

半喂入式花生摘果机的设计与性能测试

吕小莲^{1,2} 胡志超¹ 张延化¹ 王伯凯¹

1. 农业部南京农业机械化研究所, 南京 210014; 2. 滁州学院机械与电子工程学院, 滁州 239000

摘要 为满足花生分段收获机械化生产的需要, 在对中国现有花生摘果装置系统分析的基础上, 设计一种半喂入式花生摘果机。该机传动系统采用柴油机为动力源, 具有2条传动系统分支, 分别为夹持输送装置传动系统和摘果装置传动系统; 摘果装置为叶片式双辊筒差相组配结构形式, 倾斜配置安装; 夹持输送装置采用单夹持链与输送导轨相夹紧的结构。通过摘果性能试验, 测试摘果滚筒转速大小、夹持输送速度对花生荚果摘净率、破损率的影响。测试结果表明: 摘果滚筒转速对摘净率及破碎率影响均极为显著, 夹持输送速度对摘净率的影响为极显著, 而对破损率影响不显著, 设计的摘果机在作业条件下, 各项性能指标均能较好地满足半喂入式摘果机具的质量要求。

关键词 花生摘果机; 传动系统; 结构参数; 性能

中图分类号 S 225.7⁺3 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2015)03-0124-06

花生是重要的油料作物, 也是中国最具国际竞争力和出口创汇的重要农产品^[1]。中国是世界花生主产国之一, 但多年来在花生机械化收获方面的整体水平较低, 严重阻碍了花生产业的发展, 如何提高花生机械化收获水平, 是花生产业面临的一个重大问题。我国南方花生产区种植地块相对较小、田块分散且地形复杂多变, 适合采用轻筒型挖掘机和花生摘果机进行分段收获。花生摘果机可有效替代人力对收获的干、湿花生荚果进行采摘, 提高花生收获效率。按喂入方式的不同, 花生摘果机可分为全喂入式和半喂入式2种^[2]。全喂入式花生摘果机主要用于北方从晾干后的花生蔓上摘果, 存在功率消耗大、摘果不净、分离不清和破损率高等缺点; 半喂入式花生摘果机对干、湿花生蔓均可使用, 其摘果效率与损失率受花生收获环节植株整齐程度及摘果机喂入工况影响较大^[3-6]。

本试验在对中国现有花生摘果装置系统分析的基础上, 设计了一种半喂入式花生摘果机。设计的摘果机采用水平喂秧、叶片式双辊筒差相组配结构, 与夹持输送链倾斜配置等创新结构, 在满足作业效率的条件下, 能有效提高花生摘果机的作业质量和稳定性, 满足花生分段收获机械化生产的需要。

1 结构与工作原理

本试验设计的花生摘果机结构主要由导秧杆、夹持输送装置、摘果辊、机架、传动系统等组成(图1)。摘果机作业时, 人工将花生果秧整齐放在喂料台上, 连续推送至夹持输送链的喂入口处, 花生秧蔓通过导入杆进入夹持输送链及输送导轨间, 被夹持水平向前输送, 在折弯杆的作用下果秧夹持部位以下的果实段被折弯使果秧结果段竖直进入摘果区, 在相对转动的倾斜配置的两叶片式摘果辊依次自上而下的打击、梳刷的作用下将荚果从果秧上摘下, 实现果秧分离, 摘下的荚果通过集料斗落入地面放置的接料盘中, 摘果后的花生秧蔓在夹持输送装置的作用下继续向后输送, 由机具尾部经导出杆导出机体。

2 传动系统设计

传动系统由动力源、传动机构、执行机构等部分组成^[7]。花生摘果机常在田间地头作业, 采用电动机为动力源, 需配备发电机, 使作业过程复杂且费用较高。柴油机是较为适合田间作业的花生摘果机械, 设计的花生摘果机选用常州柴油机厂生产的F型柴油机。半喂入式花生摘果机传动系统有2条传

收稿日期: 2014-07-05

基金项目: 国家自然科学基金项目(51375247); 安徽省自然科学基金项目(1408085ME103)

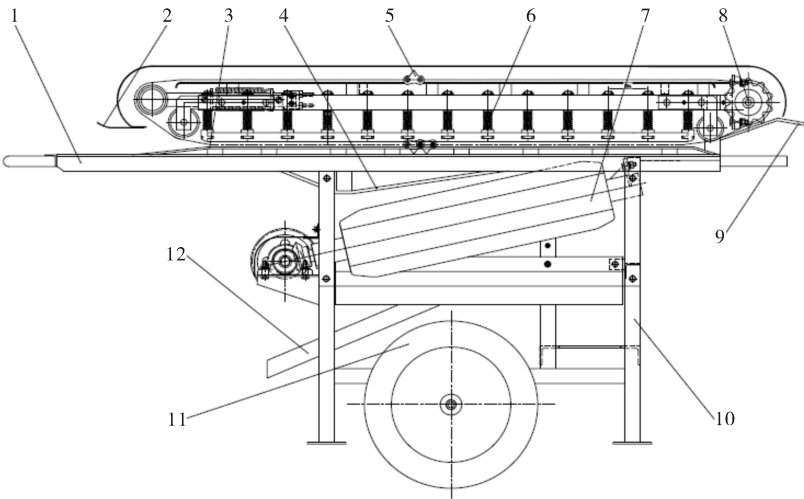
吕小莲, 博士, 副教授, 研究方向: 农业机械装备工程技术, E-mail: lxl500@163.com

通信作者: 胡志超, 博士, 研究员, 研究方向: 农业机械化工程及农产品加工技术装备, E-mail: nfzhongzi@163.com

动系统分支,分别为夹持输送装置传动系统和摘果装置传动系统(图 2)。

柴油机动力输出轴 1 通过带轮 V1 将动力传递给带轮 V2,再由与 V2 同轴的带轮组 V3 将动力分为 2 支向下传递,其中一支通过 V4 带动轴 2 转动,通过万向节带动摘果辊传动轴 3 运动,后经锥齿轮

C1 和 C2 分别带动 C3 和 C4 运动,驱动摘果对辊相向同速转动,另一支是通过 V5 将动力传递给链轮 L1,并通过链轮 L2 带动轴 4 转动,进而通过夹持输送链主链轮 L3 驱动夹持输送链做顺时针转动。该传动方式结构简单、节省空间、运行可靠且经济性好,符合设计要求。



1. 喂料台 Feeding platform; 2. 导入杆 Import rod; 3. 输送导轨 Transport track; 4. 折弯杆 Seeding bending rod; 5. 夹持输送链 Clamp conveyor chain; 6. 夹持力调节器 Clamping force regulator; 7. 摘果辊 Picking roller; 8. 链轮 Sprocket; 9. 导出杆 Seedling derived rod; 10. 机架 Frame; 11. 行走轮 Walking wheel; 12. 集料斗 Material collection bin.

图 1 半喂入式花生摘果机结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of the half-feed peanut picker

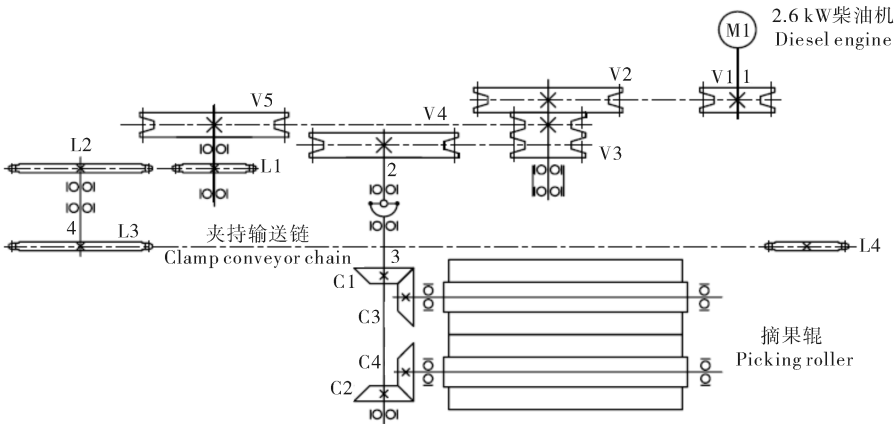


图 2 花生摘果机传动系统

Fig. 2 Transmission system of the half-feed peanut picker

3 主要工作部件的设计

3.1 摘果装置的设计

摘果装置是半喂入式花生摘果机的核心部件,它的形式与性能在很大程度上决定了摘果质量和生产效率。在系统研究分析现有摘果装置技术的基础

上^[4,8-10],设计的摘果装置为叶片式双辊筒差相组配结构形式(图 3),其核心部件摘果辊主要包括滚筒、滚筒轴、摘果叶片和叶片安装座等(图 4)。滚筒轴周围圈按摘果需要均匀焊接若干个相同尺寸的叶片安装座,摘果叶片通过螺栓固定在安装座上,摘果滚筒的直径可通过摘果叶片的安装位置进行调节。

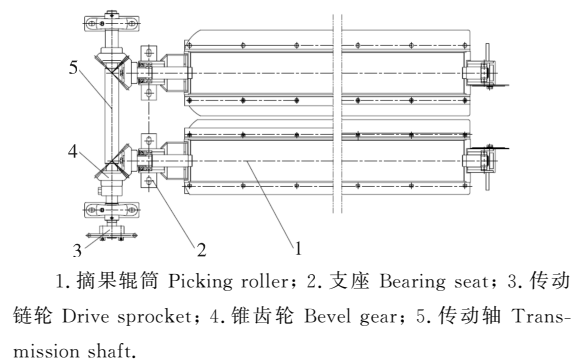


图 3 摘果部件配置结构示意图

Fig. 3 Configuration structural schematic of picking parts

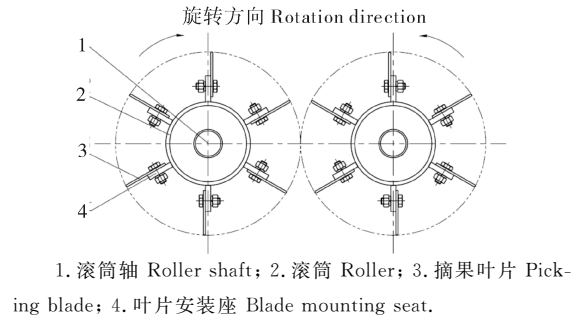


图 4 摘果辊结构示意图

Fig. 4 Structural schematic of peanut picking roller

摘果辊结构参数由花生果系的结果范围及摘果效果确定。中国花生果系的结果范围,在水平方向上一般不超过 100 mm,在垂直方向上一般不超过 120 mm^[11]。摘果辊的作业如图 5 所示,图 5 中 ABCD 为花生荚果结果范围。

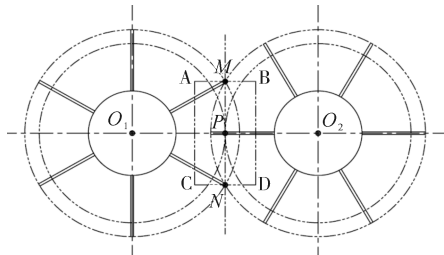


图 5 摘果辊摘果示意图

Fig. 5 Picking schematic of peanut picking roller

因为摘果辊与夹持输送链为斜配置,所以摘果辊最小直径为摘果叶片有效工作宽度最短时,即摘果叶片顶端打击到 P 点时的直径。摘果辊轴之间的安装距离设计为 220 mm,摘果辊最大直径应满足荚果区内荚果被充分打击,摘果叶片应经过 M 点,此时摘果辊直径为 $O_1M = \sqrt{PM^2 + PO_1^2}$ 。由花生荚果生长范围可得 $PM = 60$ mm,则 $O_1M = \sqrt{60^2 + 110^2} \approx 125$ mm,故可得摘果辊直径调整范围应该为 220~250 mm。摘果辊叶片个数可直接影响花生摘果机的作业效率,叶片个数越少,打击效率越低;叶片个数越多,打击效率越高。叶片打击频率提高有利于摘果,但叶片越多,相邻两叶片之间的夹角越小,两摘果辊间的空隙亦小,花生果系进入摘果区后,花生荚果容易被叶片挤破造成破损增加。在保证连续打击、不产生漏摘、提高功效的条件下,应保证摘果作业时有一个叶片进行工作,当摘果辊直径最小时,相邻两叶片夹角 $\alpha = 2\arcsin 60/110 \approx 66^\circ$;当摘果辊直径最大时,相邻两叶片夹角 $\alpha = 2\arcsin 60/125 \approx 58^\circ$ 。据此可确定摘果辊叶片个数为 6 片。在保证摘净率较高的摘果滚筒转速条件下,为减小试验装置的体积,参考现有机型并通过试验初步确定摘果滚筒长为 700 mm。

3.2 夹持输送装置的设计

目前夹持方式主要有带夹持和链夹持^[10]。带夹持成本低,但存在夹持不紧、容易打滑等问题,当花生果系在摘果辊打击作用下,易造成荚果摘不净、秧蔓脱落及断枝断叶严重等问题,链夹持径向轴力小、安装精度要求低,夹持相对牢靠、稳定。本机采用单夹持链与输送导轨相夹紧输送结构,输送装置主要有从动链轮、张紧轮、支撑导轨、压秧杆部件、压紧弹簧、夹持链、输送导轨、主动链轮等组成(图 6)。由于夹持链在工作中受拉承载很小,运转速度低,因此设计采用节距 $P = 25$ mm 无套筒滚子链,并通过压紧弹簧来调整花生秧蔓的夹持力度。

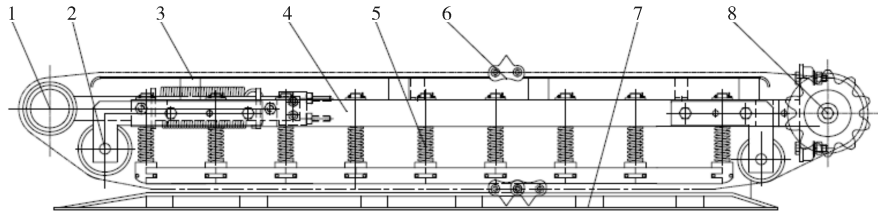


图 6 夹持输送装置结构示意图

Fig. 6 Structural schematic of the clamping and conveying transmission device

3.3 摘果辊筒空间位置的确定

分析可知,滚筒倾斜配置方式时辊轴两端有一定的高度差,在整个摘果段,花生果系可允许位置范围比平行配置方式要宽,因此,对秧蔓夹持高度控制精度要求相对较低,而且机器对不同品种、不同种植制度的花生作物收获作业的适应性较强。花生秧蔓在输送过程中,渐渐进入打击区,在结果区域自下而上渐进有序地进行摘果,使花生荚果避免了突然猛烈打击,可降低损失率,提高摘果质量。倾斜配置方式还能有效避免摘果辊筒被茎秆、根系缠绕阻塞,因此,设计的摘果辊筒采用倾斜配置。摘果辊筒配置倾斜角大小由花生生长特性及摘果部件结构参数确定。根据花生栽培特点和生长状况的调查数据可知,花生荚果的生长较为集中,垂直方向上一般小于 120 mm^[11]。由摘果机实际工作情况可知,摘果时花生荚果应全部位于采摘区,否则将有明显的漏摘现象,故摘果辊筒配置倾斜角 α 应满足 $\sin\alpha>h/a$, 其中 h 为花生结果范围垂直方向可调距离, a 为摘果辊长度,结合机具结构设计及配置要求确定倾斜角 $\alpha=10.6^\circ$ 。

4 性能测试与分析

4.1 材料与方法

试验机具为农业部南京农业机械化研究所研制开发的半喂入式花生摘果机(图 7)。供试花生为江苏宇成动力集团有限公司试验地的覆膜春播花生泰花 4 号,花生平均株高为 400 mm,结果区域平均高度为 88 mm,单穴结果直径为 98 mm。试验用花生秧由人工完成挖掘,每株花生秧作为喂入单元,并清除根须土壤和地膜。每次试验连续喂秧 20 株,重复 3 次,结果取平均值。参照农业部发布的农业行业标准(花生摘果机作业质量, NY/T 993—2006) 计算其未摘率(摘不净率)和破损率^[12]。



图 7 半喂入式花生摘果机样机

Fig. 7 Prototype picture of the half-feed peanut picker

试验因素为摘果滚筒转速 A、夹持输送速度 B, 试验指标为未摘率、破损率。选用两因素三水平完全试验^[13-14],试验因素水平见表 1。主要参数对摘果性能指标的影响结果见表 2。

表 1 试验因素与水平

Table 1 Test factors and levels

水平 Level	摘果滚筒转速/(r/min) Picking roller rotate speed	夹持输送速度/(m/s) Clamping and conveying speed
1	230	0.5
2	310	1.0
3	390	1.5

表 2 试验方案及试验结果

Table 2 Test scheme and experiment results

试验号 Test number	A	B	未摘率/% Unpicking rate	破损率/% Breakage rate
1	1	1	1.80	1.70
2	1	2	2.04	1.61
3	1	3	2.21	1.60
4	2	1	0.60	2.10
5	2	2	0.80	2.31
6	2	3	1.02	2.30
7	3	1	0.19	2.60
8	3	2	0.41	2.49
9	3	3	0.60	2.49

4.2 结果与分析

测试结果表明,花生摘果机摘果滚筒转速和夹持输送速度对花生摘果性能指标均有影响(图 8), 其测试结果的方差分析见表 3。

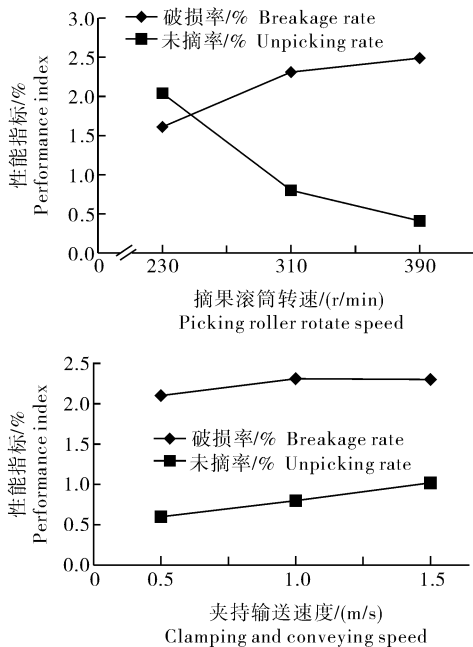


图 8 各因素对摘果性能指标的影响

Fig. 8 Effect of different levels on picking performance

表 3 试验结果的方差分析
Table 3 Results of variance analysis

试验指标 Test index	试验因素 Test factors	均方和 Mean square	F	显著性 Significant
未摘率 Unpicking rate	A	2.122	11 933.688	* *
	B	0.128	721.750	* *
	误差 Error	0.000		
破损率 Breakage rate	A	0.618	58.680	* *
	B	3.333×10^{-5}	0.003	不显著 No sig.
	误差 Error	0.011		
$F_{0.1}(2,4)=4.32$; $F_{0.05}(2,4)=6.94$; $F_{0.01}(2,4)=18.0$				

由表 3 可知,摘果滚筒转速对未摘率及破损率影响均极为显著,夹持输送速度对摘净率的影响极为显著,对破损率影响不显著。由图 8 可知,在相同夹持输送速度下,破损率随着摘果辊转速的增加而增大,未摘率则成相反趋势;在相同摘果辊转速下,夹持输送速度对破损率影响不大,但未摘率随其增加而增大。分析原因可知摘果辊转速和夹持输送速度的大小决定了花生果系在摘果行程内被有效摘果的次数,转速越大、夹持输送速度越小,花生果系在摘果段的有效摘果次数高,则花生未摘率越低,摘果辊转速越大,摘果叶片线速度越高,对荚果的打击力越大,且叶片残存空间减小,导致花生荚果挤压破碎,均使花生荚果破损率增加。

5 讨 论

本试验在对现有花生摘果装置研究分析的基础上,设计了一种半喂入式花生摘果机。设计的花生摘果机采用叶片式双辊筒差相组配及倾斜配置安装的结构形式。为适合田间作业,提高机具的使用性及经济性,选用常州柴油机厂生产的 F 型柴油机为摘果机的动力源。为避免由于夹持不紧、打滑等原因造成的荚果摘不净、秧蔓脱落及断枝断叶等问题,设计了单夹持链与输送导轨相夹紧输送结构,并通过压紧弹簧来调整花生秧蔓的夹持力度。为满足荚果区内荚果被充分打击,不产生漏摘、提高功效,确定摘果辊筒配置倾斜角 $\alpha=10.6^{\circ}$,摘果辊叶片数为 6 片。

对设计的花生摘果机摘果性能进行检测,测试

摘果滚筒转速、夹持输送速度对花生荚果摘净率、破损率的影响。由试验结果可知:摘果滚筒转速对未摘率及破损率影响均极为显著,夹持输送速度对摘净率的影响极为显著,对破损率影响不显著;在相同夹持输送速度下,破损率随着摘果辊转速的增加而增大,未摘率则成相反趋势;在相同摘果辊转速下,夹持输送速度对破损率影响不大,但未摘率随其增加而增大。

花生摘果机的整机作业性能测试结果表明,设计的半喂入式花生摘果装置具有作业性能稳定可靠、适用性好、未摘率和破损率低等优点。本试验结果可为半喂入式花生摘果机的进一步开发提供理论依据,同时对此类机具的生产与应用也具有重要指导意义。

参 考 文 献

[1] 陈艳君. 2007 年花生及花生油市场分析[J]. 粮食与油脂, 2008 (3):34-35.

[2] 马涛,毕建杰,王琦. 山东省花生生产发展趋势与对策[J]. 安徽农学通报,2007,13(16):118-119.

[3] 仲伟花. 花生生产全程机械化技术试验研究[J]. 江苏农机化, 2014(1):33-34.

[4] 于向涛,胡志超,顾峰玮. 花生摘果机械的概况与发展 [J]. 中国农机化,2011(3):10-12.

[5] 王伯凯,吴努,胡志超等. 国内外花生收获机械发展历程与发展思路[J]. 中国农机化,2011(4):6-9.

[6] 胡志超,王海鸥,胡良龙. 我国花生生产机械化技术[J]. 农机化研究,2010(5):240-243.

[7] 成大先,王德夫,刘世参,等. 机械设计手册 [M]. 5 版. 北京:化学工业出版社,2007.

[8] 王晓燕,梁洁,尚书旗,等. 半喂入式花生摘果试验装置的设计与试验[J]. 农业工程学报,2008(9):94-98.

[9] 程晋. 全喂入花生摘果机工作原理及主要部件设计[J]. 农业科技与装备,2013(3):37-38.

[10] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册[M]. 北京:中国农业科学出版社,2007.

[11] 万书波. 中国花生栽培学[M]. 上海:上海科学技术出版社, 2003.

[12] 中华人民共和国农业部. NY/T 993—2006 花生摘果机作业质量[S]. 北京:中国标准出版社,2006.

[13] 陈魁. 试验设计与分析[M]. 北京:清华大学出版社,2005.

[14] 王东伟,尚书旗,韩坤. 4HJL-2 型花生联合收获机摘果机构的设计与试验[J]. 农业工程学报,2013,29(14):15-25.

Design and performance testing of the half-feed peanut picker

LYU Xiao-lian^{1,2} HU Zhi-chao¹ ZHANG Yan-hua¹ WANG Bo-kai¹

- 1. *Nanjing Research Institute for Agricultural Mechanization, Ministry of Agriculture, Nanjing 210014, China;*
- 2. *College of Machinery and Electronic Engineering, Chuzhou University, Chuzhou 239000, China*

Abstract In order to meet the need of partition harvest and picking of peanut, a kind of half feeding type peanut picker was designed through the investigation on the present situation of peanut production mechanization and picking methods in China. The structure and working principle of the half feeding type peanut picker were briefly introduced. The power of the transmission system adopts a diesel engine. The transmission system has two branches, which is respectively clamping and conveying transmission system and picking transmission system. The picking device adopts the differential phase matching structure of the two blade type picking roller, and the roller is inclined configuration installation. The clamping and conveying device adopts the clamping structure of the single clamping chain coordinated with conveyor guide. Through the performance test of the picker, the influences of the roller rotate speed and clamping and conveying speed to peanut picking rate and picking breakage rate are tested. The test results showed that the influence of the picking roller rotate speed was extremely significant to peanut picking rate and picking breakage rate; the influence of the clamping and conveying speed is significant to peanut picking rate, but is not significant to peanut picking breakage rate; on the condition of the working requirements, all performance indexes of the peanut picking machine can satisfactorily meet the operation quality requirements of the half-feed peanut picker. The research played a significantly practical guiding role in the design of the new type half-feed peanut picker, and can provide technical foundation for designing peanut harvesting machinery in the future.

Key words peanut picker; transmission system; structural parameters; performance

(责任编辑:陈红叶)