

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.08.018

方草捆压捆机打结器空间参数研究*

李慧¹ 何进¹ 李洪文¹ 王庆杰¹ 曹庆春² 卢伟杰²

(1. 中国农业大学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, 许昌 461103)

摘要: 以 D 型打结器为对象, 在打结器时序研究的基础上对打结器空间结构布局进行了研究。通过打结器工作原理分析, 确定了保证 D 型打结器成结八大动作顺利实现的各关键空间结构参数关系, 建立了打结器参数化模型。以 mathematica 8.0 为工具对空间关键轴参数进行设计, 最终确定了具有不同空间参数的机架 I 和机架 II。两机架配合 New Holland 其他零件后进行了打结试验。结果表明, 在室内, 机架 I 的成结率比机架 II 低 1.0%, 但相同预紧力下, 其所成绳结平均可承受拉力比机架 II 所成绳结提高了 13.9%; 在田间, 机架 I 成结率比机架 II 低 4.0%, 但其所成绳结可承受拉力比机架 II 高 2.5%。田间所成绳结的平均可承受拉力比室内成结高 94.2% ~ 115.9%, 表明预紧力及成结过程外界对捆绳的附加拉力会影响最终绳结可承受拉力。

关键词: 方草捆压捆机 打结器 空间参数 工作时序 成结率

中图分类号: S817.11⁺5; TH113.2⁺2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)08-0099-07

Spatial Parameters of Knotters of Square Balers

Li Hui¹ He Jin¹ Li Hongwen¹ Wang Qingjie¹ Cao Qingchun² Lu Weijie²

(1. Beijing Key Laboratory of Optimized Design for Modern Agricultural Equipment, China Agricultural University, Beijing 100083, China 2. Henan Hao Feng Machinery Manufacturing Co., Ltd., Xuchang 461103, China)

Abstract: Spatial structure of the D-type knoter was studied based on its working sequence. Key spatial parameter relationships were confirmed to ensure the eight knotting processes going well through analyzing the knoter working principle, and the parameter model of knoter was build. Key spatial axes parameters were also designed by using mathematica 8.0 software, and two knoter frames were finally determined with different spatial parameters. The knotting experiments were carried out by using the two different knoter frames which were both assembled with the homogeneous New Holland parts, the results showed that, in the indoor experiment, the knotting rate of knoter frame I (KFI) was 1.0% lower than knoter frame II (KFII), while the average breaking force of the knot formed by the KFI was 13.9% higher than KFII at the same preload. In the field experiment, the knotting rate of KFI was decreased 4.0% in compared with KFII while its average breaking force was 2.5% higher than KFII. The average breaking force of the knot formed in the field was 94.2% ~ 115.9% higher than indoor due to the different preloads and the additional extend force of the compressed straw baler.

Key words: Square baler Knoter Spatial parameters Working sequence Knotting rate

引言

在亚洲和大洋洲的多数发展中国家, 农作物的秸秆量很大, 但受秸秆收集装置的限制, 秸秆多被就

地焚烧, 造成严重环境污染和资源浪费^[1-2]。中国是世界秸秆产量最高的国家之一, 且其秸秆主要分布在地块较小的长江中下游和黄淮地区^[3], 由于雨水充沛, 秸秆常腐烂发霉, 造成资源浪费^[4], 因此开

收稿日期: 2012-08-09 修回日期: 2012-09-17

* “十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAD20B08)、中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2012YJ091)、公益性行业(农业)科研专项资助项目(200903009)和北京市自然科学基金资助项目(6112015)

作者简介: 李慧, 博士生, 主要从事农业机械化保护性耕作研究, E-mail: lihui657@cau.edu.cn

通讯作者: 何进, 副教授, 主要从事保护性耕作研究, E-mail: hejin@cau.edu.cn

发适合这些地区的小型方草捆压捆机极为必要。打结器是小型压捆机的核心部件,直接关系到压捆机的整机性能。

目前,国外C型和D型打结器技术已较为成熟,其中D型打结器在方草捆压捆机上使用更为广泛^[5-6]。国内对D型打结器技术的研究还未形成一定体系。目前国内的研究在动作原理方面,李双等对D型打结器进行了仿真及动作功能分析,王磊等对鹰嘴绞扭和钳咬捆绳的成结过程进行了讨论^[7-10];在结构方面,苏刚等对D型和C型打结器进行了重构^[11-12],李慧等对D型打结器驱动齿盘进行了重建与优化并对设计的几种齿盘进行了对比试验^[13-14]。这些研究主要集中在打结器各动作过程及动作时序的配合,对打结器各零部件需满足的空间关系研究较少。而空间可靠配合是打结器按规定时序动作的基础。因此本文对打结器动作过程中,各关键零部件动作时间、空间相互关系进行研究,并最终确定用于固定各零件空间位置的打结器机架的相关参数。

1 D型打结器工作原理

D型打结器安装在小型方草捆压捆机出草仓开始端上部,并与压捆机上捆针送绳装置具有一定的夹角,以保证夹绳准确。作业时,压缩室内秸秆捆被压缩到预定长度和密度时,打捆离合器结合,驱动轴逆时针转动(图1),送绳捆针将捆绳送至D型打结器成结装置。捆绳被送至打结器处实现搭绳时,驱动齿盘与压绳锥齿轮配合,并将动力传给螺旋杆与斜齿轮,最终使得夹绳组合动作并夹紧捆绳;同时驱动齿盘继续转动,并与打结嘴齿轮啮合,从而使得鹰嘴与机架上小凸轮配合后完成绕环、张嘴、闭合和拉紧等动作,形成倒φ型绳圈;此后,驱动齿盘继续转动,并与装有滚轮和割绳刀的脱绳杆形成摆动滚子

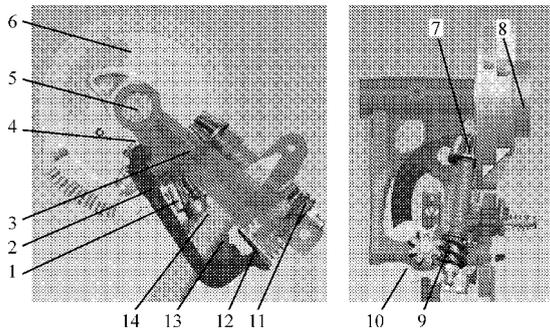


图1 打结器成结原理

Fig.1 Knotting principle of knotter

1. 打结嘴齿轮 2. 脱绳杆 3. 机架 4. 滚轮 5. 驱动轴 6. 驱动齿盘 7. 压绳锥齿轮 8. 配重板 9. 螺旋齿蜗杆 10. 夹绳组合 11. 斜齿轮 12. 割绳刀 13. 送绳捆针 14. 打结嘴

凸轮机构,使得摆杆摆动完成倒φ型绳圈被夹持端的割绳和绳圈脱扣动作,最终形成用于稳定压缩草捆的死结^[13]。

2 D型打结器空间模型

2.1 D型打结器零部件关键空间结构

根据D型打结器运动原理,机架主轴与驱动轴同轴,以 L_1 标记,建立如图2所示的坐标系XYZ。其中 L_1 在Z轴上,Z轴指向面内,X轴与机架主轴油孔平面垂直,背向平面。

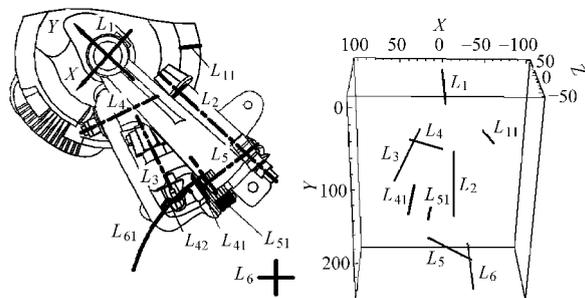


图2 D型打结器空间主要构造线

Fig.2 Main tectonic lines of D-type knotter

(a) D型打结器关键轴线

(b) D型打结器机架主要轴线(坐标单位mm)

各关键零部件安装在机架相应轴孔内,通过与驱动齿盘按时序配合,最终实现整个打结功能。搭绳、夹绳、绕环、张嘴、闭合、拉紧、割绳和脱扣是成结的八大动作,成结效果由空间各关键参数位置保证,其中各关键零部件空间动作轨迹线如图3所示。图中各符号意义如表1所示。

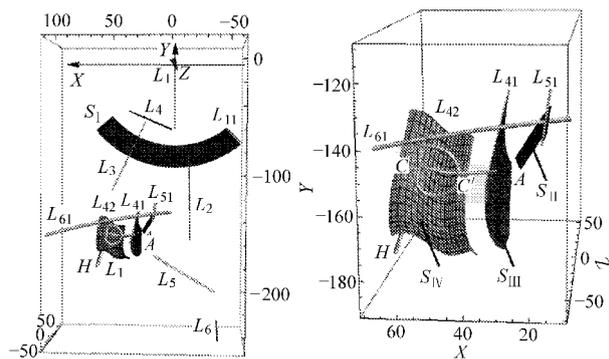


图3 关键曲线与动作轨迹曲面空间图

Fig.3 Key curves and spatial track surfaces

驱动齿盘止歇平面 S_1 由止歇面母线 L_{11} 绕驱动轴 L_1 旋转形成。打结嘴齿轮(旋转轴线为 L_3)与齿盘配合为绕环、张嘴、闭合和拉紧动作的实现提供动力,压绳锥齿轮(旋转轴线为 L_2)与止歇平面配合是实现搭绳和夹绳动作的前提;脱绳杆上脱绳线 L_{42} 绕脱绳杆摆动轴 L_4 摆动形成脱绳轨迹面,完成脱扣动作;割绳刀割绳刃口 L_{41} 绕脱绳杆轴 L_4 摆动实现割绳动作。

表1 图2~3中各符号意义

Tab.1 Meaning of each symbol in Fig.2 and Fig.3

符号	物理意义
L_1	机架主轴/齿盘驱动轴
L_2	夹绳齿轮轴
L_3	鹰嘴齿轮轴
L_4	脱绳杆摆动轴
L_5	夹绳片旋转轴
L_6	捆针送绳旋转轴
A, H	所称绳结两端; A 为夹持端, H 为圈捆草捆端
CC'	所称绳结下缘曲线
L_{11}	驱动齿盘止歇平面沿径向直径
L_{41}	割绳刀刃口
L_{42}	脱绳曲线
L_{51}	夹绳位置线
L_{61}	捆针送绳位置线
S_I	驱动齿盘止歇平面
S_{II}	夹绳区域平面
S_{III}	割刀区域平面
S_{IV}	脱绳区域曲面

2.2 D型打结器关键结构模型方程

根据空间结构,建立D型打结器关键结构的模型方程,其中主要空间结构尺寸皆由D型打结器上机架确定,则D型打结器架体主要空间轴线方程为

$$\begin{bmatrix} L_1 \\ L_2 \\ L_3 \\ L_4 \\ L_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ A_4 \\ A_5 \end{bmatrix} + k_1 \begin{bmatrix} B_1 - A_1 \\ B_2 - A_2 \\ B_3 - A_3 \\ B_4 - A_4 \\ B_5 - A_5 \end{bmatrix} \quad (k_1 \in [-\infty, \infty]) \quad (1)$$

式中, k_1 为自变量, A_i, B_i 分别为轴 L_i 相应向量 L_i 上向量点($i=1, 2, \dots, 5$),且由中心 O 指向相应点 A_i, B_i ($i=1, 2, \dots, 5$)。而关键动作直线方程则为

$$\begin{bmatrix} L_{11} \\ L_{41} \\ L_{51} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} \\ A_{41} \\ A_{51} \end{bmatrix} + k_{11} \begin{bmatrix} B_{11} - A_{11} \\ B_{41} - A_{41} \\ B_{51} - A_{51} \end{bmatrix} \quad (k_{11} \in [-\infty, \infty]) \quad (2)$$

式中, k_{11} 为自变量, A_{ij}, B_{ij} 分别为轴 L_{ij} 相应向量 L_{ij} 上向量点($i=1, 2, \dots, 5; j=1, 2, \dots, 5$),且由中心 O 指向相应点 A_{ij}, B_{ij} ($i=1, 2, \dots, 5; j=1, 2, \dots, 5$)。 A_{11}, B_{11} 为关键直线 L_{11} 上两端点; A_{41}, B_{41} 为关键直线 L_{41} 上两端点; A_{51}, B_{51} 为关键直线 L_{51} 上两端点。

捆针通过曲柄连杆机构实现送绳,在送绳轨迹末端实现夹绳动作。由于捆针绕轴 L_6 转动,则捆针送绳轨迹方程 L_{61} 为

$$\begin{cases} (x-x_6)^2 + (y-y_6)^2 = R^2 \\ z = z_6 \end{cases} \quad (3)$$

式中 (x_6, y_6, z_6) 为轴 L_6 上确定点,且 z_6 约为 -45 mm 。 R 取值范围为 $368 \sim 371 \text{ mm}$ 。

为满足脱绳要求,脱绳动作曲线形状与鹰嘴最外缘一致,对现有D型打结器脱绳片顶部曲线进行三维测量拟合后得脱绳曲线方程 L_{42} 为

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0.2 \\ 0.6 \\ -0.1 \end{bmatrix} t_{42}^3 + \begin{bmatrix} 1.2 \\ -2.7 \\ 0.4 \end{bmatrix} t_{42}^2 + \begin{bmatrix} -6.2 \\ 2.0 \\ -0.7 \end{bmatrix} t_{42} + \begin{bmatrix} 71.8 \\ -143.3 \\ 23.6 \end{bmatrix} \quad (t_{42} \in [1, 8]) \quad (4)$$

式中 t_{42} ——自变量

分析打结器动作可知,关键轨迹曲面皆由关键曲线或直线绕相关轴线旋转形成。根据关键曲面轨迹分析,驱动齿盘止歇平面 S_I 为母线 L_{11} 绕驱动轴线 L_1 旋转形成(图4),假设旋转前曲面上点 $C_{11}(x_{c_{11}}, y_{c_{11}}, z_{c_{11}})$ 经旋转 θ 角度后得曲面上任一点 C'_{11} ,即求得曲面方程 S_I 。根据空间点旋转前、后与旋转轴距离相等且旋转前后垂直向量与旋转轴向量垂直^[15~16],其中旋转中心轴上垂直点为 $C_1(x_{c_1}, y_{c_1}, z_{c_1})$,则得驱动齿盘止歇平面 S_I 方程为

$$\begin{cases} |C_{11}C_1| = |C'_{11}C_1| \\ \cos\theta = \frac{C'_{11}C_1 \cdot C_{11}C_1}{|C_{11}C_1| \cdot |C'_{11}C_1|} \quad (\theta \in [0, 2\pi]) \\ C_{11}C_1 \cdot L_1 = 0 \end{cases} \quad (5)$$

其中,向量点 C_1, C_{11} 表示中心 O 指向点 C_1, C_{11} 的向量, C_1C_{11} 为由点 C_1 指向点 C_{11} 的向量, $C'_{11}C_1$ 为由点 C'_{11} 指向点 C_1 的向量。点 C_{11} 为驱动齿盘止歇平面母线 L_{11} 上任意点, C_1 在驱动齿盘旋转轴 L_1 上,则

$$\begin{bmatrix} C_1 \\ C_{11} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 \\ A_{11} \end{bmatrix} + k_{c_1} \begin{bmatrix} B_1 - A_1 \\ B_{11} - A_{11} \end{bmatrix} \quad (k_{c_1} \in [0, 1])$$

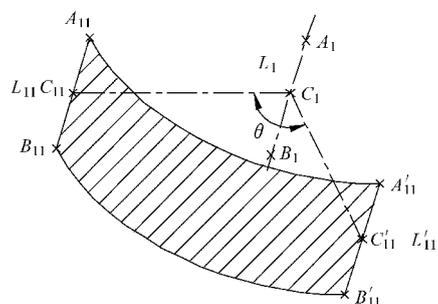


图4 轨迹曲面形成原理

Fig.4 Knotting principle of knotted

同理可得夹绳区域曲面 S_{II} 方程为

$$\begin{cases} |C_{51}C_5| = |C'_{51}C_5| \\ \cos\theta = \frac{C_{51}C_5 \cdot C'_{51}C_5}{|C_{51}C_5| \cdot |C'_{51}C_5|} \quad (\theta \in [0, \frac{\pi}{4}]) \\ C_{51}C_5 \cdot L_5 = 0 \end{cases} \quad (6)$$

其中,向量 C_5 、 C_{51} 、 C'_{51} 表示中心 O 指向点 C_5 、 C_{51} 、 C'_{51} 的向量, L_5 为夹绳齿盘旋转轴 L_5 的向量方程, $C_{51}C_5$ 为由点 C_{51} 指向点 C_5 的向量, $C'_{51}C_5$ 为由点 C'_{51} 指向点 C_5 的向量。点 C_{51} 在夹绳位置线 L_{51} 上, C_5 在夹绳齿盘旋转轴 L_5 上, 则

$$\begin{bmatrix} C_5 \\ C_{51} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A \\ A_{51} \end{bmatrix} + k_{C_5} \begin{bmatrix} B_5 - A \\ B_{51} - A \end{bmatrix} \quad (k_{C_5} \in [0, 1])$$

割刀区域曲面 S_{III} 方程为

$$\begin{cases} |C_{41}C_4| = |C'_{41}C_4| \\ \cos\theta = \frac{C_{41}C_4 \cdot C'_{41}C_4}{|C_{41}C_4| \cdot |C'_{41}C_4|} \quad (\theta \in [0, \varphi]) \\ C_{41}C_4 \cdot L_4 = 0 \end{cases} \quad (7)$$

其中,摆杆摆动角 $\varphi = 26^\circ$ ^[14], $C_{41}C_4$ 为由点 C_{41} 指向点 C_4 的向量, $C'_{41}C_4$ 为由点 C'_{41} 指向点 C_4 的向量

$$\begin{bmatrix} C_4 \\ C_{41} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A \\ A_{41} \end{bmatrix} + k_{C_4} \begin{bmatrix} B_4 - A \\ B_{41} - A \end{bmatrix} \quad (k_{C_4} \in [0, 1])$$

脱绳区域曲面 S_{IV} 方程为

$$\begin{cases} |C_{42}C'_4| = |C'_{42}C'_4| \\ \cos\theta = \frac{C_{42}C'_4 \cdot C'_{42}C'_4}{|C_{42}C'_4| \cdot |C'_{42}C'_4|} \quad (\theta \in [0, \varphi]) \\ C_{42}C'_4 \cdot L_4 = 0 \end{cases} \quad (8)$$

其中, $\varphi = 26^\circ$ ^[14], 向量 C'_4 、 C_{42} 表示中心 O 指向点 C'_4 、 C_{42} 的向量, L_4 为脱绳杆摆动轴 L_4 的向量方程, $C_{42}C'_4$ 为由点 C_{42} 指向点 C'_4 的向量, $C'_{42}C'_4$ 为由点 C'_{42} 指向点 C'_4 的向量。 C'_4 在脱绳杆摆动轴 L_4 上, $C_{42}(x_{C_{42}}, y_{C_{42}}, z_{C_{42}})$ 在脱绳曲线 L_{42} 上, 则

$$C'_4 = A_4 + k_{C'_4} (B_4 - A_4) \quad (k_{C'_4} \in [0, 1])$$

$$\begin{bmatrix} x_{C_{42}} \\ y_{C_{42}} \\ z_{C_{42}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0.2 \\ 0.6 \\ -0.1 \end{bmatrix} t_{C_{42}}^3 + \begin{bmatrix} 1.2 \\ -2.7 \\ 0.4 \end{bmatrix} t_{C_{42}}^2 + \begin{bmatrix} -6.2 \\ 2 \\ -0.7 \end{bmatrix} t_{C_{42}} + \begin{bmatrix} 71.8 \\ -143.3 \\ 23.6 \end{bmatrix} \quad (t_{C_{42}} \in [1, 8])$$

式中 $k_{C'_4}$ 、 $t_{C_{42}}$ ——自变量

最终在不同机构的配合下, D 型打结器形成心形线式^[17-18] Φ 型绳圈, 则鹰嘴外侧所成绳圈上任一点向量 C_{43} 方程为

$$|C_{43} - C_3| = a(1 + \cos\theta) \quad (\theta \in (0, 2\pi]) \quad (9)$$

其中, Φ 型绳圈半径 $a = 5 \sim 10$ mm, C_3 表示中心 O 指向点 C_3 的向量, C_3 在夹绳齿盘旋转轴 L_3 上, 即

$$C_3 = A + k_{C_3} (B_3 - A) \quad (k_{C_3} \in (-\infty, \infty))$$

而 Φ 型绳圈 CA 段方程 L_{CA} 则为

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} 0.7 \\ 0.2 \\ 1.1 \end{bmatrix} t^3 + \begin{bmatrix} 3.6 \\ 3.5 \\ 7.5 \end{bmatrix} t^2 -$$

$$\begin{bmatrix} 14.1 \\ 13.4 \\ 17.1 \end{bmatrix} t + \begin{bmatrix} 75.7 \\ -143.6 \\ -6.0 \end{bmatrix} \quad (t \in [0, 1]) \quad (10)$$

2.3 D 型打结器空间模型内在关系研究

2.3.1 动作轨迹约束关系

在合理的 D 型打结器模型下, 成结八大动作的成功实施要求:

(1) 夹绳区域曲面 S_{II} 与捆针送绳轨迹 L_{61} 相交以保证搭绳和夹绳动作; 且相交点绕夹绳片旋转轴向量 L_5 按传动方向旋转 $\pi/2$ 后, 成为 Φ 型绳圈上端部一点, 为成结动作的实施提供可靠夹持。即夹绳初始母线向量 L_{51} 与捆针送绳轨迹 L_{61} 存在且仅存在一交点 $C_{L_6L_51}$; 同时该点绕 L_5 旋转 90° 后, 所得点 A 与所成绳结线段相交 (图 3), 则

$$\begin{cases} |C_{L_6L_51}C_5| = |AC_5| \\ \cos \frac{\pi}{2} = \frac{C_{L_6L_51}C_5 \cdot AC_5}{|C_{L_6L_51}C_5| |AC_5|} \\ AC_5 \cdot L_5 = 0 \end{cases} \quad (11)$$

式中, $C_{L_6L_51}$ 、 A 为点 $C_{L_6L_51}$ 、 A 对应的向量。 $A \in L_{CA}$, $C_5 \in L_5$, $C_{L_6L_51} \in L_{51}$, $C_{L_6L_51} \in L_6$ 。打结器驱动轴 L_1 与捆针旋转轴 L_6 平行。

(2) 根据不完全锥齿轮的参数设计特点^[19], 驱动齿盘止歇平面 S_I 应分别与压绳锥齿轮、打结嘴齿轮旋转轴 L_2 、 L_3 对应向量 L_2 、 L_3 平行, 才能实现其可靠配合, 以完成动作夹绳到成结等动作; 且根据齿盘结构确定的打结器时序可知, 向量 L_2 、 L_3 间应有一定夹角, 且该夹角与齿盘设计中各轮齿时序分布对应^[13-14], 即

$$\begin{aligned} \arccos \langle L_1, L_{11} \rangle &= \\ \arccos \langle L_1, L_2 \rangle &= \arccos \langle L_1, L_3 \rangle \end{aligned} \quad (12)$$

$$\arccos \langle L_2, L_3 \rangle = \arccos \left\langle \frac{L_2 \cdot L_3}{|L_2| \cdot |L_3|} \right\rangle \approx 20^\circ \sim 22^\circ \quad (13)$$

(3) 压绳锥齿轮与夹绳组合间的动力传递通过螺旋齿蜗杆与斜齿轮的啮合形成, 根据螺旋齿蜗杆与斜齿轮结构特性, 其旋转轴 L_2 、 L_5 对应向量 L_2 、 L_5 间夹角与斜齿轮倾斜角度相关。

$$\arccos \langle L_2, L_5 \rangle = \arccos \left\langle \frac{L_2 \cdot L_5}{|L_2| \cdot |L_5|} \right\rangle = \frac{\pi}{2} - \beta \quad (14)$$

式中 β ——斜齿轮螺旋角, 取 $8^\circ \sim 11^\circ$

且螺旋齿蜗杆与斜齿轮间中心距 $d_{L_2L_5}$, 即 L_2 、 L_5 两轴间距离应满足

$$d_{L_2L_5} = |D_{L_2} - D_{L_5}| \approx 28 \sim 30 \text{ mm} \quad (15)$$

$$\text{其中 } \begin{bmatrix} D_{L_2} \\ D_{L_5} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_2 \\ A_5 \end{bmatrix} + k_{DL} \begin{bmatrix} B_2 - A_2 \\ B_5 - A_5 \end{bmatrix} \quad (k_{DL} \in [0, 1])$$

$$\text{且} \quad \begin{cases} D_{L_2} D_{L_5} \cdot L_2 = 0 \\ D_{L_2} D_{L_5} \cdot L_5 = 0 \end{cases}$$

(4) 割绳、脱扣动作中,驱动齿盘与脱绳杆组成摆动滚子从动件盘形凸轮机构,根据机构原理,其旋转轴 L_1 、 L_4 垂直,以实现脱绳杆上割绳刀在夹绳轨迹面与倒 ϕ 型绳圈间切断绳圈尾部实现割绳动作,同时,脱绳杆与倒 ϕ 型绳圈下部 CC' 接触,实现脱扣,因此有

$$L_1 \cdot L_4 = 0 \quad (16)$$

式中 L_1 、 L_4 ——轴 L_1 、 L_4 相应的空间向量

割绳动作是在倒 ϕ 型绳圈一端可靠夹持的

表2 空间轴关键参数设计

Tab. 2 Key parameters design of spatial axes

参数	机架类型	$L_1 - L_2$	$L_1 - L_3$	$L_1 - L_4$	$L_1 - L_5$	$L_2 - L_3$	$L_2 - L_4$	$L_2 - L_5$	$L_3 - L_4$	$L_3 - L_5$	$L_4 - L_5$
关键轴轴间距/mm	机架 I	18.8	0	57.5	165.6	2.1	21.3	28.2	24.8	30.0	20.7
	机架 II	22.0	0	59.5	165.7	1.39	21.5	28.0	24.2	29.2	20.5
关键轴轴交角/(°)	机架 I	98	98	90	90	23	66	80	91	77	14
	机架 II	98	98	90	90	22	68	80	90	78	12

3 打结器机架试验

根据所设计的空间模型参数,加工了2种打结器机架,并对其进行室内、外试验。试验时,机架 I 和机架 II 皆与 New Holland 打结器齿盘及小零件配合,最终形成整体打结器。试验速度为 50 r/min,每种组合室内试验绳结数为 100,田间试验捆数为 100,试验捆绳为 2.5 mm 聚丙烯绳。

3.1 试验装置

室内试验在打结器试验台上进行(图5)。该试验台由硬件系统和监测系统组成。硬件由机械传动系统、离合器、离合控制杆和捆针送绳装置等组成。动力经机械传动系统传给打结器,通过离合控制杆使离合器接触,打结器转动。监测系统用于监测试验台工作转速及打结器成结过程拉力。其中转速通过转速传感器(SZMB-9/T-03)、下位机(KWADAM5510)和上位机进行监测。成结拉力测量时,捆绳两端由打结器夹持,捆绳圈挂于成结弹簧上并拉紧(拉力为 5 N),成结过程中打结器对捆绳存在拉力,并带动弹簧伸缩,通过高清摄像机记录。

田间试验时将机架 I、II 形成的打结器组合安装在自带秸秆切割装置的 9YK-1.7 型方草捆压捆机(河南豪丰机械制造有限公司)上进行,以消除其他压捆机零部件以及操作方式的不同带来的影响,且试验前调节两边打结器所用捆绳张紧程度至统一。试验田间作物为玉米收获后的直立玉米秆。

前提下进行,要求割绳区域曲面 S_{III} 与夹绳区域曲面 S_{II} 不干涉,即两曲面平行时最为理想,且存在关系

$$\cos \langle L_4, L_5 \rangle + \cos \langle L_2, L_5 \rangle = \cos \langle L_2, L_4 \rangle \quad (17)$$

2.3.2 空间参数设计

机架作为空间模型的基本支架,是各机构间实现合理空间配合,保证各关键动作不干涉的基础。根据空间模型及其基本条件,以 Mathematica 8.0 为工具对空间关键轴参数进行了设计,并确定了2组参数,根据轴参数确定轴间关系如表2所示。

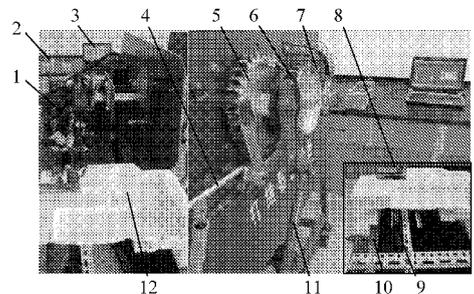


图5 D型打结器试验台

Fig. 5 Test bench for D-type knotters

1. 打结器 2. 下位机 3. 上位机 4. 离合控制杆 5. 机械传动系统 6. 离合器 7. 传感器 8. 高清摄像机 9. 成结弹簧装置 10. 弹簧标尺 11. 捆针送绳装置 12. 摄像台

3.2 测试指标及测试方法

(1) 成结率

成结率是衡量打结器工作性能的重要指标,是指有效成结数所占总打结次数的百分比^[20],计算公式为

$$S_h = \frac{n_d - n_s}{n_d} \times 100\% \quad (18)$$

式中 S_h ——成结率,% n_d ——总试验结数
 n_s ——不成结数

(2) 成结过程最大拉力

指室内试验成结过程中,打结器对捆绳的最大拉力。该指标与实际田间作业时所成草捆密度有关。测量时,对2组机架的打结器组合各随机抽取30个样品,对具有相应标号的室内成结过程高清录像进行分析,通过读取每帧录像内弹簧的伸长长度,根据胡克定律求得成结过程中的最大拉力。

(3) 绳结末端伸出量

指倒 ϕ 型有效绳结结端离切断点的有效长度,受打结器割绳位置影响。室内测量对已标记的30个样品进行;田间测量则随机挑选10个草捆,在捆上进行相应取样标记后测量。

(4) 绳结可承受拉力

采用RGM-4005型微机控制全数字化电子万能试验机(深圳瑞格尔公司)(图6)对室内外取样绳结分别进行测试。测试时将抽样倒 ϕ 型绳圈从中剪断,测试速度为5 mm/min,预紧力约30 N。两夹具间夹持距离为200 mm,绳结两端各约100 mm。

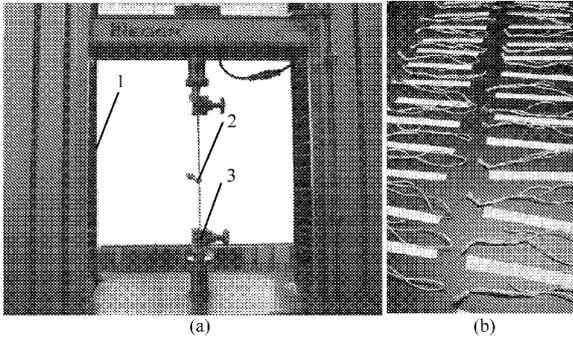


图6 破断拉力测试

Fig. 6 Test of breaking force

(a) 绳结测量装置 (b) 抽样绳结

1. RGM-4005型电子试验机 2. 绳结 3. 绳结夹具

3.3 试验结果与分析

采用机架I和II的打结器组合所得相应试验结果如表3所示。其中采用机架II时,成结率能满足打结器使用要求^[20]。由于田间工作环境的影响,采用机架I的打结器田间成结率比其室内成结率小3.0%。室内外试验结果表明,采用机架I的打结器成结率比采用机架II时小1.0%~4.0%。采用机架I的打结器成结失误皆发生在脱绳阶段,这表明鹰嘴与脱绳片间配合不如采用机架II时的打结器,且主要原因是机架I中鹰嘴安装角度和安装距离皆大于机架II,使得鹰嘴头部向外增加距离 Δd 。尽管机架I中脱绳杆轴安装距离 $d_{L_1L_4}$ 略大于机架II,使得摆杆摆动角度也向外偏移了 $\Delta\varphi$,但由于与之配合的驱动齿盘上凸轮机构相同,整体摆动角度 φ 并未增加,脱绳片向外移动距离低于鹰嘴安装位置产生的距离,因此采用机架I时相对脱绳范围小于采用机架II,使得其成结率相对小(图7)。

室内试验时,在预紧力相同的前提下(约5 N),成结过程中打结器对捆绳的最大拉力基本相同,机架I所成绳结平均可承受拉力比机架II所成绳结提高了13.9%;田间试验时,在约49.2 N预紧力的前提下,机架I所成绳结平均可承受拉力比机架II提高了2.5%。而田间所成绳结的平均可承受拉力比

表3 采用不同机架的打结器室内外试验结果

Tab. 3 Experimental results of knotters in different frame

试验方式	机架类型	预紧力/N	成结率/%	成结过程最大拉力/N	绳结末端长/mm	绳结拉力/N
室内	机架I	5.3	99.0	195.7	16.9	241.6
	机架II	5.3	100	194.7	25.9	212.1
田间	机架I	49.2	96.0		27.4	469.3
	机架II	49.2	100		30.8	457.9

注:主要检测项目所得值均为抽样数据的平均值。

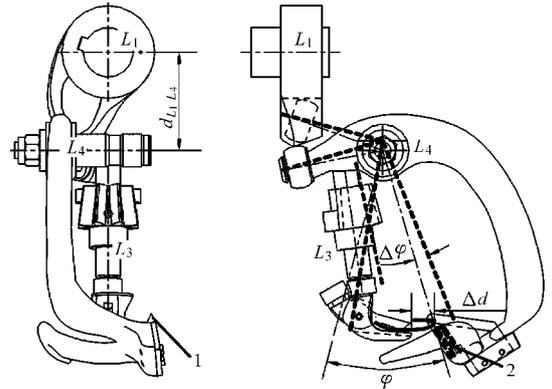


图7 成结率差异原因分析

Fig. 7 Analysis of knot rate differences

1. 割绳刀 2. 脱绳片

室内成结高94.2%~115.9%。

采用SPSS 17.0软件对室内试验数据进行分析可知,绳结末端长度不受成结过程中打结器对捆绳的最大拉力影响,主要与不同机架上割绳刀安装位置有关。绳结可承受拉力与成结过程中所受最大拉力显著相关($P < 0.01$),但与绳结末端长度无关。采用同种机架时,在打结器对捆绳最大拉力相同的绳结可承受拉力取平均值后,拟合可得两者间呈抛物线关系,相关系数为0.81(图8),即室内成结过程中最大拉力约为160 N时,绳结可承受拉力最小。田间所成绳结的可承受拉力远大于室内成结,主要与试验初始状态捆绳的预紧力及压缩草捆在打结器成结过程中对捆绳的向外扩张力有关^[21]。

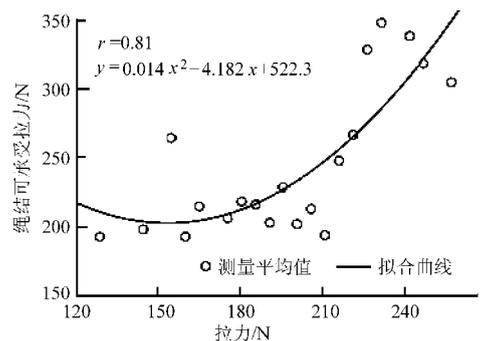


图8 绳结可承受拉力与成结过程中拉力相关性分析

Fig. 8 Correlation analysis between maximum force and force in knotting process

4 结论

(1) 通过对打结器工作原理进行分析,确定了D型打结器成结过程中八大动作顺利实现各关键参数需满足的条件,建立了打结器参数化模型。

(2) 根据打结器参数化模型及其条件,确定了影响打结器工作空间配合的2组机架参数,室内试验结果表明,机架I室内成结率比机架II小1.0%,其所成绳结平均可承受拉力比机架II所成绳结提高

了13.9%;田间试验结果则表明,机架I成结率比机架II小4.0%,在约49.2 N预紧力的前提下,机架I所成绳结平均可承受拉力比机架II大2.5%。

(3) 田间所成绳结的平均可承受拉力比室内成结大94.2%~115.9%,表明预紧力及成结过程外界对捆绳的附加拉力会影响最终绳结可承受拉力。其中室内所成绳结的可承受拉力与成结过程中打结器对捆绳的最大拉力呈二次显著相关($P < 0.01$)。

参 考 文 献

- 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 Bioenergy*, 2005, 29(3): 153~166.
- Koopmans A. Biomass energy demand and supply for south and south-east Asia—assessing the resource base [J]. *Biomass Bioenergy*, 2005, 28(2): 133~150.
- 毕于运,王亚静,高春雨. 中国主要秸秆资源数量及其区域分布[J]. *农机化研究*, 2010(3):1~7.
- Zeng Xianyang, Ma Yitai, Ma Lirong. Utilization of straw in biomass energy in China [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2007, 11(5): 976~987.
- Werner T. Knotting device for a big bale press;EP, 1,493,326 (A1) [P]. 2005-01-05.
- Vincent R D. Knotting device;EP, 1,532,859 (A1) [P]. 2005-05-25.
- 李双. D型打结器的捆绳成结原理与优化设计[D]. 镇江:江苏大学, 2011.
Li Shuang. Rope-tied theory and optimal design of D-knotter [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2011. (in Chinese)
- 尹建军,李双,李耀明. D型打结器及其辅助机构运动仿真与时序分析[J]. *农业机械学报*, 2011, 42(6): 103~107.
Yin Jianjun, Li Shuang, Li Yaoming. Kinematic simulation and time series analysis of D-knotter and its ancillary mechanisms [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(6): 103~107. (in Chinese)
- 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)
- 王磊,吕黄珍,魏文军,等. 打结嘴钳咬绳索解析条件分析与直观验证[J]. *农业机械学报*, 2012, 43(2): 96~100.
Wang Lei, Lü Huangzhen, Wei Wenjun, et al. Analytical conditions and visualized verification of knotter hook's rope-biting [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2012, 43(2): 96~100. (in Chinese)
- 苏刚,史建新,程新平. 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 Xinping. Application of reverse engineering in designing knotter of rectangular baler [J]. *Journal of Agricultural Mechanization Research*, 2006(7): 177~179. (in Chinese)
- 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)
- 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*, 2010, 26(5): 96~102. (in Chinese)
- 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*, 2012, 28(7): 27~33. (in Chinese)
- 傅长根. 线性代数[M]. 北京:北京工业学院出版社, 1987.
- 同济大学应用数学系. 高等数学[M]. 北京:高等教育出版社, 2002.
- 丁杰. 秸秆自动捆扎技术研究[D]. 北京:中国农业大学, 2010.
Ding Jie. The research on automatic straw-baling technology [D]. Beijing: China Agricultural University, 2010 (in Chinese)
- 于红英,钟汉田,李硕. 修正心形线式内曲线径向柱塞马达脉动分析[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2012, 44(3): 44~48.
Yu Hongying, Zhong Hantian, Li Shuo. The analysis on the flow pulsation of radial piston motor with the modified heart-shaped curve as inner curve [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2012, 44(3): 44~48. (in Chinese)
- 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册[M]. 北京:中国农业科学技术出版社, 2007.
- JB/T 9702—2010 方草捆压捆机打结器[S]. 2010.
- 王春光. 牧草在高密度压捆过程中的流变研究[D]. 北京:中国农业大学, 1998.