doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.11.011

大型高密度方草捆打捆机设计与试验

翟改霞　高晓宏　王振华　王　强　戴晓军　杨　莉　贺　刚
(中国农业机械化科学研究院呼和浩特分院有限公司, 呼和浩特 010010)

摘要: 针对饲草与农作物秸秆捡拾打捆高效作业需求,本文设计了大型高密度方草捆打捆机,阐述了整机结构与工作原理。具体包括:设计了双侧限位回转曲面轨道式弹齿捡拾器,确定其主要技术参数,分析运动特性及捡拾各阶段物料与弹齿的相互作用,并基于多体动力学-离散元耦合仿真验证捡拾效果;设计了“中心对称 V 形安装 + 轴向螺旋分布”的切碎喂入装置,其切刀座上刀片以间隔插入方式与强制喂入辊拨叉组协同,一次性完成切断与喂入,为防止堵塞,切刀刀片与拨叉间的相位差为 120°;设计了喂入填充与预压装置,并分析曲柄喂入机构及填充喂入机构拨叉端点的运动;基于偏置曲柄滑块机构急回特性,设计了并联双曲柄连杆压缩机构,确定了压缩机构及压缩室结构参数。布局了传动系统并开发作业与故障监测智能控制系统,实现饲草捡拾、输送、喂入、预压填充、压缩、捆扎、卸捆全流程高效稳定作业。以苜蓿草条为研究对象的性能试验结果表明,该机成捆率达 100%、草捆密度为 250 kg/m^3、纯工作小时生产率为 26 t/h,各项指标均符合国家标准。

关键词: 方草捆打捆机; 饲草收获; 捡拾; 切碎喂入; 压缩
中图分类号: S225.8　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2025)11-0122-13　　**OSID**:

Design and Experiment of Large-scale High-density Square Baler

ZHAI Gaixia　GAO Xiaohong　WANG Zhenhua　WANG Qiang　DAI Xiaojun　YANG Li　HE Gang
(*Hohhot Branch of Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences Co., Ltd., Hohhot* 010010, *China*)

Abstract: In view of the efficient operation of forage and crop straw picking and baling, a large-scale high-density square baler was designed, and the overall structure and working principle of the whole machine were expounded. The double-side limited rotary curved surface track type tine pickup was designed, its main technical parameters were determined, the motion characteristics and the interaction between the material and the elastic tooth at each stage of pickup were analyzed, and the picking effect was verified based on the multi-body dynamics-discrete element coupling simulation. The chopping feeding device with center symmetric V-shaped installation and axial spiral distribution was designed. The blade on the cutting tool holder cooperated with the forced feeding roller fork group in interval insertion to complete the cutting and feeding at one time. To prevent material blockage, the phase difference between the cutting blade and the fork was 120°. The feeding filling and pre-pressing device was designed, and the movement of the crank feeding mechanism and the filling feeding mechanism was analyzed. Based on the rapid return characteristics of the bias crank slider mechanism, a parallel double crank connecting rod compression mechanism was designed. The structure parameters of the compression mechanism and the compression chamber were determined. The transmission system, which comprised one main input route and four branch routes, was laid out. And the operation process and fault monitoring intelligent control system was developed. It realized the efficient and stable operation of the whole process of forage picking, conveying, feeding, pre-pressing filling, compression, knotting and unloading. The performance test of alfalfa grass strips showed that the baling rate of the equipment reached 100%, the bale density was 250 kg/m^3, and the pure working hour productivity was 26 t/h, and all performance indicators met the requirements of national standards.

Key words: square baler; forage harvesting; pickup; cut and feed; compress

收稿日期: 2025-09-02　修回日期: 2025-09-18
基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFD2001904)和内蒙古自治区科技计划项目(2023KYPT0022)
作者简介: 翟改霞(1979—),女,正高级工程师,博士,主要从事畜牧业装备技术研究,E-mail: zhaigaixia79@163.com
通信作者: 贺刚(1978—),男,正高级工程师,博士,主要从事农牧业装备技术研究,E-mail: hegang001@163.com

0　引言

方草捆捡拾打捆机是目前应用最为广泛的饲草料收获装备，可以将铺放在地面上的散状饲草料进行捡拾，并经过输送喂入、压缩成型、捆扎等作业工序后加工成截面为矩形的方草捆，以便于后续的运输和贮存。

我国方草捆捡拾打捆机于 2016 年后广泛推广使用，但多以小型设备为主。国内学者针对小型方草捆打捆机关键技术开展了一些研究，如王国权等[1]分析了滑道滚筒式捡拾器的工作原理与设计要求，并对其结构进行了优化；王振华等[2]针对方草捆捡拾打捆机捡拾器，完成了工作幅宽与滚筒转速的设计；尹建军等[3]设计了弹簧力平衡式方捆机捡拾器高度自动仿形装置，该装置可适应起伏均匀的地块，确保捡拾器弹齿尖端保持合适的离地高度；张安琪等[4-5]提出了草捆动态分离与识别方法，并构建了基于称量台实时下压力和俯仰角的双参数草捆动态称量系统；文献[6-7]针对小方草捆打捆机的关键工作部件——打结器展开研究，为突破打捆机打结技术提供了技术支撑。TANG 等[8]设计了履带式捡拾打捆机，其草捆平均尺寸为长 66 cm、宽 46 cm、高 36 cm，密度为 115 ~ 126 kg/m^3。这些研究促进了小型方草捆打捆机技术的成熟与应用。应用广泛的是 9YFQ 系列跨行式方草捆打捆机，压缩室截面尺寸（宽 × 高）为 460 mm × 360 mm。目前市面上有少量中型方草捆打捆机，如中国农业机械化科学研究院呼和浩特分院有限公司研发的 9YFSS - 2.2 型三道绳双刀轴秸秆切割揉碎方捆压捆机，其压缩室截面为 570 mm × 380 mm[9-10]。

随着我国畜牧业的快速发展，优质饲草料缺口巨大，饲草料的供需矛盾日益加剧，且饲草收获要求及时高效，中、小型机具已无法满足需求，亟需开发大型高效装备，实现饲草产量与质量的提升。大型高密度饲草打捆机单位时间内生产效率显著优于小型方草捆打捆机，产出的大方草捆密度可达 230 kg/m^3 以上，约为小方草捆密度的 2 倍。凭借这一显著优势，该类设备必将成为饲草收获领域核心装备。当前，国内市场上的大型方草捆打捆机大多依赖进口，自主研发产品占比偏低。我国对大型高密度饲草打捆机的研究尚处于起步阶段[11-14]，尚未形成完整的理论体系，在关键技术突破、性能优化升级、可靠性提升等方面，亟需开展深入且系统的研究。

本文结合当前对大型方草捆打捆机的技术需求，基于饲草捡拾打捆高密成型作业工序，设计一种大型高密度方草捆打捆机，可一次性完成饲草的捡拾、切碎喂入、输送、预压草片与推送喂入、压实成型、捆扎、卸捆等作业工序。

1　总体结构与工作原理

1.1　总体结构

饲草捡拾打捆高密成型作业工序如图 1 所示，即捡拾后的草条依次经三级输送、预压操作形成草片，再被推送至压缩室进行压实成型，最终依次通过捆扎、卸捆工序形成草捆。

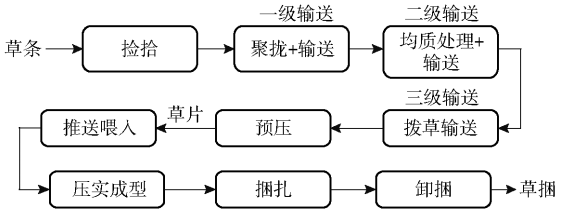


图 1　饲草捡拾打捆高密成型作业工序

Fig. 1　Forage pickup, baling and high-density forming operation process

基于图 1 的作业工序，提出采用底部喂入形式的大型高密度方草捆打捆机，整机主要由牵引装置、机架、捡拾器、螺旋输送器、切碎喂入装置、喂入填充装置、预压缩室、活塞、压缩室、打捆机构、草捆密度和长度调整装置、传动系统、行走机构和智能控制系统等组成，其整体结构如图 2 所示。

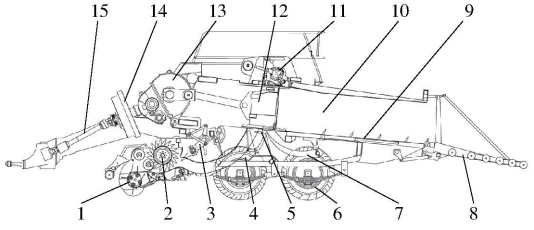


图 2　大型高密度方草捆打捆机结构示意图

Fig. 2　Large-scale high-density square hay baler structural schematic

1. 捡拾器　2. 切碎喂入装置　3. 喂入填充装置　4. 预压缩室　5. 挡草爪　6. 行走机构　7. 打捆机构　8. 放捆机构　9. 机架　10. 压缩室　11. 打结器　12. 压缩机构　13. 齿轮箱　14. 飞轮　15. 传动轴

捡拾器布置于机器的前方即牵引架下方，是大型高密度方草捆打捆机重要工作部件，与其后方的螺旋输送器一起将物料捡拾并聚拢输送到切碎喂入装置；切碎喂入装置布置于预压缩室入口处，预压缩室出口与压缩室入口相接，在预压缩室通道上方布置曲柄喂入机构和填充喂入机构，用于将预压缩室入口处的物料沿着预压缩室底仓曲面连续输送到压缩室入口处，由填充喂入叉抛入压缩室；物料的压缩成型过程在压缩室内完成，进入压缩室的物料在活塞往复运动的作用下被压缩成型，直至草捆达到预设长度后完成捆扎，随后在后续连续喂入物料以及

活塞作用下被推出压缩室,通过卸捆机构完成卸捆操作。

1.2 工作原理与主要技术参数

机具由拖拉机牵引并提供动力。田间作业时,拖拉机 PTO 输出动力通过传动轴、齿轮箱和链传动系统传递到各工作部件,驱动各工作部件稳定运转,通过多部件协同实现饲草捡拾、输送、切碎、预压、压缩、捆扎与卸捆作业。

机具作业时,前序机具作业形成的饲草草条,通过捡拾器弹齿滚筒的旋转作用从地面拾起并输送至置于捡拾器后上方的螺旋输送器;随后,在左右对称布置、呈螺旋对转的上下横向螺旋输送器作用下,向中心聚拢的同时向后方输送给切碎喂入装置。田间地头转弯时捡拾器由液压系统调节高度,使其处于非捡拾状态,避免转弯时弹齿与地面或障碍物碰撞,保障作业安全性。

当饲草物料进入切碎喂入装置后,在强制喂入辊拨叉组与切刀组的协同作用下被切断,借助螺旋切割实现横向均匀布料(切段长度由切刀组间距控制),确保后续压缩环节的物料均匀性;完成切碎与布料的物料被持续向后输送至预压缩室入口前方,由曲柄喂入机构拨叉连续、均匀拨入预压缩室内,当预压缩室内物料达到设定填充量(或填满)时,填充喂入机构拨叉从压缩室底部喂入口将物料草片抛入压缩室进行后续作业。

进入压缩室的物料,在活塞往复运动作用下,进一步被压实并向后移动,随着压实物料不断后移,当压缩室内物料长度达到预设草捆长度阈值时触发打捆机构工作,完成双结打结捆扎形成草捆;后续物料持续抛入压缩室,将已成型草捆缓缓推出压缩室,最终经放捆板卸落到地面,完成单次成捆流程。

在整个作业循环过程中,物料流经轨迹是捡拾器→螺旋输送器→切碎喂入装置→预压缩室→压缩室→地面。草捆形成过程如图 3 所示。机具作业过程中由智能控制系统完成草捆密度的调节、草捆质量和机具故障的监测。

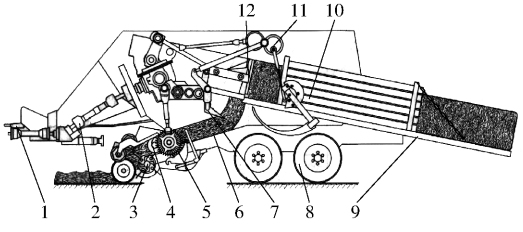


图 3 捡拾喂入压缩成型过程示意图

Fig. 3 Process diagram of pickup, feeding and compression forming

1. 牵引架 2. 传动轴 3. 捡拾器 4. 螺旋输送器 5. 切碎喂入装置 6. 预压缩室 7. 喂入机构 8. 行走轮 9. 放捆板 10. 压缩室 11. 打捆机构 12. 活塞

该机具适用于禾本科与豆科牧草以及稻麦、玉米秸秆,进行规模化收获全天候多工况的捡拾打捆作业,可将散状草条、秸秆捡拾压缩打捆成截面(宽×高)为 1 200 mm×900 mm,长度为 900~2 740 mm,且外观整齐规则的方形草捆,便于后续运输、堆垛操作。大型高密度方草捆打捆机主要技术参数见表 1。

表 1 整机主要技术参数

Tab. 1 Main technical parameters of machine

参数	数值
整机外形尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	8 730×3 220×3 150
工作幅宽/mm	2 260
捡拾器弹齿排数	5
捡拾器弹齿间距/mm	66
喂入机构每次喂入量/kg	≥9
喂入机构拨齿数	6
活塞行程长度/mm	740
活塞冲程次数/(次·min^{-1})	47
作业速度/(km·h^{-1})	5~18
打结器数/个	6
草捆截面(宽×高)/(mm×mm)	1 200×900
草捆长度调节范围/m	0.90~2.74

2 关键部件设计

2.1 捡拾器

2.1.1 捡拾器结构方案

捡拾器作为捡拾草条的关键装置,是饲草高效收获智能装备的核心功能部件,其捡拾喂入性能直接决定机具作业性能和效率。捡拾器设计时要求捡拾彻底干净,有效避免饲草花叶脱落及弹齿捡拾后带草现象,捡拾损失率(苜蓿)需控制在 3% 以内[14-15]。鉴于需实现弹齿对饲草的轻柔捡拾以减少花叶损失,并确保装备具备良好的地面仿形与通过性能,同时为保障捡拾喂入过程的平稳性,本文设计了双侧限位回转曲面轨道式弹齿捡拾器。两侧联合限位约束结构能够进一步提升捡拾器旋转过程的平稳性,弹齿端部的运动由轨道曲面的曲线形状来限定。

双侧限位回转曲面轨道式弹齿捡拾器工作时,随着捡拾器绕中心轴旋转,当弹齿处于下位置时将草条拾起,然后向上升运送至上部时,弹齿在两侧限位轨道的约束下收齿,饲草沿护圈由螺旋输送器向后输送。由此可见,弹齿在捡拾过程可分为捡拾、卸草、回位 3 个阶段。本文设计的捡拾器主要由主架体、左/右护板、上/下螺旋输送器、挡草板(护圈)、

弹齿、捡拾梁、仿形轮、护罩等组成，如图 4 所示。机具作业过程中，捡拾器捡拾起来的物料需经过螺旋输送装置向后续工序输送，通常采用的是两对左右对称布置的上下横向螺旋输送器。螺旋输送器与捡拾器协同作业完成饲草的捡拾与输送，实现物料的一级输送。

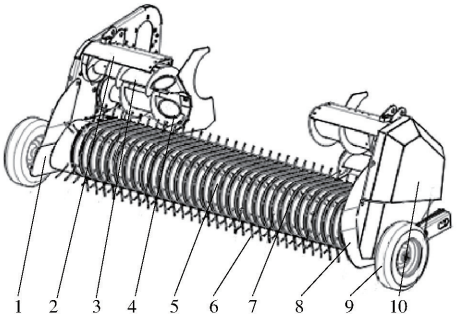


图 4　捡拾器结构示意图

Fig. 4　Structural schematic of pickup

1. 右护板　2. 主架体　3. 上螺旋输送器　4. 下螺旋输送器　5. 挡草板　6. 弹齿　7. 捡拾梁　8. 左护板　9. 仿形轮　10. 护罩

2.1.2　捡拾器参数设计

(1)工作幅宽

捡拾器的工作幅宽需大于草条宽度，通常不应小于 1.4 m；针对大型方草捆打捆机，其幅宽要求则不应小于 1.9 m。结合市场实际需求，本文选取 2.26 m 作为捡拾器的工作幅宽。

(2)弹齿排数及弹齿间距

捡拾器弹齿梁有分段式和整段式 2 种结构。本文采用分段式结构，即由两段相同结构和材质的梁组成。捡拾器主轴中间位置焊接用于固定弹齿梁的固定板。弹齿梁采用“L”形结构，弹齿固定在弹齿梁上。

通常弹齿梁端面周向可均布 4 ~6 排弹齿。本文通过分析选用 5 排结构，每排弹齿梁上均匀分布 16 个弹齿，弹齿间距采用小间距 66 mm。

(3)滚筒转速

滚筒转速与机具前进速度有一定的关系，滚筒转速 n 为[16]

$$n=\frac{15v_j(\beta-\varphi)}{\pi R\sin\frac{\varphi}{2}} \tag{1}$$

其中

$$\beta=\frac{2\pi}{Z} \tag{2}$$

$$\varphi=2\arccos\left(1-\frac{h}{R}\right) \tag{3}$$

式中　v_j——机具前进速度

β——各排齿杆间角

h——相邻两排弹齿端部连线的运动轨迹曲面交线高度

φ——滚筒转角

R——弹齿端点相对于滚筒旋转中心轴回转半径

Z——弹齿排数

根据弹齿末端在捡拾段和升举段的绝对速度小于 3 m/s 来确定 n 和 v_j。大型高密度方草捆打捆机前进作业速度 v_j 为 5 ~18 km/h。

(4)捡拾器离地间隙

捡拾器弹齿齿端与地面之间的间隙通常不大于 50 mm，可根据机具作业地形选择。

捡拾器各项技术参数见表 2。

表 2　捡拾喂入装置技术参数

Tab. 2　Technical parameters of pickup and feeding device

参数	数值
捡拾器宽度/mm	2 260
弹齿数量	16
弹齿杆直径/mm	5.5
弹齿排数	4 ~6
弹齿梁转速/(r·min^{-1})	175
弹齿间距/mm	66

2.1.3　捡拾器动力学分析

为了更好地分析捡拾器运动特性，将捡拾器捡拾、卸草、回位的运动过程细分为初始接触阶段、接触碰撞阶段、抓取输送阶段和物料脱离阶段。

初始接触阶段，物料与弹齿初步接触，弹齿滚筒以恒定角速度旋转，物料静止，故二者无相互作用力。

接触碰撞阶段，物料与弹齿首次发生交互作用。弹齿与物料接触瞬间，因相对运动受阻，产生接触冲击力，弹齿与物料间存在相对滑动趋势，产生静摩擦力；若相对滑动发生，则转为动摩擦力。此时，摩擦力方向与物料运动趋势相反。摩擦力带动物料运动，若摩擦力小于物料启动阻力，则物料无法被抓取，出现“打滑”。此外还存在物料重力。此阶段，物料由静止被加速到一定速度。

抓取输送阶段，物料与弹齿相对静止，物料随弹齿沿其旋转轨迹运动。物料随弹齿旋转时，为保证物料不脱离弹齿，物料与弹齿间的摩擦力应大于物料下滑趋势力。

物料脱离阶段，当弹齿旋转至滚筒顶部，物料在离心力、重力和螺旋输送器驱动力的共同作用下脱离弹齿，完成捡拾。

2.1.4　捡拾器多体动力学与离散元耦合仿真

离散元法在理解不同农业过程方面具有显著优势[17-18]，为了对捡拾器结构及参数进行验证，以苜蓿草为研究对象，基于离散元法对捡拾器进行了多

体动力学运动仿真。苜蓿草条采用李涛等[19]给出的柔性纤维模型和柔性薄壳模型的结合体,草条长、宽、高分别为 0.5、1、0.01 m,草条质量为 3 kg/m。设置输入颗粒分别为大叶片颗粒 4 580 个、小叶片颗粒 7 780 个和多分枝茎秆颗粒 170 个。离散元仿真参数见表 3、4 所示[20]。

表 3 物料特性参数

Tab. 3 Material property parameters

材料类型	密度/(kg·m^{-3})	弹性模量/Pa	泊松比
茎秆	410	3.04×10^{9}	0.25
叶片	370	7.12×10^{6}	0.35

表 4 相互作用参数

Tab. 4 Interaction parameters

材料类型	静摩擦因数	动摩擦因数	碰撞恢复系数
茎秆-茎秆	0.37	0.18	0.16
叶片-叶片	0.43	0.30	0.10
茎秆-钢	0.38	0.19	0.46
叶片-钢	0.37	0.30	0.10

根据文献[20],建立捡拾器的多体动力学模型,按照运动原理添加固定、转动和平移约束,滚轮与曲面轨道添加接触约束,设置机具前进速度为 5 km/h,滚筒转速为 175 r/min。设置仿真时长为 1 s,仿真步数为 100。将调试完成后的多体动力学模型导入仿真软件,设置交互步长为 0.01 s,仿真总时长为 0.8 s。苜蓿草条由苜蓿叶片和苜蓿茎秆组成,采用黏结力模型等效模拟,设置黏结力模型为恒定系数模型,设置颗粒间的黏结距离为 5 mm,黏结系数为 0.9。以颗粒沿机具前进方向和竖直向上为评价目标,仿真结果如图 5、6 所示。

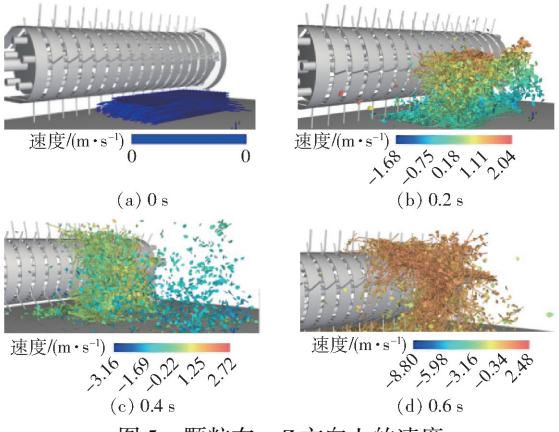


图 5 颗粒在 +Z 方向上的速度

Fig. 5 Velocity of particle in +Z direction

图 5、6 结果显示:0 ~ 0.2 s,物料运动方向沿 +Z 和 −X 方向,由于击打作用,少量叶片颗粒从草条颗粒中“抛出”,其方向与捡拾草条流动方向相反,使草条颗粒整体变得松散;0.2 ~ 0.4 s,物料运动方向从 −X 逐步转为 +X 方向,弹齿对苜蓿产生向上“捡拾”动作,“捡拾”方向与捡拾草条流动方向一致,未出现松散现象;0.4 ~ 0.6 s,草条颗粒沿护圈外表面稳定流动,茎秆与叶片颗粒缠绕紧密。整个捡拾过程中,弹齿未出现向护圈内部夹带草的现象,且颗粒绝对速度均未超过 3 m/s 的设计要求。

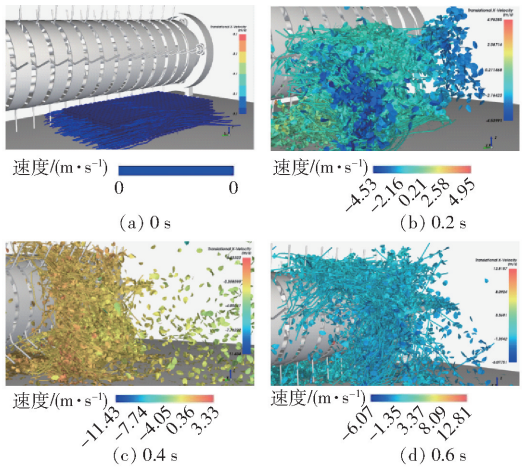


图 6 颗粒在 X 方向上的速度

Fig. 6 Velocity of particle in X direction

为了防止捡拾器捡拾的饲草飞溅,造成牧草捡拾损失和作业效率低等问题,在捡拾器上方配置了压草机构。

2.2 切碎喂入装置

切碎喂入装置可一次性完成切断与喂入两道作业工序。物料切段后,不仅能有效提高草捆密度,还便于后续饲喂操作。该装置主要由主架体、切刀座、喂入辊轴、切刀、强制喂入辊、喂入辊拨叉等核心部件组成,如图 7 所示。切碎喂入装置采用“中心对称 V 形安装 + 轴向螺旋分布”结构,在强制喂入辊绕中心轴旋转的作用下,通过强制喂入辊拨叉组与切刀组的协同作用完成物料的强制切断,实现均质处理与输送作业,形成“切断—均质—输送”一体化物料处理流程。

强制喂入辊主要由喂入辊拨叉组、喂入辊筒及滚筒座等构成,如图 7 所示。喂入辊拨叉组由多组独立拨叉组构成。拨叉组以滚筒座中心对称为基准,呈 V 形均匀排布在滚筒座上;沿滚筒轴向方向,各组拨叉组呈螺旋状均匀分布,其拨叉顶端的连线形成连续的螺旋线形结构。此结构可以在强制喂入辊旋转的同时将物料沿轴向向喂入辊两侧均匀分配,有效保障物料输送过程中的分布一致性。每组拨叉组由 3 片喂入辊拨叉环形拼接形成完整组件,两两拨叉间夹角为 120°;且相邻两组拨叉组之间的间距保持一致,确保整体结构的对称性与运行稳定性。同一螺旋线上相邻拨叉工作面夹角为 4.29°。该强制喂入辊喂入直径达 650 mm,喂入速度可提升

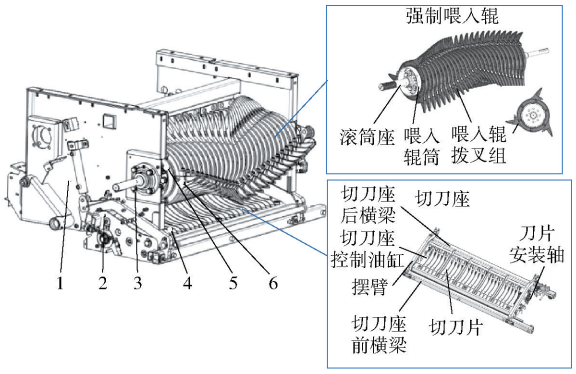


图 7　切碎喂入装置结构示意图

Fig. 7　Structural diagram of cutting and feeding device

1. 主架体　2. 切刀座　3. 喂入辊轴　4. 切刀　5. 强制喂入辊　6. 喂入辊拨叉

10%，实现高效大通量强制喂入作业。

切刀座主要由切刀座前/后横梁、切刀控制油缸、摆臂、切刀片及刀片安装轴等部件构成，如图 7 所示。切刀片通过安装轴安装在前/后横梁上，切刀片数量根据喂入辊独立拨叉组数量取值，前/后横梁通过摆臂和切刀座控制油缸联接，油缸可使摆臂上下摆动，摆臂向上摆动，切刀座随之上升至工作位置；摆臂向下摆动，切刀座降低至最低点，以便于切刀片快速检查与维护更换。

切刀座上切刀片采用间隔插入方式与强制喂入辊拨叉组协同配合。如图 8 所示，切刀片刀刃呈弧线形，每把切刀片置于每副拨叉组之间，使切刀片的两侧刃与拨叉工作弧面组成切割副。工作时，喂入辊绕中心旋转，即拨叉组绕点 O 以角速度 ω 逆时针旋转，物料被拨叉推入由拨叉组和切刀片形成的切割区域内，而后由切刀切碎后被连续喂入到预压缩室。切刀刀片与拨叉间的相位差为 120°。

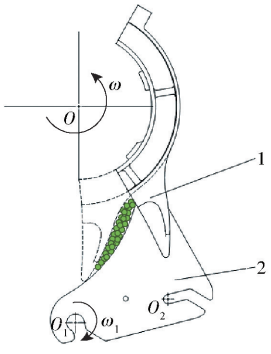


图 8　切碎喂入装置物料切碎示意图

Fig. 8　Material cutting schematic of cutting and feeding device

1. 喂入辊拨叉　2. 切刀片

工作过程中，每个切刀片设有独立保护装置，当切刀片受力在预设受力范围内时正常切割物料，若切刀片受力过大，切刀片则绕点 O_1 以角速度 ω_1 顺时针旋转一定角度收回，待物料越过后复位。针对不同特性的物料，切碎喂入装置可灵活选择长、短 2 种切断长度，从而更好地适配多样化物料处理需求，确保物料切断效果达到理想状态。

强制切碎喂入实现物料的高质量二级输送，充分保证了曲柄喂入机构将物料喂入到预压缩室的强制性，有利于高密度草捆的成型，确保在不同工况下，所形成草捆的捆型都能保持一致。

2.3　喂入填充与预压装置

该装置主要由曲柄喂入机构、填充喂入机构及预压缩室构成，如图 9 所示，三者协同实现物料的动态连续喂入、预压成片及草片向压缩室推送作业，实现物料的三级输送与草片预压推送功能。物料流经捡拾器、切碎喂入装置输送至预压缩室入口后，由曲柄喂入机构拨叉推送至预压缩室内。在预压缩室内物料质量未达到设定值时，填充喂入机构拨叉停留在初始位置，物料在预压缩室出口处的挡草爪阻挡下完成预压缩。密度达标后，填充喂入机构拨叉控制装置启动，带动复位凸轮运转，驱动挡草爪控制装置打开挡草爪；同时拨叉按预设程序与压缩活塞同步动作，将预压成型物料抛送至压缩室。待压缩活塞进入工作行程压缩物料时，拨叉与挡草爪复位，为下一循环做准备。

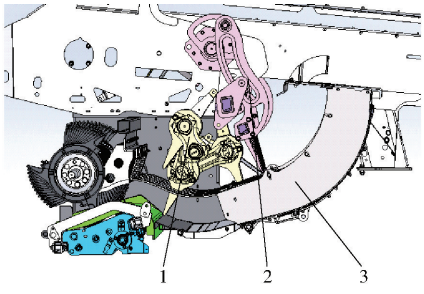


图 9　喂入填充与预压装置结构示意图

Fig. 9　Structural diagram of feeding, filling and pre-compression device

1. 曲柄喂入机构　2. 填充喂入机构　3. 预压缩室

2.3.1　曲柄喂入机构

曲柄喂入机构主要由喂入摆动连杆、架体、顶板、喂入曲轴、底板及曲柄喂入拨叉构成，如图 10 所示。在相同喂入量条件下，主轴每旋转一圈，喂入机构便通过 3 个不同相位的曲轴完成 3 次物料抛送。相较于单次抛送机构，其喂入优势显著[21]。

曲柄喂入机构的作业过程分为搂料、抛送、回程 3 个阶段。作业时，被连续输送至预压缩室喂入口的物料，经此 3 个阶段作用进入预压缩室，完成单次喂入。当第 1 组喂入拨叉完成抛送时，第 2 组已完成搂料，第 3 组则处于待搂状态。通过 3 组拨叉的有序衔接，实现物料的不间断抛送喂入，喂入机构拨叉端点轨迹见图 11。喂入机构拨叉运动简图见图 12。

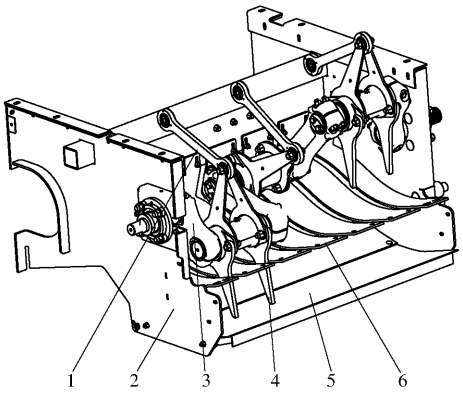


图 10 曲柄喂入机构示意图

Fig. 10 Structural schematic of crank feeding mechanism

1. 喂入摆动连杆 2. 架体 3. 喂入曲轴 4. 拨叉 5. 底板 6. 顶板

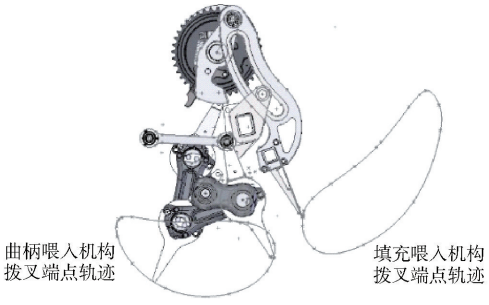


图 11 喂入机构拨叉端点轨迹

Fig. 11 Trajectory of feeding mechanism shift fork endpoint

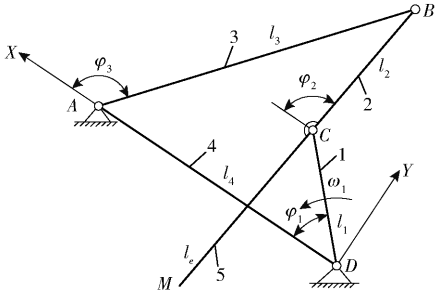


图 12 喂入机构拨叉运动简图

Fig. 12 Kinematic diagram of feeding mechanism shift fork

注:1、2、3、4、5 分别表示曲柄 *CD*、连杆 *BC*、摇杆 *AB*、机架 *AD* 和喂入拨叉 *CM*。

曲柄喂入机构拨叉端点位置方程[21]为

$$\begin{cases} X_M = l_1\cos\varphi_1 + l_e\cos\varphi_2 \\ Y_M = l_1\sin\varphi_1 + l_e\sin\varphi_2 \end{cases} \tag{4}$$

式中 (X_M, Y_M)——点 M 坐标

l_1——曲柄 CD 长度

l_e——喂入拨叉 CM 长度

φ_1——曲柄 CD 转角

φ_2——连杆 BC 转角

2.3.2 填充喂入机构

填充喂入机构主要由填充喂入拨叉、填充喂入拨叉控制装置、驱动链轮及复位凸轮等部件构成,填充喂入机构结构示意图见图 13,其运动简图见图 14。

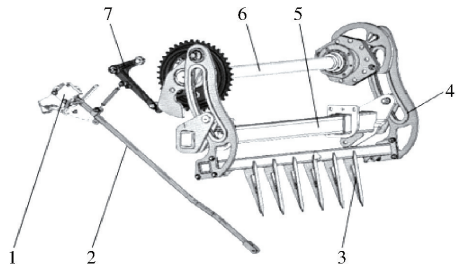


图 13 填充喂入机构结构示意图

Fig. 13 Structural schematic of filling and feeding mechanism

1. 止动支座 2. 填充喂入拨叉复位卡爪拉杆 3. 填充喂入拨叉 4. 填充喂入拨叉摆臂 5. 填充喂入拨叉定位架 6. 填充喂入拨叉驱动轴 7. 填充喂入拨叉复位卡爪

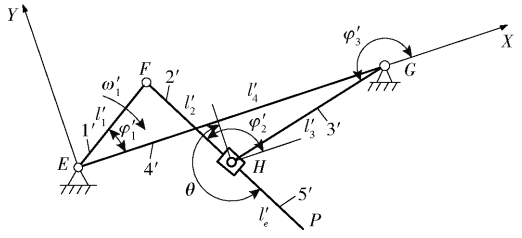


图 14 填充喂入机构拨叉运动简图

Fig. 14 Kinematic diagram of filling and feeding mechanism shift fork

注:1′、2′、3′、4′、5′分别表示曲柄 *EF*、导杆 *FH*、摇杆 *HG*、机架 *EG* 和大喂入拨叉 *HP*。

填充喂入拨叉端点位置方程[21]为

$$\begin{cases} X_P = l_1'\cos\varphi_1' + l_e'\sin\theta \\ Y_P = l_1'\sin\varphi_1' - l_e'\cos\theta \end{cases} \tag{5}$$

式中 (X_P, Y_P)——点 P 坐标

l_1'——曲柄 EF 长度

l_e'——大喂入拨叉 HP 长度

φ_1'——曲柄 EF 转角

θ——大喂入拨叉 HP 转角

2.3.3 预压缩室

预压缩室对松散物料进行初步致密化,为后续压缩成型奠定基础。预压缩室主要由上固定连接板、活塞下清草器、左侧板、左侧上连接板、喂入控制底板、中上连接板、右侧板、挡草爪等组成,如图 15 所示。预压缩室的作用是储备曲柄喂入机构拨入的物料,当物料达到一定量时,由填充喂入机构成片推送至压缩室。为保证预压缩室物料顺利喂入压缩室,设计预压缩室出口尺寸大于入口尺寸。

2.4 压缩机构

压缩机构应具有足够的压缩力和可靠性。基于偏置曲柄滑块机构的急回特性设计了并联双曲柄连杆压缩机构,较单曲柄压缩机构性能更加稳定,可有效保证压缩机构的压缩力。

压缩机构由曲柄、连杆和活塞组成,如图 16 所

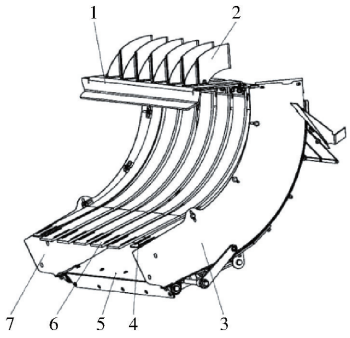


图 15　预压缩室结构示意图

Fig. 15　Structural schematic of pre-compression chamber

1. 上固定连接板　2. 活塞下清草器　3. 左侧板　4. 左侧上连接板　5. 喂入控制底板　6. 中上连接板　7. 右侧板

示。工作时,活塞把喂入压缩室内的物料推到活塞运动的最远位置,随着活塞往复直线运动,物料也被活塞推着向后走,物料的密度、活塞压力和草捆长度不断增加,当达到设定的草捆长度时,启动打结器进行双结打结,并且由于压缩室不断有物料喂入,再加上活塞的作用,使得先前形成的草捆被推出压缩室。压缩机构对物料的压缩过程可以简单分为推草、压实、行走和回退 4 个阶段[22]。压缩过程中草捆密度与压缩室长度有一定的关系。在压缩过程中,每 1 次喂入物料被压缩成 1 个草片,每个草捆都由若干个草片组成。

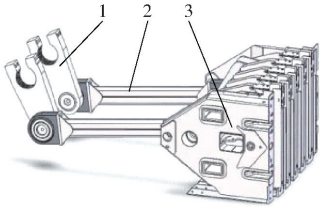


图 16　压缩机构结构示意图

Fig. 16　Structural schematic of compression mechanism

1. 曲柄　2. 连杆装配　3. 活塞焊合

(1)压缩频率

提高压缩频率虽能提升作业生产率,却需匹配更大的动力输入;同时,设备的冲击与振动会随之加剧。压实的草片由于形成时间较短,内应力得不到有效减缓和松弛,导致草捆内应力增大,在草捆出仓后或运输过程中由于振动会造成散捆,对于大型方草捆打捆机,压缩频率一般取 30 ~ 50 次/min 为宜[16],综合考虑本文取压缩频率为 47 次/min。

(2)压缩机构参数

在 Solidworks 三维软件进行建模,基于 Motion 分析中仿真参数运动时间设置为 5 s,曲柄转速设置为 47 r/min,即角速度为 4.9 rad/s。得到以下仿真曲线:压缩活塞位移变化曲线、速度变化曲线、加速度变化曲线、活塞与连杆铰接点运动方向的受力变化曲线及曲柄匀速转动驱动力矩变化曲线,如图 17 所示。

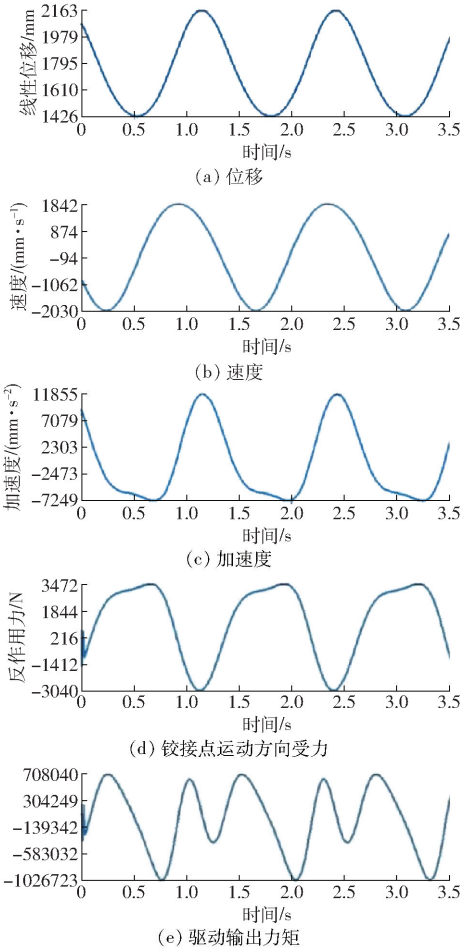


图 17　压缩机构运动仿真曲线

Fig. 17　Motion simulation curves of compression mechanism

从位移、速度、加速度、铰接点运动方向的受力和驱动力矩的仿真曲线可以看出,压缩机构活塞在做往复直线运动过程中,仿真量的变化规律都是周期性的。活塞位移、速度和加速度仿真曲线反映了活塞的运动变化规律。从活塞位移仿真曲线可以看出,活塞最小位移为 1 426 mm,最大位移为 2 163 mm,即活塞的行程 S 为 737 mm;活塞压缩推程速度最大值为 1.84 m/s,回程速度最大值为 2.03 m/s,活塞回程速度大于推程速度,具有急回特性。活塞加速度、活塞铰接点运动方向的受力和驱动力矩的仿真曲线反映了活塞的动力学变化规律。双曲柄活塞机构参数见表 5。

表 5　双曲柄活塞机构参数

Tab. 5　Technical parameters of double crank compression mechanism

参数	数值
曲柄长度/mm	370
连杆长度/mm	1 215
活塞行程/mm	740
偏心距/mm	78
活塞往复次数/(次·min⁻¹)	47

(3)压缩截面设计

通常根据物料压缩比确定压缩室截面尺寸。设定压缩室长度等于草捆长度 L,设压缩室截面的宽为 W,高为 H。根据运输要求,确定草捆宽和高的比例关系,k_0 为比例系数,$W=k_0H$。则压缩室截面高 H 有

$$H=\sqrt{\frac{m}{k_0\gamma\rho_1 L}} \tag{6}$$

式中 m——物料质量

γ——物料压缩比,一般为 3 ~ 5

ρ_1——压缩前物料密度

根据上述计算,同时考虑到实际工作过程中的摩擦力等因素,取 W 为 1 200 mm,H 为 900 mm。

3 传动系统

大型高密度方草捆打捆机传动系统由 1 条主输入路线和 4 条支传动路线组成。

主输入路线:由拖拉机后输出轴输出动力,经由一级联轴器、联轴器支架、二级联轴器、摩擦超越离合器和飞轮,将动力传递给齿轮箱。动力经齿轮箱的两级锥齿轮传动和齿轮箱外的传动系统构成 4 条动力传动路线,将动力分别传递到大型高密度方草捆打捆机的各个工作部件,如图 18 所示。

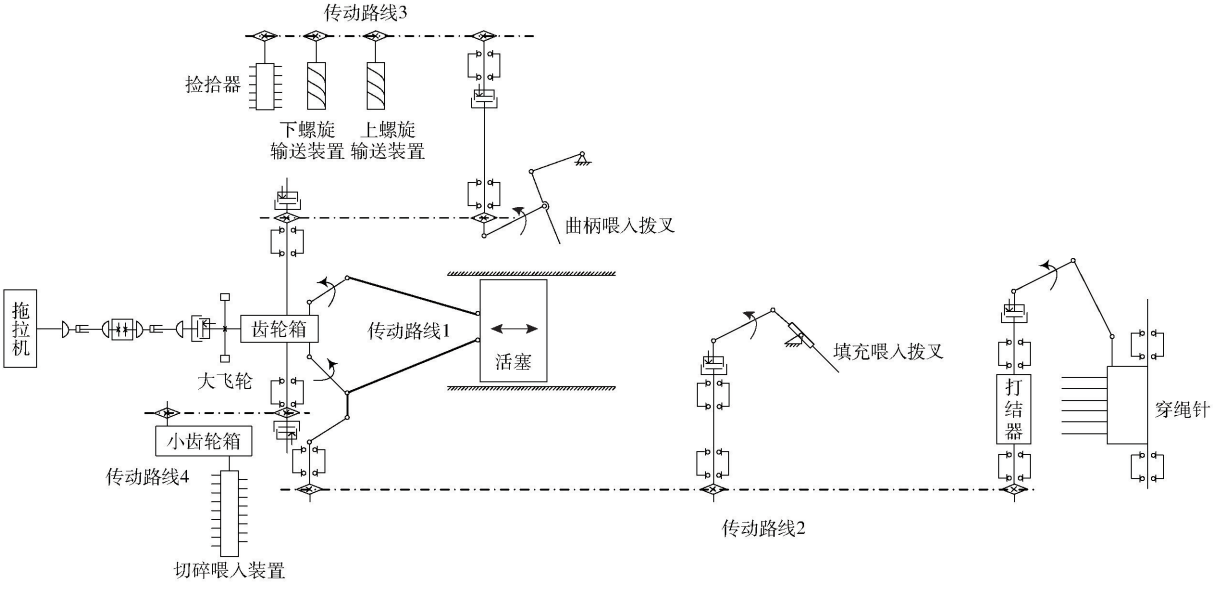


图 18 动力传动路线图

Fig. 18 Power transmission route diagram

第 1 条传动路线:动力经由齿轮箱两侧同时输出后,依次传递至压缩机构的曲柄、连杆,最终驱动活塞进行往复运动。

第 2 条传动路线:动力经由齿轮箱左侧输出后,通过左侧曲柄同步结构,再经由链传动传递至填充喂入机构拨叉、打结器、穿绳针等机构,驱动进行喂入和打捆作业,并保证与活塞同步动作。

第 3 条传动路线:动力经由齿轮箱右侧输出后,通过链传动将动力分别传递至曲柄喂入机构拨叉、上下螺旋输送装置和捡拾器,并驱动相关机构进行动作。

第 4 条传动路线:动力经由齿轮箱左侧输出后,通过链传动,将动力传递给小齿轮箱,小齿轮箱驱动切碎喂入装置进行切碎喂入动作。

4 智能控制系统

大型高密度方草捆打捆机智能控制系统包括对捡拾喂入、压缩成型、捆扎卸料作业过程与故障的监测。控制系统框图见图 19。

4.1 密度自动调节

打捆机在打捆过程中,草捆密度取决于物料特性。草捆密度与液压系统压力呈显著线性关系[22],故可建立关系式

$$\rho=k_1F+\rho_0 \tag{7}$$

式中 ρ——实际密度

F——实际压缩力

k_1——密度调节系数(结合物料特性、打捆机型号及作业工况确定)

ρ_0——基础密度修正值(由物料特性决定)

压缩力偏差 ΔF 为压缩力实际值 F 与设定值 F_0 的差值,即

$$\Delta F=F-F_0 \tag{8}$$

若偏差 ΔF 在允许范围,保持当前状态;若偏差 ΔF 超限,则启动密度自动控制模块。

4.2 动态草捆称量技术

在大型高密度方草捆打捆机作业过程中,需对草捆质量进行实时精准测量[23]。但作业时因地面起伏颠簸、压缩活塞往复冲击,草捆在称量过程中易

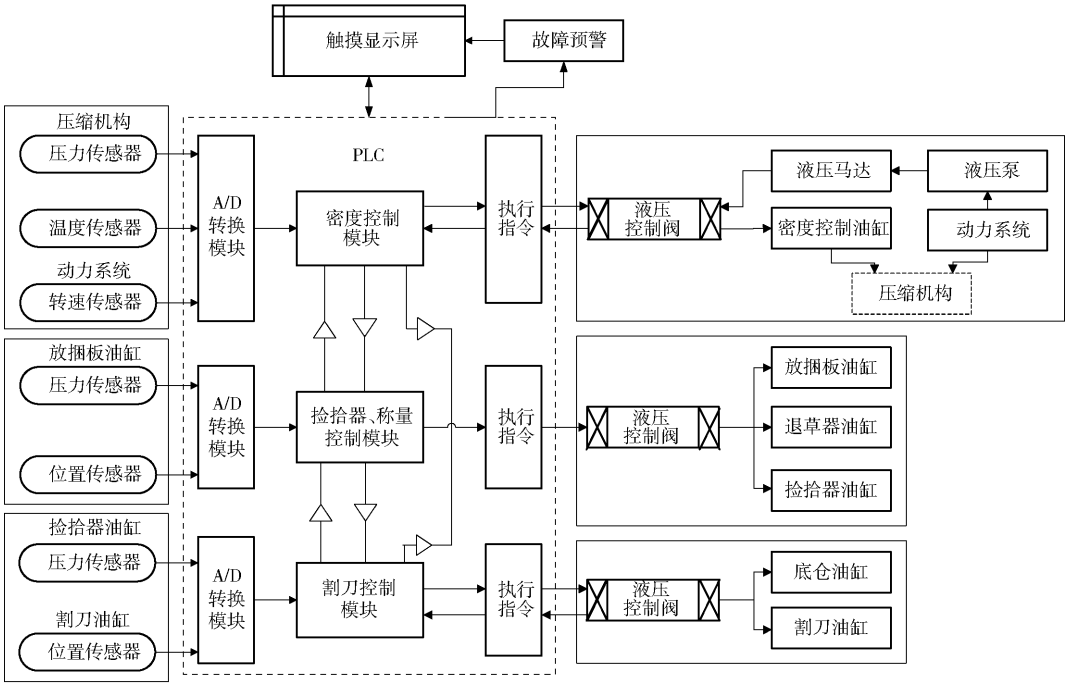


图 19　智能控制系统框图

Fig. 19　Block diagram of intelligent control system

出现超重或失重现象，导致称量数据存在偏差。

为此设计开发基于行程开关、重力传感器、单片机等硬件的动态草捆质量检测系统，以实现草捆动态精准称量。该系统在放捆板底部对称布设 2 个压力传感器，末端安装 1 个位置传感器；当位置传感器被草捆触发后，压力传感器即刻启动采集草捆压力信号；通过对多组采集数据进行筛选处理，可获取精准压力值，进而基于压力值计算得出草捆实际质量。

设 2 个压力传感器测量值分别为 P_1 和 P_2，放捆板自身重量为 G_0，则草捆的实际质量 m_1 为

$$m_1 = \frac{P_1 + P_2 - G_0}{9.8} \tag{9}$$

为抵消动态作业环境及硬件特性带来的误差，系统采用动态误差补偿，由单片机运行滤波算法，剔除峰值干扰。

4.3　故障监测系统

大型高密度方草捆打捆机不仅整体结构复杂，且捡拾装置、喂入系统、压缩机构、打捆装置、卸捆装置等核心执行部件间的协同联动要求高，任一环节异常均可能引发机具故障。为实现全流程故障预警防控，其故障监测系统采用模块化设计，覆盖动力传输、捡拾喂入、压缩成型、打结、卸捆称量的主要作业环节，并细化为 5 大模块，实现对各关键部件运行状态的实时感知与异常预警。

(1)动力传输

为保障拖拉机动力传输系统稳定运行并为后续配套装置提供运行动力，需同步开展动力输出轴(PTO)转速与飞轮刹车状态的实时监测。

采用转速传感器对拖拉机 PTO 转速进行监测。传感器采集的信号经控制器计数换算得出 PTO 实际转速。PTO 转速设计值为 1 000 r/min，允许误差 ±50 r/min，即在 950 ~ 1 050 r/min 区间内判定为动力输出稳定，可支持后续装置正常启动与运行；若超出此误差范围则预警。

飞轮刹车状态监测选用非接触式接近开关，实时识别制动与释放状态，若安全螺栓断裂则预警。

(2)捡拾喂入

机具作业时，系统对捡拾器滚筒转速、强制切碎喂入辊转速、曲柄喂入机构与填充喂入机构拨叉转速、填充拨叉喂入次数进行监测。重点监测捡拾器捡拾状态与作业速度，防止作业过快导致捡拾器堵塞。

机具工作过程中，捡拾器常会出现滑移现象，滑移严重会导致物料漏捡、缠绕滚筒或捡拾器堵塞。捡拾器滑移率通过获取捡拾器滚筒理论转速和实测转速进行计算，计算式为

$$\tau = \frac{n_0 - n_2}{n_0} \times 100\% \tag{10}$$

其中

$$n_0 = k_2 x \tag{11}$$

式中　τ——滑移率

n_0——捡拾器滚筒转速理论值，取 175 r/min

n_2——捡拾器转速传感器监测值

x——输入转速

k_2——传动比系数

当捡拾器滑移率 τ 在 0 ~ 5% 的范围内为正常，在 5% ~ 10% 范围内黄色预警，当大于 10% 时红色预警。

(3)压缩成型

活塞压力随压缩物料特性和机具前进速度的不同而不同，因此需根据实时物料特性与喂入量动态调整压缩力，以保障草捆密度达标且避免设备过载。机具作业过程中，对活塞压力和密度调节油缸压力进行监测。

通过压力传感器实时测定活塞压力，取机具运行一段时间内的压力平均峰值作为标准值，与实时监测值进行比对，偏移率超过设定值的 5% 时提示预警，若超过 20% 则红色预警。

通过压力传感器实时测定密度调节油缸压力，当压力超过 16.5 MPa 进行提示，超过 20.5 MPa 时预警。

(4)打结

采用位置传感器，监测打捆针送绳和复位过程中处于上位和下位时连续动作的时间间隔，通过反馈信号，确定打结是否成功。另外，打捆机构还安装了打捆针复位传感器，以监测打捆针是否完全复位。若打结不成功或打捆针未完全复位则预警。

(5)卸捆称量

为保障草捆处理流程顺畅性、动态称量系统数据有效性，并防止放捆装置损坏，需对草捆的卸捆与落捆时间进行实时监测。通过位置传感器追踪草捆卸出位置，通过压力传感器采集的压力信号转化为草捆质量数据，从而获得草捆质量，为动态草捆称量提供可靠的数据支撑。此措施可避免因草捆未能正常落捆对放捆板造成破坏，使放捆板出现故障，使得草捆质量无法实时监测。若未正常落捆，则预警。

通过研究监测各类部件在正常运行与发生故障时的运行参数差异，提取故障特征，建立各参数的正常阈值范围，实现故障预警。该系统可实现对捡拾器滑移偏大、成型室压力过载、打结循环未完成等多类典型故障的实时识别，有效降低作业中断率。

5 整机性能试验

5.1 试验条件

为测试机具的各项性能指标是否满足作业要求，2024 年 8 月在内蒙古自治区呼和浩特市塔布赛对大型高密度方草捆打捆机进行了试验验证。试验配套拖拉机动力为 170 kW。试验物料为苜蓿，含水率控制在 17% ~ 23%，草条整齐、均匀、连续。试验地比较平坦，坡度约 2°。机具作业速度为 10 km/h，试验过程如图 20 所示。作业草条及形成的草捆见图 21。



图 20 试验现场

Fig. 20 Field test site



图 21 苜蓿草条及形成的草捆

Fig. 21 Alfalfa windrows and formed bales

试验前，计算物料含水率，结果取平均值，计算式为

$$H_c = \frac{m_{sc} - m_{gc}}{m_{sc}} \times 100\% \tag{12}$$

式中 H_c——物料含水率，%

m_{sc}——样品干燥前质量，g

m_{gc}——样品干燥后质量，g

5.2 性能指标

成捆率、草捆密度、纯工作小时生产率是方草捆打捆机的主要性能指标[24]。

(1)成捆率

试验连续作业 2 h，记录累计打捆数量和散捆数量。成捆率 S_k 计算式为

$$S_k = \frac{I_d - I_{ss}}{I_d} \times 100\% \tag{13}$$

式中 I_d——累计打捆数，捆

I_{ss}——累计散捆数，捆

(2)草捆密度

草捆密度 ρ 计算式为

$$\rho = \frac{m_2(1 - H_c)}{(1 - 0.2)abh_1} \tag{14}$$

式中 m_2——被测草捆质量，kg

a——被测草捆长度，m

b——被测草捆宽度，m

h_1——被测草捆高度，m

(3)纯工作小时生产率

纯工作小时生产率计算式为

$$E_{cx} = \frac{m_3(20 - I_s)}{10^3 t_c} \tag{15}$$

其中

$$m_3 = \frac{\overline{m}(1 - H_c)}{0.8} \tag{16}$$

式中　E_{cx}——纯工作小时生产率，t/h

$\overline{m}$——被测草捆平均质量，kg/捆

m_3——被测草捆平均当量质量，kg/捆

I_s——纯工作时间内累计散捆数，捆

t_c——纯工作时间，h

试验时，喂入量为 9.5 ~ 14.3 kg/次。

5.3　试验结果

试验过程中机具作业流畅，可将田间铺放的草条自动捡拾起来，经压缩成型、绕绳打结等连续作业工序，把散状饲草捆扎成规则长方形草捆。成捆率高、草捆外形整齐规则。

对试验数据进行记录并分析，得出大型高密度方草捆打捆机试验结果（表 6）。试验结果表明：大型高密度方草捆打捆机的主要技术参数选择及关键部件的结构设计先进、合理，成捆率达100%、草捆密度（苜蓿）为 250 kg/m^3、纯工作小时生产率为 26 t/h，草捆外形规则整齐，达到国家标准 GB/T 25423—2023 的规定。

表 6　试验结果

Tab. 6　Test results

性能参数	数值
草条质量/(kg·m^{-1})	5.55
草捆尺寸（宽×高）/(mm×mm)	1 200×900
成捆率/%	100
草捆密度（苜蓿）/(kg·m^{-3})	250
纯工作小时生产率/(t·h^{-1})	26

6　结论

（1）针对饲草高效保质成捆需求，设计了饲草捡拾、打捆及高密成型全作业工序的大型高密度方草捆打捆机，并系统阐述了其总体结构与工作原理。通过关键部件协同作业实现从田间草条捡拾到高密度方草捆成型的全流程作业，结构与原理的适配性确保了作业效率与成捆质量的双重提升。

（2）设计了双侧限位回转曲面轨道式弹齿捡拾器、六螺旋拨齿 V 形切碎喂入装置、喂入填充与预压装置及并联双曲柄连杆压缩机构，同步优化大型高密度方草捆打捆机传动系统，并配套用于作业过程及故障监测的智能控制系统，实现了饲草捡拾、切碎、喂入、压缩、成捆一体化高效稳定运行。

（3）以苜蓿草条为作业对象，开展整机性能试验验证。试验结果表明，大型高密度方草捆打捆机性能稳定，成捆率达 100%、草捆密度（苜蓿）为 250 kg/m^3、纯工作小时生产率为 26 t/h，各项性能指标均满足国家标准的规定。

参　考　文　献

[1] 王国权，余群，卜云龙，等. 秸秆捡拾打捆机设计及捡拾器的动力学仿真[J]. 农业机械学报，2001，32(5)：59－61，68.
WANG Guoquan, YU Qun, BU Yunlong, et al. Design of pickup baler and dynamic simulation of pickup roller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2001, 32(5): 59－61, 68. (in Chinese)

[2] 王振华，王德成，刘贵林，等. 方草捆压捆机捡拾器参数设计[J]. 农业机械学报，2010，41(增刊)：107－109.
WANG Zhenhua, WANG Decheng, LIU Guilin, et al. Pickup parameters design of square baler[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(Supp. 1): 107－109. (in Chinese)

[3] 尹建军，刘丹萍，李耀明. 方捆机捡拾器高度自动仿形装置参数分析与试验[J]. 农业机械学报，2014，45(8)：86－92.
YIN Jianjun, LIU Danping, LI Yaoming. Design and parameters analyses of automatic height profiling device of quadrate-bale baler pickup[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(8): 86－92. (in Chinese)

[4] 张安琪，孟志军，陈立平，等. 小型方捆机草捆动态称量系统设计与试验[J]. 农业机械学报，2020，51(10)：170－175，185.
ZHANG Anqi, MENG Zhijun, Chen Liping, et al. Design and experiment of dynamic weighing system for small square baler[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(10): 170－175, 185. (in Chinese)

[5] 张安琪，孟志军，陈立平，等. 小型方捆机草捆动态称量系统信号分析与处理[J]. 农业机械学报，2020，51(增刊2)：243－248，260.
ZHANG Anqi, MENG Zhijun, CHEN Liping, et al. Signal analysis and processing of dynamic weighing system for small square baler[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(Supp. 2): 243－248, 260. (in Chinese)

[6] 马赛，李凤鸣，钱旺. 基于 TRIZ 理论的 D 型打结器设计与试验[J]. 农业机械学报，2018，49(增刊1)：327－331.
MA Sai, LI Fengming, QIAN Wang. Design of D-type knotter based on TRIZ theory[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(Supp. 1): 327－331. (in Chinese)

[7] 张安琪，冯洋洋，董浩，等. D 型打结器夹绳盘-打结嘴空间角度参数分析[J]. 农业机械学报，2018，49(8)：100－109.
ZHANG Anqi, FENG Yangyang, DONG Hao, et al. Parameter analysis of spatial angle about rope-cliping and hook of D-knotter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(8): 100－109. (in Chinese)

[8] TANG Zhong, ZHANG Biao, LIU Xin, et al. Structural model and bundling capacity of crawler picking and baling machine for straw wasted in field[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2020, 175: 105622.

[9] 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1)：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. 1): 147－151. (in Chinese)

[10] 王德成,贺长彬,武红剑,等. 苜蓿生产全程机械化技术研究现状与发展分析[J]. 农业机械学报,2017,48(8):1 -25.
WANG Decheng,HE Changbin,WU Hongjian,et al. Review of alfalfa full-mechanized production technology[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2017,48(8):1 -25. (in Chinese)
[11] 王锋德,陈志,王俊友,等. 4YF -1300 型大方捆打捆机设计与试[J]. 农业机械学报,2009,40(11):36 -41.
WANG Fengde,CHEN Zhi,WANG Junyou,et al. Design and experiment of 4YF -1300 large rectangular baler[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009,40(11):36 -41. (in Chinese)
[12] 高雄,汤岩,陈铁英,等. 大方草捆压捆机喂入机构运动分析与优化[J]. 农机化研究,2017(8): 12 -16, 21.
GAO Xiong, TANG Yan, CHEN Tieying, et al. Kinetic analysis and optimization of forage transfer mechanism of large rectangular baler[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2017(8): 12 -16, 21. (in Chinese)
[13] 张伏,娄立民,钱丹,等. 大方捆打捆机压缩机构优化设计及试验[J]. 吉林大学学报(工学版),2024,54(4):1166 -1174.
ZHANG Fu, LOU Limin, TIE Dan. Optimum design and test of compression mechanism of big square baler[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition),2024,54(4):1166 -1174. (in Chinese)
[14] 杨世昆,苏正范. 饲草生产机械与设备[M]. 北京:中国农业出版社,2009.
[15] 中华人民共和国农业行业标准. 牧草机械收获技术规程:NY/T 2699—2015[S]. 北京:中国农业出版社,2015.
[16] 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,2007,11:1161 -1164.
[17] MARAVEAS C, TSIGKAS N, BARTZANAS T. Agricultural processes simulation using discrete element method: a review [J]. Computers and Electronics in Agriculture,2025,237:110733.
[18] TIJSKENS E, RAMON H, DE BAERDEMAEKER J. Discrete element modelling for process simulation in agriculture[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003,266:493 -514.
[19] 李涛,王振华,翟改霞,等. 苜蓿草植株离散元模型建立与参数标定[J]. 农业机械学报,2024,55(增刊2):187 -199.
LI Tao,WANG Zhenhua,ZHAI Gaixia,et al. Establishment and parameter calibration of discrete element model of alfalfa plant [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2024,55(Supp.2):187 -199. (in Chinese)
[20] 李涛. 苜蓿草捡拾器优化设计与试验研究[D]. 北京:中国农业机械化科学研究院集团有限公司,2025.
LI Tao. Optimal design and experimental study of alfalfa pickup[D]. Beijing:Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences Group Co., Ltd.,2025. (in Chinese)
[21] 郭炜,高晓宏,苏佳佳,等. 基于 ADAMS 的 9YFLD -2.2 型大方草捆压捆机喂入机构动态仿真分析[J]. 饲料工业,2024,45(17):13 -17.
GUO Wei,GAO Xiaohong,SU Jiajia,et al. Dynamic simulation analysis of feeding mechanism of 9YFLD -2.2 large square baler based on ADAMS[J]. Feed Industry,2024,45(17):13 -17. (in Chinese)
[22] 杜健民,李旭英,白雪卫,等. 压缩过程影响草捆形态稳定性的流变学试验研究[J]. 农业工程学报,2006,22(2):103 -106.
DU Jianmin, LI Xuying, BAI Xuewei, et al. Experimental study on rheology for bale durability under compression[J]. Transactions of the CSAE,2006,22(2):103 -106. (in Chinese)
[23] MAGUIRE S M, GODWIN R J, O'DOGHERTY M J, et al. A dynamic weighing system for determining individual square bale weights during harvesting[J]. Biosystems Engineering, 2007,98(2):138 -145.
[24] 全国农业机械标准化技术委员会. 方草捆打捆机:GB/T 25423—2023[S]. 北京:中国标准出版社,2023.