

半喂入花生收获机除膜摘果装置设计与试验*

徐继康 杨然兵 李瑞川 尚书旗

(青岛农业大学机电工程学院, 青岛 266109)

摘要: 针对半喂入花生联合收获机摘果辊易缠绕塑料覆膜的问题,设计了螺旋刀除膜摘果装置,并对其进行了结构优化与试验分析。基于UG对螺旋刀片建立高级仿真模型,由应力云图确定刀片的最佳布置形式;通过试验数据的分析与处理,确定了螺旋刀除膜摘果辊最佳结构与作业参数:间隙为5.3 mm,摘果辊转速为326 r/min,刀片倾角为43°,优化后的螺旋刀花生除膜摘果装置的覆膜绞碎率为95.66%。

关键词: 花生收获机 半喂入 摘果辊 除膜装置

中图分类号: S225 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)S0-0088-06

引言

我国北方地区花生种植多采用地膜覆盖栽培技术,可促进花生生长发育、改善花生品质和大幅度提高早产,实现花生种植增产增效^[1-3]。目前花生收获机械广泛采用半喂入式摘果,其摘果装置由一对相对旋转的辊筒差相组配构成,与果秧夹持链上下平行组配,输送链夹持果秧向上运动的同时摘果叶片将荚果与果柄分离,完成摘果作业;果秧通常夹带着残余的花生覆膜,叶片随摘果辊筒向里作高速旋转,不间断地拍击果荚的同时,残余的地膜缠绕在摘果辊上,影响摘果效果^[4-6]。

目前多数在摘果辊的两端安装静止护罩,与辊筒端面形成“动套静”的防缠绕配置,但是这不能有效地解决地膜缠绕难题,仍需进行停机清理,极大地降低了花生联合收获的收获效率^[7]。本文针对上述问题,根据半喂入摘果装置的结构尺寸,设计一种螺旋刀除膜摘果装置,并对其关键技术参数进行试验研究。

1 整体结构与工作原理

螺旋刀除膜摘果装置主要由辊筒座、轴端护板、摘果辊、摘果叶片、螺旋刀片、传动轴和轴承护罩等部件组成,如图1所示。

螺旋刀除膜摘果辊工作时,传动轴通过两对锥齿轮带动两个摘果辊相对转动,摘果辊向内侧高速

旋转,花生果实从摘果辊筒间穿过,花生受到摘果叶片的高速拍打,荚果从秧条上脱离,完成摘果过程;摘果叶片在拍击花生果的同时也缠绕有附着在花生秧上的塑料覆膜,摘果辊的两端装有轴端护板,在旋转力的作用下,覆膜缠绕在摘果辊与轴端护板的间隙中;此时螺旋刀片将进入到间隙中的覆膜绞碎,绞碎后的覆膜通过镂空的半圆状轴端护板进入到输送装置,该装置具有良好的清理覆膜残余的防缠绕功能。

2 防缠绕结构设计 with 参数确定

2.1 轴端护板

在螺旋刀片的作用下,缠绕在摘果辊两端的花生覆膜被绞碎后,积压在轴端护板的套筒内,因此,把轴端护板套筒设计成半圆管状,套筒的下半部分被镂空,绞碎后的覆膜与花生果进入输送装置,分离过程由后续的清选装置完成;根据试验,确定半圆管状轴端护板半径 $R = 64$ mm,深度 $H = 50$ mm,壁厚为5 mm,如图1b所示。

2.2 螺旋刀片

基于UG软件高级仿真环境,在对花生摘果辊螺旋刀片装置进行简化的基础上建立高级仿真模型,进行螺旋刀片机构的运动学分析。

螺旋刀片位于摘果辊的两端,从受力分析情况看,刀片的个数应该为偶数;从薄膜绞碎率看,刀片的个数越多越好;但从整体结构配置与受力分析,刀

收稿日期:2014-06-25 修回日期:2014-08-20

* 国家自然科学基金资助项目(31101090)、山东省优秀中青年科学家科研奖励基金资助项目(BS2012NY004)和山东省自主创新专项资助项目(2013CXC90205-1)

作者简介:徐继康,硕士生,主要从事农业机械化新技术研究,E-mail: xujikang121@163.com

通讯作者:杨然兵,副教授,主要从事农业机械化新技术研究,E-mail: yangranbing@163.com

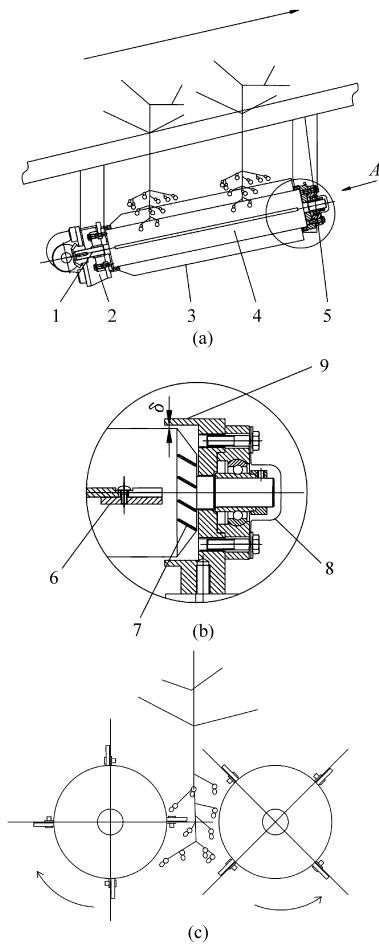


图1 螺旋刀除膜摘果辊结构简图

Fig.1 Structure diagram of picking peanut roller used spiral knife removing membrane

- (a) 除膜摘果辊 (b) 螺旋刀局部放大图 (c) 差相组配式摘果
1. 传动轴 2. 摘果辊筒座 3. 摘果叶片 4. 摘果辊 5. 夹持链
6. 圆头螺栓 7. 螺旋刀片 8. 轴承护罩 9. 轴端护板

片的个数不宜过多^[8-11]。通过试验考察,螺旋刀片个数为8时能获得较好的覆膜绞碎状态。

螺旋刀片不同的布置形式能产生不同的绞碎效果。刀片与摘果辊中心轴所呈的角度 α 大小直接影响花生覆膜的缠绕情况,整个摘果辊的受力也随 α 的改变而改变,如图2所示。

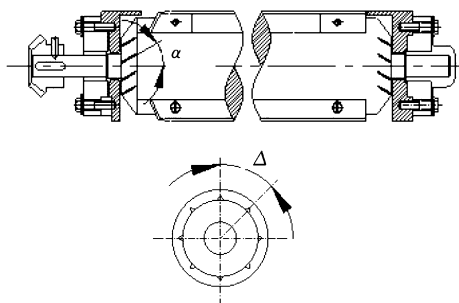


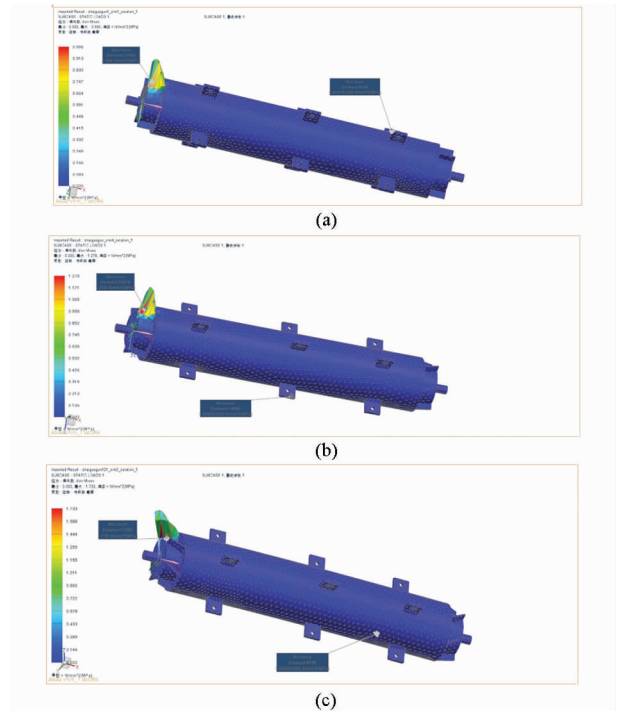
图2 螺旋刀片的布置角度示意图

Fig.2 Angle arrangement of spiral blade

对螺旋刀进行受力分析,刀片受到支持力 N 和

摩擦力 F 的共同作用;刀片的截面宽 $b = 3 \text{ mm}$,高 $h = 12 \text{ mm}$,螺旋刀片的长为 30 mm ,间距 $\Delta = 32 \text{ mm}$;建立摘果辊的UG三维建模图,基于UG高级仿真,经过网格划分,定义刀片材料的属性,通过有限元分析,确定螺旋刀片在特定材料下不同的应力分布云图^[12-15]。

在 α 取 0° 、 30° 、 45° 情况下,分析螺旋刀片的内部应力情况,得到刀片静强度有限元分析结果,应力分布云图如图3所示。

图3 α 为 0° 、 30° 、 45° 时刀片应力云图Fig.3 Stress nephogram of plane blade when α is 0° , 30° , 45°

(a) $\alpha = 0^\circ$ (b) $\alpha = 30^\circ$ (c) $\alpha = 45^\circ$

从螺旋刀片总体应力分布云图可以看出,当 $\alpha = 0^\circ$ 时,最大应力为 0.996 MPa ;当 $\alpha = 30^\circ$ 时,最大应力为 1.278 MPa ;当 $\alpha = 45^\circ$ 时,最大应力为 1.733 MPa 。均符合刀片的屈服强度,因此螺旋刀片的结构满足材料应力要求。

3 试验方案与方法

3.1 试验条件

试验地点为青岛平度弘盛花生联合机械有限公司的农业试验田,花生品种为鲁花8号,收获时平均植株高度 450 mm ,单穴结果范围 160 mm ^[16]。试验用的花生覆膜为微膜和超微膜两种,其中微膜的厚度为 $(0.007 \pm 0.002) \text{ mm}$,超微膜的厚度为 $(0.004 \pm 0.0015) \text{ mm}$;半喂入式摘果装置采用叶片式摘果辊筒进行试验。

3.2 试验指标与试验因素

选择覆膜绞碎率作为防缠绕功能的衡量指标。

$$T = (W - W_2) / W \times 100\% \quad (1)$$

式中 T ——覆膜绞碎率

W ——覆膜总质量

W_2 ——绞碎的覆膜质量

本试验选择3个主要影响因素,即摘果辊转速 n 、间隙 δ 和刀片倾角 α 。

3.3 试验方法

花生摘果装置通过可调速电动机提供动力^[17]。在试验方案中,每个试验重复3次,取其平均值,以测定刀片式防缠绕花生摘果辊在不同摘果辊转速 n 、刀片倾角 α 、间隙 δ 下的覆膜绞碎率的变化规律。

螺旋刀除膜花生摘果装置参数优选的试验因素与水平如表1所示^[18]。根据二次正交旋转组合设计的试验方法,即在 $p=3$ 时,要想使试验具有旋转性,取零点水平的重复试验次数 $m_0=9$,总试验次数 $N=23$;得星号臂 $r=1.668$ 。对每个因素 Z_j 进行线性变换,得到试验因素水平如表1所示。

表1 试验因素水平

Tab.1 Experimental factors and levels

编码	摘果辊转速 n / ($r \cdot \min^{-1}$)	间隙 δ / mm	刀片倾角 α /($^\circ$)
r	360	7	45
1	347.96	6.2	43.47
0	330	5	30
-1	312.04	3.8	16.53
$-r$	300	3	15
Δ_j	17.96	1.2	13.47

二水平试验点进行全面试验, $m_c = 2^p = 8$, 此时选用 $L_8(2^7)$ 正交表安排 m_c ; 根据公式

$$M = m_c + m_r + m_0 \quad (2)$$

式中 M ——总试验次数

m_c ——全面试验次数

m_r ——星号点试验数

m_0 ——零点水平重复试验次数

确定星号臂试验次数,已知前边零点水平重复试验 m_0 的次数选取为9次,总试验次数 M 为23次,得 $m_r=6$ 。

4 试验结果与分析

按照前述的二次正交旋转组合设计的基本原理与主要程式,编制试验方案见表2,试验因素与覆膜绞碎率回归方程方差分析见表3,回归系数显著性检验见表4。

4.1 回归分析

因为 $F_H = 54.83 > F_{0.1}(5, 17) = 2.22$, 该结果表

表2 三元二次正交旋转组合试验设计与结果

Tab.2 Orthogonal experiment

试验号	X_1	X_2	X_3	$Y_i/\%$
1	1	1	1	92.0
2	1	1	-1	95.9
3	1	-1	1	90.3
4	1	-1	-1	96.6
5	-1	1	1	91.2
6	-1	1	-1	93.5
7	-1	-1	1	90.1
8	-1	-1	-1	94.3
9	r	0	0	96.7
10	$-r$	0	0	90.3
11	0	r	0	96.5
12	0	$-r$	0	92.8
13	0	0	r	89.3
14	0	0	$-r$	95.7
15	0	0	0	95.1
16	0	0	0	92.4
17	0	0	0	93.3
18	0	0	0	92.8
19	0	0	0	92.1
20	0	0	0	91.8
21	0	0	0	94.5
22	0	0	0	93.5
23	0	0	0	91.7

表3 方差分析

Tab.3 Analysis of variance

来源	平方和	自由度	均方和	F 比
回归	0.203 2	5	0.040 6	
剩余	0.012 6	17	7.41×10^{-4}	$F_H = 54.83$
误差	0.001 2	8	1.5×10^{-4}	$F_N = 3.44$
拟合	0.011 4	9	1.27×10^{-3}	
总和	0.215 8	22		
显著性	$F_{0.05}(1,8) = 3.32, F_{0.1}(5,17) = 2.22, F_{0.01}(9,8) = 5.91$			

表4 回归系数及其显著性检验

Tab.4 Regression coefficient and significance test of response surface analysis

回归项	回归系数	方差	F
常数项	0.931	19.946	1 980.2
X_1	0.15	0.031	206.7
X_2	0.007	6.3×10^{-4}	4.2
X_3	-0.23	0.071 3	47.5
$X_1 X_2$	0.008 75	6.125×10^{-5}	0.408
$X_1 X_3$	-0.25	0.092 5	61.7
$X_2 X_3$	0.005	2.15×10^{-4}	1.43
X_1^2	0.004	2.4×10^{-3}	16
X_2^2	-0.008 2	1.05×10^{-4}	0.71
X_3^2	-0.11	0.007	4.67

明覆膜绞碎率的回归方程在 $\alpha=0.05$ 上是显著的,

方程拟合良好;又 $F_N = 3.44 < F_{0.01}(9, 8) = 5.91$, 得出绞碎率回归方程与试验值拟合得很好, 有很大的相关性, 建立的回归响应模型合适。

覆膜绞碎率的二次回归方程为

$$Y = 0.931 + 0.15X_1 - 0.23X_3 - 0.25X_1X_3 + 0.005X_2X_3 + 0.004X_1^2 - 0.11X_3^2 \quad (3)$$

$$X_1' = X_1^2 - 0.594 \quad X_3' = X_3^2 - 0.594$$

将中心化公式 $X_i' = X_i^2 - 0.594$ 代入式(3)得

$$Y = 0.994 + 0.15X_1 - 0.23X_3 - 0.25X_1X_3 + 0.005X_2X_3 + 0.004X_1^2 - 0.11X_3^2 \quad (4)$$

将线性变换公式

$$\begin{cases} X_1 = 0.056(Z_1 - 330) \\ X_2 = 0.833(Z_2 - 10) \\ X_3 = 0.833(Z_3 - 5) \end{cases} \quad (5)$$

代入, 得到自然变量覆膜绞碎率的回归方程为

$$Y = 21.243 + 0.06Z_1 + 0.018Z_2 - 4.575Z_3 - 0.012Z_1Z_3 + 0.0035Z_2Z_3 + 0.0000125Z_1^2 - 0.076Z_3^2 \quad (6)$$

由方差分析可得, 轴端护板与摘果辊之间的间隙 δ 对覆膜的绞碎率影响不显著, 刀片倾角 α 以及摘果辊转速 n 与刀片倾角 α 的交互作用项对其影响显著。

4.2 各因素响应分析

为了更加直接的分析覆膜绞碎率与摘果辊转速 n 、刀片倾角 α 、间隙 δ 之间的影响关系, 利用 Matlab 绘制双因素影响分析的三维因素影响效果图。

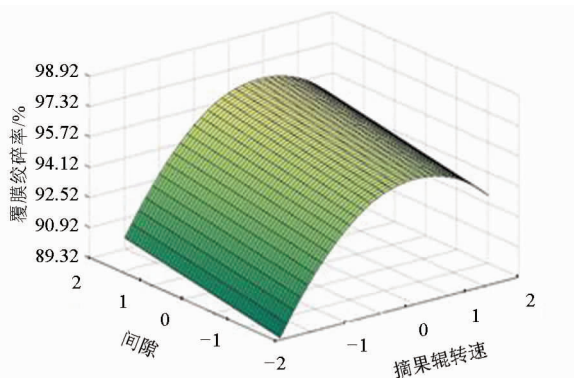


图4 间隙 δ 、摘果辊转速与覆膜绞碎率的响应三维曲面

Fig. 4 3-D response surface of breaking rate with clearance δ and picking peanut roller speed

由图4可以看出, 绞碎率随间隙 δ 增大而增大, 但增加的幅度比较小, 即在 5 mm 附近达到最优水平; 绞碎率随摘果辊的转速增加而增加, 当转速增加到一固定值时, 绞碎率达到峰值, 摘果辊的转速再增加时绞碎率会减小, 说明最优的摘果辊转速范围在 320 r/min 附近。

由图5可以看出, 覆膜绞碎率受到刀片倾角 α

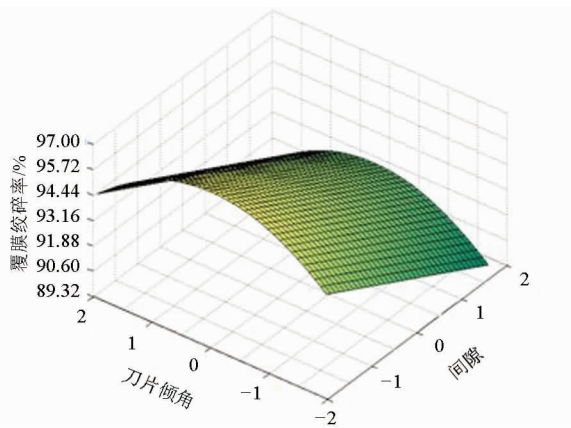


图5 间隙 δ 、刀片倾角 α 与覆膜绞碎率的响应三维曲面

Fig. 5 3-D response surface of breaking rate with clearance δ and blade angle

影响很显著, 在一定范围内, 绞碎率随角度的增大而增大; 即在 0 ~ 1 水平达到最优(实际值是 30° ~ 45° 之间)。

4.3 优化试验结果与试验验证

各因素最优组合分析: 为提高覆膜的绞碎率, 在约束条件区间内, 得到最佳试验参数组合, 通过对建立的花生覆膜绞碎率的回归模型进行优化迭代求解, 约束条件:

$$\text{目标函数 } \max f(X_1, X_2, X_3)$$

$$\text{变量区间 } -1 \leq X_1 \leq 1 \quad -1 \leq X_2 \leq 1 \quad -1 \leq X_3 \leq 1$$

利用牛顿迭代原理迭代求解最佳值, 得到花生覆膜绞碎率的优化试验结果, 即间隙为 5.3 mm, 摘果辊转速 326 r/min, 刀片倾角 43°, 优化后的覆膜绞碎率理论值为 95.66%。

通过参数优化研究分析, 确定螺旋刀除膜摘果辊的结构参数, 对优化后的理论值进行试验验证, 测得覆膜绞碎率试验值为 96.12%, 优化值略高于理论值。在一定误差范围内, 试验值与理论值拟合很好, 满足试验要求。

5 结论

覆膜技术在农业生产得到大量应用, 虽然提高了产量, 但给后续的机械化收获作业带来很大的困难。本文针对花生联合收获中最易缠绕的摘果辊设计了一款防缠绕的螺旋刀除膜摘果装置, 经试验分析得知:

(1) 残余的花生覆膜主要缠绕在摘果辊的两端, 本文设计的螺旋刀片机构用于绞碎缠绕在摘果辊的塑料薄膜, 根据应力云变图, 确定了最佳的刀片布置形式。

(2) 以间隙 δ 、刀片倾角 α 、摘果辊转速 n 为试验因素, 以覆膜绞碎率为试验指标, 进行三元二次正交旋转组合设计试验分析, 确定螺旋刀除膜摘果装

置的最佳结构参数以及各试验因素影响的显著性关系。

(3) 利用螺旋刀除膜摘果装置进行了摘果试验, 选择了最佳的间隙 δ 与刀片倾角 α , 通过试验数

据的方差分析, 绘制 Matlab 因素间响应三维图, 确定摘果辊的相关参数组合, 即间隙为 5.3 mm, 摘果辊转速 326 r/min, 刀片倾角 43° , 获得了优于其他组合的防缠绕摘果机械性能。

参 考 文 献

- 1 王方艳, 梁洁, 尚书旗, 等. 花生收获机传动系统的运动机理分析与参数优化[J]. 农业机械学报, 2006, 37(6): 49-53.
Wang Fangyan, Liang Jie, Shang Shuqi, et al. Peanut harvesting machine drive system movement mechanism analysis and parameter optimization [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(6): 49-53. (in Chinese)
- 2 刘曙光, 尚书旗, 王方艳, 等. 4H-2型花生收获机主要参数田间试验研究[J]. 农机化研究, 2006, 28(12): 171-173.
Liu Shuguang, Shang Shuqi, Wang Fangyan, et al. 4H-2 main parameters in peanut harvester field experiment research [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2006, 28(12): 171-173. (in Chinese)
- 3 胡志超. 半喂入花生联合收获机关键技术研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2011.
Hu Zhichao. Study on key technologies of half-feed peanut combine harvester[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2011. (in Chinese)
- 4 王东伟, 尚书旗, 韩坤. 4HJL-2型花生捡拾摘果联合收获机的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(11): 27-36.
Wang Dongwei, Shang Shuqi, Han Kun. 4 HJL-2 type pick up peanut picking fruit united harvest machine design and test [J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(11): 27-36. (in Chinese)
- 5 杨然兵. 4HQL-2型花生联合收获机主要装置的设计与试验研究[D]. 沈阳: 沈阳农业大学, 2009.
Yang Ranbing. Study on design principle and tests for main part of 4HQL-2 peanut combine [D]. Shenyang: Shenyang Agricultural University, 2009. (in Chinese)
- 6 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, 24(9): 94-98.
Wang Xiaoyan, Liang Jie, Shang Shuqi, et al. Half feeding type peanut picking fruit test device design and test [J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(9): 94-98. (in Chinese)
- 7 贾晶霞, 刘汉武, 郝新明, 等. 马铃薯收获机挖掘铲有限元静力学分析[J]. 农业机械学报, 2006, 37(9): 86-88.
Jia Jingxia, Liu Hanwu, Hao Xinming, et al. Potato harvester digging shovel finite element statics analysis [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(9): 86-88. (in Chinese)
- 8 孙同珍, 尚书旗, 李国莹, 等. 4HQL-2型花生联合收获机摘果及清选部件的研制[J]. 农机化研究, 2009, 31(6): 54-57.
Sun Tongzhen, Shang Shuqi, Li Guoying, et al. 4HQL-2 type peanut combine picking fruit and cleaning components development [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2009, 31(6): 54-57. (in Chinese)
- 9 于向涛, 胡志超, 顾峰玮, 等. 花生摘果机械的概况与发展[J]. 中国农机化, 2011(3): 10-13.
Yu Xiangtao, Hu Zhichao, Gu Fengwei, et al. The general situation and development of peanut fruit picking machine [J]. Chinese Agricultural Mechanization, 2011(3): 10-13. (in Chinese)
- 10 王东伟. 花生联合收获机关键装置的研究[D]. 沈阳: 沈阳农业大学, 2013.
Wang Dongwei. Research on key device of peanut combined harvester [D]. Shenyang: Shenyang Agricultural University, 2013. (in Chinese)
- 11 尚书旗, 李国莹, 杨然兵, 等. 4HQL-2型全喂入花生联合收获机的研制[J]. 农业工程学报, 2009, 25(6): 125-130.
Shang Shuqi, Li Guoying, Yang Ranbing, et al. 4HQL-2 type development of a full feeding peanut combine harvester [J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(6): 125-130. (in Chinese)
- 12 王东伟, 王延耀, 尚书旗, 等. 大型花生捡拾摘果收获机的研究与分析[C]//中国农业工程学会 2011年学术年会论文集, 2011.
- 13 郑月男, 尚书旗, 杨然兵, 等. 山东省花生种植和收获现状的研究[J]. 农业机械, 2009(14): 52-54.
- 14 关萌, 沈永哲, 高连兴, 等. 花生起挖晾晒后的果柄机械特性[J]. 农业工程学报, 2014, 30(2): 87-93.
Guan Meng, Shen Yongzhe, Gao Lianxing, et al. Mechanical properties of peanut peg after digging and drying [J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(2): 87-93. (in Chinese)
- 15 王东伟, 尚书旗, 赵大军, 等. 4HBL-4型二垄四行半喂入自走式花生联合收获机[J]. 农业机械学报, 2013, 44(10): 86-92.
Wang Dongwei, Shang Shuqi, Zhao Dajun, et al. 4HBL-4 type two ridge line four semi feeding self-propelled peanut combine harvester [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(10): 86-92. (in Chinese)
- 16 吕冰. 振动式花生收获机的设计与仿真[D]. 泰安: 山东农业大学, 2013.
- 17 冀永祥. 花生收获机械化现状及发展建议[J]. 中国农机化, 2012(4): 31-33.
- 18 胡志超, 彭宝良, 尹文庆, 等. 多功能根茎类作物联合收获机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2008, 39(8): 58-61.
Hu Zhichao, Peng Baoliang, Yin Wenqing, et al. Design and experiment of root crops combine multiple functions [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(8): 58-61. (in Chinese)

Design and Experiment of Film Removing and Peanut Picking Device for Half-feeding Harvester

Xu Jikang Yang Ranbing Li Ruichuan Shang Shuqi

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao Agricultural University, Qingdao 266109, China)

Abstract: For the problem of the picking roller of present half-feeding peanut harvester was easily wrapped in plastic membrane, a kind of peanut removing device used spiral knife was designed. The structure optimization and experiment analysis were also carried out. The helical blade was modeled based on UG software. The best arrangement of the blade was confirmed by stress nephogram. Through the analysis of experimental data and processing, the best structure and operating parameters of the proposed device were got: the clearance was 5.3 mm, speed of picking roller was 326 r/min, and arranging blade angle was 43° . After optimizing, the breaking membrane rate value reached to 95.66%.

Key words: Peanut harvester Half-feeding Peanut picking roller Film removing device