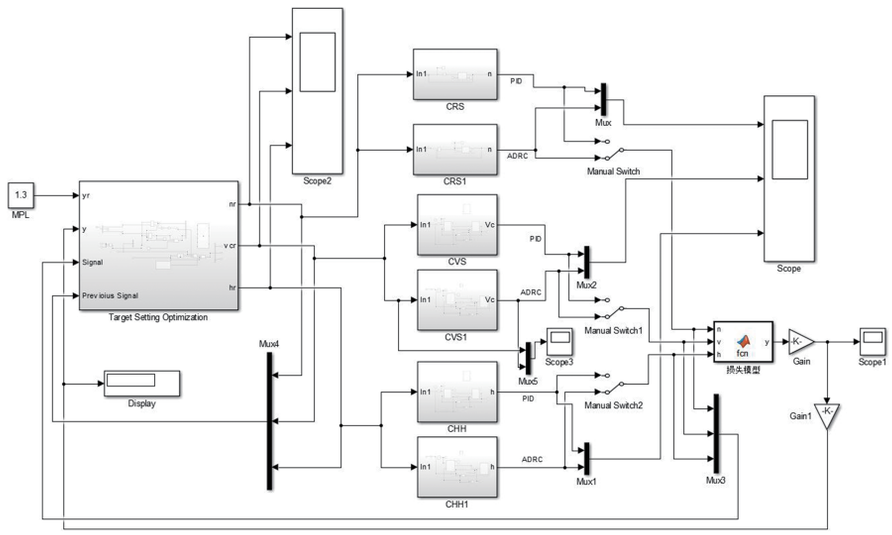


图5　控制系统仿真模型

Fig. 5　Simulation model of control system

表1　控制器仿真参数

Tab. 1　Simulation parameters of controllers

类型	PID控制	ADRC控制	目标参考值优化(PI)控制
拉茎辊转速控制	k_{p1} = 0.000 1	k_{n1} = 200	$\lvert k_{pn}\rvert$ = 0.389 864
	k_{i1} = 0.000 5	k_{n2} = 30	$\lvert k_{in}\rvert$ = 1
	k_{d1} = 0	b_{01} = 774 180	
作业速度控制	k_{p2} = 1 300	k_{v1} = 160	
	k_{i2} = 1 200	k_{v2} = 390	
	k_{d2} = 0	b_{02} = 0.059 26	
割台高度控制	k_{p3} = 80	k_{h1} = 210	$\lvert k_{ph}\rvert$ = 0.004
	k_{i3} = 76	k_{h2} = 100	$\lvert k_{ih}\rvert$ = 0.001
	k_{d3} = 0	b_{03} = 1	

态性能明显优于PID控制器，稳态误差最终收敛到0，具有较好的鲁棒性。在第5秒时向系统输入拉茎辊转速为1120 r/min的阶跃信号，模拟拉茎辊转速目标参考值的变化，由图6b可知，当目标参考值变化时，PID控制产生超调量和系统振荡，而ADRC控制下无超调现象，系统能够迅速平稳地趋向目标参考值。PID和ADRC控制下系统响应时间均大约在1.8 s，且稳态误差均为0。在第5秒时向系统输入作业速度为1.94 m/s的阶跃信号，模拟作业速度目标参考值变化，由图6c可知，PID和ADRC控制下系统均存在一定的超调量和振荡现象，但是ADRC控制下系统振荡时间较短，在较短时间内迅速达到目标值，稳态误差最终收敛到0，具有较好的鲁棒性。在第5 s时向系统输入割台高度为0.7 m的阶跃信号，模拟割台高度目标参考值的变化，由图6d可知，由于割台高度控制系统属于3阶系统，系统阶数高于转速控制系统，因此PID和ADRC控制下系统均存在一定程度的超调量和振荡。当目标参考值变化时，PID控制过渡过程振荡较大，需要较长时间才能稳定到目标值，而ADRC控制下系统大约在1.8 s后稳定到目标值，响应速度优于PID控制，具有较好的瞬态响应特性。

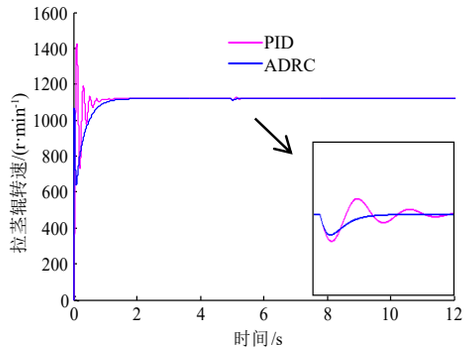
3.1.2　自适应控制策略仿真结果

设定工作参数初始值为：n=1 500 r/min，v=2.63 m/s，h=0.7 m，γ_r=0.5%时，验证系统能否根据既定的控制策略进行自适应调控。

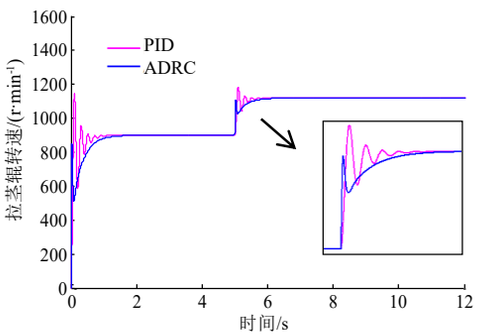
由图7a可知，由于$\gamma>\gamma_r$，拉茎辊转速从1 500 r/min的初值不断减小，最终在24s稳定在最佳转速1 120 r/min，作业速度也从2.63 m/s不断减小至2.02 m/s，前24 s割台高度不做调节，此时摘穗损失率仍未降低至预设目标值，所以割台在第26秒开始降低直到最佳调节范围的下限。设定工作参数初始值为：n=500 r/min，v=1.34 m/s，h=0.47，γ_r=2.5%时，验证系统能否根据既定的控制策略进行自适应调控。由图7b可知，拉茎辊转速从初始转速500 r/min增加至1 047 r/min，作业速度也从1.34 m/s不断增加至1.83 m/s，割台高度不做调节，始终保持在0.47 m的高度。

3.2　田间试验

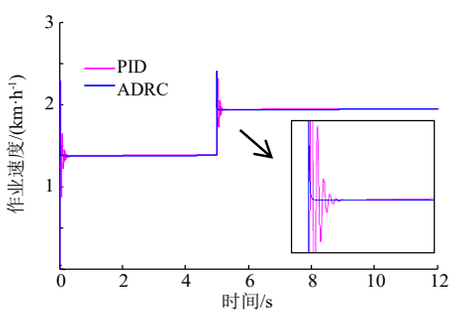
为验证玉米收获自适应控制系统可行性及稳定性，分别在天津市乐善村、河南省周口市用搭载了智能控制系统的样机进行田间试验，如图8所示。使用LDS-1H谷物水分测定仪测定玉米籽粒含水率为(29±1)%。根据GB/T 21961—2008《玉米收获机械试验方法》，将试验区分为20 m稳定区、20 m测定区和15 m停车区，收获前去除测定区掉落的玉米果穗。第1次试验，将拉茎辊初始转速设置为约1350 r/min，割台高度设置为0.50 m，以作业速度7 km/h进行收获。第2次试验，将拉茎辊初始转速设置为约900 r/min，割台高度设置为0.50 m，以作业速度5 km/h进行收获。试验结束后，收集测定区内落粒(包括秸秆中夹带籽粒)、破碎果穗、漏摘和落穗(包括长度大于等于5 cm的果穗段)，手工脱净后称量，计算摘穗损失率。摘穗损失率计算式为



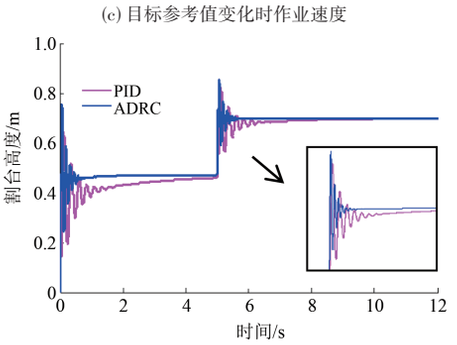
(a) 割台堵塞时拉茎辊转速



(b) 目标参考值变化时拉茎辊转速



(c) 目标参考值变化时作业速度



(d) 目标参考值变化时割台高度

图6 子系统仿真结果

Fig. 6 Subsystem simulation results

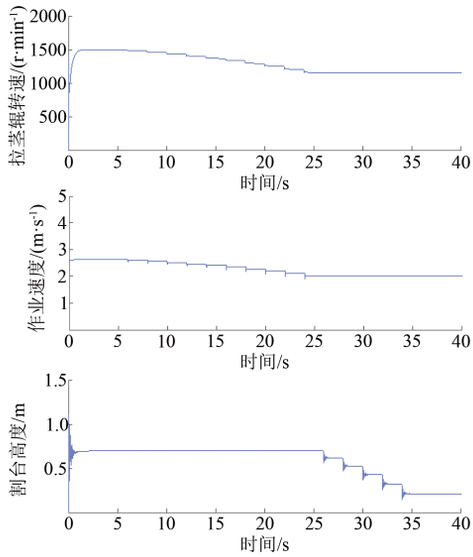
$$ELR = \frac{W_L}{W_Z} \times 100\% \tag{32}$$

式中 ELR——摘穗损失率,%

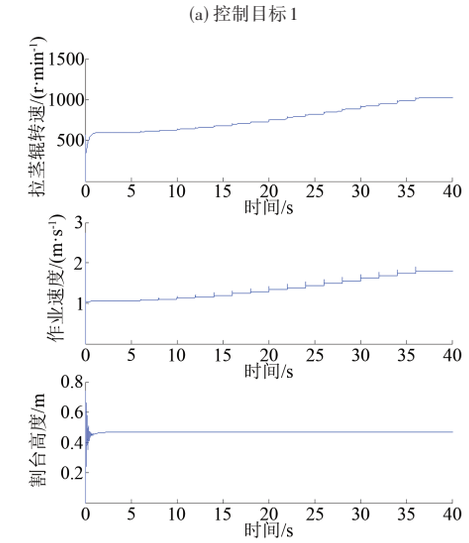
W_Z——籽粒总质量,g

W_L——落地籽粒质量,g

第1次试验,将拉茎辊初始转速设置为约1 350 r/min,低割模式下割台高度设置为0.50 m,以作业速度7 km/h进行收获。图9a表明当摘穗损失率较高(>3%),且拉茎辊转速较高(>1 120 r/min)时,相应的调整过程,图中红



(a) 控制目标1



(b) 控制目标2

图7 控制策略仿真结果

Fig. 7 Simulation results of control strategy

色圆圈分别表示拉茎辊3次降速过程。在第5.8秒时为收获初始时间,过高的拉茎辊转速和作业速度使玉米果穗在割台处弹起较高,较大的冲击力导致断穗产生较多,且玉米植株在割台产生拥堵现象,摘穗损失率检测传感器反馈的摘穗损失率较高。此时,控制器根据既定的自适应控制策略,发出流量减小的控制指令到拉茎辊转速控制比例阀,以减小拉茎辊转速。拉茎辊经过3次降速调节,转速从大约1 270 r/min降至1 120 r/min左右,作业速度从2.5 m/s减至大约1.95 m/s。调节过程中果穗弹起高度明显减小,并且割台无植株拥堵现象,摘穗损失率总体呈降低趋势,并逐渐趋向于目标预设值。以人工统计测定的摘穗损失率为准,得到摘穗损失率为1.676%,满足摘穗收获要求。

第2次试验,将拉茎辊初始转速设置为约900 r/min,割台高度设置为0.50 m,以作业速度5 km/h进行收获。图9b表明摘穗损失率较低(<3%),且拉茎辊转速也较低(<1 120 r/min)时,相应的调整过程,图中红色圆圈分别

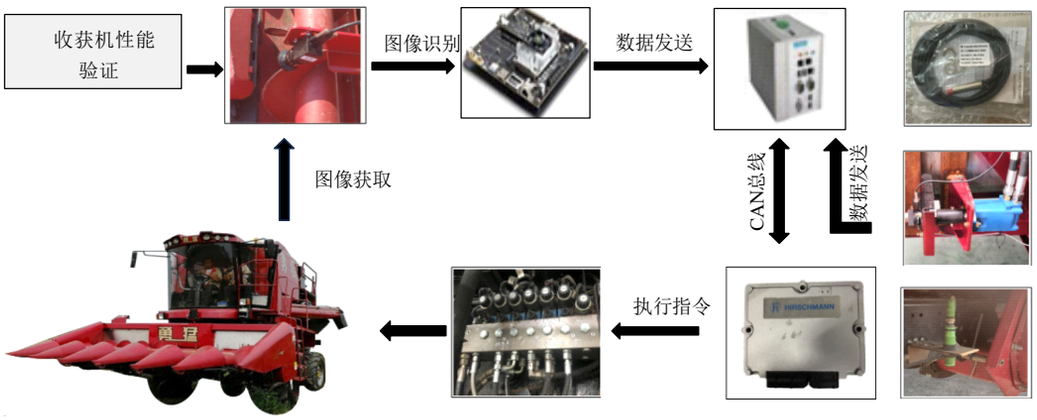
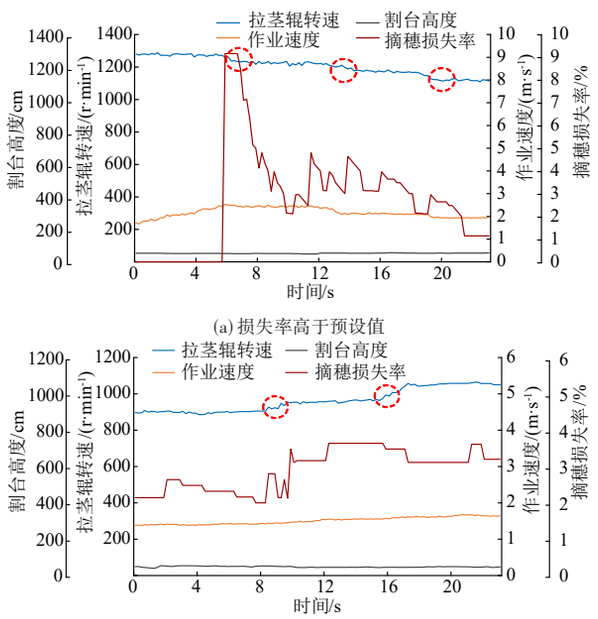


图8　收获机样机搭建

Fig. 8　Prototype construction of harvester



(a) 损失率高于预设值

(b) 损失率低于预设值

图9　工作部件自动调节曲线

Fig. 9　Automatic adjustment curves of working parts under load

代表拉茎辊第1次和第2次增速过程。在收获初期，较低的拉茎辊转速和作业速度导致玉米植株在割台处喂入缓慢，此时虽然摘穗损失率满足收获要求，但收获效率较低。因此，控制器发出流量增大的控制指令至拉茎辊转速控制比例阀，以增加拉茎辊转速。拉茎辊转速约从900 r/min升至约1 050 r/min，且作业速度增加至约1.64 m/s。在调节结束时，摘穗损失率有所升高但仍在目标范围内，同时速度的增加使得收获效率提高。收获完成后，同样以人工统计的摘穗损失率为准，得到摘穗损失率为2.615%，满足国家标准允许的果穗损失率范围(<4%)。

4　结论

(1)考虑非线性、多干扰及控制时滞的系统特性，基于玉米损伤机理，从多参数协调控制和预估时滞补偿的角度，提出了一种有较强鲁棒性和自适应性的玉米收获机快稳调控方法。

(2)以摘穗损失率为首要控制目标，以拉茎辊转速、作业速度和割台高度为主要控制对象，基于分层控制方法和摘穗损失预测模型制定了收获机自适应调控策略，通过并联型的加权PI控制器对各子系统的目标参考值进行优化，并设计了ADRC控制器保证控制系统能够抵消内外部扰动，提高系统的鲁棒性，使控制系统对模型不确定性和外界干扰的容错能力增强。

(3)建立了玉米收获机摘穗系统液压模型和动力学模型，通过输入外负载力和目标参考值的阶跃信号，对比分析了PID和ADRC控制方法对各子系统控制效果。仿真结果表明，ADRC的瞬态控制性能明显优于PID控制，系统超调量和振荡较小，能够迅速稳定地调节执行机构到目标值，且稳态误差最终收敛为0。对控制策略的仿真结果表明，各子系统均可以按照既定的控制规则协调工作，并能够快速稳定地实现控制目标。

(4)基于大型自走式玉米收获机样机，完成了自适应控制系统搭载，进行了实车试验验证。通过田间试验验证了系统可行性和稳定性，当摘穗损失率超出预设范围时，系统能够自适应调整工作部件，使损失率趋于预设目标范围；当损失率在预设范围内低速行驶时，系统自动提速至1.64 m/s，大约提速18%，收获效率明显提高，同时保持损失率仍在目标范围内。收获完成后，得到摘穗损失率分别为1.676%和2.615%，满足摘穗收获要求。

参　考　文　献

[1]　陈志，郝付平，王锋德，等. 中国玉米收获技术与装备发展研究[J]. 农业机械学报，2012，43(12)：44－50.
CHEN Zhi，HAO Fuping，WANG Fengde，et al. Development of technology and equipment of corn harvester in China[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2012，43(12)：44－50. (in Chinese)

[2]　YANG L，CUI T，QU Z，et al. Development and application of mechanized maize harvesters[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering，2016，9(3)：15－28.

[3] 方会敏，牛萌萌，史嵩，等. 机械收获方式及籽粒含水率对玉米收获质量的影响[J]. 农业工程学报，2019，35(18)：11－18.
FANG Huimin，NIU Mengmeng，SHI Song，et al. Effect of harvesting methods and grain moisture content on maize harvesting quality[J]. Transactions of the CSAE，2019，35(18)：11－18.(in Chinese)

[4] 王荣焕，徐田军，赵久然，等. 收获期对玉米籽粒含水率及籽粒机收质量的影响[J]. 中国农业科技导报，2020，22(11)：35－41.
WANG Ronghuan，XU Tianjun，ZHAO Jiuran，et al. Effects of harvest date on maize grain moisture content and grain mechanical harvesting quality[J]. Journal of Agricultural Science and Technology，2020，22(11)：35－41.(in Chinese)

[5] 陈进，练毅，李耀明，等. 联合收获机粮箱内稻谷含杂率传感器采样盒设计[J]. 农业工程学报，2019，35(5)：18－25.
CHEN Jin，LIAN Yi，LI Yaoming，et al. Design of sampling device for rice grain impurity sensor in grain-bin of combine harvester[J]. Transactions of the CSAE，2019，35(5)：18－25.(in Chinese)

[6] XU L，WEI C，LIANG Z，et al. Development of rapeseed cleaning loss monitoring system and experiments in a combine harvester[J]. Biosystems Engineering，2019，178：118－130.

[7] MONHOLLEN N S，SHINNERS K J，FRIEDE J C，et al. In-field machine vision system for identifying corn kernel losses[J]. Computers and Electronics in Agriculture，2020，174：1－8.

[8] BECHAR A，VIGNEAULT C. Agricultural robots for field operations. Part 2：operations and systems[J]. Biosystems Engineering，2017，153：110－128.

[9] LIU L，DU Y，CHEN D，et al. Impurity monitoring study for corn kernel harvesting based on machine vision and CPU-Net[J]. Computers and Electronics in Agriculture，2022，202：107436.

[10] REYNS P，MISSOTTEN B，RAMON H，et al. A review of combine sensors for precision farming[J]. Precision Agriculture，2002，3(2)：169－182.

[11] 冉军辉，吴崇友. 传感器在谷物联合收获机中的应用进展及发展方向[J]. 江苏农业科学，2019，47(22)：23－29.
RAN Junhui，WU Chongyou. Application progress and development trend of sensor in grain combine harvester[J]. Jiangsu Agricultural Sciences，2019，47(22)：23－29.(in Chinese)

[12] LU C，AN X，DING H，et al. Development of combine grain yield monitor system with self-feedback function[J]. IFAC PapersOnLine，2018，51(17)：408－411.

[13] 孙意凡，刘仁杰，欧颢，等. 基于功率测量的联合收获机喂入量检测方法研究[J]. 农业机械学报，2020，51(5)：118－123.
SUN Yifan，LIU Renjie，OU Hao，et al. Analysis and comparison of feed rate detection methods of combine harvester based on power detection[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2020，51(5)：118－123.(in Chinese)

[14] LIU Z，WANG S. Broken corn detection based on an adjusted YOLO with focal loss[J]. IEEE Access，2019，7：68281－68289.

[15] FU J，YUAN H，ZHAO R，et al. Peeling damage recognition method for corn ear harvest using rgb image[J]. Applied Sciences，2020，10(10)：1－15.

[16] 陈进，宁小波，李耀明，等. 联合收获机前进速度的模型参考模糊自适应控制系统[J]. 农业机械学报，2014，45(10)：87－91.
CHEN Jin，NING Xiaobo，LI Yaoming，et al. Fuzzy adaptive control system of forward speed for combine harvester based on model reference[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2014，45(10)：87－91.(in Chinese)

[17] 张学军，李茜，朱兴亮，等. 基于自抗扰-动态矩阵的油葵联合收获机脱粒滚筒转速控制[J]. 农业工程学报，2019，35(15)：9－16.
ZHANG Xuejun，LI Xi，ZHU Xingliang，et al. Rotational speed control of threshing cylinder of oil sunflower combine harvester based on active disturbance rejection controller-dynamic matrix predictive[J]. Transactions of the CSAE，2019，35(15)：9－16.(in Chinese)

[18] FAN C，ZHANG D，YANG L，et al. Power consumption and performance of a maize thresher with automatic gap control based on feed rate monitoring[J]. Biosystems Engineering，2022，216：147－164.

[19] 耿爱军，张猛，张姬，等. 玉米收获机割台高度自动调控系统设计与试验[J]. 农业机械学报，2020，51(增刊2)：118－125.
GENG Aijun，ZHANG Meng，ZHANG Ji，et al. Design and experiment of automatic control system for corn header height [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2020，51(Supp.2)：118－125.(in Chinese)

[20] 张凯良，胡勇，杨丽，等. 玉米收获机自动对行系统设计与试验[J]. 农业机械学报，2020，51(2)：103－114.
ZHANG Kailiang，HU Yong，YANG Li，et al. Design and experiment of auto-follow row system for corn harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2020，51(2)：103－114.(in Chinese)

[21] 庄肖波，李耀明. 基于鲁棒反馈线性化的联合收获机割台高度控制策略[J]. 农业机械学报，2020，51(11)：123－130.
ZHUANG Xiaobo，LI Yaoming. Header height control strategy of harvester based on robust feedback linearization[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2020，51(11)：123－130.(in Chinese)

[22] XIE Y，ALLEYNE A G，GREER A，et al. Fundamental limits in combine harvester header height control[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control，2013，135(3)：1－8.

[23] LOPES G T，MAGALHAES P S G，NOBREGA E G O. Optimal header height control system for combine harvesters[J]. Biosystems Engineering，2002，81(3)：261－272.

[24] ZHANG Z，CHI R J，DU Y，et al. Experiments and modeling of mechanism analysis of maize picking loss[J]. Int J Agric & Biol Eng，2021，14(1)：11－19.