

轮式自走方捆打捆机行走速度控制系统设计与试验

郭 辉¹ 高国民¹ 周 伟¹ 吕全贵¹ 郝良军²

(1.新疆农业大学机电工程学院, 乌鲁木齐 830052; 2.新疆新研牧神科技有限公司, 乌鲁木齐 830011)

摘要: 为解决目前轮式自走方捆打捆机行走速度自动控制问题,设计了一种基于工作负荷反馈的轮式自走方捆打捆机行走速度控制系统。分析了带传动无级变速装置的工作原理和控制特性,进行了控制系统的总体设计与液压回路设计,确定了无级变速装置传动比与油缸伸长量的数学模型。道路增、减负荷试验表明,在设置阈值为0.2 km/h、允许偏差为0.1 km/h时,最大动态偏差小于5%,最大余差小于1%,速度达到稳定所需调整时间小于5 s。该控制系统根据机具模拟负荷自动控制行走速度,可实现自动行走控制与手动行走控制的切换,为轮式自走农业机械通用底盘行走速度的智能调节提供了参考。

关键词: 轮式自走方捆打捆机; 行走速度; 自动控制; 道路试验

中图分类号: S817.11 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2019)12-0107-08

Design and Test of Automatic Control System for Walking Speed of Wheeled Self-propelled Square Baler

GUO Hui¹ GAO Guomin¹ ZHOU Wei¹ LÜ Quanguì¹ HAO Liangjun²

(1. Electromechanic Engineering College, Xinjiang Agricultural University, Urumqi 830052, China

2. Xinjiang Machinery Research Institute Ltd., Co., Urumqi 830011, China)

Abstract: Aiming at the problem of automatic control of walking speed of wheeled self-propelled square baler, an automatic control system of walking speed of wheeled self-propelled square baler based on workload feedback was designed. The working principle and control characteristics of the belt transmission CVT were analyzed. The overall design of the control system and design of hydraulic circuit were completed. The mathematical model of the transmission ratio and cylinder elongation of CVT was established. In order to balance the speed and stability of the vehicle speed adjustment, the control system program was divided into vehicle speed adjustment control and vehicle speed stability control, which ensured that the vehicle speed adjustment control program can achieve the target vehicle speed in a short time; the stability control program was designed to stabilize the speed of the vehicle under subsequent working conditions. For road load-increasing and load-reducing test, the threshold value was 0.2 km/h and the allowable deviation was 0.1 km/h. The maximum dynamic deviation was less than 5%, and the maximum residual deviation was less than 1%. It took less than 5 s for the speed to reach stability. The control system can automatically control the speed according to the simulated load of the machine, and can realize the switching between the automatic walking control and the manual walking control, which provided a certain reference value for the intelligent adjustment of walking speed of general chassis of wheeled self-walking combine harvester.

Key words: wheeled self-propelled square baler; walking speed; automatic control; road test

0 引言

机械传动方式驱动的轮式自走联合收获机在工作时,由于作物生长密度不同造成喂入量不稳定,从

而进一步影响作业品质及生产效率,情况严重时会造成工作部件堵塞,甚至零部件变形、损坏^[1-2]。因此,有必要在机具作业过程中,根据机具的作业负荷实时调整机具的行走速度,从而有效控制喂入量,使

机具的工作负荷保持稳定^[3-5]。

机械驱动轮式自走农业机械大多采用 V 带无级变速装置实现对车辆行走速度的微调,在发动机转速稳定的情况下,调整车辆的行走速度以满足工况变化的需求^[6-7]。V 带传动无级变速装置通过改变两锥盘的轴向距离调整其与传动带的接触位置和工作半径,从而实现无级变速。V 带式无级变速装置具有结构简单、传动平稳、价格低廉、不需润滑以及可缓冲吸振等特点,是应用较为广泛的一种变速装置^[8-10]。

以新疆机械研究院股份有限公司研制的牧神 4KZ300 型自走式秸秆方捆机为研究对象,本文采用 V 带无级变速装置驱动的轮式自走方捆机通用底盘,结合机、电、液自动控制技术,设计轮式自走方捆打捆机行走速度控制系统,并通过台架及道路试验,验证控制系统有效性、稳定性及准确性。

1 总体方案

1.1 整体结构及相关参数

4KZ300 型打捆机行走动力传递:发动机动力通过三角带传递至无级变速装置,然后传递至变速箱、轮边减速器,最终驱动地轮转动,其中无级变速装置由驾驶室内操纵杆控制。

4KZ300 型打捆机整体结构示意图如图 1 所示^[11-12]。机具行走系统相关参数为: n 为发动机额定转速,取 1 750 r/min; d 为驱动轮直径,取 1.33 m; i 为无级变速装置传动比,取 0.8 ~ 1.8; i_s 为轮边减速器减速比,取 6.08; i_t 为齿轮变速箱减速比,Ⅰ挡 22.644,Ⅱ挡 9.403,Ⅲ挡 3.747。

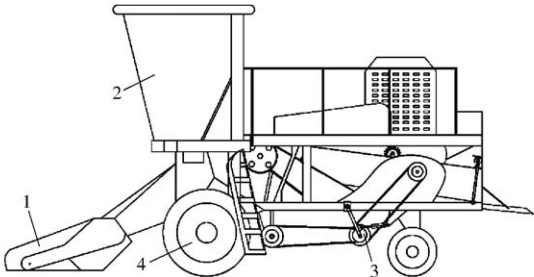


图 1 自走式方捆打捆机整体结构示意图
Fig.1 Overall schematic of self-propelled square baler
1. 割台 2. 驾驶室 3. 无级变速装置 4. 驱动轮

1.2 无级变速装置工作原理

无级变速装置由主动带轮、中间带轮、从动带轮、油缸、胶带、回转臂等组成,无级变速装置示意图如图 2 所示。

无级变速装置调速原理^[13]:油缸的伸缩会引起中间带轮跟随回转杆做回转运动,进而引起主动带轮与中间带轮、中间带轮与从动带轮中心距的变化;

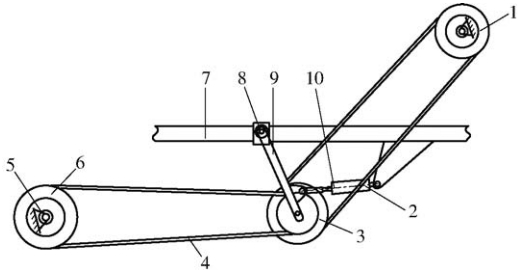


图 2 无级变速装置示意图
Fig.2 Schematic of continuously variable transmission
1. 主动带轮 2. 油缸 3. 中间带轮 4. V 带 5. 转速传感器
6. 从动带轮 7. 机架 8. 铰接块 9. 回转臂 10. 位移传感器

由于 V 带节线长度固定,中心距的变化会引起中间带轮对应直径的变化,系统传动比随之变动,进而改变驱动轮转速,4KZ300 型方捆打捆机无级变速装置基本参数为: d_1 为主动带轮直径,取 290 mm; d_2 为从动带轮直径,取 345 mm; l_9 为主、中带轮对应 V 带带长,取 3 668 mm; l_8 为从、中带轮对应 V 带带长,取 3 609 mm。

1.3 无级变速液压回路改进

基于 4KZ300 型打捆机底盘无级变速的液压调节回路,增加了电控多路阀与单向阀等液压元器件,改进后液压回路如图 3 所示^[14-16]。此系统既可实现自动控制无级变速,也可实现手动控制无级变速,可防止电控系统失效导致机具无法正常行走。电控多路阀中,当截止阀低电平时为手动控制行走状态,截止阀高电平时为自动控制行走状态。三位四通电磁换向阀左位得电时,油缸缩短,无级变速装置传动比升高;右位得电时,油缸伸长,传动比降低。

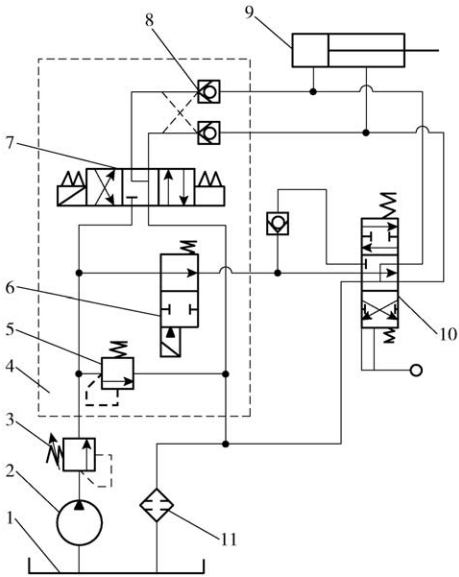


图 3 控制系统液压原理图
Fig.3 Hydraulic schematic of control system
1. 油箱 2. 液压泵 3、5. 溢流阀 4. 电控多路阀 6. 截止阀
7. 三位四通电磁换向阀 8. 锁紧装置 9. 油缸 10. 手控换向阀
11. 过滤器

1.4 自动控制系统总体设计

根据 4KZ300 型打捆机相关参数及 V 带无级变速装置速度调整原理,所设计的行走速度控制系统总体结构框图如图 4 所示。控制系统由控制终端、车速控制器、继电器模块、电控多路阀、无级变速装置、位移传感器、A/D 转换模块、转速传感器、电源模块等组成,其中控制终端由显示屏和控制器组成,控制终端的控制器作为整个控制系统的主控制器。

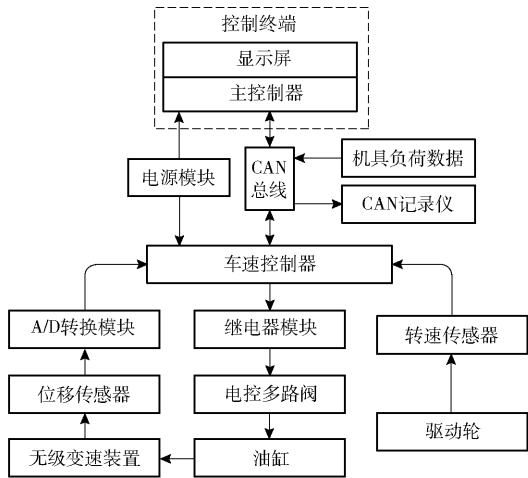


图 4 自动控制系统总体结构框图

Fig. 4 Overall structure block diagram of automatic control system

主控制器读取 CAN 总线上的机具负荷数据,计算后确定机车目标速度,并通过 CAN 总线发送至车速控制器,车速控制器读取位移传感器、转速传感器的监测值以实时判断行车状态,并根据无级变速装置传动比与油缸伸长量之间的关系模型,驱动电控多路阀做相应换向动作驱动油缸伸缩。油缸伸缩会引起无级变速装置传动比的改变,进而调整行车速度保持系统负荷稳定。其中负荷数据包括压缩活塞压缩力、活塞每次往复运动草捆压缩量、草捆质量等参数,并由这些数据综合运算而成一个综合值;位移传感器监测无级变速装置油缸伸长量,间接获得无级变速装置传动比及驱动轮转速,用于行走速度调节控制反馈;转速传感器直接监测驱动轮转速,用于行走速度稳定控制反馈。

2 硬件选型及软件设计

2.1 硬件选型

4KZ300 型打捆机液压系统流量 30 L/min,电控多路阀选用 PDCF10-D 型电磁控制多路阀,额定流量 10 L/min,驱动电压 24 V,电控多路阀响应时间为 20 ~ 40 ms。油缸选用 HSG01-63/45 型,缸径 63 mm,杆径 45 mm,行程 68 mm,油缸由最小行程伸

长至最大行程需耗时约 2.5 s,满足系统设计需求。

微控制器选用 ARM 系列 Cortex-M3 内核的 STM32F103VCT6 芯片,其是一款资源丰富的 32 位微处理器,拥有 64KB SRAM、256KB FLASH,支持 CAN 总线通信^[17]。微控制器通过控制继电器模块间接驱动电控多路阀,其中继电器模块选用 CHNT 公司生产的型号 JZX-22F(D)。位移传感器选用 MILONT 公司生产的 KPM18-100 型,0 ~ 100% 给定输入电压模拟量输出,检测位移范围 0 ~ 100 mm,大于油缸极限伸缩量。转速传感器选用 JK8002D 型霍尔传感器,输入方式为 NPN 常开。控制终端选用北京博创联动 EM7080 型工控屏,工作电压 10 ~ 30 V。

2.2 软件设计

4KZ300 型打捆机在田间作业时需保持发动机在额定转速下工作,整机以 II 挡速度前进,因此无级变速装置控制程序是针对此作业状态而设计。为降低速度调整时间,实现快速响应,行走速度控制程序分为车速调节控制程序、车速稳定控制程序两部分。当工作负荷发生变化时,表明喂入量超过机具的额定限值,这种变化主要是由于田间作物生长不均匀造成的,此时可通过改变车速来调整机具喂入量。主控制器在接收到负荷反馈信号后,根据负荷相关数据计算出符合车辆最佳工况的目标车速并通过 CAN 总线发送至车速控制器。车速调节控制程序根据目标车速计算出无级变速装置中油缸的伸缩量并控制油缸伸缩,快速将车速调整至接近目标车速,然后车速稳定控制程序通过对车速微调将车速稳定在目标车速上。

控制系统对行走速度的调节控制程序按照调节油缸伸缩变化量与无级变速装置传动比之间的比例关系确定,这样可以快速使车速发生改变,防止可能发生的堵塞等严重后果;车速稳定控制程序由车速传感器反馈的信号进行微调,以保持车速稳定。

2.2.1 油缸伸长量与传动比关系模型建立

无级变速装置变速结构示意图如图 5 所示。

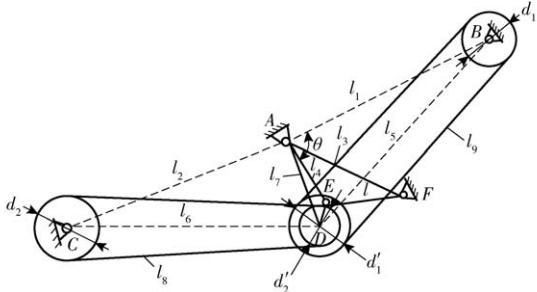


图 5 无级变速装置变速结构示意图

Fig. 5 Schematic of variable speed structure of stepless variable speed device

由图 5 可以看出,油缸支座 F 、油缸伸缩远端 E 、中间带轮悬架支点 A 之间,以及各传动带轮中心之间均呈三角形关系,并且油缸的长度变化会引起各三角形发生相应的变化,因此要得到油缸伸长量与无级变速传动比关系式^[18-19],必须确定主动带轮直径 d_1 ,从动带轮直径 d_2 ,对应中间带轮直径 d'_1 、 d'_2 及油缸伸长量 Δl 之间的关系。

油缸长度 l 与回转角 Φ 关系式为

$$\Phi = \arccos((l_3^2 + l_4^2 - l^2)/(2l_3l_4)) + \varepsilon \tag{1}$$

式中 l_3 ——铰接点 A 与油缸铰接点 F 间距离,mm
 l_4 ——铰接点 A 与油缸伸缩远端点 E 之间距离,mm
 ε ——常数,即 $\angle DAE$ 与 $\angle BAE$ 角度之和,取 62.17°

回转角 Φ 与主中带轮中心距 l_5 关系式为

$$\cos\Phi = (l_1^2 + l_7^2 - l_5^2)/(2l_1l_7) \tag{2}$$

式中 l_1 ——铰接点 A 与主动带轮中心点 B 之间距离,mm
 l_5 ——主动带轮中心点 B 与中间带轮中心点 D 之间距离,mm
 l_7 ——铰接点 A 与中间带轮中心点 D 之间距离,mm

l_5 与 d'_1 的变化关系为^[18]

$$d'_1 \approx d_1 - \pi l_5 + \sqrt{(\pi l_5 - d_1)^2 + 4l_5l_9 - 8l_5^2 - d_1^2 - 2\pi l_5d_1} \tag{3}$$

同理,从动带轮对应中间带轮的直径 d'_2 亦可确定,在此不再赘述。

无级变速装置传动比 i 为

$$i = \frac{d'_1d_2}{d_1d'_2} \tag{4}$$

采用数值代入法,将油缸的不同长度代入式(1)~(4),得出式中各参数的实际数值,然后计算出对应的传动比,最终利用油缸伸长量 Δl 与传动比 i 的对应数值,建立无级变速装置传动比 i 与油缸伸长量 Δl 之间的关系模型,其中油缸伸长量为油缸长度与初始油缸长度的差值。相关参数的计算数值如表 1 所示。

运用 SPSS 20.0 软件拟合出无级变速装置传动比 i 与油缸伸长量 Δl 的回归曲线,如图 6 所示。

根据 SPSS 曲线拟合结果得到无级变速装置传动比与油缸伸长量的曲线回归方程

$$\Delta l = -88.94\ln i + 54.53 \tag{5}$$

回归模型的决定系数 $R^2 = 0.9995$,表明回归方程对自变量与因变量的拟合优度较高^[20]。无级变速装置传动比与油缸长度关系式的确定,为控制系统程序编写提供了理论支撑。通过式(5)进一步计

表 1 油缸伸长量与传动比值计算结果

Tab.1 Numerical calculation of cylinder elongation and transmission ratio

$\Delta l/\text{mm}$	l_3/mm	d'_1/mm	l_6/mm	d'_2/mm	i
0	1 347	330	1 357	223	1.87
10	1 360	314	1 344	240	1.65
20	1 372	299	1 331	257	1.47
30	1 384	284	1 318	274	1.31
40	1 395	269	1 305	290	1.17
50	1 406	255	1 293	306	1.05
60	1 417	241	1 280	322	0.94
68	1 426	230	1 270	335	0.87

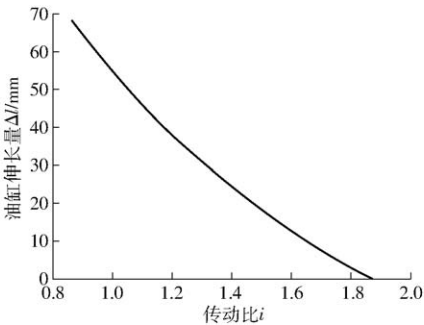


图 6 传动比与油缸伸长量拟合曲线

Fig.6 Fitting diagram of transmission ratio and cylinder elongation curve

算机具车速与油缸伸长量关系为

$$\Delta l = -88.94\ln \frac{P}{v} + 54.53 \tag{6}$$

其中

$$P = \frac{60\pi dn}{1\,000i_i i_s}$$

式中 v ——机具车速,km/h

P ——比例系数

最终确定理论车速、目标车速及油缸变化量的关系为

$$\Delta l' = 88.94\ln \frac{v_g}{v_t} \tag{7}$$

式中 $\Delta l'$ ——目标油缸长度与位移传感器监测理论油缸长度的差值,mm

v_g ——机具目标车速,km/h

v_t ——由理论油缸长度计算的理论车速,km/h

当 $\Delta l'$ 为正值时表明需要伸长油缸,以降低无级变速装置传动比;当 $\Delta l'$ 为负值时表明需要缩短油缸,以增加无级变速装置传动比。理论车速、目标车速及油缸变化量关系的确定为机具车速快速、稳定调整奠定了基础。

2.2.2 程序流程图设计

为了兼顾速度调节的快速性、精度和稳定性,控制程序由调节控制与稳定控制两部分组成。调节控制负责对油缸的快速调节,使车辆速度在短时间内

迅速达到目标车速;稳定控制负责在行走作业过程中持续调节,将车速稳定在目标车速,以保持机具作业负荷稳定。

车速调节程序控制流程如图 7 所示,在进行车速调节时,车速控制器首先接收由主控制器发送的目标车速,然后监测线位移传感器的理论油缸伸长量,依据式(6)计算出理论车速,通过对比目标车速与理论车速的差值控制电控多路阀做相应动作,使油缸伸长/缩短相应的长度,伸长/缩短的长度由式(7)计算得出。当目标车速与理论车速的差值小于设定阈值时进入行走速度稳定控制程序,使机具稳定在当前车速。当所要调整的行走速度超过无级变速装置极限变速范围,显示器提示机具负荷超出变速调节范围,此时驾驶员应当采用手动换挡方式调节车速。

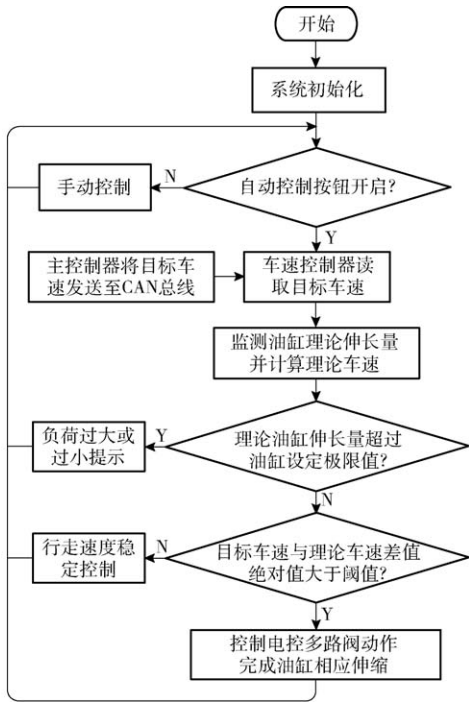


图 7 车速调节控制流程图

Fig. 7 Flow chart of speed regulation and control

行走速度稳定控制流程如图 8 所示,车速控制器每隔 0.1 s 读取一个车速,当读取的 3 个连续车速的相邻差值小于 0.05 km/h 时,表明速度达到稳定。当车速控制器判断速度为不稳定状态时,跳出稳定控制程序,重新进入调整控制程序;当车速控制器判断速度为稳定状态时,取 3 个连续车速的平均值作为监测车速。程序通过对比目标车速与监测车速的差值,控制电控多路阀做相应动作。

2.2.3 控制终端界面设计

控制终端界面在 HMI Developer 集成开发环境下完成设计,此软件包括图形库和可视化设计器,可以方便、快速地组建显示界面,并可以把界面编译在

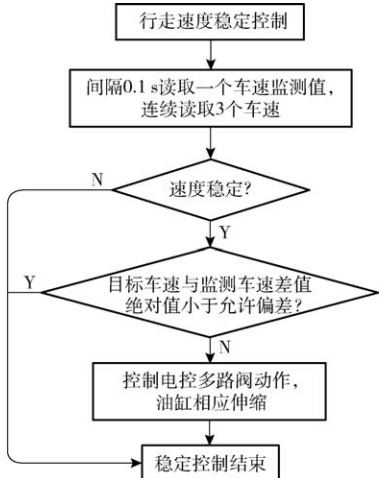


图 8 车速稳定控制流程图

Fig. 8 Flow chart of stable control

基于 ARM 处理器的嵌入式显示器上运行,所设计的显示界面如图 9 所示^[21]。

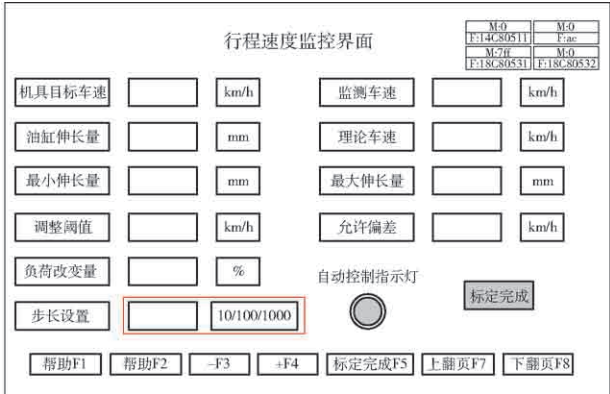


图 9 显示器界面设计图

Fig. 9 Diagram of display interface design

控制终端的软件设计主要分为 4 个模块:显示模块、控制模块、收发模块和负荷模拟模块,其中负荷模拟模块仅用于道路试验负荷模拟。显示屏的控制模块包括步长设置、调整阈值设置、允许偏差设置、最小/最大伸长量设置、标定完成按钮,其中标定完成按钮控制所有文本框中控制指令的发送,最小/最大伸长量设置用于标定油缸极限伸长量。控制终端通过 CAN 总线接收车速控制器读取的各传感器监测值,并通过显示模块显示,其中显示模块包括机具目标车速、监测车速、油缸伸长量、理论车速、自动/手动控制指示。控制终端的收发模块主要通过设置标识符 ID 及数据格式实现 CAN 总线的收发功能。

3 试验与结果分析

3.1 试验器材与试验方法

3.1.1 试验器材

为测试轮式自走方捆打捆机行走速度控制系统,以图 10、11 所示 4KZ300 型打捆机为试验样机,对其进行室内模拟试验与道路试验,试验所需其他

器材包括:DT-2235B 型数字式转速仪,测量精度 0.05%;便携式计算机;JLINK V9 型仿真下载器;广成科技 CANREC 记录仪。试验时间:2018 年 11 月 3 日—2019 年 1 月 20 日。试验地点:新疆机械研究院股份有限公司。



图 10 室内仿真试验图
Fig.10 Picture of indoor simulation test



图 11 道路试验图
Fig.11 Picture of road test

3.1.2 试验方法

利用控制终端作为载荷模拟器模拟负荷变化,即通过负荷模拟模块的文本框输入负荷改变量模拟负荷变化,负荷模拟量输入完成后通过“标定完成”按钮发送至 CAN 总线以便主控制器接收^[22]。

室内试验,将方捆机驱动轮悬空,通过便携式计算机及 JLINK V9 型仿真器进行实时仿真试验,判断整个控制系统的安全性、有效性。

道路增、减负荷试验,通过载荷模拟器模拟负荷增加/减少,并将相应数据发送至 CAN 总线,主控制器根据所接收的负荷改变量计算出机具目标车速,通过 CAN 总线发送至车速控制器。车速控制器调整车速并采集车速传感器、位移传感器数据,并将各数据信息发送至 CAN 总线,相关数据信息由控制终端向驾驶人员显示。试验过程中所用试验数据由 CAN 记录仪记录,通过对试验数据的分析,可计算出车速调整时间 T_s 、最大动态偏差 M 、余差 C ,判断实际车速控制的稳定性及准确性^[23]。

调整时间 T_s 为从车速调整过程开始到完成调整所需时间。

最大动态偏差 M 表示系统瞬间偏离给定值的最大程度,计算式为

$$M = y_{\max} - r$$

(8)

式中 $y_{\max}$ ——最大偏差 r ——目标值

余差 C 是被控参数的稳态值 $y(\infty)$ 与目标值之间的残余偏差,是衡量控制系统稳态准确性的指标,计算式为

$$C = y(\infty) - r$$

(9)

3.2 结果分析

3.2.1 室内试验

发动机转速 1 764 r/min,变速箱Ⅱ挡,手控调整无级变速装置改变驱动轮转速,记录 DT-2235B 型数字式转速仪监测的不同转速,计算对应的时速。无级变速装置传动比最大、最小时,通过 DT-2235B 型转速仪分别测得驱动轮最低转速 17.38 r/min、最高转速 35.18 r/min,计算后最低、最高时速分别为 4.357、8.820 km/h。对比 DT-2235B 型转速仪测得的时速与控制终端显示数值如表 2 所示,误差小于 1%,转速传感器采集的车速监测值精度满足要求。

表 2 DT-2235B 型转速仪测得的时速与控制终端显示值对比

Tab.2 Comparison between time velocity measured by DT-2235B tachometer and display value of control terminal

转速仪测得时速/ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	控制终端显示值/ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	误差/%
4.357	4.395	-0.87
5.214	5.248	-0.65
6.543	6.562	0.29
8.820	8.803	0.19

通过便携式计算机及 JLINK V9 型仿真器进行室内实时仿真试验,如图 10 所示。

3.2.2 道路增、减负荷试验

道路试验如图 11 所示,设置阈值为 0.2 km/h,允许偏差 0.1 km/h,车速稳定控制时设置电控多路阀每次进、出油时间 0.2 s。

模拟减负荷试验数据如图 12 所示,为检测速度稳定调节的持续性,选择具有坡道的路段进行模拟减负荷试验。按下“自动控制”按钮后系统进入自动控制模式并等待主控制器发送相应参数调整指令。载荷模拟器向主控制器发送负荷降低 20% 信号,此时打捆机工况为:发动机转速 1 684 r/min,变速箱Ⅱ挡,车速传感器监测车速为 4.6 km/h。主控制器收到负荷模拟信号后经计算确定目标车速为 6.1 km/h,主控制器通过 CAN 总线向车速控制器发送目标车速、阈值、允许偏差等参数。车速控制器进入车速调节模式,控制无级变速器调节油缸改变伸长量增加车速以增加喂入量保持工作载荷稳定,该

过程持续 2.5 s; 随后控制器进入稳定控制模式, 在 3.5 ~ 4.0 s 时车速出现过调现象, 这主要是由于车速控制的惯性引起的, 随后车速进入稳定状态。由于试验场地内存在坡道, 在试验进行至 8.0 ~ 8.5 s 时车速出现了上升趋势, 在稳定程序的控制下, 0.5 s 内将车速稳定至目标车速。试验数据显示, 在工作负荷减少时, 车速由 4.5 km/h 增至 6.1 km/h 并维持稳定所需调节时间为 4.25 s; 最大动态偏差为 0.24 km/h, 与目标值偏差为 3.93%, 小于 5%; 最大余差 0.042 km/h, 小于 1%。

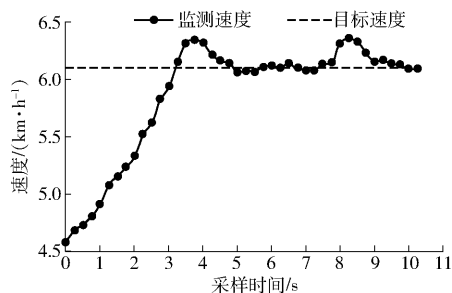


图 12 模拟减负荷试验车速变化曲线

Fig. 12 Curves of vehicle speed change in simulated load reduction test

模拟增负荷试验数据如图 13 所示, 通过载荷模拟器模拟系统工作负荷增加 25%, 此时打捆机工况为: 发动机转速 1 672 r/min, 变速箱 II 挡, 车速传感器监测车速为 7.1 km/h。主控制器收到负荷模拟器数据后经计算确定目标车速为 5.0 km/h, 车速控制器进入车速调节模式, 该过程持续 2.75 s, 随后车速控制器进入稳定控制模式, 经过 4.75 s 后车速进入稳定状态。速度由 7.1 km/h 降至 5.0 km/h 并维

持稳定所需调节时间为 4.75 s, 最大动态偏差为 0.21 km/h, 与目标值偏差为 4.2%, 小于 5%, 最大余差 0.049 km/h, 小于 1%。

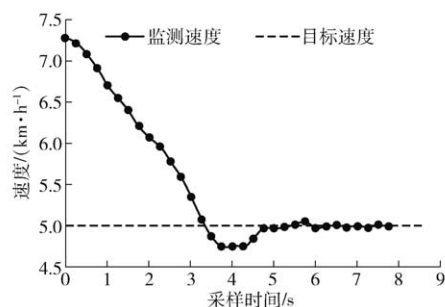


图 13 模拟增负荷试验车速变化曲线

Fig. 13 Curves of vehicle speed change in simulated load increment test

4 结论

(1) 设计了基于工作负荷反馈的轮式自走方捆打捆机行走速度控制系统, 该系统可以根据工作部件的负荷情况及时调整车辆的行走速度, 从而使工作负荷保持稳定。

(2) 为了兼顾车速调整的快捷性和稳定性, 控制系统程序分为车速调节控制与车速稳定控制两部分, 车速调节控制可确保在较短时间内使机具达到目标车速; 车速稳定控制则是在随后的工作状态下使车速保持稳定。

(3) 道路模拟增、减负荷试验表明, 车速调整的最大动态偏差小于 5%, 最大余差小于 1%, 车速达到稳定所需调整时间小于 5 s, 该控制系统能实现方捆打捆机工作负荷的自适应控制。

参 考 文 献

- [1] 林伟. 基于喂入量的联合收割机行走速度自动控制系统研究[D]. 杨凌: 西北农林科技大学, 2009.
LIN Wei. Research on the automatic control system of the walking speed of combine harvester based on feeding amount[D]. Yangling: Northwest A & F University, 2009. (in Chinese)
- [2] 宁小波, 陈进, 李耀明, 等. 联合收获机前进速度模糊控制系统多目标遗传优化[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(5): 68-74.
NING Xiaobo, CHEN Jin, LI Yaoming, et al. Multi-objective genetic optimization of forward speed fuzzy control system for combine harvester[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(5): 68-74. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20150511&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.05.011. (in Chinese)
- [3] MAHMOUD O, MAJID L, HOSSEIN M, et al. Design of fuzzy logic control system incorporating human expert knowledge for combine harvester[J]. Expert Systems with Applications, 2010, 37(10): 80-85.
- [4] 梁学修, 陈志, 张小超, 等. 联合收获机喂入量在线监测系统设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(增刊2): 1-6.
LIANG Xuexiu, CHEN Zhi, ZHANG Xiaochao, et al. Design and test of on-line monitoring system for feeding quantity of combine harvester[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(Suppl. 2): 1-6. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=2013s201&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.S2.001. (in Chinese)
- [5] 雷亚阔. 自走式打捆机整机设计及其关键零部件优化[D]. 武汉: 湖北工业大学, 2018.
LEI Yakuo. Design of self-propelled baler and optimization of its key components[D]. Wuhan: Hubei University of Technology, 2018. (in Chinese)
- [6] 孙冬野, 秦大同, 王玉兴. 自动车辆无级变速传动系统模糊控制策略研究[J]. 农业机械学报, 2001, 32(3): 7-10.
SUN Dongye, QIN Datong, WANG Yuxing. Study on fuzzy control strategy of CVT system for automatic vehicles[J].

- Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2001, 32(3): 7–10. (in Chinese)
- [7] POHL B P, THOMASSY F A, LOHR C B, et al. Continuously variable transmission[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2017, 39(11): 4289–4303.
- [8] 吕清扬. 螺杆泵机械式无级变速驱动装置及其自动控制系统设计[D]. 青岛: 中国石油大学(华东), 2013.
LÜ Qingyang. Mechanical continuously variable speed drive device of screw pump and its automatic control system design[D]. Qingdao: China University of Petroleum(East China), 2013. (in Chinese)
- [9] 陈进, 顾文龙, 李耀明. 联合收获机智能控制试验台设计与试验[J]. 农业机械学报, 2011, 42(增刊): 78–81.
CHEN Jin, GU Wenlong, LI Yaoming. Design and test of intelligent control test-bed for combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(Supp.): 78–81. (in Chinese)
- [10] 王新, 付函, 王书茂, 等. 收割机作业速度多目标控制模型的鲁棒优化设计[J]. 农业工程学报, 2012, 28(20): 27–33.
WANG Xin, FU Han, WANG Shumao, et al. Robust optimization design of multi-objective control model for harvester operating speed[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(20): 27–33. (in Chinese)
- [11] 张守县, 徐玉龙. 牧神 4KZ-275 自走式秸秆收获打捆机的研制[J]. 新疆农机化, 2015, 17(2): 11–12.
ZHANG Shouxian, XU Yulong. Development of 4KZ-275 self-propelled straw harvesting baler for Mushen[J]. Xinjiang Agricultural Mechanization, 2015, 17(2): 11–12. (in Chinese)
- [12] 王锋德, 陈志, 王俊友, 等. 4YF-1300 型大方捆打捆机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2009, 40(11): 36–41.
WANG Fengde, CHEN Zhi, WANG Junyou, et al. 4YF-1300 type large baler design and test[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(11): 36–41. (in Chinese)
- [13] 刘帆. 玉米收获机无级变速机构仿真分析与优化设计[D]. 长春: 吉林大学, 2012.
LIU Fan. Simulation analysis and optimization design of CVT mechanism of corn harvester[D]. Changchun: Jilin University, 2012. (in Chinese)
- [14] OMID M, LASHGARI M, MOBLI H, et al. Design of fuzzy logic control system incorporating human expert knowledge for combine harvester[J]. Expert Systems with Applications, 2010, 37(10): 7080–7085.
- [15] 王安麟, 田光伟, 李晓田. 面向液压挖掘机电控多路阀的控制系统参数整定[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2016, 43(10): 52–61.
WANG Anlin, TIAN Guangwei, LI Xiaotian. Control system parameter tuning for electric multiple valves of hydraulic excavators[J]. Journal of Hunan University(Natural Science Edition), 2016, 43(10): 52–61. (in Chinese)
- [16] 朱晨辉, 李连豪, 王万章, 等. 高地隙液压履带车自动行走控制系统设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(增刊): 456–462, 469.
ZHU Chenhui, LI Lianhao, WANG Wanzhang, et al. Design and test of automatic travel control system for high ground gap hydraulic tracked vehicle[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(Supp.): 456–462, 469. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=2018s062&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.S0.062. (in Chinese)
- [17] 陈博敏. 基于 STM32 处理器的数据采集控制系统[D]. 西安: 西安工程大学, 2015.
CHEN Bomin. Data acquisition and control system based on STM32 processor[D]. Xi'an: Xi'an University of Engineering, 2015. (in Chinese)
- [18] 上官文斌, 张智, 许秋海. 多楔带传动系统轮——带振动的实测与计算方法研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(21): 28–36.
SHANGGUAN Wenbin, ZHANG Zhi, XU Qiuhai. Research on the measurement and calculation method of multi-wedge belt drive system wheel-belt vibration[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(21): 28–36. (in Chinese)
- [19] 王万钧. 实用机械设计手册下册[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1985: 313–375.
- [20] 严帅. 基于 SPSS 的凸轮型线拟合[J]. 机械制造与自动化, 2016, 45(6): 102–104.
YAN Shuai. Cam profile fitting based on SPSS[J]. Machinery Manufacturing and Automation, 2016, 45(6): 102–104. (in Chinese)
- [21] 高强, 许勇. 基于 ARM 和 Qt/E 的车载 HMI 终端的设计[J]. 计算机测量与控制, 2012, 20(1): 236–238.
GAO Qiang, XU Yong. HMI terminal design based on ARM and Qt/E[J]. Computer Measurement and Control, 2012, 20(1): 236–238. (in Chinese)
- [22] 卢文涛, 张东兴, 邓志刚. 联合收获机脱粒滚筒的 PID 恒负荷控制[J]. 农业机械学报, 2008, 39(5): 49–51, 55.
LU Wentao, ZHANG Dongxing, DENG Zhigang. PID constant load control of threshing drum of combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(5): 49–51, 55. (in Chinese)
- [23] 杨旭, 姜银光, 彭开香, 等. 双闭环直流调速系统动态补偿控制器的在线优化设计[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(8): 2409–2418.
YANG Xu, JIANG Yinguang, PENG Kaixiang, et al. On line optimal design of dynamic compensation controller for double closed loop DC speed regulation system[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(8): 2409–2418. (in Chinese)