

DOI: 10.13718/j.cnki.xdzk.2022.04.012

固定复合运动轨道式割胶机的设计与试验研究

宁彤, 梁栋, 张燕, 付威, 汝绍锋

海南大学 机电工程学院, 海口 570228

摘要: 目前, 我国天然橡胶园割胶主要以人工为主, 劳动强度大、效率低、工作环境恶劣, 本研究设计了一种固定复合运动轨道式割胶机。首先, 通过 Solidworks 三维建模方法建立整机模型; 其次, 对其固定装置、复合运动装置、切割装置等关键部件进行设计, 并用 Ansys 对切割刀片进行静力学分析, 得出切割刀片受到最大应力时满足其安全裕度、符合刀片强度的设计要求; 最后, 通过选取干胶产量为响应值, 切割角度、切割深度、耗皮厚度为显著性参数, 基于 Box-Behnken 设计试验得到响应值与显著性参数的二阶回归模型。试验表明, 当切割角度为 28° 、切割深度为 5.5 mm、耗皮厚度为 1.6 mm 时, 干胶产量达到最佳为 178.4 g, 与田间验证试验结果(176.7 g)的误差仅为 0.9%, 验证了分析的可信性, 证明了割胶机结构的合理性和运动的可靠性。本割胶机在替代人工劳动、提升橡胶产量等方面有显著效果。

关键词: 割胶机; 复合运动; 优化; 正交试验

中图分类号: S225.2⁺9

文献标志码: A

文章编号: 1673-9868(2022)04-0100-10

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Design and Experimental Research of Fixed Compound Motion Track Rubber Tapping Machine

NING Tong, LIANG Dong, ZHANG Yan, FU Wei, RU Shaofeng

Mechanical and Electrical Engineering College, Hainan University, Haikou 570228, China

Abstract: At present, rubber tapping in natural rubber plantations in China is mainly manual, which is high labor intensity, low efficiency, and with harsh working environment. This study designed a fixed compound motion track type rubber tapping machine. Firstly, establish the model of the whole machine through Solidworks three-dimensional modeling method. Secondly, design the key components such as the fixed device, compound motion device, cutting device, and use Ansys to conduct the static analysis of the cutting blade. The results indicated that the cutting blade meets its requirements under maximum stress. The safety margin of blade strength meets the requirements of the design. Finally, by selecting the dry glue output as the response value, and the cutting angle, the cutting depth, and the skin thickness as the signif-

收稿日期: 2021-04-08

基金项目: 海南省自然科学基金项目(518MS023)。

作者简介: 宁彤, 硕士研究生, 主要从事农业机械方面的研究。

通信作者: 梁栋, 教授, 硕士研究生导师。

ificant parameters, the second-order regression model of response value and the significant parameter are obtained based on the Box-Behnken design test. The test showed that when the cutting angle was 28° , the cutting depth was 5.5 mm, and the skin thickness was 1.6 mm, the dry glue output reached the best value of 178.4 g, and the error with field verification test result (176.7 g) was only 0.9%. The credibility of the analysis is verified. The rationality of the structure and the reliability of the movement of the tapping machine were proved. The tapping machine has significant effects in replacing manual labor and increasing rubber output.

Key words: rubber tapping machine; compound movement; optimization; orthogonal test

天然橡胶作为四大工业原料之一,橡胶产品大量运用在人们的生产生活之中^[1].割胶方法和工具采用得好坏会直接影响到天然橡胶的产量,同时还会对橡胶树的生命周期产生很大影响^[2].目前我国大部分橡胶园还是胶工采用手持刀具进行割胶^[3],传统手工割胶获取橡胶胶乳的方式严重影响橡胶产业的发展,机械化割胶技术和设备的研发已成必然趋势^[4-6].因此,亟需研发一种割胶机械减少割胶工人的劳动强度,改善割胶条件,保障天然橡胶产业的简单再生产.

按照割胶机械的构造与工作原理不同,可分为传统割胶刀、电动割胶机、自动割胶机等.目前最常用的割胶机械是传统割胶刀,但其割胶效率低下,且要求割胶工人有精准割胶技术.印度的橡胶产业^[7-8]目前比较广泛地在使用一种电动割胶机,包含震荡动力工具、机械导向装置、切削刀片等,经过简单培训就能操作该机器.曹建华等^[9-10]研制出4GXJ-1型电动割胶刀,在其前部设有两个对称设计的刀片和限位导向器,实现割胶深度和耗皮厚度的精准控制,但该割胶机械工作时仍需胶工手持.马来西亚橡胶局的N·艾哈迈德等^[11]设计了一种自动割胶机,刀头在高速马达带动下做旋转运动,从而能较好控制切割倾角,但其没有设计好整体的圆周螺旋运动,且切割深度不可调节,不容易出胶或者损伤树干.

针对目前天然橡胶的割胶机械依旧存在机械效率低下等问题,本研究设计了一种固定复合运动轨道式割胶机,整机结构紧凑,工作效率高,可以降低割胶作业强度,提高各项割胶技术标准的精准度,有效地促进了天然橡胶产业的发展.

1 整机结构和工作原理

1.1 整机结构与主要技术参数

割胶机整机结构示意图如图1所示.该机主要由固定装置、复合运动装置、切割装置等组成.

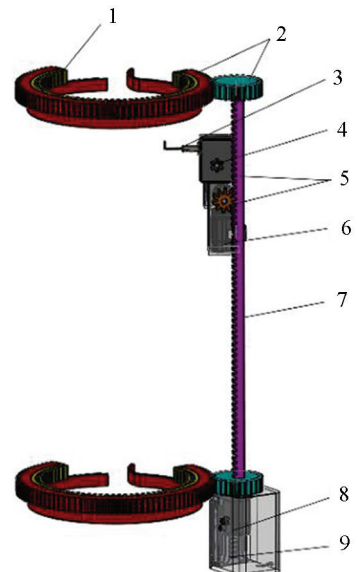
割胶机主要技术参数如表1:

表1 割胶机主要技术参数

技术指标	参数
外形尺寸(长×宽×高)/mm	320×320×850
整机质量/kg	6
功率/kW	0.1
配套电压/V	12
整机效率/%	97

1.2 工作原理

工作前对橡胶树高度进行测量,通过固定装置将割胶机准确牢固安装在橡胶树的合适高度上,实现整个机构与橡胶树表面的最佳贴合^[12].安装好后,启动控制开关,进行割胶,切割刀片按照



1. 固定装置; 2. 圆周运动装置; 3. 刀具; 4. 刀头调节装置; 5. 纵向运动装置; 6. 纵向运动控制装置; 7. 滑轨; 8. 圆周运动控制装置; 9. 总控制装置.

图1 割胶机整机三维结构示意图

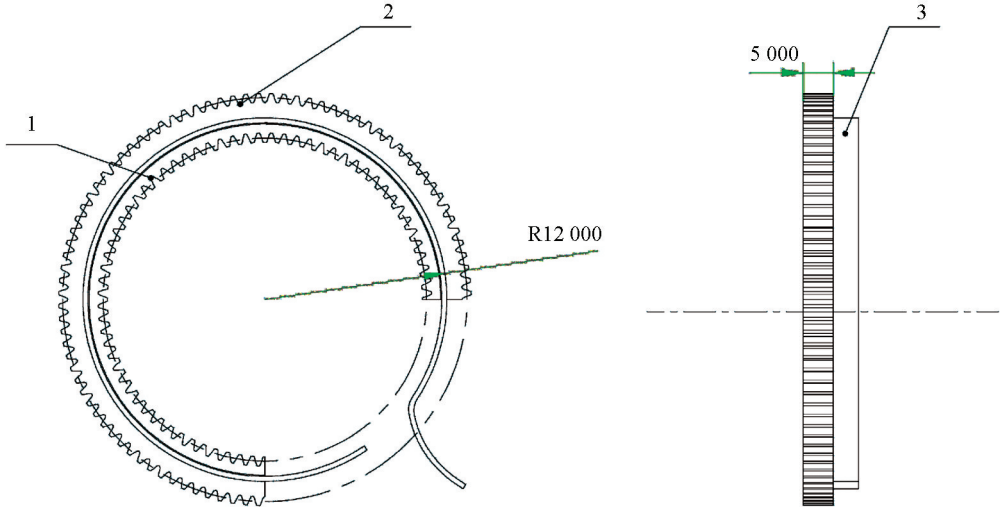
设计好的螺旋轨迹行驶,各控制装置及机构零部件开始协调工作,复合运动自动调节感应装置控制切割刀

具的起止及复合螺旋运动,刀头调节装置运动到适合切入树皮的位置并调整刀头旋转伸缩到最佳点,运动时刀具会自动运行至下刀点,开始做切割运动,然后在收刀点停止,继续下一次割胶运动。

2 关键部件设计

2.1 固定装置

为满足割胶机器在橡胶树上快速简易安装的要求,采用内齿圈灵活咬紧以及绑带快速扎紧定位的安装方式。固定装置结构示意图如图 2 所示。



1. 内齿圈; 2. 外齿圈; 3. 松紧绑带。

图 2 固定装置结构示意图

内外齿圈分别为整圆的四分之三,齿厚是 50 mm。其中内齿圈的模数(m_1)是 4 mm,齿数(z_1)是 40。根据齿轮分度圆直径参数设计公式:

$$d = mz \quad (1)$$

式中, d 为内齿轮分度圆直径(mm); m 为齿轮模数(mm); z 为齿轮齿数。

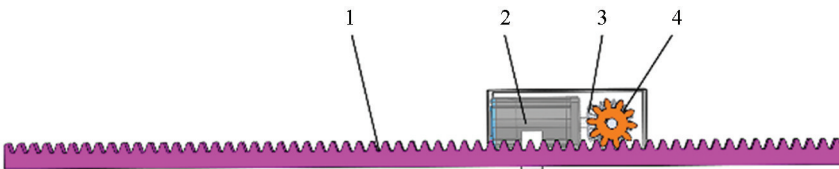
将固定装置内齿圈参数带入公式(1)可得内齿圈分度圆直径 d 为 240 mm。

2.2 复合运动装置

复合运动装置由圆周运动装置、纵向运动装置、复合运动控制装置组成,控制装置利用两个小型步进电机的不同转速来分别控制圆周运动装置和纵向运动装置的左右和上下运动。

2.2.1 复合运动装置结构设计

纵向运动装置由传动齿条、移动齿轮、步进电机等组成,步进电机通过传递装置为移动齿轮提供动力,齿轮通过与齿条的啮合形成上下直线运动。纵向运动装置结构示意图如图 3 所示。



1. 齿条; 2. 步进电机; 3. 传递装置; 4. 移动齿轮。

图 3 纵向运动装置三维示意图

圆周运动装置由外齿圈、移动齿轮、步进电机等组成,步进电机通过传递装置为移动齿轮提供动力,齿轮通过与齿圈的啮合形成圆周轨迹运动。圆周运动装置结构示意图如图 4 所示。

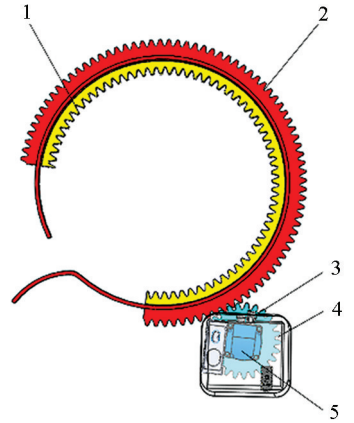
2.2.2 复合运动装置参数确定

在纵向、圆周运动装置中, 移动齿轮、外齿轮及齿条的尺寸设计如图 5, 图 6, 图 7 所示。

对于啮合传动, 要求稳定性和精确性高, 故选用 7 级精度。选择承载能力高、体积微小的材料, 并且经调质处理来保证齿轮齿条的高精度。移动齿轮、外齿轮及齿条的参数如表 2。

表 2 齿轮齿条外齿轮参数

零件	材料	齿数	模数
外齿轮	40Cr	80	4
移动齿轮	40Cr	25	4
齿条	45 钢	48	4



1. 内齿圈; 2. 外齿圈; 3. 移动齿轮; 4. 传递装置; 5. 步进电机。

图 4 圆周运动装置三维示意图

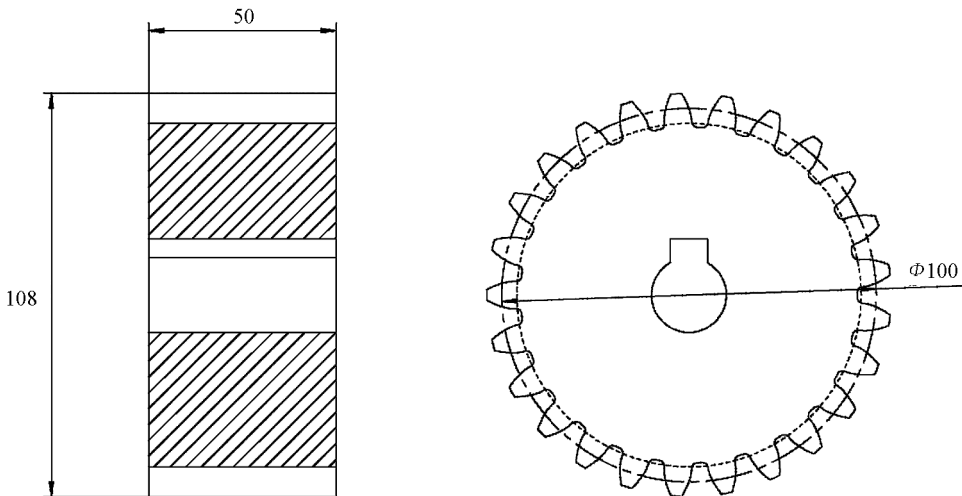


图 5 移动齿轮结构示意图

按齿面接触强度设计公式计算^[13]即:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{2K_H T_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon}{\sigma_H}\right)^2} \quad (2)$$

其中: d 为外齿轮分度圆直径; K_H 为接触疲劳强度计算的载荷; T_1 为齿轮传递的扭矩 ($N \cdot mm$); φ_d 为齿宽系数; u 为齿数比; Z_H 为区域载荷系数; Z_E 为弹性影响系数; Z_ϵ 为重合度系数; σ_H 为接触疲劳许用应力。

确定式中各参数的值:

1) 载荷系数

$$K_H = K_A \times K_V \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \quad (3)$$

查设计手册可知, 使用系数查表取 $K_A = 1.1$, 动载系数 $K_V = 1.05$, 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$

$= 1.1$, 齿向载荷分布系 $K_{H\beta} = 1.07$, 代入式(3)中得载荷系数为 1.36。

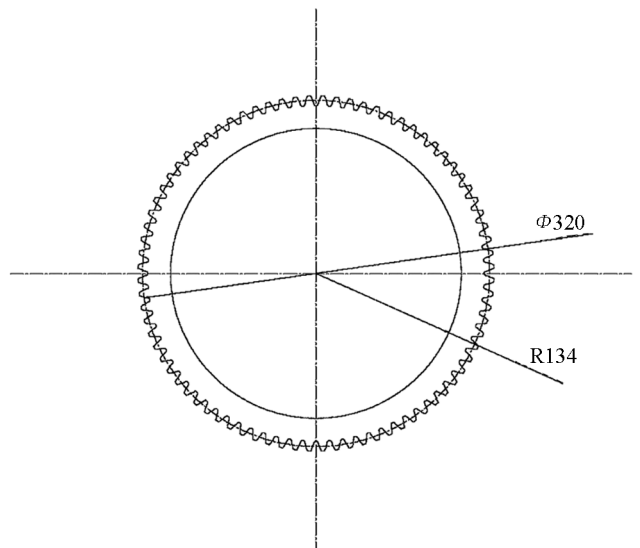


图 6 外齿轮结构示意图

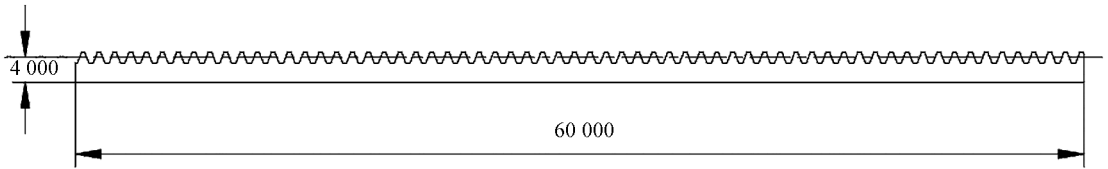


图 7 齿条结构示意图

2) 齿轮传递的扭矩

$$T_1 = \frac{95.5 \times 10^6 P_1}{n_1} = 7.3 \times 10^4 (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (4)$$

其中: P_1 为步进电机输出功率; n_1 为电机转速.

3) 齿宽系数

查表(机械设计手册, 2017)可知, $\varphi_d = 1.28$.

4) 弹性影响系数

齿轮材料为锻钢, 查表可知, Z_E 为 $188\sqrt{\text{MPa}}$.

5) 区域系数

根据标准压力角 $\alpha_n = 20^\circ$ 确定区域载荷系数, 查表可知 Z_H 为 2.49.

6) 重合度系数

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} = 0.873 \quad (5)$$

$$\epsilon_\alpha \approx \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta$$

其中 ϵ_α 为重合度, Z_1 与 Z_2 分别为外齿轮和齿条的齿数, 对于直齿轮, $\beta = 0$.

查机械设计手册齿轮接触疲劳寿命系数图(K_{HN} 图), 选择曲线 4 可锻钢、接触力精度选择 5×10^6 左右, 得接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.9$, $K_{HN2} = 0.95$. 移动齿轮和齿条的基础疲劳极限分别为 $\sigma_{Hlim1} = 600 \text{ MPa}$, $\sigma_{Hlim2} = 550 \text{ MPa}$.

取失效率为 1%, 安全系数 $S_H = 1.0$.

$$[\sigma_{H1}] = \frac{K_{HN1} \cdot \sigma_{Hlim1}}{s} = 540 \text{ MPa} \quad (6)$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{K_{HN2} \cdot \sigma_{Hlim2}}{s} = 523 \text{ MPa} \quad (7)$$

较小者为该齿轮副的接触疲劳许用应力. 即:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 523 \text{ MPa}$$

将各数值代入公式(2)得移动齿轮的分度圆直径 $d = 104.8 \text{ mm}$.

根据弯曲强度条件公式^[14]校核

$$\sigma_{F1} = \frac{2KT_1 Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{bm^2 (1 - 0.5\varphi_R)^2 z_1} = 122.43 \text{ MPa} \leq [\sigma_F]_1 = 202.5 \text{ MPa} \quad (8)$$

满足弯曲强度, 故所选参数合适.

利用和齿轮齿条同样的计算方法, 可计算外齿轮的分度圆直径, 根据公式(2), $d = 158.6 \text{ mm}$, 根据公式(8)校核弯曲强度 $\sigma_{F1} = 120.1 \text{ MPa} \leq [\sigma_F]_1 = 202.5 \text{ MPa}$. 故同样满足弯曲强度.

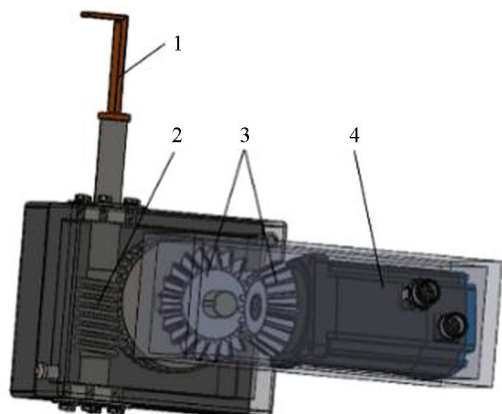
2.3 切割装置

切割装置如图 8 所示, 前端部分由刀头调节装置和刀具两部分组成, 后端部件为传动装置和步进电机.

当刀片进行切割运动时, 检测装置会自动感应橡胶树皮的凹凸度, 反馈控制系统通过改变步进电机的转速调节刀具的直线伸缩运动, 控制刀片与橡胶树的径向距离, 保证运动时的切割深度与耗皮厚度.

2.4 切割刀片的分析

切割刀具结构设计如图 9 所示。



1. 刀具; 2. 刀头调节装置; 3. 传递装置; 4. 步进电机。

图 8 切割装置三维示意图

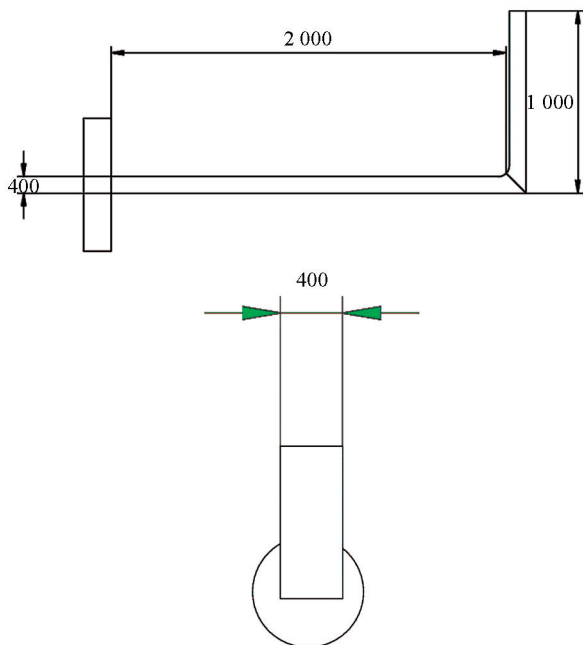


图 9 切割刀具结构示意图

根据材料选取原则, 选取钢材作为刀片加工材料, 采用通用性、可磨性更好的 W18 高速钢用于割胶机刀片。

对模型采用自由网格对刀片进行网格划分, 网格单元长度调为 1 mm, 最终的网格数量是 7 219, 节点数是 12 466, 基本满足本次仿真的要求。划分好的网格如图 10 所示。

设定一个极限应力值对刀片作结构静力学分析, 先对切割刀片的后端固定处施加固定约束, 再在刀刃的水平面上、竖直面上各施加一个与刀前进方向相反的力, 大小为 $F = 30\text{N}$ 。

用 Ansys 得到切割刀片变形云图如图 11 所示。从图中可以看出切割刀片最大变形量为 0.200 63 mm, 且出现在刀刃位置。

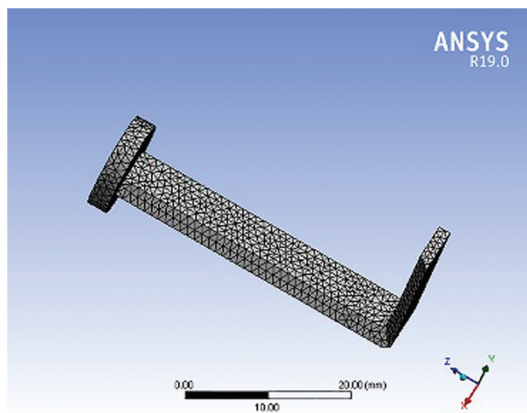


图 10 切割刀片网格划分图

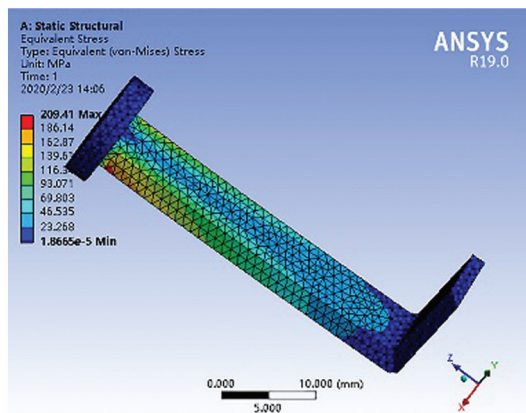


图 11 切割刀片变形云图

当刀片的刀刃受力时, 切割刀片最大应力为 209.41 MPa, 其数值远小于高速钢的屈服极限 400 MPa。若使用安全裕度设计原则来验证其可靠性, 则刀片的安全裕度(A)为

$$A = \frac{\sigma}{\sigma_{\max} \times f} - 1 = \frac{400}{209.41 \times 1.5} - 1 = 0.273 > 0 \quad (9)$$

公式(9)中, f 为选取的安全系数, 这里取值为 1.5. 根据安全裕度计算, 刀片强度满足力学设计要求.

3 样机性能试验与分析

3.1 试验条件

田间试验在海南省澄迈县橡胶树种植基地进行, 样机如图 12 所示. 试验选用树径范围在 600~800 mm, 选用符合标准的 15 棵橡胶树分为 3 组, 割线下端离地高度在 110 cm. 以传统割胶刀的技术标准为试验原则, 从起点向右下端空载运动到达末端后反向切割并停止在终点, 完成 1 次割胶运动.

3.2 试验数据采集方法

橡胶树上的割面数学模型如图 13 所示, 需设定割线轨迹的点曲率为 k , 割线与树轴的夹角为 θ , 建立二维坐标点 $C(x_c, y_c)$, $O(x_o, y_o)$, 其中确定 O 为坐标原点, BC 的距离为割胶工作区域的有效高度(mm).



图 12 割胶机样机

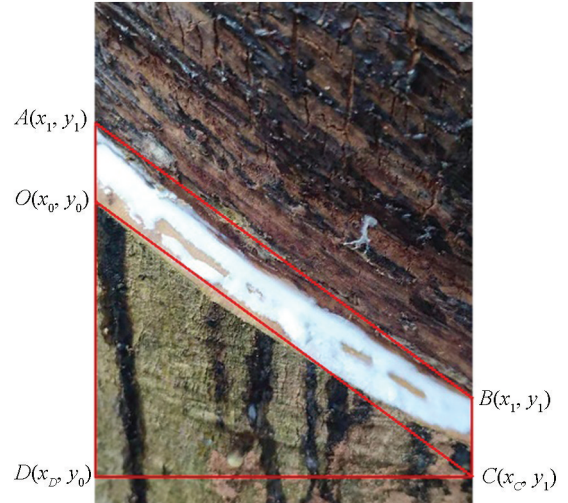


图 13 割面数学模型

根据夹角 θ 与点曲率 k 以及坐标轴之间的数学关系, 计算公式为

$$k = \tan\theta = \left| \frac{y_o - y_c}{x_o - x_c} \right| \quad (10)$$

$$\theta = \tan^{-1} k = \tan^{-1} \left| \frac{y_o - y_c}{x_o - x_c} \right| \quad (11)$$

根据实际测量相关数据: 测得 DC 距离为 281.5 mm, OD 距离为 125.3 mm 时, 带入公式(10), 得出曲率 k 为 0.445, 代入公式(11)中得出切割角度约为 24° ; 当测得 DC 距离为 302.7 mm, OD 距离为 161 mm 时, 带入公式(10), 得出曲率 k 为 0.532, 代入公式(11)中得出切割角度约为 28° ; 测得 DC 距离为 299.4 mm, OD 距离为 187.1 mm 时, 带入公式(10), 得出曲率 k 为 0.625, 代入公式(11)中得出切割角度约为 32° .

对割胶后的橡胶树采用游标卡尺进行割胶轨迹深度测定, 每一轨迹测定 3 个位置取平均值得出切割深度. 切割产生的橡胶树皮采用三角间隙尺进行耗皮厚度测定, 对每块树皮的 3 处不同位置进行测定取平均值得出耗皮厚度.

3.3 试验结果分析

基于样机进行的 15 组试验, 将 1~5 组、6~10 组、11~15 组分别取平均值以后列为三水平, 则正交试

验因素水平如表3所示。

采用 Design-Expert 8.0.6 软件进行三因素三水平正交试验。切割角度(A)、切割深度(B)、耗皮厚度(C)为影响因子,干胶产量(Y)为响应值,试验次数17次,中心试验5次,试验结果见表4,并对试验结果进行多元回归拟合分析,可得到干胶产量回归模型:

$$Y = 174.02 - 3.07A - 1.84B + 1.59C - 3.32AB - 3.73AC - 2.9BC - 5.91A^2 + 0.21B^2 - 2.68C^2$$

为分析回归方程的拟合程度,探究切割角度、切割深度、耗皮厚度对干胶产量的影响大小,对回归模型进行方差分析,结果见表5。 F 值为4.02, P 值为0.0400,小于0.05,说明模型选择合理且结果有统计学意义,模型建立的干胶产量指标变化情况与三因素紧密相关。

表3 正交试验因素水平表

水平	因素		
	切割角度(A)/°	切割深度(B)/mm	耗皮厚度(C)/mm
1	24	5.5	1.4
0	28	6.0	1.5
-1	32	6.5	1.6

表4 试验方案及结果

试验号	切割角度(A)	切割深度(B)	耗皮厚度(C)	干胶产量(Y)/g
1	0	0	0	175.5
2	1	-1	0	169.7
3	1	0	-1	166.8
4	0	0	0	169.3
5	-1	0	1	171.5
6	0	-1	1	177.6
7	-1	1	0	173.4
8	0	1	-1	171.3
9	1	1	0	157.6
10	1	0	1	161.1
11	-1	0	-1	162.3
12	0	0	0	171.3
13	0	0	0	178.2
14	0	0	0	175.8
15	0	-1	-1	167.2
16	0	1	1	170.1
17	-1	-1	0	172.6

表5 回归方程方差分析

方差来源	平方和	自由度	均方	F 值	P 值
模型	438.82	9	48.76	4.02	0.040 0
A	75.64	1	75.64	6.24	0.041 1
B	27.01	1	27.01	2.23	0.079 1
C	20.16	1	20.16	1.66	0.038 1
AB	41.60	1	41.60	3.43	0.106 4
AC	55.50	1	55.50	4.58	0.069 7
BC	33.64	1	33.64	2.778	0.039 7

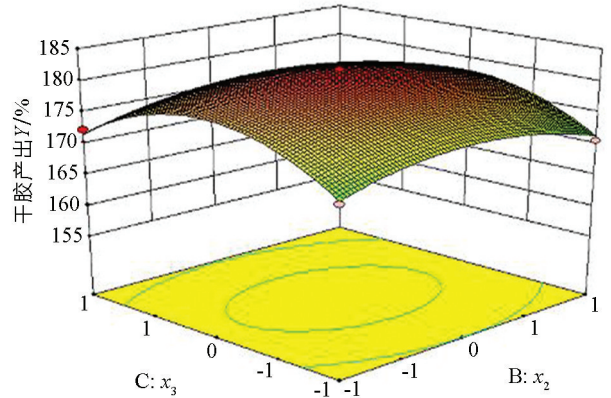
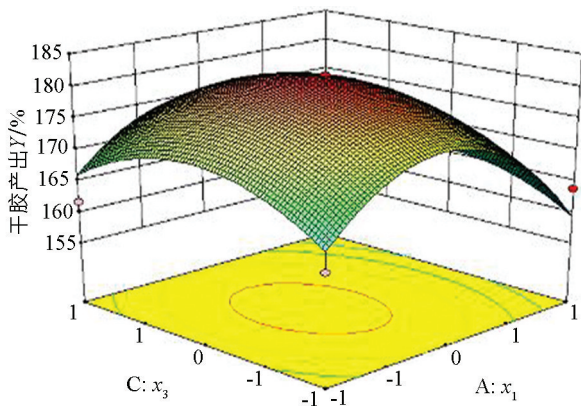
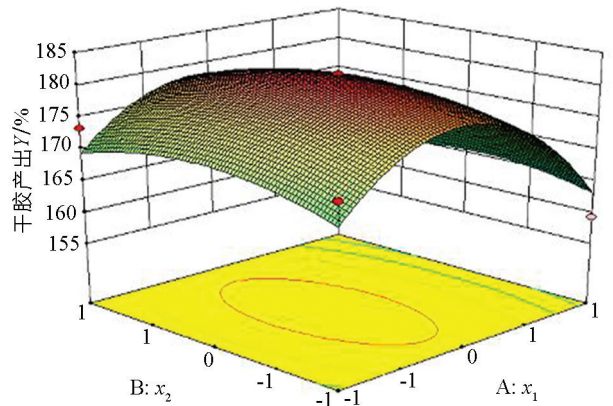
续表 5

方差来源	平方和	自由度	均方	F 值	P 值
A^2	147.07	1	147.07	12.13	0.010 2
B^2	0.19	1	0.19	0.016	0.002 7
C^2	30.35	1	30.35	2.50	0.157 6
残差	84.85	7	12.12		
失拟项	32.34	3	10.78	0.82	0.546 2
纯误差	52.51	4	13.13		
总和	523.67	16			

为了探究不同因素间交互作用的影响,通过 3 组响应面图对试验结果进行进一步统计分析,如图 14,图 15,图 16 所示.本次研究的响应面图均呈现开口向下的钟罩形,即随着因素水平的增加,干胶产量呈现先增加后下降的趋势,符合实际割胶运动中,切割角度、切割深度、耗皮厚度均不适宜过大或过小,只有当参数适中时才能保证割胶效果,实现最优产量.

利用 Design-Expert 软件的 Optimization 功能,进行优化分析,得到固定式割胶机的最优参数组合为切割角度 28° 、切割深度 5.5 mm、耗皮厚度 1.6 mm,在该最优参数组合下,干胶产量为 178.4g.根据优化分析得到的最优参数组合,进行田间验证试验得出,在给定的优化参数下,干胶产量为 176.7 g,与最优结果之间的误差为 0.9%,表明设计合理.

通过分析以上所有试验结果,可以得出本固定复合运动轨道式割胶机基本满足前期想要实现的割胶效果,在完成割胶参数设定下,能够有效提高天然橡胶产量,最大程度保护橡胶树和提高产胶寿命.

图 14 切割深度 x_2 与耗皮厚度 x_3 响应面图图 15 切割角度 x_1 与耗皮厚度 x_3 响应面图图 16 切割角度 x_1 与切割深度 x_2 响应面图

4 结论

1) 针对目前在橡胶树割胶领域还不完全具备由机器取代人工的割胶状态下,本文结合之前的相关研究,设计了一种固定复合运动轨道式割胶机,对固定装置、复合运动装置等关键部件结构进行设计,并利用 Ansys 分析刀片的结构应力变化,验证了其强度的可靠性和安全性,保证了刀片在设计加工上实际可行.

2) 应用 Box-Behnken 试验设计确定 3 个显著影响因素, 最优值为切割角度 28° 、切割深度 5.5 mm、耗皮厚度 1.6 mm, 最优参数组合下的干胶产量为 178.4 g. 对比验证试验结果表明: 在给定的优化参数下, 干胶产量为 176.7 g, 与最优结果之间的误差为 0.9%, 表明设计合理.

3) 打破传统的人工割胶模式, 利用切割控制器对整个切割过程中主要的作业技术参数实施精准调节, 对割胶机械现代化水平的提升起着关键性的作用.

参考文献:

- [1] 施晓佳, 梁栋, 汝绍锋, 等. 中国天然橡胶割胶产业的发展与探索 [J]. 价值工程, 2018, 37(30): 275-277.
- [2] 黄华, 魏博, 张迪, 等. 割胶设备发展现状与趋势 [J]. 农业工程, 2018, 8(6): 16-20.
- [3] 邱小强. 中国天然橡胶科技创新与发展 [J]. 世界热带农业信息, 2009(12): 8-14.
- [4] 魏小弟. 我国割胶生产技术现状和建议 [J]. 中国热带农业, 2010(2): 5-7.
- [5] 闫喜强. 橡胶树割胶技术的探索 [EB/OL]. (2017-08-15) [2021-03-15]. <https://max.book118.com/html/2015/0607/18591005.shtm>.
- [6] 李明谦, 穆红军, 刘洪平, 等. 橡胶树气刺微割高效割胶技术对比试验 [J]. 热带农业科技, 2019, 42(4): 9-14, 44.
- [7] SOUMYA S J, VISHNU R S, ARJUN R N, et al. Design and Testing of a Semi Automatic Rubber Tree Tapping Machine (SART) [C] //2016 IEEE Region 10 Humanitarian Technology Conference (R10-HTC). December 21-23, 2016, Agra, India. IEEE, 2016: 1-4.
- [8] 黄艳. 印度橡胶局奖励发明机械化割胶装置的胶工 [J]. 世界热带农业信息, 2012(9): 5.
- [9] 曹建华, 张峰, 张以山. 橡胶便携式电动割胶刀: CN105165550A [P]. 2018-04-13.
- [10] 黄敬, 袁晓军, 曹建华, 等. 一种电动割胶刀: CN208480406U [P]. 2019-02-12.
- [11] N·艾哈迈德, K·阿布·马利克, M·H·马罗夫, 等. 自动割胶机: CN103415200A [P]. 2013-11-27.
- [12] 赵乃澳, 汝绍锋, 梁栋, 等. 可独立操作半自动轨道式割胶机设计与分析 [J]. 西南大学学报(自然科学版), 2018, 40(8): 48-55.
- [13] 李嘉, 李华聪, 王万成, 等. 高压航空燃油齿轮泵的齿轮强度校核及应力仿真分析 [J]. 液压与气动, 2021(2): 105-113.
- [14] 孙月海, 刘彦峰, 段路茜, 等. 等弯曲强度条件下渐开线少齿数齿轮副的变位 [J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2014, 47(11): 1001-1007.

责任编辑 汤振金