

打结器驱动齿盘打结性能对比试验研究

李 慧¹, 王庆杰^{1*}, 何 进¹, 荆 鹏¹,
郑智旗¹, 李洪文¹, 曹庆春², 路站远³

(1. 中国农业大学工学院 现代农业装备优化设计北京市重点实验室, 北京 100083;

2. 河南豪丰机械制造有限公司, 河南 461103; 3. 内蒙古自治区农牧业科学院, 内蒙古 010031)

摘 要: 驱动齿盘作为方草捆压捆机打结器的重要组成零件及总动力源, 其参数特征对打结器成结率有着必然影响。目前打结器成结率受夹绳、割绳、脱扣不充分等影响严重, 而驱动齿盘结构及参数对该失误影响显著, 该文针对以上问题设计了分体式驱动齿盘 CTRC_I 和 CTRC_II。其中分体式驱动齿盘 CTRC_I 由 CTRC 底盘与反“9”字型凸轮块组成, CTRC_II 由 CTRC 底盘与圆弧切线型凸轮块组成。在相同试验条件下, 通过与 New Holland 驱动齿盘进行室内试验对比分析可知, CTRC_I 齿盘的稳定成结率(90.0%)显著高于($P<0.05$) New Holland(83.5%)和 CTRC_II 齿盘(65.0%), 凸轮结构对成结效果影响显著。New Holland 齿盘与剑麻绳、CTRC_I 齿盘与聚丙烯绳、CTRC_I 齿盘与剑麻绳等 3 种配合具有较好的稳定成结率, 比其他配合高 22.7%~53.5%。不同转速下, CTRC_II 齿盘对捆绳的平均最大拉力最大, CTRC_I 齿盘最小。CTRC_I 齿盘所成绳结质量最高, 但捆绳非有效消耗量也相对最大。最终采用层次分析法和功效系数法进行综合效益分析可知, CTRC_I 和 New Holland 齿盘综合性能优于 CTRC_II 齿盘, 且 CTRC_I 与聚丙烯绳配合时, 综合性能最好。

关键词: 试验, 性能, 压捆机, 打结器, 驱动齿盘, 成结率

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2012.07.005

中图分类号: S225.2⁺9; TH113.2⁺2

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2012)-07-0027-07

李 慧, 王庆杰, 何 进, 等. 打结器驱动齿盘打结性能对比试验研究[J]. 农业工程学报, 2012, 28(7): 27-33.

Li Hui, Wang Qingjie, He Jin, et al. Experimental research on performance of different knotter driving pulleys[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(7): 27-33. (in Chinese with English abstract)

0 引 言

目前, 生物能源提供的能量占人类耗能的 14%^[1-2]。其中作物秸秆作为生物能源的重要组成, 所提供的能量每年可达 21 GJ/hm²^[3]。而在亚洲和大洋洲的多数发展中国家, 由于秸秆量大, 受秸秆收集装置的限制, 秸秆等生物质能源被就地焚烧, 造成了严重环境污染和资源浪费^[4-5]。因此, 有效利用秸秆等生物质能源可有效改善发展中国家的生态环境^[6-7]。中国是世界秸秆产量最高的国家之一, 其一年多季的作物体系使得作物收获和播种间隔时间短, 而秸秆产量高。中南部大多数地区仍将秸秆就地放置或是直接焚烧, 由于雨水充沛, 秸秆常腐烂发霉, 造成资源浪费^[8]。而秸秆收集装置如方草压捆机, 价格较高、性能不稳定, 无法满足秸秆资源合理利用的迫切需求。而其核心部件打结器是造成价格居高不下, 压

捆机性能不稳定的主要原因。国内打结器一直采用进口配件, 打结器费用占整机费用的 1/9 以上。

国外打结器已经有几百年历史, C 型^[9]和 D 型^[10]打结器作为研究产物更是被商业化, 并在世界范围内销售使用。国内目前对打结器的研究则处于数据分析的初级阶段。苏刚等采用逆向工程技术对 D 型打结器进行了简单重构^[11]; 杨诗军等对 C 型打结器关键参数进行了研究^[12]; 黄伟等对简单重构的 D 型打结器进行仿真及动作功能分析^[13]。李慧等对方草压捆机 D 型打结器驱动齿盘进行了重建与优化^[14]。这些研究都以理论研究为主, 未进行试验研究。因此针对上述问题, 本文以与 D 型打结器架体配套的总动力源——驱动齿盘为研究对象, 设计了分体式驱动齿盘 CTRC_I(CTRC 底盘+反“9”字型凸轮块), 及 CTRC_II(CTRC 底盘+圆弧切线型凸轮块) 2 种齿盘, 并与 New Holland 驱动齿盘进行了室内试验对比分析, 为开发适合国情的打结器提供了理论及实际参考。

1 驱动齿盘结构

CTRC 打结器结构如图 1 所示。分体式驱动齿盘 CTRC_I 由 CTRC 底盘和反“9”字型凸轮块组成; CTRC_II 由 CTRC 底盘与圆弧切线型凸轮块组成, 底盘与凸轮块间通过花键连接。驱动齿盘与打结器架体配合后驱动打结器完成打结作业, 整个打结过程由①搭绳-②夹绳-③绕环-④张嘴-⑤闭合-⑥拉紧-⑦割绳-⑧脱扣等八大动

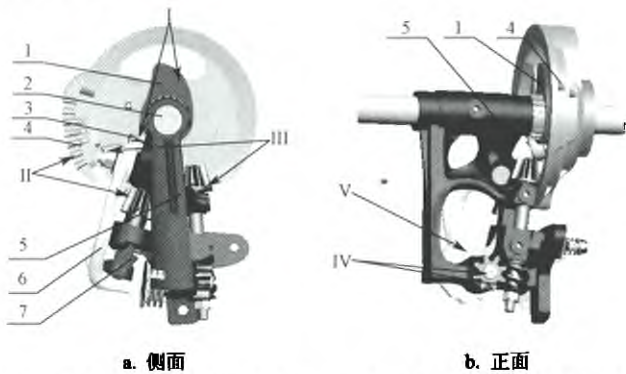
收稿日期: 2011-11-18 修订日期: 2011-12-27

基金项目: 北京市自然科学基金资助项目(6112015); “十二五”国家科技支撑计划课题(2011BAD20B08); 中央高校基本科研业务费专项资金资助(2012YJ091)

作者简介: 李 慧(1984-), 女, 湖北荆门人, 博士生, 农业机械化保护性耕作方向。北京 中国农业大学工学院现代农业装备优化设计北京市重点实验室, 100083。Email: lihui657@cau.edu.cn

※通信作者: 王庆杰(1979-), 男, 山东烟台人, 博士, 主要从事保护性耕作方面的研究。北京 中国农业大学工学院现代农业装备优化设计北京市重点实验室, 100083。Email: wangqingjie@cau.edu.cn

作组成^[15]。其中 CTRC 底盘通过与机架及配套齿轮组件(图 1) 等配合完成动作①-⑥, 凸轮块与摆杆滚轮配合形成正交式摆动滚子盘形凸轮结构, 从而驱动摆杆绕机架摆动完成动作⑦-⑧。其中凸轮块形状和安装位置不同, 会影响凸轮机构推、回程运动角和运动规律, 最终影响执行部件工作性能^[16]。即 CTRC 反“9”字型凸轮块和圆弧切线型凸轮块将影响摆杆割绳和脱扣动作的成功率, 而这 2 个动作的成功与否是影响打结器成结率的关键因素之一。New Holland 驱动齿盘则通过本身齿盘的整体结构实现以上所述的成结 8 个动作。3 种齿盘的关键结构及参数不同。



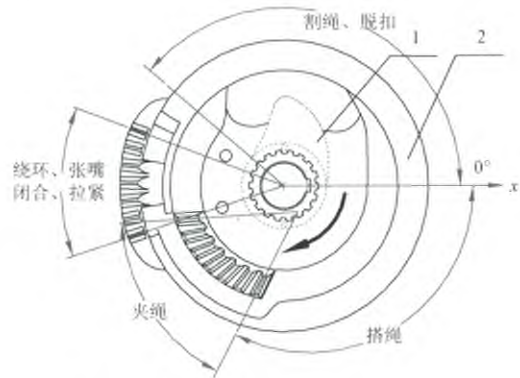
1.CTRC 凸轮块 2.驱动轴 3.滚轮 4.CTRC 底盘 5.机架 6.摆杆 7.鹰嘴 I.凸轮机构 II.打结嘴锥齿轮机构 III.夹绳锥齿轮机构 IV.蜗轮蜗杆机构 V.夹绳机构

图 1 CTRC 打结器
Fig.1 CTRC knotter

1.1 CTRC 齿盘结构与时序控制

作为 CTRC_I 和 CTRC_II 的关键零件, CTRC 底盘通过合理布局轮齿分布, 实现打结器各动作之间的相互配合, 是各动作有序完成的保证。如图 2 所示, 以 CTRC 底盘中心垂直键槽为运动极轴 x 起始点, 底盘转动周期内, 以顺时针方向标记角度可知, $0^\circ \sim 117^\circ$ 打捆针送绳给夹绳机构实现搭绳, $>117^\circ \sim 177^\circ$ 与夹绳机构配合实现夹绳, $162^\circ \sim 201^\circ$ CTRC 底盘与鹰嘴机构等配合实现绕环、

张嘴、闭合和拉紧, 最后 $>201^\circ \sim 360^\circ$ 范围内与凸轮块配合实现割绳和脱扣动作, 而根据配合的凸轮块不同, 割绳和脱扣时间存在差异。夹绳动作末期, 鹰嘴对捆绳进行绕环等动作, 夹绳齿轮设计成斜锥齿以保证 2 组动作同时进行, CTRC 齿盘及其上轮齿的强度可靠, 具体轮齿参数与强制脱扣型方草压捆机打结器^[17]同。



1.凸轮块 2.CTRC 底盘

图 2 CTRC 齿盘时序图
Fig.2 CTRC driving pulley working time sequence

1.2 反“9”字型凸轮块设计

反“9”字型凸轮块(齿盘 CTRC_I 凸轮块)其形状为翻转后的数字 9, 由 5 段相切圆弧组成。在该凸轮块与摆杆等组成的凸轮机构中, 摆杆以不同时刻下不同速度、加速度摆动, 实现割绳、脱扣动作, 其工作性能受凸轮块轮廓、基圆半径及压力角影响。在驱动齿盘平面上建立如图 3a 所示的 XOY 坐标系, Z 轴(沿轴 III 方向)垂直 XOY 平面指向纸外。则凸轮理论轮廓线如图 3c 所示。凸轮块 5 段圆弧轮廓中心及半径分别为 $O(0,0)$, $O_1(-57.10,12.70)$, $O_2(-7.10,22.80)$, $O_3(0,50)$, $O_4(-57.30,53.10)$; $R(28.0 \text{ mm})$, $R_1(86.4 \text{ mm})$, $R_2(35.4 \text{ mm})$, $R_3(7.40 \text{ mm})$, $R_4(50.1 \text{ mm})$ 。

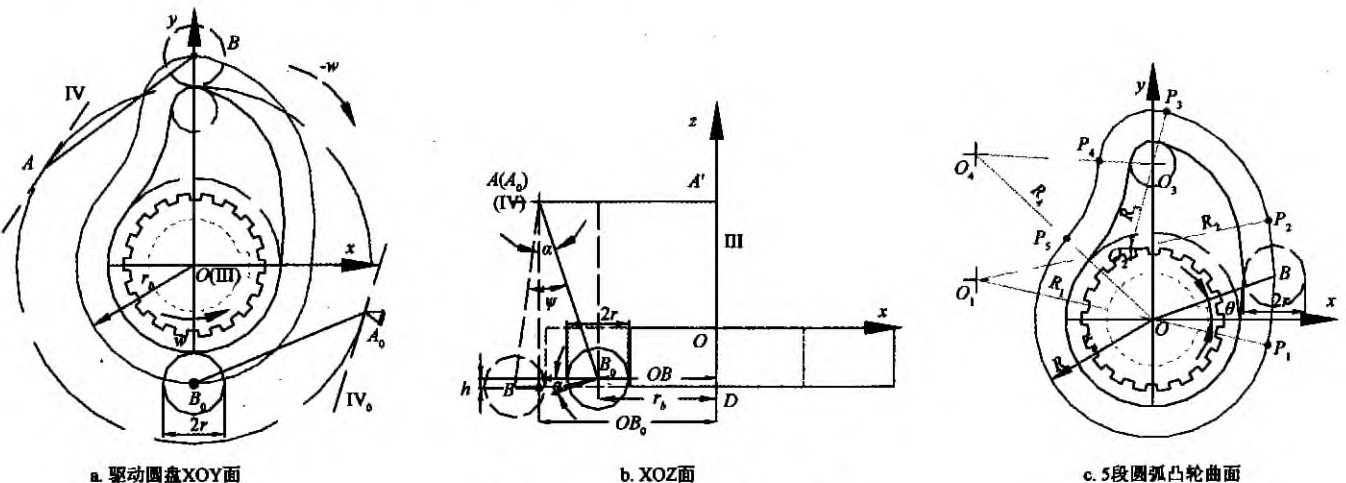


图 3 反“9”字型凸轮块原理图

Fig.3 Schematic diagram of reversed “9” type cam block

表 1 图 3、图 4 中各符号意义

Table 1 Meaning of each symbols in figures 3 and 4

符号	物理意义	符号	物理意义
A_0B_0	摆杆初始位置	$/AA', /A_0A'$	两轴距离
AB	摆杆最大压力角位置	$/AB/, /A_0B_0'$	摆杆长度
III	CTRC 底盘中心轴	IV	摆杆中心轴
$/OB/$	滚轮中心到底盘中心距离	R	滚轮半径
h	xoz 平面内滚轮中心 B 距凸轮块最低面 D 距离	r_b	基圆半径
$/A'D/$	$A(A_0)$ 与 CTRC 底盘底部距离	w	齿盘角速度

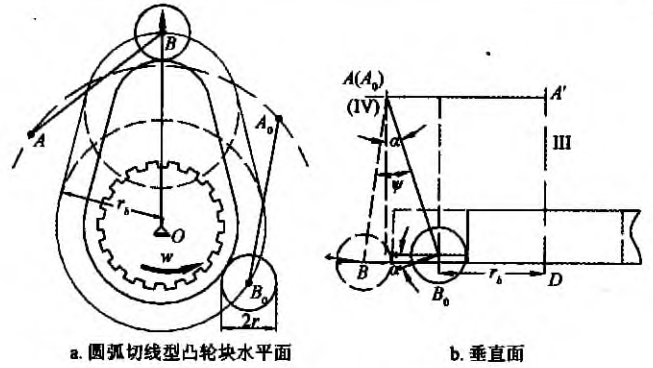


图 4 圆弧切线型凸轮块简图

Fig.4 Diagram of arc-tangent type cam block

轴 III 和轴 IV 异面垂直, 则 xoz 面内滚轮中心高度变化 (图 3b) 为

$$h = |AB| - \sqrt{|AB|^2 - (|OB| - |OB_0|)^2} \quad (1)$$

其中 $|AB|=60$ (mm), $|OB_0|=|AA'|=57.5$ (mm)。假设滚轮与凸轮块间滚动摩擦系数为 0, 则工作过程中滚轮压力角为

$$\tan \alpha = \frac{|AA'| - r_b}{|A'D| - h} \quad (2)$$

其中 $|A'D|=59.6$ mm, $r_b=38$ mm。

由式 (1)、(2) 可知, 反“9”字型凸轮块工作时最大压力角为 19.1° , 最终摆杆摆角为 $\psi=26.1^\circ$ 。其中最大压力角小于摆动从动件所允许的临界压力角 ($35^\circ \sim 45^\circ$), 因此凸轮机构可正常工作^[6]。

1.3 圆弧切线型凸轮块设计

圆弧切线型凸轮块 (齿盘 CTRC II 凸轮块) 由两基圆及其切线组成 (图 4), 基本参数为 $|OB|=38 \sim 67$ mm, $r=10$ mm, $|AA'|=57.5$ mm (图 4b), $|AB|=|A_0B_0|=60$ mm。圆弧切线型凸轮块结构与强制脱扣型方草压捆机打结器^[7]凸轮机构相同。其摆角 ψ 约为 26° , 凸轮最大压力角为 19.1° , 凸轮机构可正常工作。

1.4 New Holland 齿盘结构

3 种打结器成结动作一致, 且成结原理皆为 D 型打结器原理。驱动齿盘作为打结器的重要零件, 是控制打结时序的关键因素, 齿盘结构及参数不同, 关键动作时序存在差异, 会影响成结效果^[5]。采用三坐标测量仪对 New Holland 齿盘参数进行测量后, 将其打结时序与分体式驱动齿盘 CTRC I 和 CTRC II 进行对比。如表 2 所示, 齿盘转动一圈过程中, 由于分体式驱动齿盘 CTRC I 和 CTRC II 与 New Holland 齿盘参数不同, 动作时序有所差别。

表 2 CTRC 齿盘与 New Holland 齿盘时序对比

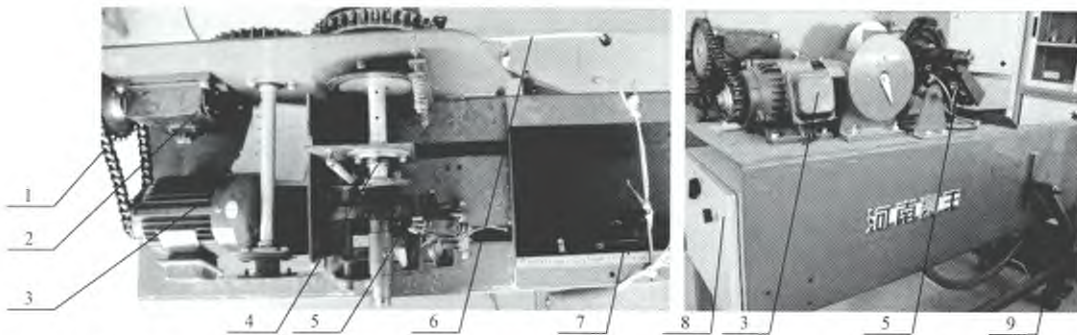
Table 2 Comparison of working time sequence among driving pulleys of New Holland, CTRC I and CTRC II

齿盘	搭绳	夹绳	绕环-张嘴-闭合-拉紧	割绳-脱扣
New Holland	$-25^\circ \sim 119^\circ$	$>119^\circ \sim 173^\circ$	$162^\circ \sim 201^\circ$	$228^\circ \sim 335^\circ$
CTRC I	$0^\circ \sim 117^\circ$	$>117^\circ \sim 177^\circ$	$162^\circ \sim 201^\circ$	$220^\circ \sim 360^\circ$
CTRC II	$-14^\circ \sim 117^\circ$	$>117^\circ \sim 177^\circ$	$162^\circ \sim 201^\circ$	$194^\circ \sim 346^\circ$

2 试验

2.1 试验设备

驱动齿盘对比试验在室内进行, 试验设备如图 5 所示, 由传动装置、减速箱等将电机产生的动力传给打结



1.传动系统 2.减速箱 3.电机 4.打结器驱动轴 5.打结器 6.离合器控制杆 7.弹簧 8.控制柜 9.打捆针

图 5 打结器试验台

Fig.5 Testing bench for knotters

器实现打结过程。打结器安装在打结器驱动轴上, 每次成结时间间隔通过操作人员扳动离合器控制杆来实现。

成结所需捆绳通过打捆针送给打结器, 并由弹簧一端圈住捆绳, 形成打结环扣, 实现打结器成结。

2.2 试验方法

室内试验针对3种齿盘进行: New Holland 齿盘、分体式驱动齿盘 CTRC_I 和 CTRC_II。试验过程中, 3种齿盘皆与 New Holland 机架配合进行打结作业。New Holland 机架上已装有整套打结小零件(图 6a~c)。主要试验方法为:

1) 捆绳适应性试验: 针对3种齿盘, 确定可用于试验的捆绳。由于打捆机常采用聚丙烯绳和麻绳进行作业, 因此捆绳适应性试验采用的3种捆绳为: 黄麻绳(4股, 直径3~4 mm, 拉力50~300 N)、剑麻绳(4股, 3~4

mm, 拉力200~500 N)和聚丙烯绳(4股, 3~4 mm, 拉力2 000~3 000 N)(图 6d)。每种齿盘采用3种捆绳进行试验, 试验结数为20。

2) 齿盘成结效果试验: 针对适宜打结捆绳, 根据打结器设计时1 s内成结的特性^[10], 以及实际工作过程中打结器速度较低等情况, 对3种齿盘进行每种捆绳在5种工作速度(30、40、50、60、70 r/min)下的成结试验。

3) 最大拉力试验: 试验中通过高速摄像记录成结过程中控制绳结圈的弹簧长度变化, 通过弹性变形计算捆绳所受拉力变化及捆绳最大拉力。

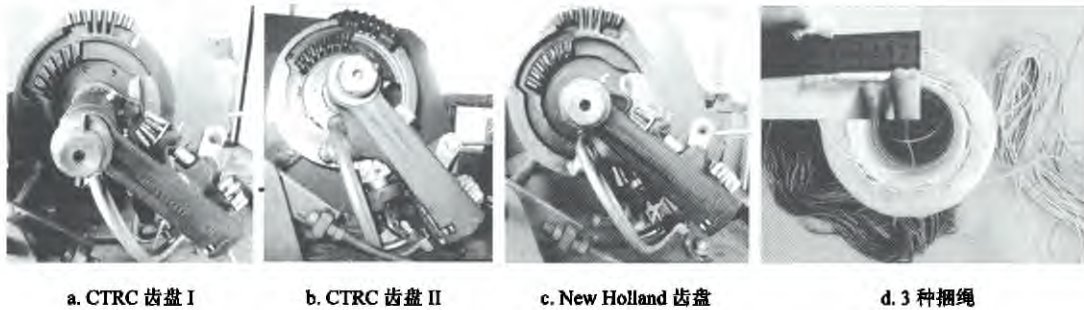


图6 室内试验设计
Fig.6 Indoor test design

2.3 测试指标

捆绳适用性: 在工作转速为60 r/min时, 针对不同捆绳^[10], 采用3种齿盘与打结器架的不同组合对成结率进行测试, 若稳定绳结成结率低于60%, 则认为该种捆绳不适合用于打结作业。

成结率: 每种组合成结试验中所成结数占该组合所进行试验次数之比(本试验中为20次)。其中所成结包括稳定结和不稳定结。

稳定成结率: 衡量打结器工作稳定性的重要指标, 由实际稳定成结数所占总打结次数的百分比形成。

捆绳所受最大拉力: 打结器对捆绳质量要求的重要指标。捆绳在成结过程中对捆绳最大拉力越小, 最终草捆密度越高^[18], 且打结器选用捆绳范围越宽, 经济潜力越大。

绳结末端伸出量: 即成结后, 结端离结点的最远距离, 用于衡量成结质量和捆绳利用率。为保证实际成捆后, 捆绳能够克服压缩草捆的向外张力, 绳结末端伸出量至少为10 mm, 且伸出越长, 绳结越稳定。而捆绳利用效率则要求绳结末端长度越小越好。

结间切断量: 2次成结之间会有一段被夹绳配套机构夹住的捆绳从捆绳切下, 无法形成捆绳圈, 造成捆绳资源的浪费, 是衡量捆绳利用率的重要指标。该值越小越好。

数据分析: 采用SPSS17.0统计分析软件, 对试验数据进行多因素(齿盘类型、捆绳型号、转速)方差分析, 采用LSD法进行多重分析和显著性检验, 显著水平为 $P < 0.05$ 。

3 结果与分析

3.1 捆绳适用性分析

捆绳适用性结果如表3所示, 其中不完全成结是指绳圈末端最终形成绳结, 但双头绳结最终只有一头被拉出, 另一头未被拉出, 成结不稳定。由表2可知, 在3种齿盘与New Holland 架体配合成结作业下, 聚丙烯绳的平均稳定绳结成结率为80.0%; 黄麻绳的平均稳定绳结成结率为30.0%; 剑麻绳的平均稳定绳结成结率为90.0%。剑麻绳的成结效果最好, 聚丙烯绳次之。可能引起该结果的原因为: 3种捆绳直径相等时, 黄麻绳可承受拉力小, 还未成结已被打结器拉断; 而捆绳直径增加时, 由于鹰嘴夹绳空间的限制, 只能咬住部分捆绳, 无法成结或形成不稳定结。因此, 最终选择聚丙烯绳和剑麻绳进行3种驱动齿盘打结性能测试。即为不同转速下, 6种配合

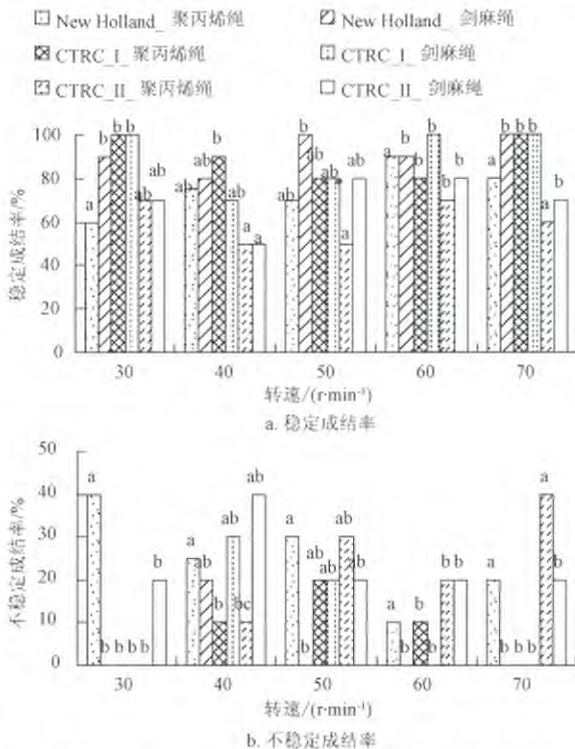
表3 捆绳适用性结果
Table 3 Results of twines usability

捆绳型号	齿盘类型	%		
		未成结率	稳定成结率	不完全成结率
聚丙烯绳	New Holland	0	90.0	10.0
	CTRC_I	20.0	80.0	0
	CTRC_II	20.0	70.0	10.0
黄麻绳	New Holland	70.0	30.0	0
	CTRC_I	70.0	30.0	0
	CTRC_II	70.0	30.0	0
剑麻绳	New Holland	10.0	90.0	0
	CTRC_I	0	100.0	0
	CTRC_II	0	80.0	20.0

(New Holland 齿盘+聚丙烯绳、New Holland 齿盘+剑麻绳、CTRC_I 齿盘+聚丙烯绳、CTRC_I 齿盘+剑麻绳、CTRC_II 齿盘+聚丙烯绳、CTRC_II 齿盘+剑麻绳) 进行试验。

3.2 成结率

进行成结率多因素-单变量分析可知，捆绳型号、齿盘类型及其交互作用对成结率影响显著。由图 7 可知，齿盘 CTRC_I (90.0%) 平均稳定绳结成结率显著高于 ($P<0.05$) 齿盘 New Holland (83.5%) 和 CTRC_II (65.0%)。剑麻绳的稳定成结率 (84.0%) 显著高于 ($P<0.05$) 聚丙烯绳 (75.0%)。



注：同一转速下，以相同字母 (a~c) 标记时，表示该转速下不同试验对象结果差异不显著 ($P>0.05$)

图 7 成结率结果

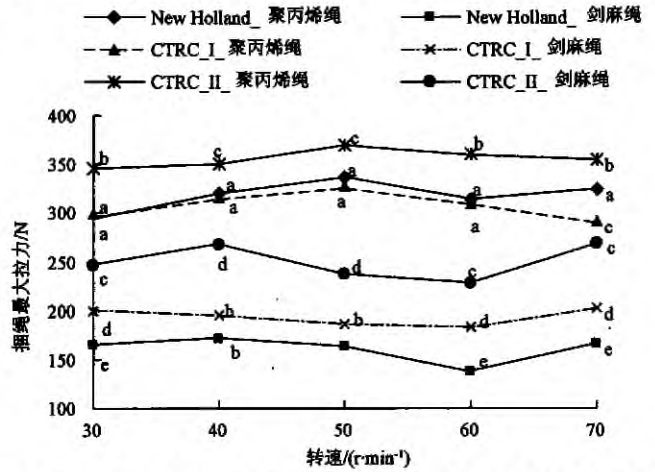
Fig.7 Results of knotting rate

对于 6 种配合，60 和 70 r/min 时，平均稳定绳结成结率最高，但各转速下差异不显著。5 种转速下平均稳定绳结成结率排序为：New Holland 齿盘+剑麻绳 (92%) >CTRC_I 齿盘+聚丙烯绳=CTRC_I 齿盘+剑麻绳 (90%) >New Holland 齿盘+聚丙烯绳 (75%) >CTRC_II 齿盘+剑麻绳 (70%) >CTRC_II 齿盘+聚丙烯绳 (60%)。

3.3 捆绳所受最大拉力

以捆绳所受最大拉力为变量，进行多因素-单变量分析可知，齿盘类型、捆绳型号、转速以及捆绳型号与齿盘类型交互作用对捆绳所受最大拉力影响显著。采用聚丙烯绳时，平均捆绳最大拉力为 302.5 N，而剑麻绳下的平均最大拉力仅为 220.1 N。打结器成结对捆绳拉力越大，对捆绳质量的要求越高，是造成黄麻绳无法用于成结作业的主要原因之一。3 种齿盘平均最大捆绳拉力差异显著

($P<0.05$)：New Holland (240.9 N) <CTRC_I (251.0 N) <CTRC_II (296.8 N)。70 r/min 平均最大捆绳拉力最大，30 r/min 时最小。



注：同一转速下，以相同字母 (a~e) 标记时，表示该转速下不同试验对象结果差异不显著 ($P>0.05$)

图 8 捆绳最大拉力

Fig.8 Results of maximum twine-tension

由图 8 可知，不同转速下的平均捆绳所受最大拉力排序为：CTRC_II 齿盘+聚丙烯绳 (356.1N) >New Holland_聚丙烯 (318.2N) >CTRC_I 齿盘+聚丙烯绳 (308.8N) >CTRC_II 齿盘+剑麻绳 (248.9N) >CTRC_I 齿盘+剑麻绳 (193.2 N) >New Holland 齿盘+剑麻绳 (160.4 N)。因此，采用 New Holland 齿盘时，有助于提升草捆密度。

3.4 成结质量及捆绳利用率

由表 4 可知，捆绳型号、齿盘类型以及捆绳型号、齿盘类型、转速间的两两交互作用对绳结末端伸出量影响显著。其中，齿盘 CTRC_I 平均绳结末端伸出量最长，相比 New Holland 和 CTRC_II 齿盘分别长出 7.4% 和 34.5%；使用剑麻绳时，平均绳结末端伸出量比使用聚丙烯绳时高 27.9%。结间切断量则受捆绳型号以及齿盘类型与捆绳型号间交互作用的影响显著 ($P<0.05$)。使用剑麻绳时，结间切断量比聚丙烯绳高 5.4%。

表 4 成结质量及捆绳利用率

Table 4 Knot quality and twine dosage

转速/(r·min ⁻¹)	30	40	50	60	70
绳结末端伸出量/mm					
New Holland_聚丙烯	17.2a	20.0a	15.4a	17.3a	18.9a
New Holland_剑麻绳	23.7b	23.1b	20.0b	17.7a	19.9a
CTRC_I_聚丙烯	17.4a	16.3c	17.3a	18.5a	19.8a
CTRC_I_剑麻绳	23.0b	23.0b	24.4c	22.8b	25.1b
CTRC_II_聚丙烯	12.2a	8.0c	10.3a	17.2ab	17.9a
CTRC_II_剑麻绳	16.0a	13.2ab	24.4c	17.6ab	17.5b
结间切断量/mm					
New Holland_聚丙烯	78.6a	79.4ab	74.9a	75.7ab	75.4a
New Holland_剑麻绳	74.2b	78.8ab	79.0a	81.4ab	78.2a
CTRC_I_聚丙烯	70.8b	74.2a	74.7a	71.8a	73.9a
CTRC_I_剑麻绳	84.8c	84.1b	80.4a	83.9b	88.0b
CTRC_II_聚丙烯	79.9b	77.1a	75.4a	84.4a	82.2a
CTRC_II_剑麻绳	79.2c	80.3b	80.4a	78.3ab	79.7b

注：同一类别结果中，同一列数据后小写字母相同者表示试验对象结果差异不显著 ($P>0.05$)。

成结质量可由绳结末端伸出量来衡量。因此齿盘 CTRC_I 成结质量最为稳定,且 CTRC_I 齿盘与剑麻绳配合下,所成结质量最高。捆绳利用率可用捆绳非有效利用量(绳结末端伸出量+结间切断量)衡量。3种齿盘的捆绳非有效利用量差异不明显。采用剑麻绳时,捆绳非有效消耗量比聚丙烯高 9.3%。6种不同配合下,齿盘 CTRC_I 与聚丙烯绳配合时,捆绳有效利用率最高。

3.5 综合性能评价

假设 2 种捆绳单位长度价格相等。综合以上指标,采用层次分析法和功效系数法对 6 中不同配合进行综合效益分析。稳定成结率是捆绳最重要的衡量指标,因此要给予较大权重,所成结质量次之;而捆绳所受最大拉力由于将影响草捆密度,因此排在第三位;而捆绳非有效利用量权重最小,用于衡量农民购买捆绳的经济投入。暂不考虑田间作业中草捆不断压缩对捆绳张力的影响。

依据判断矩阵标度^[18],建立判断矩阵 J 为

$$J = \begin{bmatrix} 1 & 1/4 & 1/7 & 1/9 \\ 4 & 1 & 4/7 & 1/2 \\ 7 & 7/4 & 1 & 7/9 \\ 9 & 2 & 9/7 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

可知最大特征值为 $\lambda_{\max}=4.0017$ 。归一化处理后得到权重向量为 $W=(0.0835, 0.3441, 0.5845, 0.7300)^T$,由判别矩阵一致性检验公式,求得矩阵一致性指标 CI

$$CI = (\lambda_{\max} - n)/(n-1) = (4.0017 - 4)/(4-1) = 0.0006 \quad (4)$$

将 CI 与平均随机一致性指标 RI ($n=4$ 时, RI 为 0.8953) 进行比较,求得判断矩阵一致性比例 CR

$$CR = CI/RI = 0.0006/0.8953 = 0.0007 \quad (5)$$

$CR < 0.1$, 即判断矩阵 J 满足一致性条件。因此,打结器打结性能适用性评价指标设计合理,且稳定成结率、成结质量、捆绳所受最大拉力、捆绳非有效消耗量 4 项指标权重分别为 0.42, 0.34, 0.20, 0.06。

利用功效系数法可以解决捆绳所受最大拉力、捆绳非有效消耗量 2 项逆向指标的正向化,根据指标将数值进行无量纲化处理,选取 6 种处理下各指标的最优值为该指标满意值,各指标的最差值为该指标不允许值。根据功效系数法^[19]式(6)求不同处理各项指标的单项评价分。

$$D_i = \frac{40(x_i - x_{is})}{x_{ih} - x_{is}} + 60 \quad (6)$$

式中, x_i 为第 i 项指标实际值, x_{is} 为第 i 项指标不允许值, x_{ih} 为第 i 项指标满意值, D_i 为第 i 项指标的评价分。

最终由式(7)获得不同配合综合效益评分。最终评分结果如表 5 所示。CTRC_I 得分最高,分别比 New Holland 和 CTRC_II 齿盘高 9.8%和 29.2%。6种处理中,CTRC_I 与聚丙烯绳配合得分最高,CTRC_II 与聚丙烯绳配合得分最低。

$$P = \sum_{i=1}^3 D_i W_i \quad (7)$$

式中, P 为综合评价分数, D_i 为第 i 项指标的评价得分, W_i 为第 i 项指标的权重。

万方数据

表 5 综合性能评价
Table 5 Evaluation of integrated performance

不同配合(齿盘_捆绳)(分数)					
New Holland 聚丙烯	75.3	CTRC_I 聚丙烯	93.9	CTRC_II 聚丙烯	65.4
New Holland 剑麻绳	92.4	CTRC_I 剑麻绳	90.3	CTRC_II 剑麻绳	77.1

4 结论

本文通过对 New Holland、CTRC_I 和 CTRC_II 齿盘的室内试验对比分析,最终确定了适用于成结的捆绳类型,以及不同转速下不同齿盘与捆绳配合的工作特征量。并得出以下结论:

1) 直径 3~4 mm 的剑麻绳和聚丙烯绳由于其可承受拉力大,适合用于室内成结作业。而黄麻绳受打结器对捆绳拉力的作用时,由于自身可承受拉力小,不适合用于成结作业。

2) 齿盘 CTRC_I (90.0%) 平均稳定绳结成结率显著 ($P < 0.05$) 高于齿盘 New Holland (83.5%) 和 CTRC_II (65.0%), 具有田间使用潜力。6种配合下, New Holland 齿盘与剑麻绳配合, CTRC_I 齿盘与聚丙烯绳配合以及 CTRC_I 齿盘与剑麻绳配合时,稳定成结率比其他 3 种配合高 22.7%~53.5%。

3) 不同转速下, New Holland 和 CTRC_I 齿盘的平均最大拉力比 CTRC_II 分别小 18.8%和 15.4%,有利于提高草捆密度。New Holland 齿盘与剑麻绳配合时,捆绳平均最大拉力最小。

4) 齿盘 CTRC_I 所成结的质量优于 New Holland 和 CTRC_II 齿盘,但其捆绳非有效利用量高于齿盘 New Holland 和 CTRC_II。

5) 齿盘综合性能得分: $CTRC_I > New Holland > CTRC_II$ 。且 CTRC_I 与聚丙烯绳配合时,综合性能最好。

其中齿盘 CTRC_I 与 CTRC_II 的显著性能差异,说明驱动齿盘凸轮结构参数对整体成结效果影响显著。

[参考文献]

- [1] UNDP. World energy assessment—overview[R]. New York: United Nations Development Program, World Energy Council, 2000.
- [2] Islam M, Fartaj A, Ting D S K. Current utilization and future prospects of emerging renewable energy applications in Canada[J]. Renew Sustain Energy Rev, 2004(8): 493—519.
- [3] Fischer G, Schrattenholzer L. Global bioenergy potentials through 2050[J]. Biomass Bioenergy, 2001, 20(3): 151—159.
- [4] Bhattacharya S C, Salam P A, Hu R Q, et al. An assessment of the potential for non-plantation biomass resources in selected Asian countries for 2010[J]. Biomass and Bioenergy, 2005, 29(3): 153—166.
- [5] Koopmans A. Biomass energy demand and supply for South and South-East Asia—assessing the resource base[J]. Biomass and Bioenergy, 2005, 28(2): 133—150.
- [6] FAO. Report of the 19th session of the committee on agriculture[R]. In: 128th session. Rome: Organization of the United Nations, 2005.

- [7] FAO. Bioenergy: a development option for agriculture and forestry in Asia and the Pacific. In: 28th FAO regional conference for Asia and the Pacific (APRC)[R]. Jakarta: Organization of the United Nations, 2006.
- [8] Xianyang Zeng, Yitai Ma, Lirong Ma. Utilization of straw in biomass energy in China[J] Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2007, 11(5): 976—987.
- [9] Werner T. 2005. Knotting device for a big bale press[P]. EP1493326 (A1).
- [20] Vincent R D. 2005. Knotting device[P]. EP1532859 (A1).
- [21] 苏刚. 逆向工程在方草捆打捆机打结器设计中的应用[J]. 农机化研究, 2006(7): 177—179.
Su Gang, Shi Jianxin, Cheng xinpeng. application of reverse engineering in designing knotter of rectangular baler[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2006(7): 177—179. (in Chinese with English abstract)
- [22] 杨诗军. 牧草打捆机打结器的动态仿真及应力分析[D]. 北京: 北京机械工业学院, 2006.
Yang Shijun. Dynamic Simulation and Stress Analysis of the Forage Bale tie Machine[D]. Beijing: Beijing Machinery Industry Institute, 2006. (in Chinese with English abstract)
- [23] 黄伟, 张志毅, 刘智强, 等. D型打结器 Pro/Engineer 仿真及动作功能分析[J]. 农机化研究, 2009(9): 58—60.
Huang Wei, Zhang Zhiyi, Liu Zhiqiang, et al. Pro/engineer imitation and the analysis on movements and functions of twine knott[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2009(9): 58—60. (in Chinese with English abstract)
- [24] 李慧, 李洪文, 何进, 等. 方草压捆机 D 型打结器驱动齿盘重建与优化[J]. 农业工程学报, 2010, 26(5): 96—102.
Li Hui, Li Hongwen, He Jin, et al. Reconstruction and optimal design of driving dentate disc of D-bale knotter based on reverse engineering[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2010, 26(5): 96—102. (in Chinese with English abstract)
- [25] 陈志, 华国柱, 李树君, 等. 农业机械设计手册[M]. 北京: 中国农业科学技术出版社, 2007: 1168—1169.
- [26] 魏文君, 高英武, 张云文. 机械原理[M]. 北京: 中国农业大学出版社, 2004: 173.
- [27] 李慧, 何进, 李洪文, 等. 基于逆向数据的强制脱扣型方草压捆机打结器[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2011, 41(6): 1652—1658.
Li Hui, He Jin, Li Hongwen, et al. Mandatory strip type knotter for square baler based on reversed data[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2011, 41(6): 1652—1658. (in Chinese with English abstract)
- [28] New Holland Agriculture. 05007711 Super 77 Twine Tie Baler[EB/OL] <http://www.dmcetail.com/newholland/>.
- [29] 郭均鹏, 吴育华, 李汶华. 基于线性规划的区间标度层次分析法[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2007, 39(2): 334—336.
Guo Junpeng, Wu Yuhua, Li Wenhua. Interval scales analytic hierarchy process based on linear programming[J]. Journal of Harbin institute of technology, 2007, 39(2): 334—336. (in Chinese with English abstract)

Experimental research on performance of different knotter driving pulleys

Li Hui¹, Wang Qingjie^{1*}, He Jin¹, Jing Peng¹, Zheng Zhiqi¹

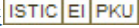
Li Hongwen¹, Cao Qingchun², Lu Zhanyuan³

(1. Beijing Key Laboratory of Optimized Design for Modern Agricultural Equipment, College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China; 2. Henan Hao Feng Machinery Manufacturing Co., Ltd, Henan 461103, China;
3. Inner Mongolia Academy of Agriculture and Animal Husbandry, Huhhot 010031, China)

Abstract: As a key part of the knotter, knotter driving pulley is the total power source of the knotter used on briquetters. The parameters of knotter driving pulley are main factors for affecting the knotting rate. Two kinds of CTRC knotters (CTRC_I and CTRC_II) were designed to solve the present knotting problems, which including mis-clipping, mis-cutting and mis-tripping off the twine. CTRC_I was composed of CTRC basal part and reversed “9” type cam block, while CTRC_II was composed of CTRC basal part and arc-tangent type cam block. The comparison was carried out among CTRC_I, CTRC_II and New Holland knotter driving pulleys indoor. The results showed that the stable knotting rate of CTRC_I pulley (90.0%) was significant higher than that of New Holland (83.5%) and CTRC_II (65.0%) types of pulleys. The best stable knotting rate was obtained under three combinations: New Holland with sisal twine, CTRC_I with polypropylene twine and CTRC_I with sisal twine and was 22.7%~53.5% higher than the other three combinations. During the experiments, mean maximum pull tension was got by the CTRC_II type pulley, while the minimum pull tension was got by the CTRC_I type pulley. At last, the knot quality was the highest for CTRC_I pulley while the twine dosage was also largest for it in comparison with the CTRC_II and New Holland pulleys. Meanwhile, the twine dosage was the largest at 70 r/min (99.5 mm) and smallest at 40 r/min (94.8 mm). Finally, the knotting performance of CTRC_I and New Holland pulleys were proved to be better than CTRC_II pulley by comprehensive benefit analysis through combining the methods of analytic hierarchy process and effect coefficient. Combination of the CTRC_I pulley and polypropylene rope was the best operating mode among the six different combinations.

Key words: experiments, performance, briquetter, knotter, knotter driving pulley, knotting rate

打结器驱动齿盘打结性能对比试验研究

作者: [李慧](#), [王庆杰](#), [何进](#), [荆鹏](#), [郑智旗](#), [李洪文](#), [曹庆春](#), [路站远](#), [Li Hui](#), [Wang Qingjie](#),
[He Jin](#), [Jing Peng](#), [Zheng Zhiqi](#), [Li Hongwen](#), [Cao Qingchun](#), [Lu Zhanyuan](#)
作者单位: [李慧](#), [王庆杰](#), [何进](#), [荆鹏](#), [郑智旗](#), [李洪文](#), [Li Hui](#), [Wang Qingjie](#), [He Jin](#), [Jing Peng](#), [Zheng Zhiqi](#), [Li Hongwen](#) (中国农业大学工学院现代农业装备优化设计北京市重点实验室, 北京, 100083), [曹庆春](#), [Cao Qingchun](#) (河南豪丰机械制造有限公司, 河南, 461103), [路站远](#), [Lu Zhanyuan](#) (内蒙古自治区农牧业科学院, 内蒙古, 010031)
刊名: [农业工程学报](#) 
英文刊名: [Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering](#)
年, 卷(期): 2012, 28(7)

参考文献(19条)

1. [UNDP World energy assessment-overview 2000](#)
2. [Islam M;Fartaj A;Ting D S K Current utilization and future prospects of emerging renewable energy applications in Canada 2004\(08\)](#)
3. [Fischer G;Schrattenholzer L Global bioenergy potentials through 2050 2001\(03\)](#)
4. [Bhattacharya S C;Salam P A;Hu R Q An assessment of the potential for non-plantation biomass resources in selected Asian countries for 2010 2005\(03\)](#)
5. [Koopmans A Biomass energy demand and supply for South and South-East Asia-assessing the resource base 2005\(02\)](#)
6. [FAO Report of the 19th session of the committee on agriculture 2005](#)
7. [FAO Bioenergy:a development option for agriculture and forestry in Asia and the Pacific 2006](#)
8. [Xianyang Zeng;Yitai Ma;Lirong Ma Utilization of straw in biomass energy in China 2007\(05\)](#)
9. [Werner T Knotting device for a big bale press 2005](#)
10. [Vincent R D Knotting device 2005](#)
11. [苏刚 逆向工程在方草捆打捆机打结器设计中的应用 2006\(07\)](#)
12. [杨诗军 牧草打捆机打结器的动态仿真及应力分析 2006](#)
13. [黄伟;张志毅;刘智强 D型打结器Pro/Engineer仿真及动作功能分析\[期刊论文\]-农机化研究 2009\(09\)](#)
14. [李慧;李洪文;何进 方草压捆机D型打结器驱动齿盘重建与优化\[期刊论文\]-农业工程学报 2010\(05\)](#)
15. [陈志;华国柱;李树君 农业机械设计手册 2007](#)
16. [魏文君;高英武;张云文 机械原理 2004](#)
17. [李慧;何进;李洪文 基于逆向数据的强制脱扣型方草压捆机打结器\[期刊论文\]-吉林大学学报\(工学版\) 2011\(06\)](#)
18. [New Holland Agriculture 05007711 Super 77 Twine Tie Baler](#)
19. [郭均鹏;吴育华;李汶华 基于线性规划的区间标度层次分析法\[期刊论文\]-哈尔滨工业大学学报 2007\(02\)](#)

本文链接: http://d.wanfangdata.com.cn/Periodical_nygxcb201207005.aspx