

双割台双滚筒全履带式再生稻收割机的设计与性能试验

卢康¹ 张国忠¹ 彭少兵² 雷志强¹
付建伟¹ 查显涛¹ 周勇¹

1. 华中农业大学工学院/湖北省现代农业装备工程技术研究中心, 武汉 430070;

2. 华中农业大学植物科学技术学院, 武汉 430070

摘要 为降低再生稻头季收获碾压率, 设计1台轻量化、宽割幅、低碾压的双割台双滚筒全履带式再生稻收割机。该机由2套收割、脱粒、清选及储粮系统构成, 共用1套履带式行走底盘, 其收获装置采用对潮湿作物脱粒能力强的轴流钉齿式脱粒滚筒, 清选装置采用质量轻、功耗小的气流清选筒式装置。对整机结构及参数进行设计并试制1台割幅为2.55 m、理论喂入量为1.6 kg/s的样机。以水稻品种“中香一号”为试验对象, 对该机进行田间性能试验, 结果表明, 该机作业速度可达0.24 m/s, 割茬高度在0.35~0.55 m间可调, 工作效率为0.133 hm²/h。该机碾压率低、质量轻, 能满足再生稻头季收获要求。

关键词 再生稻; 履带式收割机; 双通道割台; 双滚筒; 下层切割器

中图分类号 S 225.4 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2017)05-0108-07

再生稻种植具有十分优越的资源与环境友好优势, 目前再生稻的生产在我国光热资源一季有余、二季不足地区日益得到重视, 种植面积迅速增加^[1-2]。与常规稻相比, 再生稻头季收割有低碾压、高留茬、湿泥脚田作业及排放秸秆不能覆盖残茬等农艺要求, 现有全履带式水稻收割机为减少接地比压、防止陷车并实现湿软田间浮式作业, 多采用宽履带底盘, 田间行走碾压率高达40%^[3]。对头季稻桩碾压率过高、碾压强度过大, 是造成再生稻再生季产量下降、稻米品质降低、经济效益降低的重要原因^[4-5]。目前再生稻机械收获已成为再生稻种植推广的重要薄弱环节。近年来, 为解决头季再生稻机械收获问题, 国内外学者主要从农机农艺结合、机具研发及关键部件优化等方面开展了相关研究。如易齐圣^[3]提出, 基于农机农艺结合如前期合理布置机插秧路线, 后期采用宽幅收割机在行走路线上与之配合, 可显著减少碾压率。邢全道等^[6]在宽幅工作的植保机械设计中, 采用了窄型橡胶履带, 从而达到减少对稻苗碾压的目的。张国忠等^[7]设计制造了一种再生稻割

穗机, 该机采用轻型并关插秧机底盘和窄型水田行走胶轮, 对再生稻碾压率极小, 但存在湿软、深泥脚田下陷过深和下陷后转向不便的缺点。钱太平等^[8]、刘长华等^[9]、卓刚等^[10]提出通过减轻履带式收割机自身质量, 达到收割机轻量化的要求, 进而降低对作物的碾压率与碾压程度。

现有联合收割机广泛采用振动筛式清选装置, 存在尺寸与质量过大等问题, 而气流清选筒式清选装置具有质量轻、体积小、功耗低的优点^[11-12]。为降低再生稻头季收获碾压率, 提高再生稻后季生产效益, 以宽幅、轻量化为设计思想, 本研究设计了一台轻量化、宽割幅、低碾压的双割台双滚筒全履带式再生稻收割机, 并对该机进行了田间性能试验, 以期对再生稻收割机结构优化提供参考。

1 双割台双滚筒全履带式再生稻收割机设计

1.1 总体结构

双割台双滚筒全履带式再生稻收割机总体结构

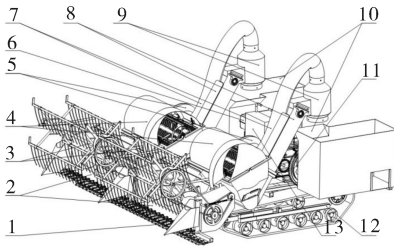
收稿日期: 2017-02-20

基金项目: “863”计划子课题(2014AA10A605-8); 中央高校基本科研业务费专项(2014PY043); 湖北省水稻农技推广项目(453150010302)

卢康, 硕士研究生, 研究方向: 现代农业装备设计与测控. E-mail: 13036113046@163.com

通信作者: 张国忠, 教授, 研究方向: 现代农业机械装备技术与智能测控. E-mail: zhanggz@mail.hzau.edu.cn

如图1所示,主要由履带式底盘、下层切割器、左右两套对称布置的割台、拨禾轮、脱粒装置、清选风机、吸气管、谷物提升装置、气流清选筒、粮仓以及动力与传动系统等组成。



1. 下层切割器 Lower layer cutter; 2. 左、右割台 Double-headers; 3. 左、右拨禾轮 Double-reels; 4. 左、右脱粒装置 Double-threshing cylinders; 5. 左、右清选风机 Double-fans; 6. 第一动力 The first power; 7. 左、右吸气管 Air-ducts; 8. 左、右谷物提升装置 Lifting devices; 9. 左、右清选筒 Cleaning devices; 10. 左、右粮仓 Granaries; 11. 第二动力 The second power; 12. 履带式底盘 Tracked chassis; 13. 操作台 Control console.

图1 收割机总体结构

Fig.1 Overall structure of combine

1.2 工作原理

工作时,履带式底盘为收割机提供行走动力;割台、脱粒部分总成与下层切割器总成由第二动力通过传动系统驱动。收割机前进时,在分禾器和左右拨禾轮的作用下,水稻植株被引向对应的左右割台,上端穗头被切割器切断落入割台,剩下较长的茎秆被下层切割器切碎还田,下层切割器相对割台割刀位置可调,从而可控制并保证再生稻留茬高度满足后期抽穗要求。落入割台的穗头部分由左右割台搅龙及喂入辊推送进后续脱粒分离装置,经脱粒、分离、除杂后的净谷落入左右粮仓中,从而完成整个收获过程^[11]。该机收获装置采用对潮湿作物脱粒能力强的轴流钉齿式脱粒滚筒,脱粒后的秸秆从滚筒一侧排出。为减轻整机质量,该机采用气流清选筒式清选装置,工作时,由于稻谷和杂余的悬浮速度不同,在吸杂风机作用下,杂余在清选筒中分离出来,并沿吸风管被吸入吸杂风机中排出。

1.3 主要性能参数

1) 割幅。现有履带式收割机履带宽度在0.35~0.45 m之间^[13],割幅在1.6~2.9 m之间。结合湖北省再生稻种植田块条件及降低碾压率要求,确定履带宽度为0.35 m。根据宽幅、轻量化的设计思想,初步确定本机由2个幅宽为1.2 m的轻型割台及脱粒分离装置组合而成,考虑中间结合装置尺寸,

设计割幅为2.55 m。履带式收割机直行理论碾压率可按下式计算:

$$R = 2b/B \times 100\% \quad (1)$$

式(1)中, R 为直行碾压率,%; b 为履带宽度,mm; B 为再生稻收割机割幅,2.55 m。履带式收割机田间作业时,减少直行碾压面积可有效降低碾压率。根据上述结构尺寸,按照式(1)计算可得本机直行理论碾压率为27.5%,显著小于现有典型履带式收割机^[3]。

2) 作业速度。谷物联合收割机的作业速度 v_m 根据作物生长情况、田间情况和收割机设定的喂入量来确定^[13-14],可按如下式计算:

$$v_m = \frac{10000q\beta_0}{MB} \quad (2)$$

式(2)中, v_m 为机组平均作业速度,m/s; B 为再生稻收割机割幅,m; q 为设计喂入量,确定为1.6 kg/s; β_0 为割下作物总质量中谷粒所占百分比,田间取样测定为0.4; M 为作物单位面积产量,约为8 250~10 500 kg/hm²。由式(2)计算可知, v_m 为0.239~0.304 m/s。该行走速度较低,符合采用慢速大割幅的工作方式来降低履带式再生稻收割机的碾压率^[3]。

3) 生产效率。根据上述割幅和作业速度,按照下式确定履带式再生稻收割机的生产效率^[13-14]:

$$Q = 0.36\omega Bv_m \quad (3)$$

式(3)中, Q 为生产效率,hm²/h; ω 为收获时间适用系数,参照文献^[15],稻田取0.6; v_m 取0.239~0.304 m/s,从而得到履带式再生稻收割机的生产效率 Q 约为0.132~0.167 hm²/h。

1.4 关键部件设计

1) 行走装置。履带式行走装置具有接地比压小,在湿软田间通过性好、转向灵活、转向半径小等优点。本机采用全履带式行走底盘,其主要由底盘支架、驱动轮、支重轮、托轮、导向轮和履带组成。联合收割机进行自开道作业时,其割幅、轨距以及为防止履带压倒未割作物的保护宽度间需满足^[13]:

$$B \geq B_0 + b + 2\Delta \quad (4)$$

式(4)中, B_0 为履带式再生稻收割机底盘轨距,m; B 为再生稻收割机割幅,取2.55 m; b 为履带宽度,为0.35 m; Δ 为防止履带压倒未割作物的保护宽度,一般收割机的履带外缘比割台外缘小0.1~0.2 m。

根据参考文献^[16],行走装置设计时履带接地

长度与履带轨距间还需满足如下关系:

$$\frac{L_1}{B_0} = \frac{2(\varphi - f_0)}{\mu_0} \quad (5)$$

式(5)中, L_1 为履带接地长度, 结合本机总体结构与接地比压的要求, 接地长度取 1.2 m; φ 为履带附着系数; f_0 为履带滚动阻力系数; μ_0 为履带转向阻力系数。

根据经验, 履带接地长度与轨距的比值在 1.3~1.8 之间^[6], 依据式(5)可得, 履带轨距 B_0 在 0.67~0.92 m 之间。综合考虑式(4)、(5), 再生稻收割机履带式底盘轨距取 0.8 m。

底盘所用驱动轮、导向轮直径分别为 0.265、0.19 m, 支重轮与拖轮直径均为 0.144 m, 选用宽 0.35 m、节距 0.09 m 的履带, 结合底盘结构, 可确定履带节数为 46。

2) 割台搅龙。割台搅龙将整个割幅内割下的谷物推送至喂入辊处, 并通过喂入辊喂入脱粒分离装置, 其主要由筒体、螺旋叶片组成。为避免秸秆缠绕, 筒体的周长必须大于割下作物的长度。湖北省内再生稻留桩一般为 0.35~0.50 m, 考虑水稻株高及采用下层切割器切割留桩, 本机喂入割台的水稻秸秆长度为 0.30~0.45 m, 故筒体直径应 ≥ 0.143 m。基于轻量化思想, 为减小割台尺寸, 减轻割台自身质量, 筒体直径定为 0.15 m, 螺旋叶片高度为 0.06 m, 螺距设计为 0.27 m。搅龙转速过高容易使作物脱粒, 增大割台损失, 同时产生较强的割台振动, 参考文献^[13]确定割台搅龙转速为 160 r/min。

3) 拨禾轮。拨禾轮的作用是将作物向割台内部拨倒, 与割台搅龙相互配合, 完成作物的切割与输送^[17]。采用 4 根弹齿组成的偏心式拨禾轮, 其由偏心环、支撑滚轮、弹齿、轮轴、弹齿轴、辐条等组成。拨禾轮正常工作的条件是拨禾轮弹齿圆周速度与机器前进速度比值 $\lambda > 1$, 为防止 λ 过大造成落粒损失, 收割水稻时, 拨禾轮弹齿圆周速度 $U < 1.3$ m/s, 此时取 λ 为 1.5~2.5^[14]。拨禾轮直径 D 主要由作业对象株高、割断禾秆重心位置及拨禾轮速比决定:

$$D \leq 2\lambda e / (\lambda - 1) \quad (6)$$

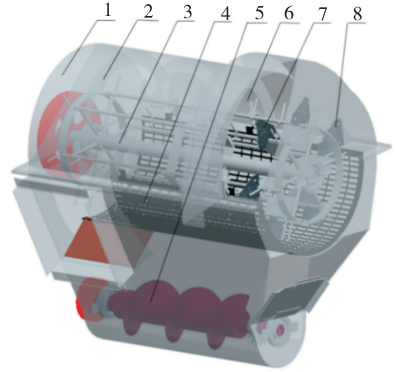
式(6)中, D 为拨禾轮直径, m; e 为作物切断部分重心位置与穗头尖端距离, 取 0.15 m。拨禾轮直径设计为 0.6 m, 弹齿轴长为 1.105 m, 弹齿长 0.23 m。

$$n_b = \frac{60v_m \lambda}{\pi D} \quad (7)$$

式(7)中, n_b 为拨禾轮转速, r/min; v_m 为机器作

业速度, 为 0.239~0.304 m/s; D 为拨禾轮直径, 为 0.6 m; λ 为速比, 取 2.5。因此, 拨禾轮转速 $n_b = 25$ r/min。

4) 脱粒分离装置。脱粒分离装置如图 2 所示, 由脱粒滚筒、凹板筛、罩壳、导草板、横向输粮搅龙、切碎定刀及切碎动刀组成。脱粒滚筒、罩壳和栅格式凹板筛组成脱粒室, 脱粒室一端开有喂入口与割台对接, 另一端为秸秆排出口。



1. 罩壳 Cover; 2. 导草板 Guide plate of grass; 3. 脱粒滚筒 Threshing cylinder; 4. 凹板筛 Concave grid; 5. 横向输粮搅龙 Horizontal auger; 6. 排草口 Straw outlet; 7. 切碎动刀 Moving cutter; 8. 切碎定刀 Fixed cutter.

图 2 脱粒分离装置

Fig.2 Structure of threshing and separating device

针对头季再生稻收获时青枝绿叶的特点, 采用 2 套对潮湿作物脱粒能力强的轴流钉齿式脱粒滚筒, 并分别于排草口处脱粒滚筒上对称布置切碎动刀^[18], 在滚筒上盖相应位置安装定刀。

本机设计喂入量为 1.6 kg/s, 可采用 2 套喂入量 0.8 kg/s 的脱粒滚筒, 该脱粒滚筒长 0.78 m, 钉齿采用双头螺线排布, 其工作高度为 0.065 m; 凹板筛网孔尺寸为 0.038 m×0.014 m, 其包角为 200°以增大分离面积; 上盖安装有 4 块导草板, 滚筒脱粒间隙取 0.03 m; 水稻脱粒滚筒线速度一般为 18~26 m/s, 结合滚筒直径 0.39 m, 其转速取 1 000 r/min。

5) 清选装置。本机采用气流清选筒式清选装置, 其主要由谷物提升装置、抛撒器、清选风机、清选筒和吸气管等组成。收割机作业时谷物提升装置将脱出物从脱粒分离装置提升至抛撒器处, 然后由抛撒器抛撒至清选筒内, 谷粒等质量大的脱出物贴筒壁旋转下滑, 由出粮口落入粮仓, 较轻的杂质则被风机产生的高速气流吸走并由清选风机口排出^[11-13]。相比振动筛式清选装置, 气流清选筒式清选装置具有质量轻、振动小、功耗低的优点, 符合再生稻收割

机轻量化的要求。

6)下层切割器。针对再生稻收获中秸秆量大的特点,设计了下层切割器用以控制割茬高度并将残茬还田,其有利于减轻割台尺寸、降低整机质量、减轻脱粒及清选装置的负荷、降低收获功率、提高清选质量^[14-15,18]。下层切割器设计采用标准II型切割器,下层切割器行程为0.076 2 m,下层切割器宽度与收割机割台宽度一致,下层切割器与割台割刀间距离为0.15~0.42 m可调,残茬还田后长0.15~0.30 m。

下层切割器动刀的往复运动由其曲柄提供,曲柄转速 n_p 需满足下式^[19]。

$$\begin{cases} n_p = \frac{30v_p}{s} \\ v_p = \beta_0 v_m \end{cases} \quad (8)$$

式(8)中, v_p 为动刀的平均速度,取1 m/s; s 为切割行程,取0.076 2 m; β_0 为收割机的切割比,切割水稻时取1.2~2.0; v_m 为机器作业速度,0.239~0.304 m/s。根据式(8)可得,动刀曲柄转速范围为144~240 r/min,因头季再生稻收获时秆青叶茂,收割机割幅较大且作业速度不平稳,为保证下层切割器正常工作,动刀平均速度取大值,其曲柄转速为240 r/min。

1.5 动力匹配

1)动力方案。目前收割机普遍采用单一动力,其功率消耗主要用于行走部分与脱粒装置。在湿潮田间工作时,常因行走功耗过高,如行走功耗可达总功率的50%而导致脱粒装置等部件功率降低,进而影响作业效率与收获质量^[20]。为克服此缺点,本收割机采用双动力方案,由第一动力提供整机行走功耗,割台、脱粒滚筒及清选等部分功耗由第二动力提供,从而可保证行走功耗与脱分清选功耗互不影响。

2)整机行走功耗。根据再生稻收割机作业条件,整机行走功率需要综合考虑不同路面条件下直行、转向和爬坡等工况^[21-23],最终依据工况中所需最大功率确定底盘行走所需的功率。

①稻田转向驱动功耗。研究表明,履带车辆转向时受到的力主要为滚动摩擦力和滑动摩擦力,根据转向阻力 F_q 计算公式^[24]为:

$$F_q = \frac{G}{2} \times \left(f + \frac{\mu L}{2B_0} \right) \quad (9)$$

式(9)中, G 为整机满载重力,约为22 540 N; f 为滚动摩擦系数,湿软土取为0.11; μ 为滑动摩擦阻力系数,稻田取0.70^[23]; L 为履带接地长度,履带式底盘为1.2 m; B_0 为履带底盘轨距,为0.8 m。代入

式(9)得稻田转向阻力 $F_{q1} = 7\ 156.45\ \text{N}$ 。

驱动功耗^[25]可按式计算。

$$P_q = F_q \times v / \eta \quad (10)$$

式(10)中: P_q 为驱动功耗,kW; F_q 为转向阻力,N; v 为转向时的速度,取0.304 m/s; η 为行走装置的传动效率系数,取0.85。代入式(10),可得稻田转向功耗 $P_{q1} = 2.56\ \text{kW}$ 。

②混凝土路面转向驱动功耗。在混凝土路面高速转向时,取滚动摩擦系数 f 为0.05,转向阻力系数 μ 为0.5^[23],代入式(9),得混凝土路面转向阻力 $F_{q2} = 4\ 789.75\ \text{N}$ 。该机在混凝土路面上行驶速度可达1.5 m/s,代入式(10),可得混凝土路面转向功耗 $P_{q2} = 8.45\ \text{kW}$ 。

③爬坡功耗。收割机爬坡状态如图3所示,分析可知其爬坡所需牵引力由下式求得。

$$F_a = G(f \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (11)$$

式(11)中, F_a 为爬坡牵引力,N; G 为整机满载重力,约为22 540 N; α 为坡角,取 20° ; f 为滚动摩擦系数,取0.11。代入式(11)可得该机爬坡牵引力 $F_a = 10\ 039\ \text{N}$ 。爬坡速度取0.303 m/s,根据式(9)可得爬坡驱动功耗为 $P_a = 2.59\ \text{kW}$ 。

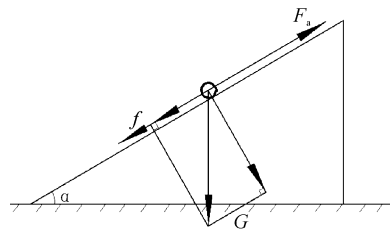


图3 爬坡受力分析

Fig.3 Force analysis

④田间直行功耗。

$$P_x = mgv_n f / \eta \times 10^{-3} \quad (12)$$

式(12)中, P_x 为收割机田间直行功耗,kW; m 为收割机满载质量,约2 300 kg; g 为重力加速度,9.8 m/s²; v_n 为联合收割机田间直行速度, $\leq 1.5\ \text{m/s}$; f 为滚动阻力系数,在湿软土上取0.3; η 为行走装置的传动效率系数,取0.85。田间直行所消耗的功率与行走速度成正比,因此,应按照最高田间行走速度计算,代入式(12)计算得田间直行功耗 P_x 为11.93 kW。因稻田收获速度小于田间直行速度,故收获作业时的行走功耗小于田间直行功耗。综上,考虑收割机不同行驶条件,比较 P_{q1} 、 P_{q2} 、 P_a 与 P_x 可知,收割机行走时的最大功耗发生在田间直行过程,为克服恶劣条件下的行走阻力,还应有一定的储

备功率,故该机行走所需功率应大于 11.93 kW。综合考虑,采用 1 台 13.2 kW 柴油机提供整机行走所需的动力。

3) 脱分系统功耗。联合收割机的功率大部分用于行走部分和脱粒装置,脱粒装置所需功率与喂入量呈正比增加,轴流钉齿式脱粒滚筒每千克喂入量需用的功率约为 7.5 kW/s^[21]。整机设计喂入量为 1.6 kg/s,因此,确定脱粒装置所需功率为 12 kW。

4) 切割器功耗。切割器功耗可按照下式^[24,26]计算:

$$P_g = v_m B L_0 \times 10^{-3} + P_k \quad (13)$$

式(13)中, v_m 为收割机作业速度,取 0.304 m/s; B 为收割机割幅,取 2.55 m; L_0 为切割单位面积所需功,取 150 (N·m)/m²; P_k 为单位割幅功耗,取 0.6 kW/m。因该机设有下层切割器,故切割器功耗近似为 $2P_g$,经计算割台切割器与下层切割器理论总功耗为 3.16 kW。

5) 割台搅龙功耗。割台搅龙与籽粒或杂草螺旋输送机结构相似,参考螺旋输送机需用功率 N_j 计算公式^[14]:

$$N_j = Zg(LW_0 + H)\tau \times 10^{-3} \quad (14)$$

式(14)中, Z 为输送机推运量,取 1.6 kg/s; g 为重力加速度,取 9.8 m/s²; L 为输送机水平投影长,取 2.4 m; H 为物料提升高度,输送口高度 $H = 0.135$ m; W_0 为谷粒沿外壳移动的阻力系数,一般为 1.2; τ 为修正系数,由于割台搅龙沿水平方向输送秸秆,故 $\tau = 1$ 。代入计算可得 $N_j = 0.047 3$ kW。

6) 拨禾轮功耗。拨禾轮拨禾功耗 N_b 应满足^[26]:

$$N_b = BPU \times 10^{-3} \quad (15)$$

式(15)中, B 为拨禾轮工作幅宽,2.55 m; P 为拨禾轮单位长度的拨禾阻力,一般为 25~40 N; U 为弹齿圆周速度,m/s。当 λ 取 2.5 时,

$$U = \frac{\pi}{60} D n_b \quad (16)$$

式(16)中, D 为拨禾轮直径,为 0.6 m; n_b 为拨禾轮转速,为 25 r/min。根据式(15)、(16),可得拨禾轮拨禾功耗 $N_b = 0.050 1 \sim 0.080 1$ kW。

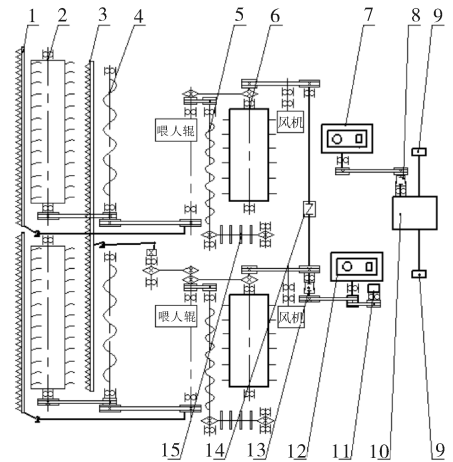
7) 其他工作部件功耗。参考文献[26],气流清选筒与谷物提升装置单位喂入量需用功率分别为 0.4、0.12 kW/(kg·s)。因此,该收割机清选装置与谷物提升装置需用功率分别为 0.64、0.19 kW。

综上,收割机主要工作部件所需功率约 16.12

kW,故采用一台 20 kW 柴油机提供割台螺旋推运器、割刀组件及拨禾轮、脱粒滚筒、谷物提升装置与清选装置等部件所需的功率。

1.6 传动方案

传动方案如图 4 所示,由第一动力输出动力,通过皮带轮传递到行走变速箱,行走变速箱动力输出轴直接连接履带驱动轮,最终驱动整机行走。第二动力通过皮带轮传动组、链条传动组及离合器为工作组件(包括割台螺旋推运器、割刀组件及拨禾轮、脱粒滚筒、谷物提升装置)及液压系统提供动力,行走底盘的速度与各收获部件的转速独立控制,互不影响。



1.割台割刀 Header cutter; 2.拨禾轮 Reel; 3.下层切割器 Lower layer cutter; 4.割台搅龙 Header auger; 5.横向输粮搅龙 Horizontal auger; 6.脱粒滚筒 Threshing cylinder; 7.第一动力 The first power; 8.行走离合器 Clutch of chassis; 9.履带驱动轮 Driving wheel of chassis; 10.行走变速箱 Gear box; 11.液压泵 Hydraulic pump; 12.第二动力 The second power; 13.工作离合器 Clutch of working; 14.联轴器 Coupling; 15.谷物提升装置 Lifting device.

图 4 传动方案

Fig.4 Transmission scheme of combine
该机田间作业情形如图 5 所示。



图 5 双割台双滚筒全履带式再生稻收割机
Fig.5 Tracked combine for ratoon rice with double-headers and double-threshing cylinders

2 结果与分析

2016年8月在湖北省武穴市花桥镇郑公塔村再生稻种植基地进行了田间试验(图6),田间条件及试验结果如表1所示。

表1 田间条件及试验结果

Table 1 The conditions of the experiment and the results

试验条件及结果 The conditions of the experiment and the results	8月27日 August 27th
水稻品种 Varieties	中香一号 Zhongxiang 1
平均土壤湿基含水率/% Soil moisture	34.22
平均土壤坚实度/kPa Soil firmness	142.92
平均株高/m Plant height	0.982
平均穗头离地高度/m Rice panicle height	0.681
平均自然高度/m Natural height	0.804
平均穴株数 Per cave stubs number	12.2
平均茎秆湿基含水率(0.350 m以上部分)/% Stalk moisture(upwards 0.350 m)	59.57
平均行距/m Row spacing	0.3
平均穴距/m Hill spacing	0.104 5
千粒重/g 1000-grains weight	27.8
谷粒含杂率/% Impurity content of grain	3.19
工作速度/(m/s) Working speed	0.24
割茬高度/m Cutting height	0.35~0.55
履带碾压宽度/m Rolling width	≈0.35
碾压率/% Rolling rate	≈28



图6 碾压情况

Fig.6 The result after harvesting

3 讨论

为满足再生稻头季机械化收获,减少对再生稻留桩的碾压,提高再生季效益,以宽幅、轻量化为设计思想,设计了一台双割台双滚筒全履带式再生稻收割机。该机以一台履带式底盘作为动力底盘,在其上增设两套独立的收割、脱粒、清选及储粮系统,其脱粒系统采用对潮湿作物适应能力强的轴流钉齿式脱粒滚筒,清选装置采用功耗小、质量轻的气流清选筒式清选装置。根据再生稻收获要求,对其割幅、生产率及整机功耗等主要工作参数进行了理论计

算,并试制了一台割幅为2.55 m、理论喂入量为1.6 kg/s的样机,以水稻“中香一号”为试验对象,在湖北省武穴市花桥镇郑公塔村再生稻种植基地对该机进行了田间性能试验。结果表明:该机作业速度可达0.24 m/s,割茬高度在0.35~0.55 m间可调,工作效率为0.133 hm²/h;履带碾压宽度约为0.35 m,直行碾压率约为28%,谷物含杂率为3.19%,满足联合收割机脱水稻的清洁度指标(≥93%)^[26]。该机质量轻,对留桩碾压率低,深泥脚田通过性好,采取宽幅低速方式作业,可用于再生稻头季收获。

再生稻头季机械收获中还需要防止秸秆覆盖于稻桩上,采取秸秆粉碎装置将秸秆粉碎后铺放于履带碾压行间是一种较好的处理方式,本机目前尚不具备此功能,后期设计中将结合此要求进行结构优化。另外,在相同履带宽度下,尽量增大割幅,有助于更进一步降低碾压率,但割幅的增加将使脱粒滚筒在相同前进速度下的喂入量增加从而使整机负荷急剧增加,因此,探索并优化割幅与脱粒与清选系统工作能力以及整机动力负荷之间的匹配关系,以提高作业效率,也是本机后续研究的重点。

参 考 文 献

- [1] 朱永川,熊洪,徐富贤,等.再生稻栽培技术的研究进展[J].中国农学通报,2013,29(36):1-8.
- [2] 林文雄,陈鸿飞,张志兴,等.再生稻产量形成的生理生态特性与关键栽培技术的研究与展望[J].中国生态农业学报,2015,23(4):392-401.
- [3] 易齐圣.浅谈再生稻生产中的农机与农艺融合[J].湖北农机化,2016(5):51-52.
- [4] 刘正忠.再生稻头季机收关键技术分析[J].农业科技通讯,2013(4):118-120.
- [5] 郭翰林,林建,施火结,等.再生稻头季收获机械化的现状与发展趋势[J].福建农机,2016(1):16-18.
- [6] 邢全道,何瑞银,何彦平,等.高地隙窄形橡胶履带式水旱兼用行走系统设计[J].江西农业学报,2013,25(7):102-104.
- [7] 张国忠,张翼翔,黄见良,等.再生稻制穗机的设计与性能试验[J].华中农业大学学报,2016,35(1):131-136.
- [8] 钱太平,梅少华,张键,等.再生稻不同留桩高度和收割方式的产量及其构成因素分析[J].湖北农业科学,2015,54(1):14-17.
- [9] 刘长华,皮少成,陈鹏宇.湖北积极探索再生稻生产机械化[J].农机科技推广,2015(4):14.
- [10] 卓刚,许夕文.川南浅丘地区中稻机械化收割的优劣势及再生稻生产发展思路[J].现代农业科技,2015(9):62.
- [11] 谢方平,王修善,任述光,等.4LZ-0.8型小型水稻联合收割机的设计[J].湖南农业大学学报(自然科学版),2015,41(4):435-

- 439.
- [12] 任述光,谢方平,王修善,等.4LZ-0.8型水稻联合收割机清选装置气固两相分离作业机理[J].农业工程学报,2015,31(12):16-22.
- [13] 汤楚宙,谢方平,孙松林.水稻联合收割机原理与设计[M].长沙:湖南科学技术出版社,2002.
- [14] 张韵,鲍向东,张黔川,等.小型稻麦联合收割机的研究设计[J].农业机械,2016(1):110-112.
- [15] 王岳.联合收割机的二次切割送粮部件研究[J].农业机械学报,1995,26(4):84-89.
- [16] 申艳斌,贾鸿社,杨为民,等.农业拖拉机履带行走系浅析[J].拖拉机与农用运输车,2009,36(1):37-38.
- [17] 冀牧野,廖庆喜,李海同,等.油菜联合收获机梳脱式割台设计[J].华中农业大学学报,2016,35(5):117-124.
- [18] 陈霓,李永斌.稻麦联合收割机二次切割装置研究设计[J].金华职业技术学院学报,2013,13(3):41-43.
- [19] 韩彩锐,舒彩霞,李磊,等.4SY-1.8型油菜割晒机液压驱动系统的设计[J].华中农业大学学报,2015,34(1):136-141.
- [20] 李宝筏,区颖刚,宋建农.农业机械学[M].北京:中国农业出版社,2003:392-397.
- [21] 迟媛,蒋恩臣.履带车辆转向时最大驱动力矩的计算[J].农业工程学报,2009,25(3):84-88.
- [22] 迟媛,张鸿琼,权龙哲,等.农用履带车辆差速转向性能的理论研究[J].东北农业大学学报,2012,43(5):50-54.
- [23] 迟媛,蒋恩臣.履带车辆差速转向技术与理论[M].北京:化学工业出版社,2013:23-59.
- [24] 楚智伟.水稻割晒机割台设计与试验研究[D].大庆:黑龙江八一农垦大学,2016.
- [25] 范国强,阚建文,张晓辉,等.履带式水稻运输车行走系统设计与试验[J].中国农机化学报,2015,36(3):199-202.
- [26] 中国农业机械化科学研究院.农业机械设计手册(下册)[M].北京:中国农业科学技术出版社,2007:893-1000.

Design and performance of tracked harvester for ratoon rice with double-headers and double-threshing cylinders

LU Kang¹ ZHANG Guozhong¹ PENG Shaobing²

LEI Zhiqiang¹ FU Jianwei¹ ZHA Xiantao¹ ZHOU Yong¹

1.College of Engineering, Huazhong Agricultural University/
Hubei Provincial Engineering Technology Research Center for
Modern Agricultural Equipment, Wuhan 430070, China;

2.College of Plant Sciences and Technology, Huazhong
Agricultural University, Wuhan 430070, China

Abstract A kind of tracked harvester for ratoon rice with double-headers and double-threshing cylinders was designed based on wide swath and light-weighting concept to reduce rolling rate of harvester after harvesting the main crop rice and to improve efficiency of ratoon rice. The harvester was made up of two headers, two axial threshing cylinders with spike-tooth, two cyclone separating and cleaning devices, two granaries and a tracked chassis. This kind of threshing cylinder had a good adaptability to ratoon rice. The cyclone separating and cleaning device had advantages of light mass and low-power consumption. The swath of this tracked harvester reached up to 2.55 m, with feeding quantity of 1.6 kg/s. The material was “Zhongxiang 1”. The working speed, rolling rate and impurity rate were selected as main evaluation indexes. The results of field performance test showed that the working speed, working efficiency and the range of cutting height was 0.24 m/s, 0.133 hm²/h, 0.35~0.55 m, respectively. This combine harvester had the advantages of light mass, low-rolling rate. It can meet the requirements of harvesting for ratoon rice.

Keywords ratoon rice; tracked harvester; double-headers; double-threshing cylinders; lower layer cutter

(责任编辑:陆文昌)