

柑橘园仿形割草机切割器的设计与试验

马攀宇¹ 李善军^{1,2} 赵纯清^{1,2} 张衍林^{1,2} 张浙钺¹ 张朝宇¹

1.华中农业大学工学院,武汉 430070; 2.农业农村部长江中下游农业装备重点实验室,武汉 430070

摘要 针对山地柑橘园地形地貌复杂、一般刀盘难以作业的问题,设计了一种柑橘园仿形割草机切割器,该切割器采用让刀设计,具有避障功能,可降低障碍物对刀片的损害。通过理论分析和优化设计,建立甩刀对数螺线函数模型。通过台架试验和综合评分法分析得出切割器的最佳组合参数为:刀盘转速为 1 900 r/min、刀刀长度为 72 mm、刀片数量为 4。试验结果显示,与正交试验组中最优值相比,切割器峰值扭矩降低 0.38%,一次切割整齐率上升 5.43%,所设计的柑橘园仿形割草机切割器满足山地柑橘果园的除草要求。

关键词 割草机; 柑橘园; 切割器; 甩刀; 果园机械; 台架试验; 性能试验

中图分类号 S 224.1 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2019)06-0156-07

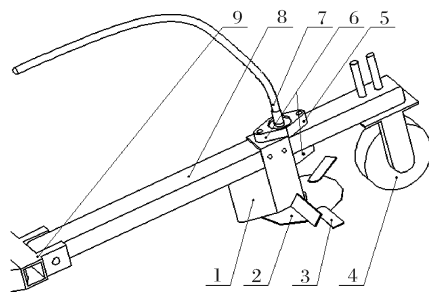
我国是世界第一大水果生产国,柑橘是我国第二大水果。目前,我国柑橘种植产业化发展不断加快,柑橘市场消费需求不断攀升;加大对柑橘果园机械化设备研制的投入力度,对促进我国贫困山区经济发展具有非常重要的现实意义^[1-2]。据统计,杂草能导致果树减产 10%~20%。因此,研制配套的割草机及时除草,不仅能确保果园果树健康生长,降低果园的病虫草害发生,还能提高水果品质和产量^[3-4],同时降低生产成本,提高作业效率。我国南方柑橘园大多分布在山地丘陵,相较于平地柑橘园,山地柑橘园地形复杂,主要表现为坡度较大、地形起伏明显、石块多^[5],传统割草机的切割器除草时缺乏避让功能,碰到坚硬石块等物体导致刀具容易损坏,而部分柔性切割器由于难以割断较粗的杂草,漏割现象较严重^[6]。目前,大部分割草机使用场所主要集中于平整规范的果园,有关山地果园割草机切割器研究,特别是有关甩刀的研究较少。汪德众等^[7]设计了一种盘式甩刀割草机,该割草机主要用于收割牧草。甘声豹等^[8]设计了一款甩刀式粉碎机,但其甩刀应用在粉碎机上。为适应山地橘园复杂地形地貌,本研究基于现有的甩刀和锤刀原理,进行研究分析,设计了一种山地柑橘园仿形割草机用的切割器,以解决山地柑橘园的除草问题,为山地果园割草机

的开发提供参考。

1 材料与方 法

1.1 切割器结构与工作原理

柑橘园仿形割草机切割器主要由甩刀片、刀盘、定刀、刀轴、轴承座、仿形架、软轴等部件组成,如图 1 所示。仿形架铰接于机架上,软轴与多轴头分动器通过联轴器连接,甩刀片铰接于刀盘上,定刀采用螺栓固定在仿形架上,2 个轴承座分别安装在仿形架的上下两面,以便对刀轴进行轴向约束,软轴与刀



1.定刀 Stationary knife; 2.刀盘 Disk; 3.甩刀片 Free-swinging knife; 4.仿形轮 Copying wheel; 5.刀轴 Knife shaft; 6.轴承座 Bearing block; 7.软轴 Soft shaft; 8.仿形架 Copying frame; 9.机架 Rack.

图 1 割草机切割器结构图

Fig.1 The diagram of the whole structure of mower device

收稿日期: 2019-03-04

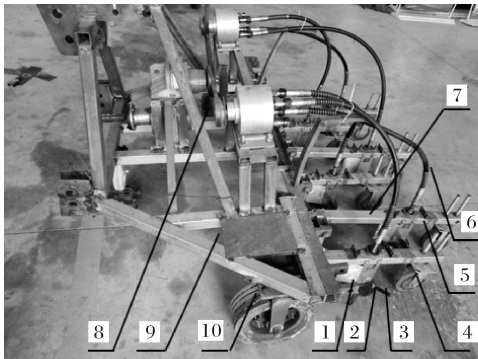
基金项目: 国家重点研发计划(2017YFD0202001; 2017YFD0701400); 现代农业(柑橘)产业技术体系建设专项(CARS-26); 中央高校基本科研业务费专项(2662015PY144); 公益性行业(农业)科研专项(201403036)

马攀宇, 硕士研究生, 研究方向: 现代农业装备技术. E-mail: 1779584939@qq.com

通信作者: 李善军, 博士, 副教授, 研究方向: 柑橘生产机械化技术与装备. E-mail: shanjunlee@mail.hzau.edu.cn

轴通过开口销连接。当机具作业时，拖拉机将动力传递给刀轴，刀轴带动刀盘转动，定刀的顶部将草分开，刀盘上的甩刀片随刀盘一起运动，将草切割或推送至定刀处，利用定刀扶持作业，对草进行二次切割作业，完成除草过程。

割草机样机见图 2。甩刀片是割草机的核心工作部件，由于铰接于刀盘边缘销轴，刀片可以绕销轴摆动。刀盘采用夹板结构设计，甩刀置于 2 个刀盘中间，刀盘圆周设有限位焊点，刀片左右旋转最大角度初步设计为 90°。切割器采用让刀设计，主要是为了减小石块对刀片的损害，提高切割效率。当刀片旋转作业时，磕碰到石块或其他较硬的物体时，刀片受力发生偏转并绕刀盘上的铰接点进入刀盘内，既可避开障碍物，有效降低刀片受损程度，还能提高刀具使用寿命。



1.定刀 Stationary knife; 2.刀盘 Disk; 3.甩刀片 Free-swinging knife; 4.仿形轮 Copying wheel; 5.轴承座 Bearing block; 6.软轴 Soft shaft; 7.仿形架 Copying frame; 8.传动机构 Transmission mechanism; 9.机架 Rack; 10.行走机构 Walking mechanism.

图 2 割草机样机图

Fig.2 The prototype of the orchard mower

1.2 切割器运动分析及关键部件设计

1)等滑切角式甩刀片设计。采用直线刃或圆弧刃的刀片，在切割过程中滑切角变化较大，导致切割阻力变化幅度也较大，切割效果差，能耗高，严重制约除草效率，因此，需要新型刀片改善切割性能^[9]。由于对数螺线(等滑切角)刀片滑切阻力小^[10-11]，切削性能好，本研究将对数螺线作为刀片的切割曲线，以便降低割草的阻力，提高切割效率。根据对数螺线的方程^[11-13]，建立刀具坐标系，以定刀一边和中心线交点投影在甩刀所在平面为极点 o ，如图 3 所示。可知对数螺线方程^[11]为

$$r = c_0 e^{\frac{1}{\tan\tau}\theta} \tag{1}$$

当 θ 为 $\pi/2$ 时， r 应最大，可得

$$c_0 = \frac{\sqrt{R^2 - h^2}}{e^{\frac{\pi}{2\tan\tau}}} \tag{2}$$

由此可得，等滑切角刀片的刃口曲线为

$$r = \sqrt{R^2 - h^2} e^{\frac{\theta - \pi}{2\tan\tau}} \tag{3}$$

式(1)~(3)中， r 为极径，mm； c_0 为对数螺线与 X 轴交点，为常数； τ 为滑切角，rad； θ 为极角，rad； R 为刀片顶端处旋转半径，mm； h 为极点到刀盘圆心距离，mm。

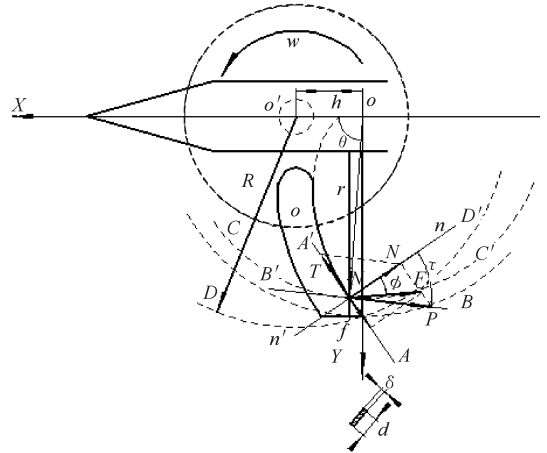


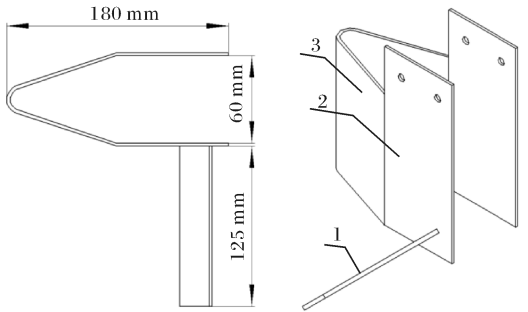
图 3 甩刀的设计示意图

Fig.3 Sketch map of free-swinging knife

2)甩刀片参数选定。设甩刀刃口曲线与定刀交点的任意一点 M 处有 1 株杂草，作出 M 点处运动轨迹 $C-C'$ 、运动轨迹切线 $B-B'$ 、甩刀刃口切线 $A-A'$ 、法线 $n-n'$ 以及甩刀刀尖处的运动轨迹 $D-D'$ ，如图 3 所示。根据滑切角定义， M 点处的运动轨迹切线 $B-B'$ 和甩刀刃口法线 $n-n'$ 的夹角为滑切角 τ 。在甩刀切割杂草时， M 主要受甩刀片刃口的法向反力 N 和摩擦力 f ，且两者的合力为 F (F 与 N 的夹角为甩刀刃口对在 M 处杂草的摩擦角 φ)。根据力的平行四边形法则，可以将法向反力 N 沿甩刀刀刃切线 $A-A'$ 方向和运动轨迹切线 $B-B'$ 方向分解为 T 和 P ；其中， P 仅能使杂草沿着运动轨迹切线 $B-B'$ 方向运动，对刀片的滑切无意义^[10]。使定刀片产生滑切作用的只取决于 T 的大小，只有当 $T > f$ 时，杂草才能沿刃口曲线滑移，即有滑切作用产生^[14]。由于 $T = N \tan\tau$ ， $f = N \tan\varphi$ ，所以只有当滑切角 τ 大于其摩擦角 φ 时，刃口曲线才具有滑切作用。参照玉米秸秆与钢板的摩擦角为 $23^\circ \sim 33^\circ$ ^[15]，并依据相关文献^[13-14,16]，最优滑切角取 40° ，所以本研究设计中滑切角 τ 选为 40° 。根据市场上现有的割草刀

片材料,初步确定甩刀片材料选用 65Mn,厚度为 2 mm,采用淬火处理。

3)定刀设计。在切割器作业时,由于刀轴较长容易缠草,阻碍切割器正常工作,而且刀片转动过程中有推送草的作用,为了使切割器高效作业,本研究设计了一种 L 型定刀。这样既能有效割草,也不会因定刀片过多而阻碍切割器移动。如图 4 所示,定刀主要由侧向定刀、定刀板、直向定刀 3 部分组成,直向定刀除了具有定刀功能外,还具有分草及避免杂草缠轴的作用。侧向定刀呈 45°斜角焊接于定刀板上,可以增加抗弯强度,侧向定刀主要起扶持割草作用,根据文献[17],初步确定定刀底面与甩刀相距 5 mm。



1.侧向定刀 Sidewise stationary knife; 2.定刀板 Fixed blade; 3.直向定刀 Forward stationary knife.

图 4 定刀结构与主要尺寸

Fig.4 Structure and main of the stationary knife

4)甩刀运动学分析。当切割器转动时,甩刀片绕刀盘上的铰接点作向心运动,还绕刀盘圆心作向心运动。在空载时,切割器会经历启动、稳定、制动等 3 种状态。开始启动时,刀盘处于加速运动阶段,刀片由于惯性作用,会先滞后于刀盘转动,甩刀质心 O_2 向后会有一定角度偏转。当刀盘转速稳定时,转角最大,此时销轴对刀片拉力 T 平衡甩刀片随刀盘中心旋转产生的离心惯性力 F 、甩刀片随销轴旋转而产生的离心力 N ,其法线分力还会产生加速度。由 $F = mv^2 / r$ 可知,速度越大, F 、 N 也越大,为平衡 T ,刀片向外旋转增大运动半径,即刀片逐渐向外偏转,当刀片质心与销轴、刀盘圆心 3 点共线时,达到平衡状态,此时甩刀片绕刀盘圆心作匀速圆周运动(摩擦力较小,这里不考虑摩擦力,下同)。

切割器稳定运行时,甩刀片已经达到平衡,且刀片质心与销轴、刀盘圆心 3 点共线,销轴对刀片拉力恰好能为刀片运动提供所需要的向心力。

切割器制动时,当刀盘速度开始减小时,由于刀片惯性作用,会超前于刀盘,甩刀质心 O_2 则会向后有一定角度偏转。刀盘转速稳定时,转角也最大。由 $F = mv^2 / r$ 可知,销轴对刀片的作用力平衡刀片绕两中心的离心力,其分力还会反向加速,即刀片作减速运动,直至刀片逐渐反向偏转,当刀片质心与销轴、刀盘圆心 3 点共线时,达到稳定状态,如图 5 所示。

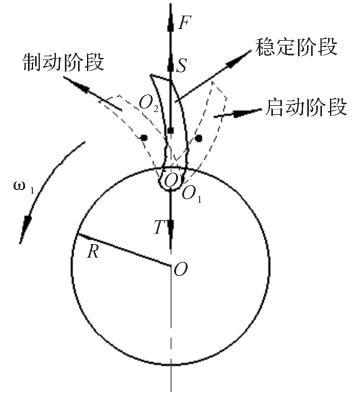


图 5 刀片运动分析

Fig.5 Blade motion analysis

5)甩刀动力学分析。假设草的种植密度一定,则甩刀式割草机从空载下稳态转动到负载下匀速运动过程可认为是一个做小偏转角度的摆动。由于草的阻碍给甩刀片绕销轴运动提供了外在激励,在割草过程中刀片会重复出现减速、加速、稳定 3 种状态。甩刀片受力主要包括:草对甩刀片的阻力 f ,刀盘销轴对刀片的正压力 N ,甩刀片随销轴旋转而产生的离心力 S ,甩刀片随刀盘中心旋转产生的离心惯性力 F 。刀片受力情况如图 6 所示。其中,2 个

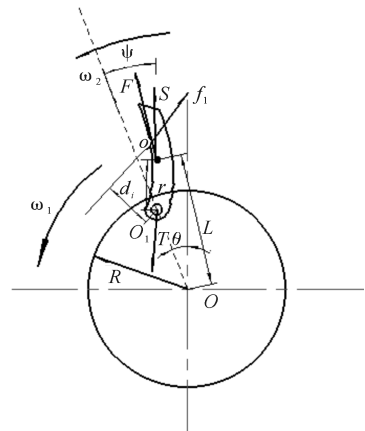


图 6 甩刀受力分析

Fig.6 Force analysis free-swinging knife

离心力作用于甩刀片质心 O_1 ，正压力 N 作用于销轴中心 O_2 ，由于刀片与刀盘之间摩擦力较小，不考虑。由于甩刀片绕销轴做小偏角摆动，则摆动的微分方程^[18-19]：

$$J_{O_1} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -FR \sin \theta + \sum f_i d_i \quad (4)$$

其中， J_{O_1} 为甩刀绕销轴中心 O_1 的转动惯量。

$$F = m\omega_1^2 L \quad (5)$$

$$L = \sqrt{r_1^2 + R^2 + 2r_1 R \cos \varphi} \quad (6)$$

将(4)~(5)代入(6)，得：

$$\sum f_i d_i = J_{O_1} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + m\omega_1^2 \sqrt{r^2 + R^2 + 2Rr \cos \varphi} R \sin \theta \quad (7)$$

假如草的密度较小，阻力较小，甩刀片绕销轴做微小振幅摆动，可近似地认为 $\sin \varphi \approx \varphi$ ， $\cos \varphi \approx 1$ ，式(7)可改写为：

$$\sum f_i d_i = J_{O_1} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + m\omega_1^2 (R+r) R \sin \theta \quad (8)$$

机具作业时，甩刀片需要克服草的扭矩进行割草，切割草的扭矩应与草的阻力扭矩相当， $M = \sum f_i d_i$ ，由式(8)可知，割草扭矩：

$$M = J_{O_1} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + m\omega_1^2 (R+r) R \sin \theta \quad (9)$$

式(7)~(9)中， O 为刀盘中心； O_1 为甩刀质心； O_2 为销轴中心； N 为刀盘销轴对刀片的正压力，N； f 为草对甩刀片的阻力，N； S 为甩刀片随销轴旋转而产生的离心力，N； F 为甩刀片随刀盘中心旋转产生的离心惯性力，N； R 为刀盘中心到销轴中心的旋转半径，m； r 为刀质心到销轴中心的旋转半径，m； L 为甩刀质心到刀盘中心距离，m； ω_1 为刀盘的转速，rad/s； m 为甩刀质量，kg。

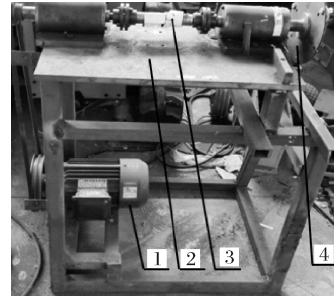
根据式(9)可知，切割扭矩与刀片转速和旋转半径有关，本研究刀片采用等滑切角设计，刀片旋转半径与刀线长呈正相关。故刀线越长，刀片旋转半径也越长。当其他刀盘参数一定时，刀片转速和刀刃长度越大，所割草的范围也大，其切割扭矩也越大。

2 结果与分析

2.1 台架试验

台架试验在华中农业大学农业农村部长江中下游农业装备重点实验室进行，试验平台如图 7 所示。试验平台搭建采用 45 号方管，所用电机为无极调频电机，其功率为 1.1 kW，最大转速 2 830 r/min，利用带传动进行 3 倍增速。试验所采用的传感器为无

线扭矩传感器 TQ201H，应变片型号为 BF350-3HE-A(11)N2-P200，通过将无线扭矩传感器和应变片贴在轴上通过传感器感知扭转变形，并利用无线网关将数据传给电脑软件 BEETECH 计算扭矩；改变电机输出转速可通过变频器调节三相电的输出频率。



1: 电机 Motor; 2: 机架 Frame; 3: 传感器 Sensor; 4: 切割器 Cutter.

图 7 试验平台

Fig.7 The test platform

为了探究切割器的切割性能，需要研究切割器在不同刀片参数下的力学性能和切割质量，并通过试验优化选择最佳参数，提高割草效率。对于切割质量，试验采用一次切割整齐率来衡量，一次切割整齐率 η ^[20-23] 计算公式为：

$$\eta = \frac{m}{n} \quad (10)$$

式(10)中， m 为切割后切面与刀面平齐的杂草数量； n 为每次试验杂草的总量。

每次试验以直径为 8 mm 左右(果园常见的粗草)，数量 16 根的杂草为单位进行，并采用夹草装置固定切割。根据公式(9)和文献[24-25]，刀盘的转速、刀刃长度和刀片数目对力学性能有较大影响。对于切割质量，根据前期试验可知，刀片越多，一次切割整齐率越高；转速越大，一次切割整齐率也相对越高。故以刀盘的转速、刀刃长度和刀片数目为因素，以切割整齐率和峰值扭矩为评价指标设计试验，试验因素水平如表 1 所示。

表 1 正交试验设计

Table 1 Factors and levels of orthogonal experiment

水平 Level	A 刀盘转速/ (r/min) Cutter speed	B 刀刃长度/mm Flute length	C 刀片数 Blade number
1	1 600	56	2
2	1 900	64	3
3	2 000	72	4

试验选用正交表 $L_9(3^4)$, 共进行 9 组, 每组试验重复 3 次并取平均值。台架试验方案与结果如表 2 所示。极差越大, 表明该因素对综合分的影响程度越大。考虑试验中 2 个指标的重要程度不同, 试验分析采用了综合评分法进行评价。由于切割器通过软轴传递动力, 试验应该以减小峰值扭矩对软轴或软轴连接处的破坏度为主, 即在满足切割要求下, 降低扭矩, 试验中的一次切割整齐率控制在合适范围就算合格。峰值扭矩和一次切割整齐率权重分别

取 0.6 和 0.4^[26-28]。由表 2 可知上述因素对综合分影响主次为 $A > C > B$, 因此, 对应最佳参数组合为 $A_2B_3C_3$, 即刀盘转速 1 900 r/min、刀刃长度 72 mm 和刀片数 4。方差分析可以精确反映每个因素对综合得分的影响程度。对试验数据进行方差分析, 结果如表 3 所示, 因素 A(刀盘转速)对试验综合评分有显著性影响 ($P < 0.05$), 因素 B(刀刃长度)、C(刀片数目)对试验评分无显著性影响 ($P > 0.05$)^[27-29]。

表 2 台架试验方案及结果

Table 2 Orthogonal test results scheme and results

试验号 Test No.	A	B	空列 Empty column	C	峰值扭矩/ (N·m) Max torque	一次切割 整齐率/% Neat rate	扭矩隶属度 Membership grade of torque	一次切割整 齐率隶属度 Membership grade of neat rate	综合分 Comprehensive points
1	1	1	1	1	0.546	64.1	0	0	0
2	1	2	2	2	0.539	68.5	0.239	0.215	0.229
3	1	3	3	3	0.524	71.1	0.717	0.340	0.567
4	2	1	2	3	0.522	82.2	0.793	0.879	0.828
5	2	2	3	1	0.523	82.2	0.772	0.879	0.815
6	2	3	1	2	0.516	82.5	1.000	0.892	0.957
7	3	1	3	2	0.533	82.2	0.848	0.879	0.860
8	3	2	1	3	0.520	84.7	0.848	1.000	0.909
9	3	3	2	1	0.523	82.2	0.761	0.879	0.808
K_1	0.796	1.688	1.865	1.623					
K_2	2.599	1.953	1.865	2.046					
K_3	2.577	2.331	2.252	2.303					
R	1.803	0.643	0.376	0.680					

表 3 台架试验方差分析

Table 3 Table of variance analysis

差异源 Difference source	SS	自由度 Freedom	MS	F 值 F value	显著性 Significance
A	0.714	2	0.357	22.687	*
B	0.070	2	0.035	1.266	
C	0.078	2	0.039	2.500	
误差 Error	0.032	2	0.016		
总计 Total	0.894	8			

注: “*”表示 $P \leq 0.05$, 差异显著。Note: “*” means $P \leq 0.05$, the difference is significant.

2.2 验证试验

为验证最佳参数条件下切割器的实际性能, 与正交试验组中最优值进行对比。将台架的刀盘转速调节至 1 900 r/min, 选择刀刃长度为 72 mm 和刀片数为 4 的等滑切角刀片进行试验, 试验分别进行 3 组并取平均值。试验在华中农业大学机电训练中心进行, 试验指标为扭矩和切割整齐率。在最佳参

数组合下测得扭矩 0.518 N·m、一次切割整齐率 80.1%。相较正交试验中的最优值, 扭矩降低 0.38%、一次切割整齐率上升 5.43%。结果表明此参数组合下, 扭矩基本不发生变化, 一次切割整齐率却有较大的提高, 满足设计要求。因此, 上述选取的最优参数组合合理。

表4 样机性能对照试验

Table 4 Prototype performance check experiment

试验指标 Index	试验编号 Test number			平均值 Average
	1	2	3	
扭矩 $T/$ ($N \cdot m$) Torque	0.512	0.523	0.519	0.518
切割整齐率/ Neat rate	93.8	73.3	73.3	80.1

3 讨论

本研究设计了一种适用于山地柑橘果园除草的等滑切角甩刀式切割器,刀片与刀盘铰接形成让刀结构,可以通过避障有效降低石块或其他障碍物对刀片的损害,提高刀具使用寿命。以刀盘转速、刀刃长度、刀片数目为因素,以扭矩和切割整齐率为试验指标,采用正交试验和综合评分法得到最佳组合参数,刀盘转速为 1 900 r/min、刀刃长度为 72 mm 和刀片数为 4,在保证峰值扭矩基本不变的情况下,提高一次切割整齐率,达到良好的切割质量,提高试验的可靠性。通过验证试验与正交试验中最佳组进行对比,表明在最佳参数组合下,切割器扭矩降低 0.38%、切割整齐率上升 5.43%,验证了试验的合理性,为后续优化该切割器提供了一些参考。该切割器由于采用让刀设计,具有避障功能,进而可以保护刀片,动力则通过软轴传递,需要约束软轴,减小软轴振动。该切割器由于旋刀式切割器在作业过程中会不可避免出现草缠刀现象,影响割草效率。切割器虽然采用了定刀设计,但是加工精度较差,定刀与刀盘的间距较大,在割草时仍会发生缠刀现象,需要进一步改进。从总体上看,在山地果园作业时,该割草机能在复杂工况下进行有效除草,具有较好的应用前景。

参 考 文 献

[1] 赵映,肖宏儒,梅松,等.我国果园机械化生产现状与发展策略[J].中国农业大学学报,2017,22(6):116-127.

[2] 钟超,祁春节.投入品价格波动对中国柑橘种植面积影响研究[J].价格月刊,2017(2):13-18.

[3] TAWAHA A M, TURK M A, MAGHAIREHG A. Response of barley to herbicide versus mechanical weed control under semi-arid conditions[J]. Journal of agronomy and crop science, 2002, 188(2): 106-112.

[4] 宋月鹏,张韬,樊桂菊,等.国内外果园生草技术及其刈割机械

的研究进展[J].中国农机化学报,2017,38(5):111-117.

[5] 宋勇义,赵霞,都兴政.根据梨树特性科学进行栽培管理[J].烟台果树,2013(1):30-31.

[6] 张雯,张衍林,李善军,等.基于虚拟样机运动学仿真的割草机喂草导向装置参数优化[J].华中农业大学学报,2019,38(4):134-132.

[7] 汪德众,王敦军,齐绍文,等.9GYS-0.85型盘式甩刀割草机的设计[J].农机化研究,2003(1):90-92.

[8] 甘声豹,李粤,张喜瑞,等.喂入式立轴甩刀香蕉秸秆粉碎还田机设计与试验[J].农业工程学报,2014,30(13):10-19.

[9] 赵淑红,蒋恩臣,闫以勋,等.小麦播种机开沟器双向平行四杆仿形机构的设计及运动仿真[J].农业工程学报,2013,29(14):26-32.

[10] 郑智旗,何进,李洪文,等.动定刀支撑滑切式秸秆粉碎装置设计与试验[J].农业机械学报,2016,47(S1):108-116.

[11] 严导淦.对数螺线及其物理意义[J].物理与工程,2013,23(5):5-9.

[12] 赵新军,孙宝天,等.滑切角圆盘式饲草切碎器的剪切功率[J].农业机械学报,1995,26(3):62-67.

[13] 郭茜,张西良,徐云峰,等.藤茎类秸秆专用切割刀片的设计与试验[J].农业工程学报,2014,30(24):47-53.

[14] 严霖元.对农业机械工作部件滑切角的探讨[J].江西农业大学学报,1991(1):64-68.

[15] 赵佳乐,贾洪雷,郭明卓,等.免耕播种机有支撑滚切式防堵装置设计与试验[J].农业工程学报,2014,30(10):18-28.

[16] 顾耀权,贾洪雷,郭慧,等.滑刀式开沟器设计与试验[J].农业机械学报,2013,44(1):38-42.

[17] 程祥之.园林机械[M].北京:中国林业出版社,1995.

[18] 谢瑞清.锤片式粉碎机动态特性研究[D].南京:南京理工大学,2008.

[19] 孙桓,陈作模,葛文杰.机械原理[M].北京:高等教育出版社,2006.

[20] 刘兆朋.圆盘式苕麻切割器的设计及试验研究[D].长沙:湖南农业大学,2011.

[21] 郝兴玉,贺刚,董佳佳,等.基于 ARIZ 算法的方草捆收集车改进设计与试验[J].农业机械学报,2016,47(S1):254-260,316.

[22] O'DOGHERTY M J, HUBER J A, DYSON J, et al. A study of the physical and mechanical properties of wheat straw[J]. Journal of agricultural engineering research, 1995, 62(2): 133-142.

[23] O'DOGHERTY M J, BAOARTORY L. Studies of the effect of blade parameters and stem configuration on the dynamics of cutting grass[J]. Journal of agricultural engineering research, 1991, 49(2): 99-111.

[24] 林茂,杨坚,梁兆新,等.双刀盘甘蔗切割器工作参数的试验优化研究[J].农机化研究,2006(12):146-150.

[25] 李仲恺.圆盘式油菜切割器的设计与试验[D].长沙:湖南农业大学,2014.

[26] 李云燕,胡传荣.试验设计与数据处理[M].北京:化学工业出版社,2008.

- [27] 段家现.正交试验和综合评分法的注塑工艺多目标优化[J].塑料工业,2018,46(7):66-69,91.
- [28] 王奎鹏,许红玮,李学林.多指标综合评分法优选芩龙降压胶囊的提取工艺[J].食品与药品,2018,20(4):249-253.
- [29] 郭备,王德成,王光辉,等.小型自走式割草机仿形装置仿真分析与试验[J].农业机械学报,2015,46(7):123-129,108.

Design and test of the orange garden profile mower cutter

MA Panyu¹ LI Shanjun^{1,2} ZHAO Chunqing^{1,2}
ZHANG Yanlin^{1,2} ZHANG Xicheng¹ ZHANG Chaoyu¹

1.College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China;

2.Key Laboratory of Agricultural Equipment in Mid-Lower Yangtze River,
Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Wuhan 430070, China

Abstract In view of the complex terrain of the mountain orangery and the difficulty of working on the cutterhead, an orange garden profile mower cutter was designed. The cutter adopted a free-swinging knife design and had an obstacle avoidance function to reduce the damage which the knife is injured by the obstacle of orange garden. The logarithmic spiral function model of the file blade was established by theoretical analyses and optimization design. The multi-factor test analysis of the cutter was carried out with bench test. The optimal combination of parameters including the cutter disk speed of 1 900 r/min, the blade length of 72 mm, the blades number of 4 were obtained with comprehensive scoring method. The verification test was carried out to verify the rationality and effectiveness of the test. Compared with the optimal value in the orthogonal test group, the peak torque decreased by 0.38%, and the uniformity of one cut increased by 5.43%. The test achieved the expected results and met the requirements for weeding in mountain citrus orchards.

Keywords lawn mower; orange garden; cutter; free-swinging knife; orchard machinery; bench test; performance test

(责任编辑:陆文昌)