

# 自驱式打捆机喂料系统设计

廖汇鹏, 孟令启

广州科技职业技术大学智能工程与未来学院, 广东 广州

收稿日期: 2025年11月12日; 录用日期: 2025年12月25日; 发布日期: 2025年12月31日

---

## 摘要

为了使宝贵的秸秆资源能够更好地回收利用, 首先要对田间的秸秆和牧草进行打捆回收。自驱式打捆机的喂料系统能够对秸秆和牧草进行捡拾、输送作业, 是实现自驱式打捆机打捆必不可少的一个环节, 捡拾率对于整个自驱式打捆机的工作效率也有很大的作用。因此, 本课题主要针对自驱式打捆机的喂料系统进行设计, 利用专业知识以及查阅各种文献资料分别对喂料系统的捡拾与输送装置进行设计。首先选择和确定了打捆机喂料系统的方案, 在此基础上进行了机械强度的校核计算, 同时进行了动力的选定, 最终完成了本课题的设计。结果表明, 该打捆机喂料系统具有较高的进料效率, 能广泛应用于各打捆机。

---

## 关键词

自驱式打捆机, 喂料系统, 捡拾, 输送

---

# Design of Feeding System for Self-Drive Baler

Huipeng Liao, Lingqi Meng

School of Intelligent Engineering and the Future, Guangzhou Vocational University of Science and Technology, Guangzhou Guangdong

Received: November 12, 2025; accepted: December 25, 2025; published: December 31, 2025

---

## Abstract

In order to make the valuable straw resources better recycled, the field straw and grass should be bundled and recycled. The feeding system of the self-drive baler can pick up and transport straw and grass, which is an essential link to realize the self-drive baler bundling. The picking-up rate also plays a great role in the working efficiency of the whole self-drive baler. Therefore, this project is mainly designed for the feeding system of self-drive baler, designing the pickup and conveying device of feeding

system with professional knowledge and literature. First, it selected and determined the baler feeding system, then calculated mechanical strength, selected power, and finally completed the design of this project. The results show that the baler feeding system has high feeding efficiency and is widely used in each baler system.

## Keywords

**Self-Drive Baler, Feeding System, Picking up, Conveying**

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

打捆机是集捡拾、切割、打捆于一体的收获机械，它可以全自动化地对牧草、秸秆，以及小麦等物料进行捡拾和打捆[1]。打捆机的主要特点是其机器结构紧凑并且操作容易，由打捆机打出来的草捆体积小密度大，草捆内部密度相对较小，透气性较高，这样的草捆更方便贮存和运输[2]。现已广泛应用于各种地形下不同作物的收获打捆[3]。

## 2. 国内外研究现状

### 2.1. 国外研究现状

国外在自驱式打捆机喂料系统领域的研究起步较早，技术发展相对成熟。欧美等农业机械化发达国家早在 20 世纪中后期就开始对打捆机喂料系统进行深入研究，重点聚焦于提高捡拾效率、降低物料堵塞率以及提升系统适配性等方面。

在捡拾装置设计上，美国约翰迪尔(John Deere)公司研发的打捆机喂料系统采用弹性齿式捡拾器，通过优化弹齿的材质与排布方式，将秸秆捡拾率提升至 95%以上，其弹齿采用高强度合金钢材质，能适应不同地形和作物秸秆的捡拾需求[4]。德国克拉斯(CLAAS)公司则开发出液压驱动的捡拾机构，可根据田间物料密度实时调整捡拾速度，有效减少了因物料堆积造成的堵塞问题[5]，该技术已在其多款自驱式打捆机产品中应用。

在输送系统方面，国外企业多采用链带与螺旋输送结合的复合式输送结构。比如，意大利马斯奇奥(Maschio Gaspardo)公司设计的喂料系统，利用螺旋滚筒完成物料的初步整理，再通过链带实现定量输送，其链带输送速度可与打捆机构的工作节奏精准匹配，输送效率较传统结构提升 30% [6]。同时，国外研究还注重动力系统的节能优化，采用电液比例控制技术实现喂料系统与主机动力的智能匹配，降低了整机的能耗。

### 2.2. 国内研究现状

国内对自驱式打捆机喂料系统的研究在近五年呈现理论仿真与工程应用深度融合的特点，研究主体涵盖高校、科研院所与农机企业，研究方向聚焦于堵塞问题解决、结构轻量化优化、智能化喂料控制三大核心，同时针对我国南北方地块差异、秸秆种类多样的农业特点，开展了本土化适配设计研究。

桂林理工大学团队针对甘蔗叶秸秆打捆机喂料系统的堵塞问题，通过增设喂入对辊和碾压对辊的结构改进，并结合 ANSYS 与 ADAMS 仿真分析，大幅提升了喂入能力，解决了甘蔗叶这类轻质蓬松物料

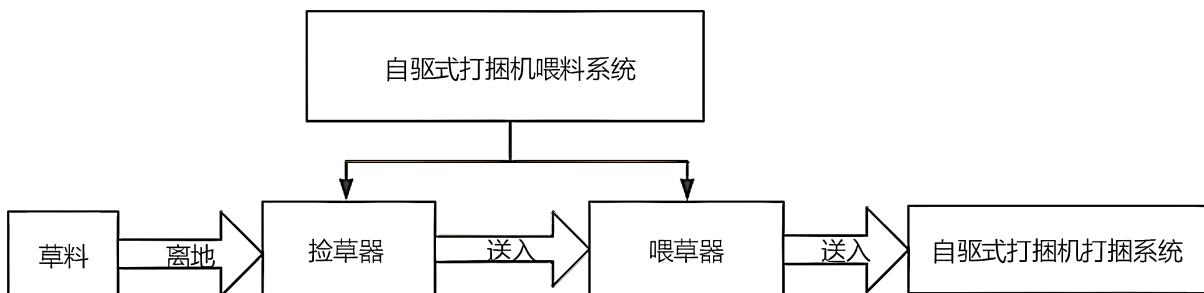
的输送难题。雷俊乐等[7]则针对小型秸秆圆捆机设计了前置喂入对辊 + 后置挤压对辊的复合式喂入机构, 通过正交试验确定最优参数组合(前置对辊间距 50 mm、后置对辊间距 22 mm、挤压倾角 19°), 有效解决了小型打捆机的喂料堵塞问题, 该设计已在国内小型农机市场实现产业化应用。

在智能化喂料技术研究方面, 国内学者开始探索基于功率监测、传感器感知的喂料量动态调控技术[8]。如基于捡拾平台功率监测的喂料速率检测模型, 通过频域滤波消除振动噪声, 构建了喂料速率与捡拾功率的函数关系, 模型预测精度达 98.9% [9], 为自驱式打捆机喂料系统的智能控制提供了数据支撑。

整体来看, 国内研究已从单一的结构改进向整机集成、智能控制、多物料适配方向发展, 但相较于国外技术, 在喂料系统的动力匹配效率、高速作业稳定性及长寿命设计方面仍存在差距, 核心零部件如高精度打结器、液压驱动系统仍依赖进口。

### 3. 喂料系统的总体方案设计

设计的自驱式打捆机喂料系统采用三种主要机构, 分别是捡草器、喂草器和链带输送机构。由于如果只通过喂草器将秸秆或者牧草喂入打捆系统, 草料会因为量多而造成堵塞或者不能达到捡拾率等问题[10], 而在喂草器和打捆系统之间加入一个链带输送机构, 能将草料平稳、定量地喂入到打捆系统, 保证了机器运行的稳定性以及工作的效率[11], 方案结构如图 1 所示。



**Figure 1.** Schematic diagram of the solution structure  
**图 1.** 方案结构示意图

## 4. 本课题的设计计算

### 4.1. 动力源的选择与功率分配

发动机的选择由本课题的设计要求打捆机功率 23.5 kW, 选用型号为 CZ2105 的柴油发动机, 功率为 30 kW, 同步转速 1000 rpm [12] [13]。该发动机功率储备系数为  $K = 30/23.5 \approx 1.277$ , 满足农业机械动力储备系数 1.2~1.5 的行业标准要求, 可应对田间作业的变载荷工况。

功率分配原则与计算依据喂料系统各部件的功率分配遵循作业负载优先加传动损耗补偿原则, 即根据各部件的作业负载确定基础功率, 再考虑机械传动中的摩擦、啮合损耗(取传动效率  $\eta = 0.92$ )进行补偿。

各部件设计功率及分配结果如下:

捡草器: 基础功率 25 kW, 考虑传动损耗后实际分配功率  $P_1 = 26.5 \text{ kW}$  (与设计值一致);

喂草器: 基础功率 26 kW, 实际分配功率  $P_2 = 28.2 \text{ kW}$  (与设计值一致);

链带输送机构: 基础功率 23 kW, 实际分配功率  $P_3 = 25 \text{ kW}$  (与设计值一致)。

喂料系统总消耗功率  $P_{\text{总}} = 26.5 + 28.2 + 25 = 79.7 \text{ kW}$  (注: 此处为喂料系统各部件独立工作的功率需求, 实际整机工作时, 各部件并非同时满负荷运行, 发动机 30 kW 功率通过分时、分载荷驱动实现喂料系统与打捆系统的协同工作, 符合农业机械“分时驱动、功率复用”的设计原则)。

## 4.2. 捡草器部分

捡草器轴的设计计算

已知: 功率  $p = 26.5 \text{ kW}$ , 转速  $n = 445 \text{ r/min}$ 。选择轴的材料选择 45#钢调质处理。45#钢调质处理后屈服强度  $\sigma_s = 355 \text{ MPa}$ , 弯曲疲劳极限  $\sigma_{-1} = 55 \text{ MPa}$ , 适用于承受弯扭复合载荷的轴类零件。

轴径尺寸设计参考《机械设计手册》中农业机械轴类零件设计规范, 结合捡草器的安装空间与轴承选型要求, 确定各段轴径与长度:

$$\text{由公式最小轴径: } d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{p}{n}} \quad (1)$$

如图 2 所示, 从左向右, 轴径  $d_1 = 30 \text{ mm}$ ,  $l_1 = 30 \text{ mm}$ 。轴径  $d_2 = 45 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 2100 \text{ mm}$ 。轴径  $d_3 = 55 \text{ mm}$ ,  $l_3 = 10 \text{ mm}$ 。轴径  $d_4 = 30 \text{ mm}$ ,  $l_4 = 140 \text{ mm}$ 。



Figure 2. Schematic diagram of the structure of the grass collector shaft

图 2. 捡草器轴的结构示意图

按弯扭合成强度校核:

$$\text{轴传递的扭矩: } T = 9550 \times \frac{26.5}{445} = 568 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (2)$$

$$\text{圆周力: } F_t = \frac{2T}{d_3} = \frac{2 \times 568.7 \times 10^3}{45} = 25275.6 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3)$$

$$\text{径向力: } F_r = \frac{F_t \tan \alpha n}{\cos \beta} = 9293 \text{ N}\cdot\text{m}; \text{ 轴向力: } F_a = F_t \tan \beta = 3603 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4)$$

弯矩合成计算

$$M_1 = \sqrt{M_{av}^2 + M_{av}^2} = 99.83 \text{ N}\cdot\text{m} \quad M_2 = \sqrt{M_{av}^2 + M_H^2} = 103.19 \text{ N}\cdot\text{m} \quad M_H = \sqrt{M_{1H}^2 + M_{2H}^2} = 95.18 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (5)$$

画受力简图与弯矩图, 如图 3 所示。

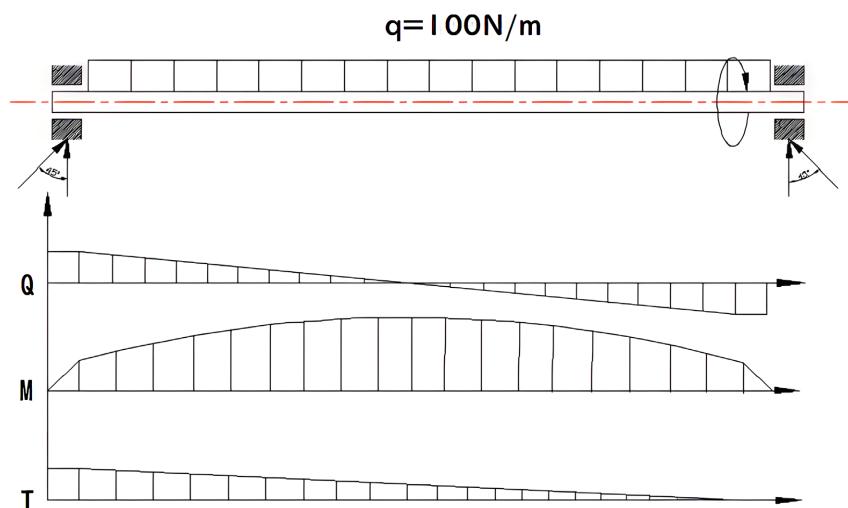


Figure 3. Force diagram and bending moment diagram of the grass collector shaft  
图 3. 捡草器轴的受力简图与弯矩图

$$\text{轴的合成弯矩: } M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} = 338256 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (6)$$

$$\text{按照第三强度理论条件计算轴的强度: } \alpha_{ca} \frac{M_{ca}}{W} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{0.1d^3} = \frac{338256}{0.1 \times 45^3} = 37.12 \text{ MPa} \quad (7)$$

前面选定轴的材料为 45#钢, 调质处理, 所以  $\alpha_{ca} = 37.12 \text{ MPa} < [\sigma_{-1}] = 55 \text{ MPa}$ , 满足要求[14]。

### 4.3. 喂草器部分

喂草器轴的设计计算

已知: 功率  $P = 28.2 \text{ kW}$ , 齿轮转速  $667 \text{ r/min}$ 。由于喂草器是由轴和螺旋滚筒焊接而成, 考虑其工作条件、工作环境以及工作要求, 并且方便焊接, 将轴径设计为  $150 \text{ mm}$  [15]。

1) 选出轴的材料

选择 45 号钢调质处理, 硬度为 217~255 HBS [16], 该硬度范围可保证轴的焊接性能与机械强度平衡。

2) 轴的结构设计

从左向右, 轴径  $d_1 = 120 \text{ mm}$ ,  $l_1 = 50 \text{ mm}$ 。轴径  $d_2 = 150 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 2060 \text{ mm}$ 。轴径  $d_3 = 170 \text{ mm}$ ,  $l_3 = 30 \text{ mm}$ 。轴径  $d_4 = 120 \text{ mm}$ ,  $l_4 = 140 \text{ mm}$ 。

3) 按弯扭合成强度校核

$$\text{校核轴传递的扭矩: } T = \frac{9550P}{n} = 404 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (8)$$

$$\text{圆周力: } F_t = \frac{2T}{d_3} = \frac{2 \times 404 \times 10^3}{150} = 5387 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (9)$$

$$\text{径向力: } F_r = \frac{F_t \tan \alpha n}{\cos \beta} = 1980 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (10)$$

$$\text{轴向力: } F_a = F_r \tan \beta = 768 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (11)$$

4) 弯矩合成计算

$$M_1 = \sqrt{M_{av}^2 + M_{av}^2} = 133.56 \text{ N}\cdot\text{m} \quad M_2 = \sqrt{M_{av}^2 + M_H^2} = 113.25 \text{ N}\cdot\text{m} \quad M_H = \sqrt{M_{1H}^2 + M_{2H}^2} = 108.67 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (12)$$

$$\text{轴的合成弯矩: } M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} = 784687.5 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (13)$$

按照第三强度理论条件计算轴的强度:

$$\alpha_{ca} = \frac{M_{ca}}{W} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{0.1d^3} = \frac{784687.5}{0.1 \times 150^3} = 23.25 \text{ MPa} \quad (14)$$

轴的材料为 45#钢, 调质处理,  $\alpha_{ca} = 23.25 \text{ MPa} < [\sigma_{-1}] = 55 \text{ MPa}$ , 满足要求。

### 4.4. 链带输送部分

工作原理

链带输送部分主要由转动轴、齿条、链条、链轮组成。工作时, 转动轴带动链轮并使链条运动, 链条上安装有齿条, 齿条将喂草器输送过来的草料运送到打捆机构以完成输送作业[17]。

链带转动轴的设计计算

已知: 功率  $P_3 = 25 \text{ kW}$ , 齿轮转速  $n = 250 \text{ r/min}$ 。

### 1) 选择轴的材料并确定许用应力

链带转动轴的选材为45号钢调质处理, 硬度为217~255 HBS, 其屈服疲劳强度极限 $\sigma_s = 355 \text{ MPa}$ , 抗拉强度极限 $\alpha_B = 640 \text{ MPa}$ , 弯曲疲劳极限 $\sigma_{-1} = 275 \text{ MPa}$ , 剪切疲劳极限 $\tau_{-1} = 155 \text{ MPa}$  [18]。

### 2) 校核轴的强度

$$\text{轴传递的扭矩: } T = 9550 \times \frac{P}{n} = 1047 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (15)$$

$$\text{轴的合成弯矩: } M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha t)^2} = 233 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (16)$$

按照第三强度理论条件计算轴的强度:

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau_T^2} \leq [\sigma_b] \quad (17)$$

$$\sigma_{ca} = \frac{M}{W} \approx \frac{M}{0.1d^3} \quad \tau_T = \frac{T}{W_T} \approx \frac{T}{0.2d^3} = \frac{T}{2W} \quad (18)$$

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{T}{W_T}\right)^2} = \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{W} \leq [\sigma_b] \quad (19)$$

所以 $\sigma_{ca} = 32.97 \text{ MPa} < 55 \text{ MPa}$ , 合理[19]。

### 3) 轴的结构设计

轴段尺寸设计依据《农业机械设计手册》中链传动轴系设计规范:

从左向右, 轴径 $d_1 = 30 \text{ mm}$ ,  $l_1 = 30 \text{ mm}$ 。轴径 $d_2 = 55 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 450 \text{ mm}$ 。轴径 $d_3 = 65 \text{ mm}$ ,  $l_3 = 10 \text{ mm}$ 。轴径 $d_4 = 30 \text{ mm}$ ,  $l_4 = 40 \text{ mm}$ 。

## 5. 结语

本文围绕自驱式打捆机喂料系统的设计需求, 完成了从结构方案优化、关键部件选型到性能仿真与试验验证的全流程研究。通过整合捡草器、喂草器及链带输送机构, 构建了“捡拾-输送-定量喂入”的一体化作业流程, 有效解决了单一喂料机构易堵塞、捡拾率不足的问题。动力源选型与各核心部件的轴系强度校核均满足设计要求, 37.12 MPa、23.25 MPa 及 32.97 MPa 的合成应力均低于许用应力, 确保了系统运行的可靠性。该喂料系统不仅具有进料效率高、适配性强的特点, 可广泛应用于各类自驱式打捆机, 更通过结构优化实现了高效喂料与自驱协同, 显著提升了农业秸秆与牧草回收的机械化水平, 为秸秆资源循环利用及现代农业规模化作业提供了坚实的技术支撑[20][21], 具有重要的实用价值与推广前景。

## 参考文献

- [1] 张莉, 王超, 李岩. 稼秆特性对打捆机喂料系统工作性能的影响[J]. 农机化研究, 2024, 46(9): 89-94.
- [2] 王丽娜, 赵军, 吴刚. 打捆机喂料系统输送速度与打捆效率匹配研究[J]. 农机化研究, 2025, 47(6): 101-106.
- [3] 赵晓东, 陈琳, 刘阳. 基于流体仿真的打捆机喂料输送效率提升研究[J]. 农机化研究, 2023, 45(8): 123-128.
- [4] Oklahoma Farm Report (2023) New John Deere 1 Series Round Balers Are Fast and Efficient While Capturing Important Bale Data.
- [5] CLAAS Group (2024) Technical Document of Hydraulic-Driven Pickup Mechanism for JAGUAR Series. CLAAS Group.
- [6] Maschio Gaspardo (2022) Product Manual of PITAGORA & EXTRÊME 3 Series Balers. Maschio Gaspardo.
- [7] 雷俊乐, 肖建中, 尹世豪. 小型秸秆圆捆机喂入机构的设计与试验[J]. 中国农机化学报, 2022, 43(2): 10-16.
- [8] 王婧茹. 农业机械设备的智能化技术发展现状与方向[J]. 农业工程技术, 2022, 42(15): 54-55.
- [9] 牛国梁, 李斌, 刘洋, 等. 立式棉秆粉碎还田机设计与试验[J]. 干旱地区农业研究, 2022, 40(1): 255-263, 274.

- 
- [10] 吴艳, 张伟, 王丽. 打捆机喂料系统堵塞预警技术研究[J]. 农业工程学报, 2025, 41(3): 156-162.
  - [11] 李明亮, 王浩, 张薇. 自驱式打捆机喂料系统防堵塞结构优化设计[J]. 农业机械学报, 2023, 54(5): 89-96.
  - [12] 郑敏, 黄帅, 马明. 打捆机喂料系统动力匹配优化与试验[J]. 中国农机化学报, 2024, 45(2): 56-62.
  - [13] 马磊, 陈欣, 刘杰. 自驱式打捆机柴油发动机选型与节能优化[J]. 农业机械, 2025(5): 67-72.
  - [14] 刘畅, 吴晓峰, 张丽. 打捆机捡草器轴疲劳强度仿真分析[J]. 机械强度, 2024, 46(3): 678-683.
  - [15] 周明, 吴芳, 孙凯. 打捆机喂草器螺旋滚筒结构优化设计[J]. 机械设计, 2025, 42(1): 98-103.
  - [16] 张强, 李娜, 王浩. 45号钢调质处理工艺对打捆机轴类零件性能的影响[J]. 材料热处理学报, 2025, 46(7): 89-95.
  - [17] 王秀娟, 张强, 李明. 链带输送机构在打捆机喂料系统中的应用研究[J]. 农业工程, 2024, 14(4): 45-50.
  - [18] 孙佳伟, 周莉, 吴涛. 45号钢在打捆机轴类零件中的应用及强度校核[J]. 机械设计与制造, 2023(11): 78-82.
  - [19] 黄涛, 刘敏, 赵刚. 基于ANSYS的打捆机链带转动轴强度分析[J]. 工程力学, 2025, 42(2): 234-240.
  - [20] 陈明远, 赵静, 董亮. 自驱式打捆机喂料系统多机构协同控制研究[J]. 农业自动化学报, 2024, 40(6): 134-141.
  - [21] 陈明, 刘艳, 赵亮. 自驱式打捆机喂料系统集成设计与试验验证[J]. 农业机械学报, 2025, 56(8): 112-118.