

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.09.019

秸秆捆扎过程中打结钳嘴载荷试验分析*

陈龙健 李 诚 张安琪 李海涛 张绍英 韩鲁佳

(中国农业大学工学院,北京 100083)

摘要: 打结钳嘴是打结器承载的关键部件,为研究其在秸秆捆扎打结过程中的载荷情况,利用华德9YFQ-1.5系列压捆机开展了秸秆捆扎试验,由张力传感器、高速摄影机以及同步控制装置组成的试验方案,成功获取了秸秆捆扎过程中捆绳张力数据和捆绳对打结钳嘴的作用部位;研究构建了捆绳张力与打结钳嘴载荷的转换模型,结果显示捆绳对上颚的载荷较大,达到了314.89 N;通过上述所获得的捆绳对打结钳嘴载荷大小和作用位置,利用ANSYS对上颚进行相关有限元分析,得到上颚在捆绳张力最大时刻的应力载荷图,发现上颚安装滚子轴处和上颚拐角处均有较大的承载特性,其应力载荷分别为755.52 MPa和410.29 MPa。打结钳嘴实际工作过程中断裂位置验证了载荷分析的准确性,为优化打结钳嘴提供了基础数据支撑。

关键词: 秸秆 捆扎 打结器 打结钳嘴 载荷分析

中图分类号: S225 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)09-0128-07

Load Experimental Analysis of Bill Hook during Straw Baling

Chen Longjian Li Cheng Zhang Anqi Li Haitao Zhang Shaoying Han Lujia

(College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: Bill hook is a key part of D-bale knotter during load bearing. For the research on its mechanical analysis, baling experiment was carried out by using Huade 9YFQ-1.5 baler. The experimental scheme of tension sensor, high-speed camera and synchronous control was firstly proposed. The rope tension and acting position between rope and knotter during crop residue baling were obtained. The transfer model of rope around stump was built. The results showed that the largest loading between rope and bill hook was 314.89 N. Based on the loading and acting position, the finite element mechanical analysis of bill hook was performed by ANSYS. The results showed that the stress concentration happened at the shaft end of bill hook and corner. The stress achieved to 755.52 MPa and 410.29 MPa, respectively. The observed broken position of bill hook during straw baling was also compared with the results from the finite element mechanical analysis. The results showed that the simulated data agreed well with the experimental data. This study will provide basic data for the optimization of bill hook.

Key words: Straw Baling Knotter Bill hook Load analysis

引言

利用压捆机将秸秆压制成高密度、整齐的捆式结构,是破解秸秆难以收集利用的有效手段^[1-3]。打结器作为方捆压捆机的关键核心部件,直接关系

到压捆机的成捆率和捆形质量。

道尔吉等^[4]在田间研究了C型打结器、D型打结器与不同草捆的捆绳张力关系。金镭等^[5]通过分析成结及预紧过程中打捆绳结扣处的受力、变形及断裂状态,研究了 α 死结、 α 活结稳定所需的力学

收稿日期:2015-06-17 修回日期:2015-07-10

* 教育部长江学者和创新团队发展计划资助项目(IRT1293)和北京高校青年英才计划资助项目(YETP0317)

作者简介:陈龙健,副教授,博士生导师,主要从事农业生物质研究,E-mail: clj1020@cau.edu.cn

通讯作者:韩鲁佳,教授,博士生导师,主要从事农业生物质研究,E-mail: hanlj@cau.edu.cn

条件。李慧^[6]研究了 2.5 mm、3.5 mm 直径下多股聚丙烯绳、剑麻绳和黄麻绳的力学特性,进而根据草捆压缩过程建立了受力模型,研究了麦类秸秆捆和玉米秸秆捆与捆绳的受力关系。

打结钳嘴是打结器承载的关键部件,一些学者对其开展了载荷特性研究。刘智强^[7]采用捆绳着色的方法确定打结过程中的捆绳与打结钳嘴的作用位置,并基于 ANSYS 软件对打结钳嘴进行了有限元强度分析。李双^[8]运用 Adams 计算了脱绳、回程阶段打结钳嘴和脱绳杆之间的接触力,然后根据该接触力在 SolidWorks 中对打结钳嘴和脱绳杆进行了有限元受力分析和变载荷的疲劳失效分析。李慧^[6]分析了驱动齿盘、机架、打结钳嘴、上颚和斜齿轮的载荷情况并采用 Pro/E 对其进行了应力、应变、疲劳分析。芦杰^[9]对设计的可拆卸内外齿的齿盘进行了有限元强度分析。

综上所述,打结器及其打结钳嘴载荷特性研究取得一定进展,但存在以下不足。首先,捆绳对打结钳嘴的载荷均采用打结嘴附近区域的捆绳张力^[5]近似代替,无法真实表征捆绳对打结钳嘴的施加载荷大小;其次,打结过程中捆绳在打结钳嘴曲面上相对滑动,均未获取捆绳与打结钳嘴作用准确部位;更为重要的是,打结钳嘴仅在秸秆捆扎试验过程中体现其载荷本征特性,目前尚未发现针对秸秆捆扎试验过程中打结钳嘴载荷特性的相关研究。本文以 D 型打结器为研究对象,通过秸秆捆扎试验和摩擦因数试验,借助高速摄影机和张力传感器分别获取秸秆捆扎过程中捆绳与打结钳嘴作用部位和捆绳张力数据,进而通过构建打结钳嘴载荷模型,由捆绳张力计算得到捆绳对打结钳嘴的载荷,并对打结钳嘴进行载荷分析研究,从而为打结钳嘴结构优化和材料选择提供基础数据支撑。

1 打结钳嘴结构与工作原理

D 型打结器由机架、驱动齿盘、打结钳嘴组件、脱绳杆组件、卡线轮组件等组成,各个组件满足严格动作时序才能完成夹绳、绕扣、钳咬、割绳、脱扣等动作^[10],其结构组成如图 1 所示。

打结钳嘴是打结器的关键部件之一,搭绳、绕环、张嘴、闭合、拉紧、割绳、脱扣等成结过程与打结钳嘴存在直接或者间接关系,同时打结钳嘴也是易损件^[7]。如图 2 所示,打结钳嘴主要由上颚、下颚、滚子、连接轴、打结钳嘴锥齿轮等组成,其中连接轴与下颚是过盈配合,上颚与连接轴采用间隙配合并绕其转动,滚子安装在上颚末端轴处。打结钳嘴通

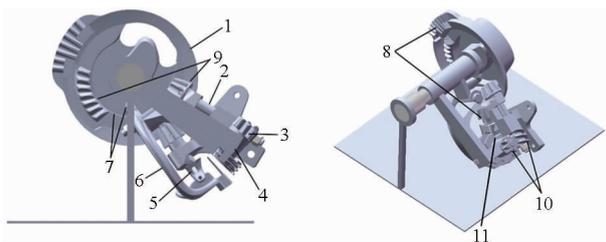


图 1 打结器结构图

Fig. 1 Structural diagram of D-bale knitter

1. 驱动齿盘 2. 卡线轮驱动齿组件 3. 卡线轮组件 4. 机架
5. 打结钳嘴组件 6. 脱绳杆组件 7. 凸轮机构 8. 打结钳嘴锥齿轮机构 9. 蜗杆轴锥齿轮机构 10. 蜗轮蜗杆机构 11. 夹绳机构

过锥齿轮与驱动齿盘外齿啮合获取转动动力,滚子与机架凸轮配合实现打结钳嘴的张合动作。在秸秆捆扎过程中,2 段捆绳在打结钳嘴旋转成环,打结钳嘴主要承受捆绳对其施加的载荷(图 3)。

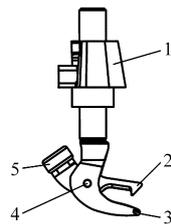


图 2 打结钳嘴结构图

Fig. 2 Structural diagram of bill hook

1. 打结钳嘴锥齿轮 2. 上颚 3. 下颚 4. 连接轴 5. 滚子



图 3 打结钳嘴局部放大图

Fig. 3 Enlarged images of bill hook

2 秸秆捆扎试验

为准确获取打结钳嘴承受载荷情况,本研究以东方红 MF-504 型拖拉机作为试验动力,采用人工喂送玉米秸秆的方式利用华德 9YFQ-1.5 系列压捆机进行打捆作业,通过美国 Fastec Imaging 公司生产的高速摄影机(TS3-100SC4)和德国霍尼希曼公司生产的张力传感器(SK122FM-3-17-3-0)分别获取捆绳位置和捆绳张力数据,采集频率均为 1 000 Hz,同时借助一种同步获取系统保证高速摄影机画面和张力传感器数据实时对应。本研究使用的同步获取系统整体布局如图 4 所示。



图4 同步获取系统布局图

Fig. 4 Layout diagram of synchronous acquiring system

1. LED灯 2. 计算机 3. 接近开关 4. 高速摄影机2 5. 打结器
6. 高速摄影机1 7. 同步电路板 8. 强力传感器

3 摩擦因数试验

打结过程中,位于打结钳嘴和张力传感器之间的捆绳与脱绳杆导槽有接触,而当打结钳嘴张开时,捆绳有向打结钳嘴相对滑动趋势,因此捆绳与脱绳杆导槽、打结钳嘴存在摩擦力。在利用张力传感器测量得到的捆绳张力转换到打结钳嘴对捆绳的载荷时,需考虑捆绳与脱绳杆导槽、捆绳与打结钳嘴的摩擦力。使用日本 Heidon type14FW 型表面摩擦试验机分别测量捆绳与打结钳嘴(图5)、脱绳杆导槽摩擦因数。试验测量环境中湿度为43% RH,温度为16℃。试验中,两个测量件分别安装在移动板和悬臂下方,悬臂托盘中放置有砝码,调整悬臂平衡,其原理为当安装在移动板上的测量件匀速移动时,悬臂相对工作台静止不动,表面摩擦试验机中测力传感器受到的拉力等于摩擦力,测量件摩擦因数的计算式为

$$\mu = \frac{f}{N} \quad (1)$$

式中 f ——测量件摩擦力 N ——测量件正压力

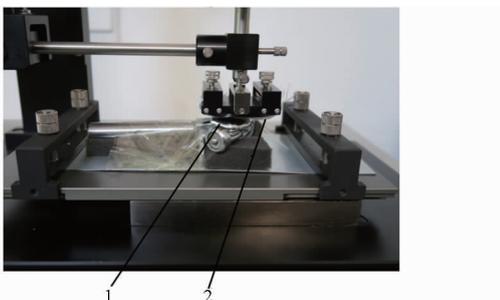


图5 摩擦因数测量试验装置

Fig. 5 Experiment device of friction coefficient measurement

1. 打结钳嘴 2. 捆绳

4 试验结果与分析

4.1 摩擦因数试验结果

摩擦因数试验测量结果如表1。

表1 摩擦因数测量结果

Tab. 1 Measuring result of friction coefficient

试样	试验序号	静摩擦因数	动摩擦因数
捆绳与打结钳嘴	1	0.339	0.239
	2	0.407	0.199
	3	0.398	0.216
	4	0.420	0.215
	5	0.431	0.196
	均值	0.399	0.213
捆绳与脱绳杆导槽	1	0.484	0.147
	2	0.364	0.137
	3	0.365	0.152
	4	0.286	0.147
	5	0.262	0.132
	均值	0.352	0.143

4.2 捆绳与打结钳嘴作用部位的确定

图6为张力传感器测量打结器一个工作周期捆绳张力结果,发现在打结钳嘴旋转成结过程中捆绳张力最大极值为257.90 N,该时刻高速摄影机捕捉的打结画面如图7所示。以打结钳嘴附近放置的宽度为20 mm的卡片(图8)作为图像尺寸转换实际尺寸的换算基准,对图7a中捆绳关键位置进行标记并获取相关实际位置关系,如图9所示。

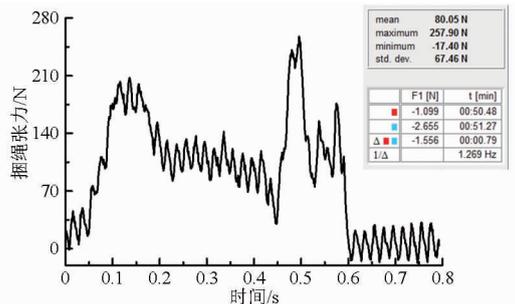


图6 秸秆捆扎试验过程中捆绳张力变化曲线

Fig. 6 Rope tension curves during straw baling

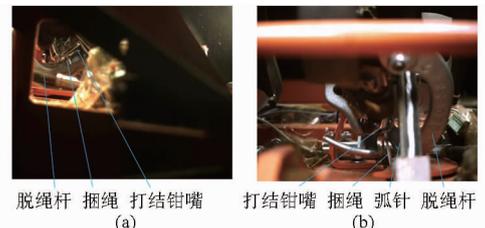


图7 捆绳张力最大时刻对应打结图像

Fig. 7 Baling images of maximum rope tension

- (a) 高速摄影机1 (b) 高速摄影机2

为了确定捆绳与打结钳嘴作用部位,采用在三维模型中进行标记捆绳关键点的方法。将逆向重构的打结器三维模型在SolidWorks中进行运动仿真试验,设置打结周期为0.667 s^[11],而打捆试验打结周期为0.793 s,将试验周期时间线性压缩为运动仿真周期时间,并以打结钳嘴开始旋转为基准,将运动仿

真时刻(图 10)与试验高速摄影机时刻一一对应。

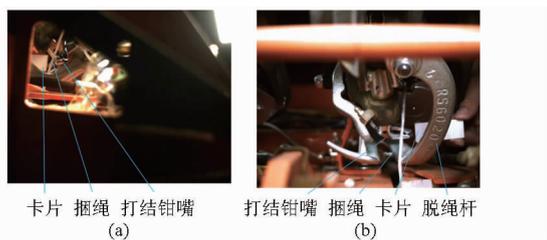


图 8 图形尺寸基准

Fig. 8 Reference dimension of images

(a) 高速摄影机 1 (b) 高速摄影机 2

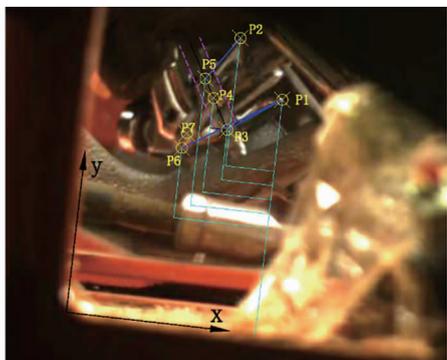


图 9 标定捆绳作用部位

Fig. 9 Key points detection of interacting site between rope and bill hook

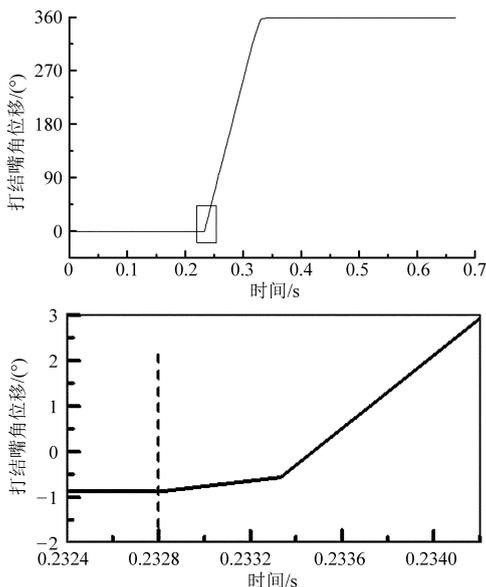


图 10 打结钳嘴角位移曲线

Fig. 10 Angular displacement curves of bill hook

根据运动仿真与试验匹配结果,将仿真调至高速摄影机捕捉画面的时刻和视角,根据图 9 确定的捆绳关键点,在 SolidWorks 模型中标记捆绳关键点。由于捆绳在打结过程中处于受力绷紧状态,因此捆绳与接触零件缠绕遵循距离最短原则,通过模型上相邻 3 个关键点(例如 Q_4 、 Q_5 、 Q_6)创建一个平面,平面与打结钳嘴或者脱绳杆相交得到交线,交线与交线之间用 3D 空间直线相切连接,至此确定捆绳经

过脱绳杆和捆绳包裹打结钳嘴的位置状态(图 11)。

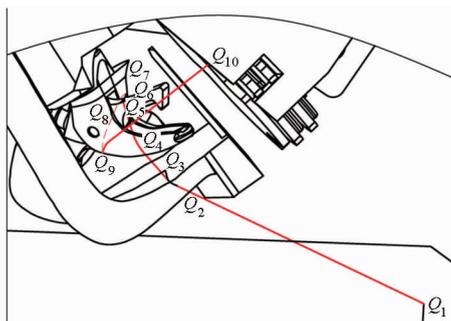


图 11 捆绳走向示意图

Fig. 11 Sketch map of rope movement

4.3 捆绳与打结钳嘴互动载荷大小的确定

4.3.1 方法

郭茂政建立了捆绳绕桩模型,根据该模型可以已知捆绳一端力计算出任意位置处捆绳张力、树桩对捆绳支持力和静摩擦力^[12]。如图 12 所示,绳索与木桩(圆柱体)在弧 AB 上无相对滑动接触但存在逆时针方向的静摩擦力 f_0 和木桩给绳索的支承力 N ,木桩在 A 点和 B 点处受到绳索的张力 T_0 和 T 。通过在绳 AB 弧段截取弧元 ds_n (图 13),图中 T_n 、 T_{n+1} 分别为绳索微元模型左端、右端张力,对该弧元根据质点平衡分析,建立方程式。

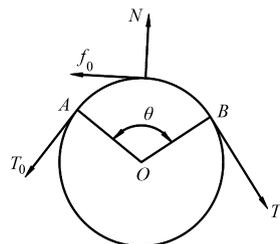


图 12 绕桩绳索模型

Fig. 12 Model of rope around stump

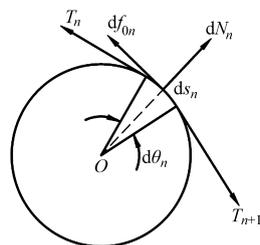


图 13 绕桩绳索微元模型

Fig. 13 Micro model of rope around stump

切向方向

$$-T_n \cos \frac{d\theta_n}{2} - \mu_0 dN_n + (T_n + dT_n) \cos \frac{d\theta_n}{2} \leq 0 \quad (2)$$

法向方向

$$dN_n - T_n \sin \frac{d\theta_n}{2} - (T_n + dT_n) \sin \frac{d\theta_n}{2} = 0 \quad (3)$$

式中 dN_n ——木桩给绳索微元模型的支持力
 $d\theta_n$ ——绳索微元模型对应的包角

dT_n —— T_{n+1} 与 T_n 的增量

μ_0 ——绳索与木桩的静摩擦因数

由于 $d\theta_n$ 很小,因此有 $\sin \frac{d\theta_n}{2} \approx \frac{d\theta_n}{2}$ 、 $\cos \frac{d\theta_n}{2} \approx 1$,

由式(2)、(3)可求得:

捆绳张力

$$T \leq T_0 e^{\mu_0 \theta} \quad (4)$$

树桩对捆绳支持力

$$N \leq \frac{T_0}{\mu_0} (e^{\mu_0 \theta} - 1) \quad (5)$$

树桩对捆绳静摩擦力

$$f_0 \leq T_0 (e^{\mu_0 \theta} - 1) \quad (6)$$

根据上述模型,结合本研究内容,发现解决捆绳与打结钳嘴载荷大小关键在于微元模型中捆绳包角的求解。根据曲线曲率的定义,知道曲线的曲率就是针对曲线上某个点的切线方向角(包角)对弧长的转动率(图14),并且有

$$k_n = \lim_{\Delta S_n \rightarrow 0} \frac{\alpha_n}{\Delta S_n} = \lim_{n \rightarrow +\infty} \frac{\alpha_n}{|A_n A_{n+1}|} \quad (7)$$

式中 ΔS_n ——弧 $A_n A_{n+1}$ 的弧长

α_n ——弧 $A_n A_{n+1}$ 对应的切线方向角

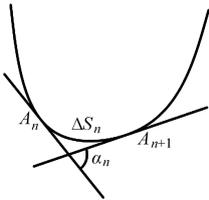


图14 曲线曲率示意图

Fig. 14 Curvature of curve

若曲线方程 $y = f(x)$ 确定,曲线的曲率还可以表达为

$$k_n = \frac{|f''_n(x)|}{(1 + f'^2_n(x))^{3/2}} \quad (8)$$

由式(7)、(8)可求得曲线包角

$$\alpha_n = \frac{|f''_n(x)|}{(1 + f'^2_n(x))^{3/2}} \lim_{n \rightarrow +\infty} |A_n A_{n+1}| \quad (9)$$

综上,将式(9)代入式(4)~(6)可以依次求解任意位置处打结钳嘴受到的载荷。

4.3.2 结果分析

位于张力传感器与打结钳嘴之间的捆绳与脱绳杆有接触,首先将图11中位于 Q_1 处的张力传感器测得的捆绳张力转换到打结钳嘴 Q_4 处。前述中在SolidWorks环境下获取了捆绳与脱绳杆的作用部位(对应图11的曲线 $Q_2 Q_3$),将坐标系 $X-Y$ 平面转移至脱绳杆捆绳曲线 $Q_2 Q_3$ 所在平面,考虑到捆绳直径大小,根据点 Q_1 、 Q_2 组成的直线作为 X 轴,在曲线 $Q_2 Q_3$ 上每隔0.5 mm提取一个点,提取所有7个

点的坐标见表2。

表2 提取的脱绳曲线 $Q_2 Q_3$ 上各点坐标

Tab. 2 Point coordinates on twine holder

轴向	第1点	第2点	第3点	第4点	第5点	第6点	第7点
X轴	0	0.31	0.69	1.04	1.31	1.35	1.42
Y轴	0	0.22	0.53	0.9	1.32	1.44	1.71
Z轴	0	0	0	0	0	0	0

运用Matlab中的cftool工具进行拟合,得到曲线方程 $y = 0.59x^2 + 0.26x + 0.03$ 。由于该时刻捆绳张力达到极大值,推断捆绳处于越来越紧绷状态,因此捆绳相对于脱绳杆有向上滑移的趋势,捆绳受到静摩擦力向下,即打结钳嘴处的捆绳张力大于张力传感器获取捆绳的张力。根据捆绳绕桩模型计算,得到打结钳嘴 Q_4 处捆绳张力为326.81 N。捆绳经过打结钳嘴下颚到上颚之间时,对下颚也有一段曲线包裹,同理经计算捆绳张力为461.23 N。

对于图11中 $Q_4 Q_7$ 段捆绳,如图15所示,由3段直线捆绳($Q_4 Q_5$ 、 $Q_5 Q_6$ 、 $Q_6 Q_7$)组成模型,确定 Q_4 、 Q_5 、 Q_6 、 Q_7 折点的坐标,同时在上颚上另找一个点 Q_{11} 坐标,坐标值如表3所示。

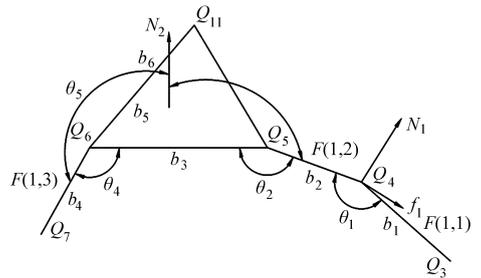


图15 上颚捆绳模型

Fig. 15 Model of rope on upper bill hook

表3 提取的上颚点坐标

Tab. 3 Point coordinates on upper bill hook

轴向	Q_4	Q_5	Q_6	Q_7	Q_{11}
X轴	-98.05	-93.37	-94.25	-96.72	-94.61
Y轴	-56.34	-42.47	-42.06	-40.75	-41.87
Z轴	364.46	367.64	370.75	379.28	371.98

捆绳组成 b_2 、 b_3 、 b_4 向量,上颚上3个点可以确定上颚平面的 b_3 、 b_5 两个向量,从而算出平面对应的法向量 b_6 。利用向量公式

$$\theta = \arccos \frac{ab}{|a||b|} \quad (10)$$

可以算出图中所示夹角 θ_2 、 θ_3 、 θ_4 和 θ_5 。对 $Q_4 Q_7$ 段,观察高速摄影机拍摄的视频发现捆绳在上颚平面上无相对滑动趋势,结合此时捆绳张力到达最大的情况,判断打结钳嘴张开过程中两端捆绳均处于受力绷紧状态,因此设定捆绳在上颚上不受静摩擦力。沿捆绳 $Q_5 Q_6$ 方向和垂直上颚平面分解捆

绳张力,由受力平衡有

$$\cos\theta_5 F(1,3) - N_2 = -\cos\theta_3 F(1,2) \quad (11)$$

$$\cos\theta_4 F(1,3) - 0 = \cos\theta_2 F(1,2) \quad (12)$$

又有 $F(1,2) = 461.23 \text{ N}$, 可求得 $F(1,3) = 110.37 \text{ N}$, $N_2 = 314.89 \text{ N}$ 。

对于弧 Q_7Q_8 段捆绳,采用脱绳杆曲线 Q_2Q_3 段捆绳模型,每隔 0.5 mm 取一个点,共计 15 个点,可求解下颚各点捆绳张力依次为 110.37 N 、 108.73 N 、 101.86 N 、 92.56 N 、 84.55 N 、 78.92 N 、 75.34 N 、 72.83 N 、 71.12 N 、 69.79 N 、 68.76 N 、 67.93 N 、 67.25 N 、 66.71 N 、 66.44 N , 微元各段捆绳受到的支持力为 4.11 N 、 17.23 N 、 23.28 N 、 20.09 N 、 14.11 N 、 8.97 N 、 6.27 N 、 4.31 N 、 3.31 N 、 2.59 N 、 2.06 N 、 1.71 N 、 1.37 N 、 0.68 N , 相对应静摩擦力为 1.66 N 、 7.34 N 、 10.22 N 、 8.78 N 、 6.03 N 、 3.75 N 、 2.59 N 、 1.76 N 、 1.34 N 、 1.05 N 、 0.83 N 、 0.69 N 、 0.55 N 、 0.27 N 。

从上述计算结果分析,打结钳嘴下颚受到的捆绳载荷相对于上颚受到的捆绳载荷较小,因此上颚被损坏的可能性大于下颚,本研究采用 ANSYS 对上颚进行载荷分析。

4.4 基于有限元的打结钳嘴载荷分析与验证

4.4.1 建立模型,赋予材料

将前述中分析时刻对应的由打结钳嘴下颚、上颚、滚子和连接轴构成组件导入 ANSYS Workbench 15.0 中,连接轴与下颚是过盈配合,连接轴与上颚是间隙配合,将连接上颚与下颚的轴切割成 3 份,删除原有零件的配合关系,分别设置连接轴的中间段与上颚、滚子与下颚、上颚侧面与下颚内侧面摩擦配合,轴的两端与下颚 No Separation 配合。查阅机械设计手册,选用 ZG310-570 材料,设置材料密度为 $7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 、屈服强度 310 MPa 、抗拉强度 570 MPa 、弹性模量 $2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$ 、泊松比 0.269 。

4.4.2 划分网格

设置网格划分 Relevance Center 为 Fine、Smoothing 为 High、Span Angle Center 为 Fine,其余为默认设置,对组件整体进行网格划分,在此基础上对打结钳嘴下颚用 Body Sizing 细化网格,对上颚用 Automatic Method、Inflation 细化网格,网格划分结果如图 16 所示。

4.4.3 设置边界条件

本模型中主要是对上颚进行载荷分析,其余零件导入 ANSYS 是为了定义与上颚的边界条件,不是分析的重点。由于打结钳嘴绕轴旋转,用 Cylindrical Support 约束轴端面的轴向和切向,并用 Moment 给其 $200 \text{ N}\cdot\text{m}$ 的扭矩,该时刻滚子与机架凸轮配合,用 Displacement 约束其 X 、 Y 、 Z 方向使其固

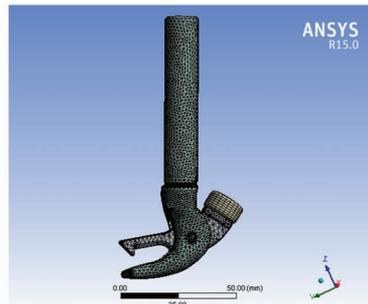


图 16 划分网格结果

Fig. 16 Result of meshing on bill hook

定,根据之前捆绳与打结钳嘴接触部位分析,采用印记面的方式划分出上颚载荷部位,由于打结过程中是两段捆绳进行打结,通过高速摄影机拍摄图像发现两段捆绳标记点伸长量相似,因此对上颚施加垂直印记面 629.78 N 的载荷。

4.4.4 载荷计算及试验验证

运行算例,得到上颚的应力载荷结果(图 17)。从载荷结果可知,上颚安装滚子轴处(位置 1)和上颚拐角处(位置 2)均有较大的承载特性,其应力载荷分别为 755.52 MPa 和 410.29 MPa 。由于秸秆打捆机在田间作业时需执行多次且连续的秸秆捆扎打结动作,因此打结钳嘴需承受多次循环载荷,从而导致其产生变形、裂纹甚至失效^[13]。该载荷计算结果与先前刘智强^[7]的试验结果相互验证。刘智强给出的打结钳嘴载荷试验结果也显示在上颚安装滚子轴处(位置 1)和上颚拐角处(位置 2)经常发生变形和断裂。

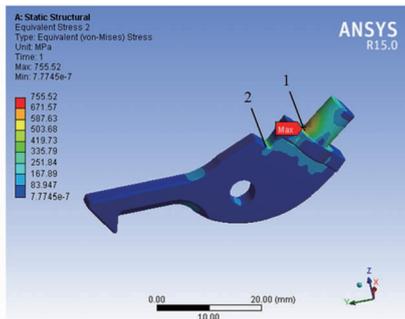


图 17 基于有限元的打结钳嘴应力载荷结果

Fig. 17 Stress loading result of bill hook based on FEM

5 结论

(1) 利用华德 9YFQ-1.5 系列压捆机开展了秸秆捆扎试验,设计了张力传感器、高速摄影机以及同步控制的试验方案,成功获取了秸秆捆扎过程中捆绳张力数据和捆绳对打结钳嘴的作用部位。

(2) 研究构建了捆绳张力与捆绳对打结钳嘴作用力转换模型,结果显示捆绳对上颚的载荷较大,达到了 314.89 N ;而捆绳对下颚载荷较小,仅为 $10 \sim$

30 N,因此可忽略不计。

(3)通过上述所获得的捆绳对打结钳嘴载荷大小和作用位置,利用 ANSYS 分析了上颚在捆绳张力最大时刻的应力载荷特性,发现上颚安装滚子轴处

(位置1)和上颚拐角处(位置2)均有较大的承载特性,其应力载荷分别为 755.52 MPa 和 410.29 MPa。该载荷计算结果与先前试验结果相互验证。

参 考 文 献

- 1 Chen L, Xing L, Han L. Renewable energy from agro-residues in China: solid biofuels and biomass briquetting technology[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2009, 13(9): 2689–2695.
- 2 Chen L, Xing L, Han L. The development of agro-residue densified fuel in China based on energetics analysis[J]. *Waste Management*, 2010, 30(5): 808–813.
- 3 Feng C, Yu X, Tan H, et al. The economic feasibility of a crop-residue densification plant: a case study for the city of Jinzhou in China[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, 24(1): 172–180.
- 4 道尔吉,郑钢. 打结器试验台的模拟设计[J]. *农业机械学报*, 1989, 20(2): 85–88.
- 5 金镭,王磊,魏文军,等. 秸秆捆扎绳环结扣稳定性的力学条件[J]. *农机化研究*, 2011, 33(10): 97–101.
- 6 Jin Lei, Wang Lei, Wei Wenjun, et al. Mechanical conditions of stability of the knot on ropes for straw bundled[J]. *Journal of Agricultural Mechanization Research*, 2011, 33(10): 97–101. (in Chinese)
- 7 李慧. 方草捆压捆机成结系统研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2013.
- 8 Li Hui. Study on knotting system for the rectangular balers[D]. Beijing: China Agricultural University, 2013. (in Chinese)
- 9 刘智强. D型打结器钳嘴结构性能分析研究[D]. 呼和浩特: 内蒙古农业大学, 2009.
- 10 Liu Zhiqiang. Research on structure and performance of eagle nose pliers for deering-knotter[D]. Huhhot: Inner Mongolia Agricultural University, 2009. (in Chinese)
- 11 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.
- 12 Li Shuang. Rope-tied theory and optimal design of D-knotter[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2011. (in Chinese)
- 13 芦杰. 秸秆打捆机D型打结器结构及参数优化研究[D]. 哈尔滨: 东北农业大学, 2014.
- 14 Lu Jie. Straw balers D-knotting structure and parameter optimization[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2014. (in Chinese)
- 15 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.
- 16 Chen Longjian, Li Cheng, Zhang Anqi, et al. Reconstitution and motion simulation of D-bale knotter based on reverse engineering[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(12): 104–108. (in Chinese)
- 17 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.
- 18 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)
- 19 郭茂政. 谈绕桩绳索的摩擦力[J]. *唐山师范学院学报*, 2003, 25(5): 18–19.
- 20 Guo Maozheng. On friction of rope wrapping stump[J]. *Journal of Tangshan Teachers College*, 2003, 25(5): 18–19. (in Chinese)
- 21 李彦振,王义亮,杨兆建. 掘进机星轮机构的疲劳分析[J]. *中国农机化学报*, 2015, 36(3): 77–80.
- 22 Li Yanzhen, Wang Yiliang, Yang Zhaojian. Fatigue life analysis for star wheel loading machine of road header[J]. *Journal of Chinese Agricultural Mechanization*, 2015, 36(3): 77–80. (in Chinese)