

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.09.020

打结器夹绳—绕扣—钳咬动作参数分析与打结试验*

尹建军 张万庆 陈亚明 高 强
(江苏大学现代农业装备与技术教育部重点实验室, 镇江 212013)

摘要: 通过对打结器夹绳—绕扣—钳咬动作的运动学建模,解析描述了捆绳夹持、绕扣成环和准确钳咬的动作时序关系和位置关系,分析了打结嘴和夹绳盘动作时序差 φ 和打结嘴轴线与主轴轴线夹角 α 取不同值时对夹绳、绕扣和钳咬动作的影响,并对夹绳运动的放绳作用进行分析,建立了捆绳钳咬前牢固夹持的受力条件和捆绳钳咬后允许捆绳沿夹绳盘轴向滑移而不被拉断的受力条件。结果表明当 α 与 φ 分别为 90° 与 24° 时,捆绳可以被稳定夹持、成功绕扣和准确钳咬,物理样机的动作试验验证了理论建模的正确性。不捆扎物料的打结器成结率为 100%,捆扎小麦秸秆的成结率达到 99.25%,表明打结器动作参数匹配合理。

关键词: 打捆机 打结器 参数分析 试验
中图分类号: S491 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)09-0135-09

Parameters Analysis of Rope-holding Motion, Knot-winding Motion, Rope-biting Motion of Knotter and Knotting Tests

Yin Jianjun Zhang Wanqing Chen Yaming Gao Qiang
(Key Laboratory of Modern Agricultural Equipment and Technology, Ministry of Education, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: By establishing kinematical model of rope-holding motion, knot-winding motion, rope-biting motion of the knoter, timing sequence and position relation of rope-holding, successful knot-winding and accurate rope-biting were described analytically. The effects of the timing sequence difference value φ between the motion of knotting hook and the motion of rope-holding plate and the angle α between the knotting hook axis and principal axis on rope-holding motion, knot-winding motion, rope-biting motion were analyzed. After the rope-loosening, function of rope-holding motion was analyzed. The mechanic condition of firm rope-holding before rope-biting, as well as the mechanic condition of allowing the rope to slip along axle direction of rope-holding plate and avoiding breaking the rope after rope-biting were established respectively. The results showed that the rope could be held firmly, wound successfully and bitten accurately when the value of α and φ are 90° and 24° respectively. The motion test of the physical prototype validated the theoretical model accuracy of rope-holding motion, knot-winding motion and rope-biting motion. The results of knotting test without bundling straws and with bundling wheat straws showed that the knot-tied rate of knoter may reach 100% and 99.25% respectively, which proved that the motion parameters of the knoter were matched reasonably.

Key words: Baler Knotter Parameters analysis Test

引言

D 型打结器是秸秆捡拾打捆机的核心部件,但

国内企业一直依赖进口打结器来生产打捆机,原因是打结器成结机构的参数匹配复杂,关键零件的制造难度大,可靠性要求高。为了推进打结器的国产

收稿日期: 2014-10-27 修回日期: 2014-12-06
* 国家自然科学基金资助项目(51375215)、江苏省科技支撑计划资助项目(BE2011403)、江苏高校优势学科建设工程资助项目(苏政办发[2014]37号)和江苏省农业科技自主创新资助项目(cx(10)224)
作者简介: 尹建军,研究员,博士,主要从事现代农业机械集成设计和农业机器人技术研究,E-mail: yinjianjun@ujs.edu.cn

化进程,国内学者对 D 型打结器的成结动作过程进行仿真和解析分析^[1-3],对打结器支架和复合齿盘的结构参数进行反求分析^[4-7],对打结器关键空间参数^[8]和执行机构进行分析和部件试验^[9-11],还针对双结打结器进行性能分析和执行机构设计^[12-13]。此外,还对打结器辅助机构进行性能分析和试验^[14-16]。上述研究较少涉及打结器成结过程中夹绳、绕扣和钳咬 3 个动作对打结器成结的联合作用效果分析,特别是没有涉及夹绳运动的放绳作用分析。因此,分析 D 型打结器空间参数中影响夹绳、绕扣和钳咬动作的关键参数对打结器设计非常重要。其中,打结嘴和夹绳盘动作时序差 φ 和打结嘴轴线与主轴轴线夹角 α 对打结器传动设计与结构设计影响极大,是打结器设计的两个基本参数。

本文对 D 型打结器捆绳夹持、绕扣成环和准确钳咬的动作时序关系和位置关系进行解析描述,分析影响夹持捆绳、成功绕扣、准确钳咬捆绳的关键参数,并对夹绳运动的放绳作用进行分析,为打结器动作参数匹配提供设计参考,保证打结器制造的一次性成功。

1 打结器结构组成与成结动作分析

打结器成结动作是在送绳机构和拨绳机构的辅助配合下由打结器支架上的夹绳机构、绕扣钳咬机构和割绳脱扣机构精准配合而成^[1]。各机构须满足合适的动作时序依次完成送绳、拨绳、搭绳、夹绳、绕扣、钳咬、割绳、脱扣 8 个动作,最后形成 φ 状绳结,其结构组成如图 1 所示。

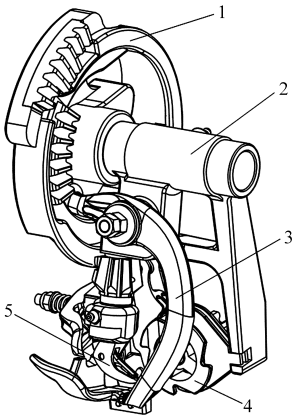


图 1 打结器结构简图

Fig. 1 Structure composition of knotter

1. 复合齿盘 2. 打结器支架 3. 割绳脱扣机构
4. 夹绳机构 5. 绕扣钳咬机构

复合齿盘作为打结器动作的动力源,分布有控制夹绳器运动的不完全锥齿轮、控制打结嘴运动的不完全锥齿轮和控制刀臂摆动的沟槽凸轮,三者之间具有特定的相位。当送绳机构的绳针将捆绳送到

夹绳机构的夹绳位置处,复合齿盘上控制夹绳器运动的不完全锥齿轮驱动渐开线蜗杆轴转动,与蜗杆啮合的斜齿轮将带动夹绳机构运动,夹绳片与夹绳盘将捆绳夹持,完成夹绳动作的同时将捆绳搭接在打结嘴上。当复合齿盘转过一个相位后,控制打结嘴运动的不完全锥齿轮驱动打结嘴转动,与此同时铰接在打结嘴上的钩钳在打结器支架上的圆柱凸轮作用下开合,完成钳咬捆绳动作。当复合齿盘继续转动一个相位后,复合齿盘上的沟槽凸轮控制刀臂摆动,完成割绳与脱扣动作,最后形成绳结。

2 夹绳、绕扣与钳咬动作的运动学建模

2.1 夹绳、绕扣和钳咬动作时序关系

设控制打结嘴运动的不完全锥齿轮在复合齿盘上的圆周角为 λ_1 ,控制夹绳器运动的不完全锥齿轮在复合齿盘上的圆周角为 λ_2 ,此两段锥齿轮的安装相位差为 ε ,打结嘴轴线与蜗杆轴线的夹角为 ψ ,如图 2 所示。当齿盘按照图示方向转动,打结嘴和夹绳盘动作时序相位差 φ 为

$$\varphi = \varepsilon - \psi$$

由于齿盘转动一周成结一次,齿盘上控制打结嘴运动的不完全锥齿轮带动打结嘴转动一周,齿盘上控制夹绳器运动的不完全锥齿轮通过蜗杆传动使夹绳盘转动 1/4 周。若从控制夹绳器运动的不完全锥齿轮第 1 个齿啮合开始逆时针转过角度 γ 算起,夹绳盘转角 β_2 与运动角 γ 存在关系

$$\frac{\gamma}{\beta_2} = \frac{\lambda_2}{\frac{\pi}{2}}$$

夹绳盘转角 β_2 可表示为

$$\beta_2 = \frac{\pi\gamma}{2\lambda_2} \tag{1}$$

同理,打结嘴转角 α_2 可表示为

$$\alpha_2 = \frac{2\pi(\gamma - \varphi)}{\lambda_1} \quad (\gamma \geq \varphi) \tag{2}$$

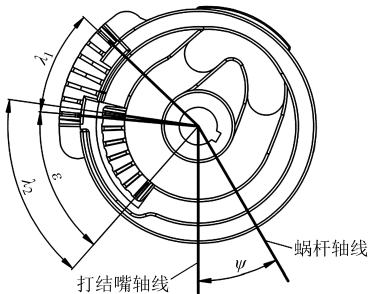


图 2 复合齿盘的相位标记

Fig. 2 Phase mark of compound gear plate

2.2 搭绳、夹绳、绕扣和钳咬动作的位置关系解析

为建立任意时刻搭绳点 A 与夹绳点 B、钩钳端

点 E 与打结嘴末端点 F 的空间位置方程,在打结器上建立如图 3 所示的 3 个坐标系^[2]: $\delta(Oxyz)$ 、 $\delta_1(O_1x_1y_1z_1)$ 和 $\delta_2(O_2x_2y_2z_2)$ 。主轴轴心线、打结嘴轴心线、夹绳蜗杆轴心线交于点 O ,以点 O 为静坐标系 δ 的原点, x 轴为打结主轴轴心线, z 轴处于打结嘴轴心线与打结主轴轴心线形成的平面内;以打结嘴轴肩圆心 O_1 为动坐标系 δ_1 的原点, x_1 轴位于打结嘴对称面内,打结嘴轴心线为 z_1 。以夹绳盘端面的圆心为动坐标系 δ_2 的原点 O_2 , z_2 轴与夹绳盘回转轴线重合, y_2 轴为 O_2 与夹绳点 B 的连线。其中 y 、 y_1 、 y_2 轴方向均按照右手螺旋法则确定。 z_1 与 z 的轴交角为 α_1 , y_1 与 y 的轴交角为 α_2 ; z_2 与 z 的轴交角为 β_1 , x_2 与 x 的轴交角为 β_2 ; O_1 位于平面 xOz 内,动坐标系 δ_1 的原点 O_1 相对静坐标系 δ 的原点 O 的坐标为 $(p_1, 0, p_2)$ 。 x 轴位于平面 $x_2O_2z_2$ 内,动坐标系 δ_2 的原点 O_2 相对静坐标系 δ 的原点 O 的坐标为 (q_1, q_2, q_3) 。 mn 为钩钳摆动轴线, mn 与平面 $x_1O_1z_1$ 交于点 O_3 ,钩钳尾部滚轮中心点为 H 。

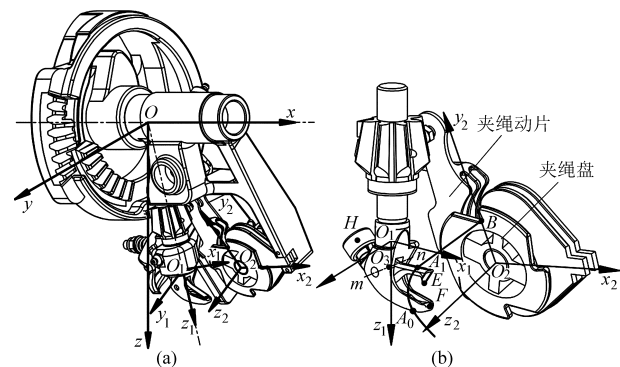


图3 动作分析的坐标系建立与位置标记

Fig.3 Establishment of coordinate systems and position marks of motion analysis

(a) 坐标系设置 (b) 关键动作点标记

2.2.1 夹绳点 B 与打结嘴末端点 F 空间位置方程

按照刚体平移旋转变换规则,静坐标系 $\delta(Oxyz)$ 分别与动坐标系 $\delta_1(O_1x_1y_1z_1)$ 、 $\delta_2(O_2x_2y_2z_2)$ 的坐标变换关系表示为

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha_1 \cos\alpha_2 & -\cos\alpha_1 \sin\alpha_2 & \sin\alpha_1 & p_1 \\ \sin\alpha_2 & \cos\alpha_2 & 0 & 0 \\ -\sin\alpha_1 \cos\alpha_2 & \sin\alpha_1 \sin\alpha_2 & \cos\alpha_1 & p_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\beta_2 & -\sin\beta_2 & 0 & q_1 \\ \cos\beta_1 \sin\beta_2 & \cos\beta_1 \cos\beta_2 & \sin\beta_1 & -q_2 \\ -\sin\beta_1 \sin\beta_2 & -\sin\beta_1 \cos\beta_2 & \cos\beta_1 & q_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

在动坐标系 $\delta_1(O_1x_1y_1z_1)$ 中,打结嘴末端点 F 坐标为 $(a_2, 0, c_2)$,其中点 F 到面 $y_1O_1z_1$ 的距离为 a_2 ,点 F 到面 $x_1O_1y_1$ 的距离为 c_2 ;在动坐标系 $\delta_2(O_2x_2y_2z_2)$ 中,夹绳点 B 坐标为 $(0, b, 0)$,其中, O_2B 的距离为 b ,如图 3b 所示。

点 F 在 $\delta_1(O_1x_1y_1z_1)$ 中坐标为 $(a_2, 0, c_2)$,代入式(3),可得打结嘴末端点 F 在 $\delta(Oxyz)$ 中的空间运动轨迹参数方程为

$$\begin{bmatrix} x_F \\ y_F \\ z_F \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_2 \cos\alpha_1 \cos\alpha_2 + c_2 \sin\alpha_1 + p_1 \\ a_2 \sin\alpha_2 \\ -a_2 \sin\alpha_1 \cos\alpha_2 + c_2 \cos\alpha_1 + p_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

其中 $\tan\alpha_1 = \frac{p_1}{p_2} \quad (0 \leq \alpha_2 \leq 360^\circ)$

同理,点 B 在 $\delta_2(O_2x_2y_2z_2)$ 中坐标为 $(0, b, 0)$,代入式(4),可得夹绳点 B 在 $\delta(Oxyz)$ 中的空间运动轨迹参数方程为

$$\begin{bmatrix} x_B \\ y_B \\ z_B \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -b \sin\beta_2 + q_1 \\ b \cos\beta_1 \cos\beta_2 - q_2 \\ -b \sin\beta_1 \cos\beta_2 + q_3 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

其中 $\tan\beta_1 = \frac{q_3}{q_2} \quad (15^\circ \leq \beta_2 \leq 105^\circ)$

2.2.2 钩钳端部 E 点的位置参数方程

从钩钳初始安装位置起,钩钳随着打结嘴转动其张合运动分 5 个阶段:钳咬前闭合阶段、渐开快速段、渐开慢速段、渐闭阶段和钳咬后闭合阶段,其中钳咬前闭合阶段和钳咬后闭合阶段对应圆柱凸轮的停歇段,钩钳仅随打结嘴绕轴 z_1 转动。钩钳的渐开和渐闭运动段对应圆柱凸轮的升程段和回程段,钩钳随打结嘴转动的同时绕轴线 mn 做圆弧运动。

钩钳的张合对应其尾部滚子做圆弧渐近渐远的运动,通过对德国 Rasspe 打结器支架圆柱凸轮的测量发现,该凸轮轮廓形状与阿基米德螺旋线比较相符,因此圆柱凸轮的升程段和回程段按照阿基米德螺旋线进行设计,即滚轮中心 H 点运动轨迹在平面 $x_1O_1y_1$ 内的投影为阿基米德螺旋线。这样就可以获得钩钳端部准确的运动方程,便于对其进行运动分析。设计该圆柱凸轮时,首先参考德国 Rasspe 打结器的钩钳张合角度得出钩钳随打结嘴转动时的张合运动规律,然后根据滚子参数得出控制钩钳张合的圆柱凸轮实际轮廓。

在动坐标系 $\delta_1(O_1x_1y_1z_1)$ 中,钩钳端部 E 运动轨迹为一段圆弧,圆弧位于平面 $x_1O_1z_1$ 内,圆心为 O_3 ,点 O_3 坐标为 $(-a_1, 0, c_1)$,其中点 O_3 到面 $y_1O_1z_1$

的距离为 a_1 , 点 O_3 到面 $x_1O_1y_1$ 的距离为 c_1 。钩钳端点 E 到 O_3 的距离为 e , O_3E 与坐标轴 z_1 的初始夹角为 θ_1 , 钩钳尾部滚轮中心 H 点到钩钳转动中心 O_3 的距离为 h , O_3H 与坐标轴 z_1 的初始夹角为 θ_2 , 如图 4 所示。

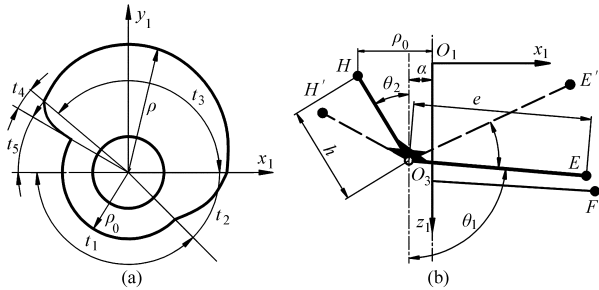


图 4 钩咬机构运动简图

Fig. 4 Kinematic sketch of rope-biting mechanism
(a) 圆柱凸轮理论轮廓 (b) 钩钳运动简图

以钩钳尾部滚轮中心 H 点为研究对象, 设 H 点在平面 $x_1O_1y_1$ 内的投影极径方程为

$$\rho = \rho_0 + kt_i \quad (i = 1, 2, 3, 4, 5) \tag{7}$$

式中 t_i ——圆柱凸轮的极角, rad

ρ_0 ——初始极径, mm

k ——动点沿极径方向的直线速度, mm/rad

由图 4 可得钩钳上 H 点的极径方程为

$$\rho = h \sin(\theta + \theta_2) + a_1 \tag{8}$$

其中 $\theta_2 = \arcsin\left(\frac{\rho_0 - a_1}{h}\right)$

式中 θ ——钩钳的摆角, rad

由式(7)和式(8)可得

$$\rho_0 + kt_i = h \sin(\theta + \theta_2) + a_1 \tag{9}$$

钩钳的运动角 θ 可表示为

$$\theta = \arcsin\left(\frac{\rho_0 + kt_i - a_1}{h}\right) - \arcsin\left(\frac{\rho_0 - a_1}{h}\right) \tag{10}$$

钩钳端部 E 点在动坐标系 $\delta_1(O_1x_1y_1z_1)$ 中的坐标为

$$\begin{cases} x_E = e \sin(\theta_1 + \theta) - a_1 \\ y_E = 0 \\ z_E = e \cos(\theta_1 + \theta) + c_1 \end{cases} \tag{11}$$

将式(11)代入式(3)可得 E 点坐标在静坐标系 $\delta(Oxyz)$ 中的空间运动轨迹参数方程为

$$\begin{bmatrix} x_E \\ y_E \\ z_E \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_1 \cos\alpha_1 \cos\alpha_2 + K_2 \sin\alpha_1 + p_1 \\ K_1 \sin\alpha_2 \\ -K_1 \sin\alpha_1 \cos\alpha_2 + K_2 \cos\alpha_1 + p_2 \\ 1 \end{bmatrix} \tag{12}$$

其中 $K_1 = e \sin(\theta_1 + \theta) - a_1$
 $K_2 = e \cos(\theta_1 + \theta) + c_1$

钳咬前闭合阶段: $\alpha_2 \in \left[0, \frac{3}{4}\pi\right], k = 0, t_1 = \alpha_2, \rho = \rho_0$ 。

渐开快速段: $\alpha_2 \in \left[\frac{3}{4}\pi, \pi\right], k = 8 \text{ mm/rad}, t_2 = \alpha_2 - \frac{3}{4}\pi, \rho = \rho_0 + 8\left(\alpha_2 - \frac{3}{4}\pi\right)$ 。

渐开慢速段: $\alpha_2 \in \left[\pi, \frac{11}{6}\pi\right], k = 0.6 \text{ mm/rad}, t_3 = \alpha_2 - \pi, \rho = \rho_0 + 0.6(\alpha_2 - \pi)$ 。

渐闭阶段: $\alpha_2 \in \left[\frac{11}{6}\pi, \frac{17}{9}\pi\right], k = -45 \text{ mm/rad}, t_4 = \alpha_2 - \frac{11}{6}\pi, \rho = \rho_0 + 2.5\pi - 45\left(\alpha_2 - \frac{11}{6}\pi\right)$ 。

钳咬后闭合阶段: $\alpha_2 \in \left[\frac{17}{9}\pi, 2\pi\right], k = 0, \rho = \rho_0, t_5 = \alpha_2 - \frac{17}{9}\pi$ 。

式中 k 值参考德国 Rasspe 打结器钩钳的张合规律近似得到。

2.2.3 搭绳点 A 的位置参数方程

由于捆绳为柔性体, 捆绳随打结嘴的转动缠绕在打结嘴和钩钳表面, 搭绳点 A 的位置随之动态变化, 若将一系列搭绳点 A 的位置连接即为绳扣的形状。为便于研究, 将任意时刻搭绳点 A 的位置以不同半径和方向的圆弧近似, 则绳扣的形状就是所有搭绳点 A 在空间坐标系内的一系列圆弧拼接而成。

如图 5 所示, 动坐标系 $\delta_1(O_1x_1y_1z_1)$ 中任意段绳扣与打结嘴下表面的接触点 A_0 坐标为 $(a_3, 0, c_3)$, 其中点 A_0 到面 $y_1O_1z_1$ 的距离为 a_3 , 点 A_0 到面 $x_1O_1y_1$ 的距离为 c_3 。

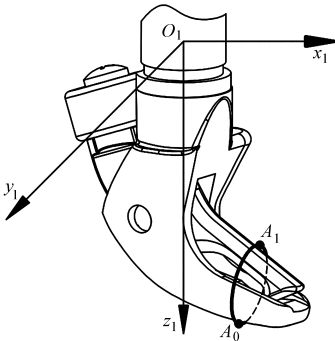


图 5 搭绳点位置示意图

Fig. 5 Position representation of rope-lapping points

绳扣与打结嘴下表面的接触点 A_0 在静坐标系 $\delta(Oxyz)$ 中的坐标为

$$\begin{bmatrix} x_{A_0} \\ y_{A_0} \\ z_{A_0} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_3 \cos\alpha_1 \cos\alpha_2 + c_3 \sin\alpha_1 + p_1 \\ a_3 \sin\alpha_2 \\ -a_3 \sin\alpha_1 \cos\alpha_2 + c_3 \cos\alpha_1 + p_2 \\ 1 \end{bmatrix} \tag{13}$$

其中 $a_3 = 7.5\cos\alpha_2 + 8.7$

绳扣与钩钳上表面的接触点 A_1 在静坐标系 $\delta(Oxyz)$ 中的坐标为

$$\begin{bmatrix} x_{A_1} \\ y_{A_1} \\ z_{A_1} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_3\cos\alpha_1\cos\alpha_2 + K_4\sin\alpha_1 + p_1 \\ K_3\sin\alpha_2 \\ -K_3\sin\alpha_1\cos\alpha_2 + K_4\cos\alpha_1 + p_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (14)$$

其中

$$\begin{aligned} K_3 &= d\sin(\theta_1 + \theta) - a_1 \\ K_4 &= d\cos(\theta_1 + \theta) + c_1 \\ d &= 5\cos\alpha_2 + 12 \end{aligned}$$

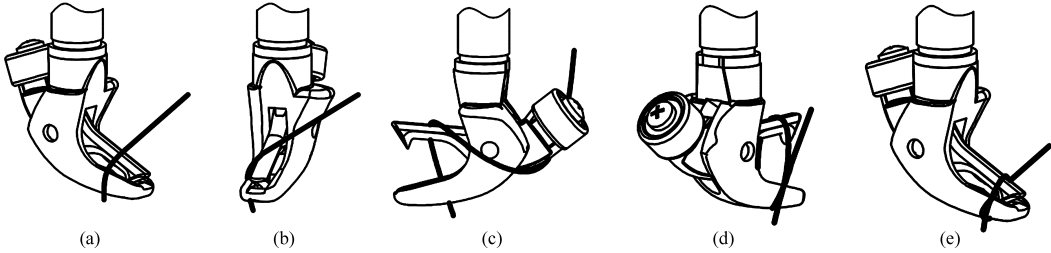


图6 绳扣形成过程

Fig.6 Forming process of knot

(a) 搭绳初始位置 (b) 打结嘴转过 90° (c) 打结嘴转过 180° (d) 打结嘴转过 270° (e) 打结嘴转过 360°

3 动作参数分析

参考德国 Rasspe 公司 D 型打结器的结构参数,配置夹绳、绕扣与钳咬执行机构的位置和运动关系后,确定了打结器结构参数的匹配取值如下: $\lambda_1 = 40^\circ, \lambda_2 = 60^\circ, h = 21\text{ mm}, e = 25\text{ mm}, \theta_1 = 52^\circ, \rho_0 = 14.2\text{ mm}, b = 25\text{ mm}, O_1$ 点静坐标 $(0, 0, 146)$, O_2 点静坐标 $(30, 39.5, 158)$, O_3 点相对于 O_1 点的坐标 $(-2.8, 0, 13)$, F 点相对于 O_1 点坐标 $(26.2, 0, 27.5)$ 。

3.1 夹绳、绕扣与钳咬动作参数分析

为了分析打结嘴和夹绳盘动作时序相位差 φ 和打结嘴轴线与主轴轴线夹角 α 取不同值时对绕扣和钳咬动作的影响,利用前述建立的运动学模型,采用 Matlab 编程得到钩钳端点 E 的轨迹、打结嘴末端点 F 的轨迹、搭绳点 A 和夹绳点 B 的轨迹。打结嘴轴线与主轴轴线夹角 $\alpha = 90^\circ + \alpha_1$, 当 $\alpha_1 = 0^\circ$ 时 $\alpha = 90^\circ$, 打结嘴与夹绳盘时序差 φ 分别取 24° 、 28° 和 34° 时,各点轨迹计算结果和样机动作试验结果如图 7 所示。从图 7a~7d 可见,不同的 φ 值对搭绳没有影响,都可以有效夹绳。从图 7e~7l 可见,不同的 φ 值对绕扣影响较小,都可以形成“ φ ”状绳圈。从图 7m~7p 可见,钳咬点对应的打结嘴转角 α_2 为 270° , 此时钩钳张开到最大角度准备钳咬,实现可靠钳咬的条件为^[2]: 在钳咬瞬间捆绳 AB 可以进入打结嘴开口 EF 内,即直线 AB 从打结嘴末端点 F 的轨

迹和钩钳端点 E 的轨迹之间经过。当 $\varphi = 28^\circ$ 和 $\varphi = 34^\circ$ 时搭绳点与夹绳点连线 AB 趋近打结嘴末端点 E , 有钳咬不住的可能。 $\varphi = 24^\circ$ 时搭绳点与夹绳点连线 AB 位于打结嘴末端点 E 与钩钳端点 F 连线的中间位置,具有最佳的钳咬效果。从图 7q~7t 可见,若满足可靠钳咬的条件, φ 取不同值时绕扣钳咬机构均能形成绳扣。

打结嘴任意转角段近似圆弧的半径为

$$r_i = \frac{1}{2} \sqrt{(x_{A_0} - x_{A_1})^2 + (y_{A_0} - y_{A_1})^2 + (z_{A_0} - z_{A_1})^2} \quad (15)$$

按照式(7)~(15),将打结嘴转角间隔 1° 求得搭绳点 A 在静坐标系下的位置坐标及近似圆弧半径,最后拟合获得绳扣随打结嘴转动的形状,如图 6 所示。

为了验证前述运动学模型建立的正确性,计算了德国 Rasspe 打结器的绕扣和钳咬动作的钩钳端点 E 的轨迹、打结嘴末端点 F 的轨迹、搭绳点 A 和夹绳点 B 的轨迹,如图 8 所示。利用三维激光扫描仪对德国 Rasspe 打结器支架和齿盘进行点云数据测量,并进行三维模型重建后,得到其打结嘴轴线与主轴轴线夹角 α 为 98° , 打结嘴与夹绳盘时序相位差 φ 为 28° 。由图 8 可以看出,德国 Rasspe 打结器钳咬瞬间捆绳位置 AB 位于打结嘴开口 EF 的中间位置,此时具有最佳钳咬效果。前述匹配的打结器参数 $\alpha = 90^\circ$ 、 $\varphi = 24^\circ$, 与德国 Rasspe 打结器夹绳、绕扣和钳咬动作效果接近,同样可以实现夹绳、绕扣和钳咬的准确配合。当打结嘴轴线与主轴轴线夹角为共面垂直关系时,驱动打结嘴绕扣的锥齿轮传动设计变得简单,而且易于制造。

3.2 夹绳运动的放绳作用分析

由于铰扭成环过程中捆绳会被拉紧,为保证捆绳不会被拉断,夹绳器转动过程中捆绳会被夹绳机构放松,搭绳点 A_0 与夹绳点 B 之间距离变化可以描

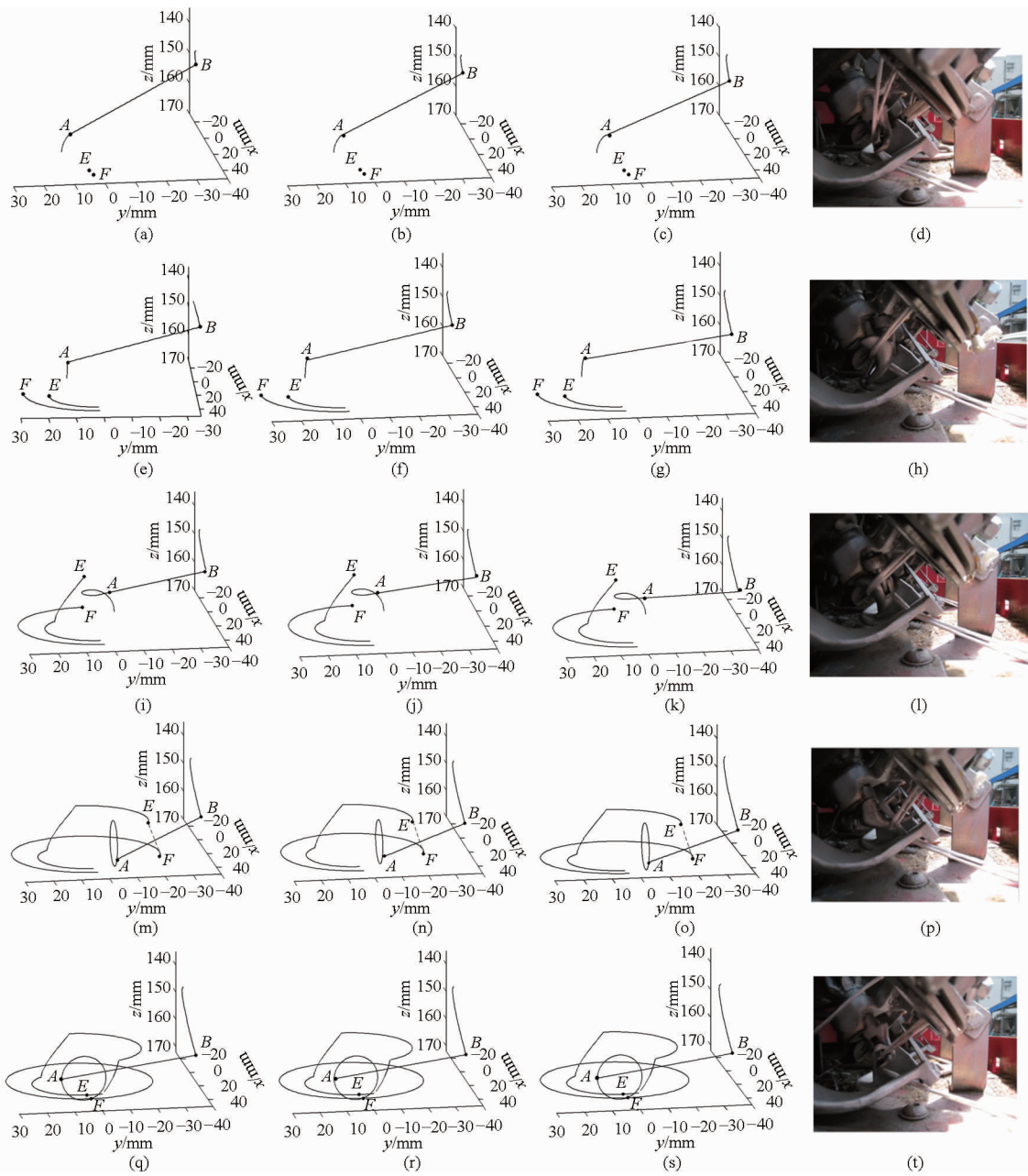


图 7 $\alpha = 90^\circ$ 时绕扣和钳咬的可视化判别与动作验证

Fig. 7 Visual discrimination and motion validation of knot-winding and rope-biting when α is 90°

(a) $\varphi = 24^\circ$ 时搭绳与夹绳 (b) $\varphi = 28^\circ$ 时搭绳与夹绳 (c) $\varphi = 34^\circ$ 时搭绳与夹绳 (d) $\varphi = 24^\circ$ 时样机的搭绳与夹绳状态
(e) $\varphi = 24^\circ$ 时打结嘴转过 90° 后的各点轨迹 (f) $\varphi = 28^\circ$ 时打结嘴转过 90° 后的各点轨迹 (g) $\varphi = 34^\circ$ 时打结嘴转过 90° 后的各点轨迹
(h) $\varphi = 24^\circ$ 时打结嘴转过 90° 后样机的绕扣状态 (i) $\varphi = 24^\circ$ 时打结嘴转过 180° 后的各点轨迹 (j) $\varphi = 28^\circ$ 时打结嘴转过 180° 后的各点轨迹
(k) $\varphi = 34^\circ$ 时打结嘴转过 180° 后的各点轨迹 (l) $\varphi = 24^\circ$ 时打结嘴转过 180° 后样机的绕扣状态 (m) $\varphi = 24^\circ$ 时打结嘴转过 270° 后的各点轨迹
(n) $\varphi = 28^\circ$ 时打结嘴转过 270° 后的各点轨迹 (o) $\varphi = 34^\circ$ 时打结嘴转过 270° 后的各点轨迹 (p) $\varphi = 24^\circ$ 时打结嘴转过 270° 后样机准备钳咬的状态
(q) $\varphi = 24^\circ$ 时打结嘴转过 360° 后的各点轨迹 (r) $\varphi = 28^\circ$ 时打结嘴转过 360° 后的各点轨迹 (s) $\varphi = 34^\circ$ 时打结嘴转过 360° 后的各点轨迹
(t) $\varphi = 24^\circ$ 时打结嘴转过 360° 后样机的钳咬捆绳形成绳扣状态

述捆绳放松程度。根据式(6)和式(13),直线 A_0B 的长度为

$$L = \sqrt{(x_{A_0} - x_B)^2 + (y_{A_0} - y_B)^2 + (z_{A_0} - z_B)^2} \quad (16)$$

捆绳长度 L 随夹绳盘转角 β_2 的变化曲线如图 9 所示,直观地给出了不同时序相位差时夹绳点位置变化,捆绳的放松量随夹绳盘转角 β_2 变化情况。

打结嘴绕扣动作开始之前,夹绳盘应将捆绳牢固夹持。当打结嘴轴线与主轴轴线夹角 α 取 90° 时,打结嘴与夹绳盘时序相位差 φ 分别取 24° 、 28° 和 34° ,计算得出夹绳盘转角 β_2 分别为 51° 、 57° 和 66° ,分别对应图 9 中的夹持点 B_1 、 B_2 和 B_3 ,表明捆绳均能被夹绳盘送入稳定夹持位置,此时绕扣动作即将开始。打结嘴转过 270° 时钩钳准备钳咬捆绳,

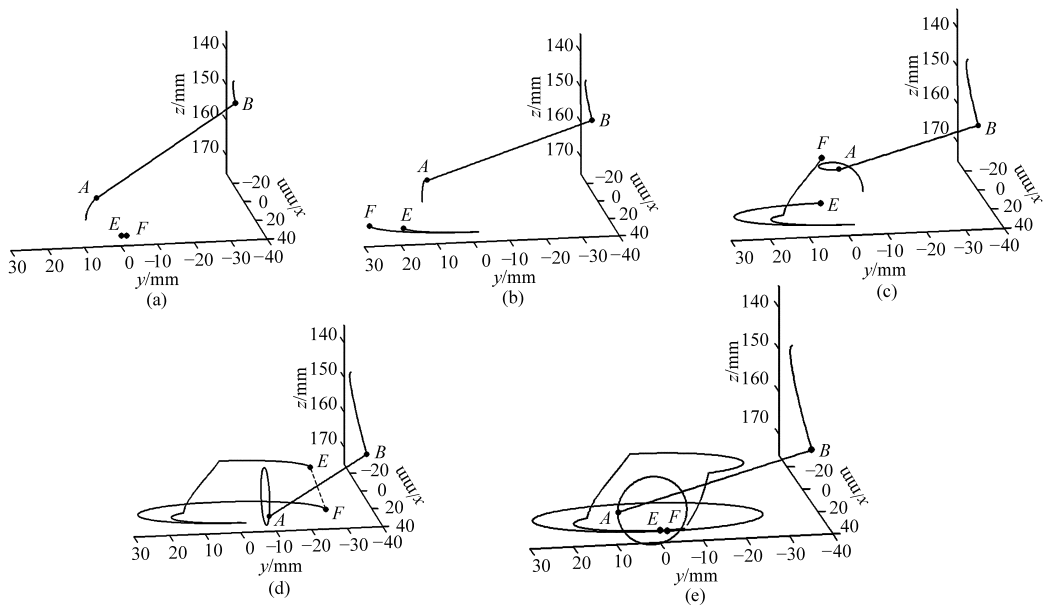


图8 德国 Rasspe 打结器钳咬动作的可视化判别

Fig. 8 Visual discrimination of rope-biting motion of Germanic Rasspe's kontter

(a) 德国 Rasspe 打结器搭绳与夹绳 (b) 德国 Rasspe 打结器打结嘴转过 90° 后的各点轨迹 (c) 德国 Rasspe 打结器打结嘴转过 180° 后的各点轨迹 (d) 德国 Rasspe 打结器打结嘴转过 270° 后的各点轨迹 (e) 德国 Rasspe 打结器打结嘴转过 360° 后的各点轨迹

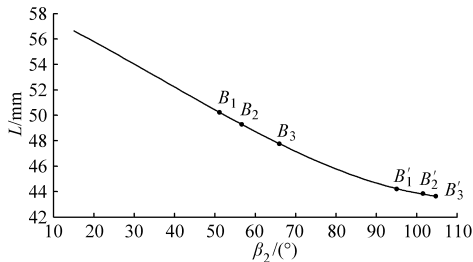


图9 捆绳长度 L 随夹绳盘转角 β_2 的变化曲线

Fig. 9 Curve of rope length L with rotation angle β_2 of rope-holding plate

此时夹绳盘转角 β_2 分别为 95° 、 102° 和 105° ，分别对应图 9 中的夹持点 B'_1 、 B'_2 和 B'_3 ，此时捆绳长度 A_0B 的变化量分别为 6 mm、5.6 mm 和 4.2 mm，表明绕扣过程中 φ 取 24° 时捆绳长度 A_0B 的放松量最大，捆绳不易被拉断。钳咬后夹绳盘继续转动到 105° ， φ 取 24° 时捆绳 A_0B 长度的放松量最大为 1 mm，而 φ 取 34° 时几乎没有放松量，捆绳容易被拉断。

钳咬动作完成之后捆绳被分为两部分：一端绕在打结嘴另一端被夹绳盘夹持的捆绳；一端绕在打结嘴另一端被草捆约束的捆绳。如图 7p 所示。由于草捆容易伸缩变形，后者受力小于前者，故前者捆绳容易被拉断。为防止前者捆绳被拉断，在捆绳达到极限拉力之前，允许捆绳沿夹绳盘轴向微量滑移，降低捆绳受力。

捆绳钳咬前牢固夹持的受力条件是

$$F_2 \leq F_1 = F_j \tag{17}$$

捆绳钳咬后允许捆绳沿夹绳盘轴向滑移而不被拉断的受力条件表示为

$$F_1 = F_j \leq F_r \leq [F] \tag{18}$$

式中 F_1 ——夹持点与搭接点之间的捆绳拉力，N
 F_2 ——搭接点与草捆端之间的捆绳拉力，实测平均值为 200 N
 F_j ——夹绳盘施加给捆绳的夹持力，N
 F_r ——打结嘴绕扣时施加给捆绳的作用力，N
 $[F]$ ——捆绳许用拉力，实测平均值为 550 N

$$F_j = N\mu = k_1x\mu \tag{19}$$

式中 N ——夹绳压板施加给夹绳动片的压力，N
 μ ——夹绳盘与夹绳动片之间的摩擦因数，取 0.7

k_1 ——夹绳压板的刚度系数，取 120 N/mm
 x ——夹绳压的弹性变形量，mm

得出夹绳压板变形量需满足的条件为

$$\frac{F_2}{k_1\mu} \leq x = \frac{F_j}{k_1\mu} \leq \frac{[F]}{k_1\mu} \tag{20}$$

按上述参数设置可得： $2.38\text{ mm} \leq x \leq 6.55\text{ mm}$ 。安装时应控制夹绳压板变形量在此范围，取较大值为好。

4 打结试验

为进一步验证前述运动学模型建立的正确性和打结器参数匹配的合理性，将研制的 D 型打结器安装在试验台上进行打结试验^[17]，如图 10 所示。其中，D 型打结器两个关键参数 α 和 φ 分别为 90° 和 24° 。试验捆绳采用直径 2.5 mm 聚丙烯绳，试验时调整合适的捆绳张力、钩钳压板反力和夹绳压板压力，在不上物料的情况下进行空结试验。试验过程

分别记录总试验结数和不成结数,成结率计算式为

$$S_h = \frac{n_d - n_s}{n_d} \times 100\% \tag{21}$$

式中 S_h ——成结率
 n_d ——总试验结数
 n_s ——不成结数

不捆扎物料的打结试验结果是总试验结数 1 000,成结率为 100%,表明打结器动作参数匹配合理,其成结的可视化判别如图 7 所示。

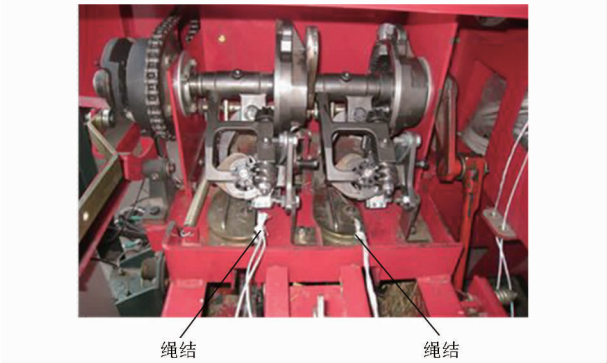


图 10 不捆扎物料的打结试验

Fig. 10 Knotting test without bundling straws

为了进一步考核打结器成结性能,进行了田间捡拾捆扎小麦秸秆试验,如图 11 所示。小麦留茬高约 20 cm,小麦整秆长度为 30 ~ 50 cm,含水率约为 20%。将研制的打结器安装在侧牵引方草捆打捆机上,进行田间秸秆捡拾打捆作业。试验时,打结器驱动齿盘工作转速为 90 r/min,草捆尺寸为 320 mm × 420 mm × 500 mm,作业面积 2 hm²,共捆草 400 捆,成捆密度大于(等于)100 kg/m³,测试结果得到其成结率为 99.25%。发生未成结的原因是送入压缩室的物料不均匀,对应两组打结器的物料一侧多一侧少,导致两组打结器的捆绳反力有波动,物料较少的

一侧捆绳张紧力不足导致成结失败。保证合适的捆绳张力对打结器成结非常重要,在打结器应用中应给予考虑。



图 11 捆扎麦秆的打结试验

Fig. 11 Knotting test with bundling wheat straws

5 结论

(1)打结嘴轴线与主轴轴线夹角 α 、打结嘴和夹绳盘动作时序差 φ 分别为 90°与 24°时,其成结效果与德国 Rasspe 打结器接近,捆绳可以被稳定夹持、成功绕扣和准确钳咬,物理样机的动作试验验证了夹绳—绕扣—钳咬动作的运动学建模正确性和打结器参数匹配的合理性。

(2)打结嘴轴线与主轴轴线夹角 α 、打结嘴和夹绳盘动作时序差 φ 分别为 90°与 24°时,捆绳能被夹绳盘送入稳定夹持位置,到钳咬瞬间捆绳长度 L 的放松量最大为 6 mm,钳咬后捆绳长度 L 的放松量最大为 1 mm。夹绳压板变形量的控制范围为 2.38 mm ≤ x ≤ 6.55 mm。

(3)打结嘴轴线与主轴轴线夹角 α 、打结嘴和夹绳盘动作时序差 φ 分别为 90°与 24°时,研制的打结器样机在不捆扎物料时的成结率为 100%,捆扎小麦秸秆的成结率达到 99.25%。

参 考 文 献

1 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)

2 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)

3 万其号,布库,张志毅,等. D 型打结器的结构及运动分析[J]. 农机化研究, 2009(4): 17 – 19.
Wan Qihao, Bu Ku, Zhang Zhiyi, et al. The analysis of configuration and movement for twine knotter[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2009(4): 17 – 19. (in Chinese)

4 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 CSAE, 2010, 26(5): 96 – 102. (in Chinese)

5 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 CSAE, 2012, 28(7): 27 – 33. (in Chinese)

6 苏刚,史建新,葛炬. 基于逆向工程的方捆机打结器空间角度测量[J]. 农业机械学报, 2008, 39(6): 81 – 83.

- Su Gang, Shi Jianxin, Ge Ju. Measurement the spatial angle of square knoter on the basis of reverse engineering[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(6): 81–83. (in Chinese)
- 7 陈龙健,李诚,张安琪,等. 基于逆向工程的D型打结器重构与运动仿真[J]. 农业机械学报,2014,45(12):104–108,125. Chen Longjian, Li Cheng, Zhang Anqi, et al. Reconstitution and motion simulation of D-bale knoter based on reverse engineering [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014,45(12):104–108,125. (in Chinese)
- 8 李慧,何进,李洪文,等. 方草捆压捆机打结器空间参数研究[J]. 农业机械学报, 2013, 44(8): 99–105. Li Hui, He Jin, Li Hongwen, et al. Spatial parameters of knotters of square balers[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(8): 99–105. (in Chinese)
- 9 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 knoter for square baler based on reversed data[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2011, 41(6): 1652–1658. (in Chinese)
- 10 Li Hui, He Jin, Wang Qingjie, et al. Design and experiment of ϕ -type-knots knotters on Chinese small square balers[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 27(1): 154–164.
- 11 李海涛,熊亚,陈龙健,等. 打结器割绳脱扣机构磨损分析与改进设计[J]. 农业机械学报,2015,46(3):118–124. Li Haitao, Xiong Ya, Chen Longjian, et al. Wear research and improved design of D-knotter wiper mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015,46(3):118–124. (in Chinese)
- 12 Happich G, Harms H H, Lang T. Development of model based loading strategies for agricultural transfer processes [C] // Agricultural Engineering- Land-Technik 2008: Landtechnik Regional and International, 2008: 289–294.
- 13 张绍英,李海涛,曹庆和,等. 双 α 结打结器关键传动机构设计[J]. 农业机械学报, 2013, 44(12): 74–79. Zhang Shaoying, Li Haitao, Cao Qinghe, et al. Design of key transmission mechanism of double- α -knot knoter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(12): 74–79. (in Chinese)
- 14 李双,尹建军,李耀明. D型打结器及其辅助机构的运动特性[J]. 机械设计与研究, 2011, 27(1):18–21. Li Shuang, Yin Jianjun, Li Yaoming. Kinematic characteristic analysis of D-knotter and its ancillary mechanism [J]. Machine Design and Research, 2011, 27(1):18–21. (in Chinese)
- 15 马晓刚. 自走式方草捆压捆机关键部件优化设计与试验研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2014. Ma Xiaogang. Optimal design and experiment on the key parts of self-propelled rectangular baler[D]. Beijing: China Agricultural University, 2014. (in Chinese)
- 16 杨莉,刘贵林,王振华,等. 自带传动动力恒频方草捆捡拾压捆机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2011, 42(增刊): 147–151. Yang Li, Liu Guilin, Wang Zhenhua, et al. Design and experiment of engine-driven constant frequency rectangular pickup baler [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(Supp.): 147–151. (in Chinese)
- 17 布库,万其号,李岩,等. 打结器试验台的设计[J]. 机械设计与制造, 2010, 8(8): 37–39. Bu Ku, Wan Qihao, Li Yan, et al. Design of d knoter test-bench[J]. Machinery Design & Manufacture, 2010, 8(8): 37–39. (in Chinese)

(上接第210页)

- 14 Munoz-Cobo J L, Herranz L, Sancho J, et al. Turbulent vapor condensation with noncondensable gases in vertical tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1996, 39(15): 3249–3260.
- 15 Dehbi A, Guentay S. A model for the performance of a vertical tube condenser in the presence of noncondensable gases[J]. Nuclear Engineering and Design, 1997, 177(1–3): 41–52.
- 16 Kim J, Lee Y, Ahn H, et al. Condensation heat transfer characteristic in the presence of noncondensable gas on natural convection at high pressure[J]. Nuclear Engineering and Design, 2009, 239(4): 688–698.
- 17 苏旭林. 生物质连续热解反应装置关键部件研究[D]. 哈尔滨: 东北农业大学, 2013. Su Xulin. Research of critical components of biomass continual pyrolysis reactor[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2013. (in Chinese)
- 18 王明峰. 稻壳连续式催化裂解制富氢气体研究[D]. 广州: 华南农业大学, 2010. Wang Mingfeng. Study on rich hydrogen content gas production from rice husk continous catalytic pyrolysis[D]. Guangzhou: South China Agricultural University, 2010. (in Chinese)
- 19 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006: 370–420.
- 20 Kim Y S, Park J W, Song C H. Investigation of the steam-water direct contact condensation heat transfer coefficients using interfacial transport models[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2004, 31(3): 397–408.