

引用格式:

侯杰, 谢方平, 王修善, 刘大为, 季邦. 多作物收割机割台的设计与试验[J]. 湖南农业大学学报(自然科学版), 2023, 49(2): 223–230.

HOU J, XIE F P, WANG X S, LIU D W, JI B. Design and test of multi-crop harvester header[J]. Journal of Hunan Agricultural University(Natural Sciences), 2023, 49(2): 223–230.

投稿网址: <http://xb.hunau.edu.cn>



多作物收割机割台的设计与试验

侯杰¹, 谢方平^{1,2*}, 王修善^{1,2}, 刘大为^{1,2}, 季邦^{1,2}

(1.湖南农业大学机电工程学院, 湖南 长沙 410128; 2.智能农机装备湖南省重点实验室, 湖南 长沙 410128)

摘 要: 针对作物收获时农机具利用率低且存在因振动造成割台损失大、工作稳定性差等问题, 以 4LZ-3.2 型水稻联合收割机为研究对象, 设计一种面向水稻、玉米、大豆联合收割的多作物割台, 确定割台伸缩、接穗板及连杆机构的具体参数, 开展割台振动试验和田间收获试验。通过增设液压缸伸缩机构和基于连杆联动的接穗板变换机构来满足多作物收割要求, 理论分析确定玉米收获时割台伸缩长度为 200 mm; 接穗板的折角为 15°、总长为 300 mm、宽度为 30 mm、折起长度为 135 mm、厚度为 5 mm; 连杆 I 长度为 330 mm, 连杆 II 长度为 70 mm, 拉杆长度为 530 mm, 转动杆长度为 510 mm; 部件所用材料均为 Q235 钢板。振动试验结果表明: 在发动机低转速(1800 r/min)时割台振动以收割机共振为主; 高转速(2600 r/min)时以振源影响为主, 其中切割器的往复运动是主要振源; 物料流的喂入对割台不同位置的振动强度受挠度影响很大, 而喂入量的变化对割台振动影响不大。可见, 所设计割台损失较通用收割机割台变化不大。田间收获试验表明: 收割机行驶速度为 0.6~1.4 m/s 时, 收割机收获水稻、玉米、大豆时的割台损失率平均值分别为 0.42%、0.49%、0.31%, 均小于相关国家标准, 表明所设计的多作物收割机割台对 3 种作物的适应性较好, 伸长割台对作物损失影响较小。

关 键 词: 收割机; 水稻; 玉米; 大豆; 伸缩割台; 接穗板; 连杆机构; 振动特性

中图分类号: S225.31

文献标志码: A

文章编号: 1007-1032(2023)02-0223-08

Design and test of multi-crop harvester header

HOU Jie¹, XIE Fangping^{1,2*}, WANG Xiushan^{1,2}, LIU Dawei^{1,2}, JI Bang^{1,2}

(1.College of Mechanical and Electrical Engineering, Hunan Agricultural University, Changsha, Hunan 410128, China; 2.Hunan Key Laboratory of Intelligent Agricultural Machinery Equipment, Changsha, Hunan 410128, China)

Abstract: With an attempt to solve the problems in crop harvesting including the low utilization rate of agricultural machinery and tools, header loss and poor working stability caused by vibration, we designed a new multi-crop header for combined harvesting of rice, corn and soybean for 4LZ-3.2 rice combine harvester with optimal parameters of header expansion, scion plate and linkage mechanism. The header vibration test and field harvest test were carried out. By adding a hydraulic cylinder expansion mechanism and a connecting rod linkage based scion plate transformation mechanism to meet the requirements of multi-crop harvesting, theoretical analysis determined that the header expansion length during corn harvesting was 200 mm, the scion plate had a folding angle of 15°, a total length of 300 mm, a width of 30 mm, a folding length of 135 mm, and a thickness of 5 mm. The length of connecting rod I was 330 mm, the length of connecting rod II was 70 mm, the length of pull rod was 530 mm, the length of rotating rod was 510 mm, and the material used for the components was Q235 steel plate. Vibration test showed that header vibration was due to harvester

收稿日期: 2022-11-16

修回日期: 2023-04-06

基金项目: 湖南省高新技术产业科技引领计划项目(2020NK2002); 湖南省农机装备与技术创新研发项目(湘财农指[2021]47 号); 湖南省自然科学基金项目(2021JJ30333)

作者简介: 侯杰(1996—), 男, 河南信阳人, 硕士研究生, 主要从事农业机械创新设计研究, houljie13072252695@163.com; *通信作者, 谢方平, 博士, 教授, 主要从事农业机械性能试验与创新设计研究, hunanxie2002@163.com

resonance at low engine speed(1800 r/min), and vibration source at high engine speed(2600 r/min), the reciprocating motion of cutter was the main vibration source of header. The feeding of material flow had a great influence on the vibration strength at different positions of the header by deflection, and the change of feeding amount had little influence on the vibration of header. The loss of the designed new header had little change compared with the common used header. Field header loss test showed that when the driving speed of the harvester was 0.6-1.4 m/s, the average loss rates of rice, corn and soybean field headers were 0.42%, 0.49% and 0.31%, respectively, which were lower than the relevant national standards, suggesting the adaptability of the universal header to the three crops and extending the header had a relatively small impact on crop losses.

Keywords: harvester; rice; corn; soybean; telescopic header; scion board; linkage mechanism; vibration characteristics

南方丘陵区域是中国重要的粮油产区^[1]。该区域内粮油作物收割机仍以专用型为主^[2]，一种收割机只适应 1 种或者 2 种作物收割，造成机器农忙时短缺、其他时间闲置^[3-5]，导致农机具利用率低、购置和使用成本高等问题凸显^[6-8]。针对南方丘陵区域典型粮油作物，研发一种适合收获多种作物的联合收割机，对降低农机具闲置率、提高农户经济收入具有重大意义。

割台是联合收割机的关键部件，是完成收获任务的第一道门槛^[9-11]。闻振华^[12]设计的割台快换机构，通过横纵传动轴管使得各分体与整机的联结快速可靠，实现对苜蓿、高粱的收割；谢伟等^[13]通过集成割台挂接装置，可分别实现收割机对水稻和油菜的单独收割；徐祥谦等^[14]改进收割机的挂接和动力组成部分，通过更换不同型号皮带轮及挂接装置，满足不同作物的割台作业要求，达到割台通用的目的；夏海峰等^[15]对收获机的割台前体、过桥以及茎秆切碎装置进行改进，实现玉米、小麦和青贮的收获；王刚等^[16]模块化设计割台液压接口，通过棘轮、伸缩杆、阀座和弹簧等部件，快速断开及连接不同作物对应专用割台，达到一台机器收获多种作物的目的。

上述研究为多作物收割机的研发提供了一定的思路，但多通过更换割台挂接装置来实现收割机对不同作物的收割，而对割台本体结构的改进研究较少，且更换割台时以人工更换为主，劳动强度大且费时费力。鉴于此，笔者以 4LZ-3.2 型水稻联合收割机为研究对象，设计一种面向水稻、玉米、大豆的多作物收割割台，进行割台振动试验和田间试验，获得多作物割台的工作性能，旨在为多作物收割机割台结构创新设计提供依据。

1 多作物割台设计及工作原理

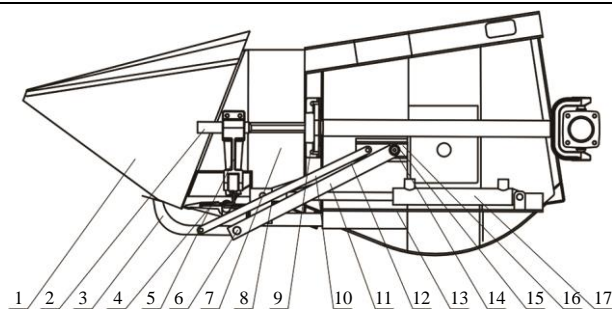
1.1 割台总体结构设计

在 4LZ-3.2 型水稻联合收割机割台(主要参数如表 1)基础上，通过增设液压缸伸缩机构和基于连杆联动的接穗板变换机构来满足多作物收割要求。割台液压缸伸缩机构主要由液压缸、加长摆动轴、割刀架、摆杆、刀架安装板、侧向伸长板和折叠割台底板等组成，如图 1 所示。割刀架与刀架安装板通过螺栓拧紧，折叠割台底板与刀架安装板通过合页铰接，侧向伸长板焊接在刀架安装板上并与分禾器固定板通过螺栓固定，而分禾器焊接在分禾器固定板上，液压缸铰接板焊接在刀架安装板上并与液压缸铰接。基于连杆联动的接穗板转动机构主要由连杆 I、连杆 II、拉杆、转动杆、接穗板和接穗板转动轴等组成。连杆 II 与转动杆平行焊接在连杆支撑轴套上，连杆 II 与连杆 I 铰接，连杆 I 与液压缸铰接板铰接；各接穗板平行焊接在接穗板转动轴上，接穗板转动轴与转动杆铰接，拉杆一端与机架上的连杆转动轴铰接，另一端与外侧接穗板上的转动轴铰接。

表1 4LZ-3.2型水稻收获机割台的主要参数

Table 1 Main parameters of 4LZ-3.2 rice harvester header

| 参数 | 数值 |
|---------------------------|-------------|
| 割台工作幅宽/mm | 1700 |
| 割台离地高度/mm | 200~900 |
| 割刀形式 | 标准II型，往复循环式 |
| 喂入量/(kg s ⁻¹) | 3.2 |
| 割台搅龙形式 | 搅龙+伸缩拨齿式 |
| 拨禾轮形式 | 偏心弹齿式 |



1 分禾器; 2 加长摆动轴; 3 接穗板; 4 割刀架; 5 摆杆;
6 接穗板转动轴; 7 侧向伸长板; 8 折叠割台底板; 9 FLU 轴承座; 10 拉杆; 11 转动杆; 12 连杆 I; 13 液压缸安装板; 14 连杆支撑轴; 15 连杆支撑轴套; 16 连杆支撑轴加强筋; 17 液压缸。

图1 多作物割台的结构

Fig.1 Structural diagram of multi crop header

1.2 多作物割台的工作原理

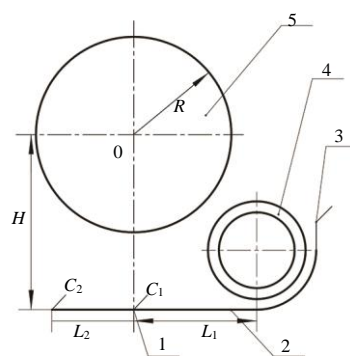
当收割机进行水稻、大豆等低矮作物收割时割台不伸缩, 液压缸保持收回位置不动, 铰接的连杆机构将接穗板锁紧在割台后壁。当收割玉米等高秆作物时, 割台工作状态如图 1 所示。液压缸前伸, 带动割刀架、刀架安装板、折叠割台底板、侧向伸长板、分禾器固定板、分禾器及摆杆向前移动, 同时与液压缸铰接的连杆 I 则通过连杆 II 带动转动杆向前方转动, 而拉杆在转动的同时带动接穗板沿接穗板转动轴顺时针方向旋转, 以此达到割台玉米工作状态作业要求。

2 关键部件的设计与分析

2.1 伸缩割台的设计

拨禾轮、切割器和螺旋输送搅龙三者之间的空间位置对收割机割台工作质量的影响很大^[17]。在拨禾轮和螺旋搅龙共同作用下, 切割后作物被送入收割机过桥处^[18]。割台伸缩原理如图 2 所示。图 2 中 L 表示切割器到螺旋输入搅龙中心的距离, 作物成熟时, 水稻、大豆的自然株高为 500~1200 mm, 此时割台长度为 L_1 , 割刀在 C_1 处; 而成熟玉米自然株高为 1640~2540 mm, 若在此状态对玉米进行收获, 容易引起玉米茎秆输送紊乱或被弹出的现象; 因此, 有必要对割台进行伸缩。 L_2 为割台伸缩长度范围, 伸长后割刀位于 C_2 处, 此时玉米茎秆能被拨禾轮顺利推送并喂入螺旋输入搅龙后的过桥处, 有

效减少玉米秸秆拨禾前翻现象。



1 切割器; 2 割台底板; 3 割台后壁; 4 螺旋输送搅龙; 5 拨禾轮; C 割刀; H 拨禾轮安装高度; R 拨禾轮半径; L 割台底板长度。

图2 割台伸缩示意图

Fig.2 Schematic diagram of the header expansion and contraction

依据中国农业机械化科学研究院主编的《农业机械设计手册》, 割台伸缩距离 L_2 的最大范围为:

$$L_2 = \frac{R}{\lambda} \sqrt{\lambda^2 - 1} \quad (1)$$

式中 λ 为拨禾轮拨速比。

供试 4LZ-3.2 水稻联合收割机拨禾轮的半径 $R=400$ mm, 取拨禾轮速比 1.2~1.4, 则割台伸缩范围为 221~280 mm。考虑到接穗板对割台整体长度的加长, 设定玉米收获割台其伸缩量为 200 mm。

2.2 适合玉米接穗的部件设计

与水稻、大豆相比, 玉米果穗较大, 收割时果穗与拨禾轮发生碰撞会脱落, 掉落到割刀水平面, 造成割台损失; 因此, 需要在割台往复式切割器前端设计玉米接穗板, 起到接穗、分行作用。接穗板及其与切割器的位置关系如图 3 所示。在割台作业过程中, 相邻接穗板之间的距离 s_1 越大, 植株通过接穗板完成切割的过程越流畅, 但是果穗通过接穗板间隙掉落概率也越大。考虑到不同品种及不同生长条件下玉米果穗大端直径不一, 为使割台能适应不同玉米品种的收获作业, 相邻接穗板之间的距离不应过大。已知割刀宽度 $x_1=76.2$ mm, 设 $s_1=46.2$ mm, 则接穗板宽度 x_2 为 30 mm。接穗板在作业过程中需接住从上方掉落的果穗, 将其以 15° 的折角折起 135 mm, 总长 300 mm, 为保证结构强度, 选用厚度为 5.0 mm 的 Q235 钢板制作接穗板。

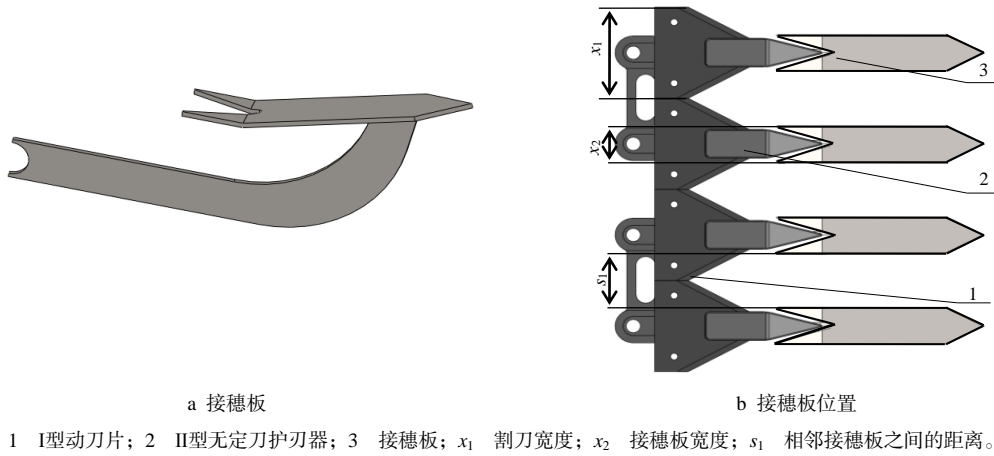


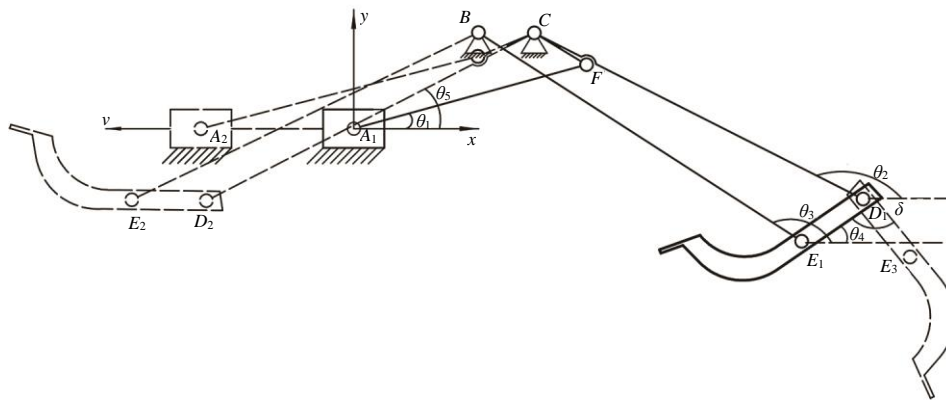
图3 接穗板及其位置

Fig.3 Scion board and its position

2.3 连杆机构设计

为适应水稻、大豆与玉米的同机收割要求，玉米割台须在水稻、大豆割台基础上，延伸割台底板

与加装接穗板，通过连杆机构使延伸割台底板与加装接穗板实现联动，其运动原理如图 4 所示。图 4 中，A 点为液压缸与折叠割台底板固定点，将液压



A、B、C 等为连杆铰接点，其连杆长度为 L_{AB} 、 L_{BC} 、 L_{AC} 等，mm； θ_1 为连杆 I 与水平面夹角，($^\circ$)； θ_2 为转动杆与水平面夹角，($^\circ$)； θ_3 为拉杆与水平面夹角，($^\circ$)； θ_4 为接穗板与水平面夹角，($^\circ$)； θ_5 为铰接点 AC 与水平面夹角，($^\circ$)； θ_6 为铰接点 BC 与水平面夹角，这里为 0° ； δ 为接穗板转动角度，($^\circ$)； BCD_1E_1 为割台非玉米收获状态； BCD_2E_2 为割台玉米收获状态。

图4 连杆联动机构运动的原理

Fig.4 Schematic diagram of linkage motion

缸的伸缩运动看作滑块运动，则当液压系统使液压缸伸出时，相当于将折叠割台底板由 A_1 位置向前延伸至 A_2 位置，同时，滑块带动连杆驱使接穗板转动到切割器前端，满足玉米收割时的作业要求；反之，满足水稻、大豆收割时的作业要求。

为确定各连杆长度参数，依据复数矢量法对各连杆间的相对运动关系进行分析^[19]。由图 4 可知，该机构的封闭复数矢量方程为：

$$\begin{cases} AF + FC = AC \Leftrightarrow L_{AF}e^{i\theta_1} + L_{FC}e^{i\theta_2} = L_{AC}e^{i\theta_3} \\ EB + BC = ED + DC \Leftrightarrow L_{EB}e^{i\theta_4} + L_{BC}e^{i\theta_5} = L_{ED}e^{i\theta_6} + L_{DC}e^{i\theta_2} \end{cases} \quad (2)$$

根据欧拉公式将上述矢量方程按实部与虚部分别相等展开，并消去 θ_1 和 θ_3 ，可得：

$$\begin{cases} k_1 \cos \theta_2 + k_2 \sin \theta_2 + k_3 = 0 \\ k_4 \cos \theta_4 + k_5 \sin \theta_4 + k_6 = 0 \\ k_1 = -2L_{FC}L_{AC} \cos \theta_5 \\ k_2 = -2L_{FC}L_{AC} \sin \theta_5 \\ k_3 = L_{AC}^2 + L_{FC}^2 - L_{AF}^2 \\ k_4 = L_{DC} \cos \theta_2 - L_{BC} \\ k_5 = L_{DC} \sin \theta_2 - L_{BC} \\ k_6 = \frac{L_{ED}^2 - L_{EB}^2 + k_1^2 + k_2^2}{2L_{ED}} \end{cases} \quad (3)$$

其中 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 、 k_5 和 k_6 均为式中系数。将式(3)代入三角函数公式解得：

$$\begin{cases} \theta_2 = 2 \arctan \frac{k_2 - \sqrt{k_1^2 + k_2^2 - k_3^2}}{k_3 - k_1} \\ \theta_4 = 2 \arctan \frac{k_5 - \sqrt{k_4^2 + k_5^2 - k_6^2}}{k_6 - k_4} \end{cases} \quad (4)$$

已知割台在收获玉米工作状态时,接穗板与转动杆之间的夹角为 150° ,则接穗板在连杆转动过程中其 δ 的变化规律是:

$$\delta = \theta_2 - \theta_4 - 30^\circ \quad (5)$$

连杆转动过程中,接穗板底部与地面距离 S 为:

$$S = L_{DC} \sin \theta_2 + 2L_{DE} \sin(\theta_2 - 30^\circ) \quad (6)$$

已知割台完全抬起时,割台底部与地面距离为 900 mm,为保证接穗板在转动过程中不被地面碰坏,则要求 $S < 900$ mm。

已知液压缸伸缩量为连杆 L_{AC} 的水平分量变化量(即 $L_{AC} \cos \theta_5$)为 200 mm、 δ 为 90° ,则联立上式求得连杆 I 长度为 330 mm、连杆 II 长度为 70 mm、拉杆长度为 530 mm、转动杆长度为 510 mm。试制时,所用材料均为厚度 10 mm 的 Q235 钢板,折弯之后按照生产工艺加工制造。

3 割台振动特性试验

3.1 割台振源分析

在振动分析中一般不考虑结构阻尼,可将收割机看作是一个多自由度的线性系统,在外界激励力的作用下产生振动与变形^[20],其振源主要来自发动机、切割器、脱粒清选装置及行走系统等^[21-22]。收割机工作时,当振源的激振频率与收割机固有频率耦合时,机器就会发生共振^[23],加速机构损坏速度。割台振动可以反映收割机工作时积聚能量的现象,由此产生振动破坏,影响收割机使用寿命^[24-25]。为研究割台伸长与未伸长时的振动强度变化,分析割台改变前后,影响割台的主要振源,对多作物收割机割台振动特性进行测试。

3.2 振动试验设计

试验在湖南省农友机械集团有限公司车间及试验田进行。在表 2 工况下测量割台伸长与未伸长时各测点的振动加速度。测点 1、2、3 分别布置在割台左、中、右 3 处,靠近摆轴处为割台最左端,用 x 、 y 、 z 分别代表割刀往复运动、收割机前进及割台上下提升方向。

表2 割台振动试验工况

Table 2 Working conditions of header vibration test

| 试验场所 | 试验工况 | 收割机状态描述 | 发动机转速 |
|------|------|-----------------------|----------|
| 车间 | 工况 1 | 仅发动机工作 | 怠速/中速/高速 |
| | 工况 2 | 发动机、脱粒滚筒和振动筛各部件工作 | 怠速/中速/高速 |
| | 工况 3 | 发动机、切割器、脱粒滚筒和振动筛各部件工作 | 怠速/中速/高速 |
| | 工况 4 | 发动机与行走系统工作 | 怠速/中速/高速 |
| 田间 | 工况 1 | 半幅收获,整机各部件均工作 | 中速/高速 |
| | 工况 2 | 满幅收获,整机各部件均工作 | 中速/高速 |

怠速、中速、高速分别为 1800、2200、2600 r/min。

3.3 分析设备及数据采集

试验主要采集仪器包括振动传感器、NI PXIe-4492 数据采集模块、NI PXIe-8840 控制器和 NI PXIe-1062Q 数据采集箱。试验设置采样频率为 2 kHz,采样时间为 60 s,截取样本中间 20 s 数据进行分析。参照文献^[26]的方法,由振动信号数据计算出振动加速度均方根值及总量值,并以此为振动强弱的评价指标。

3.4 结果与分析

3.4.1 空载状态割台未伸长时的振动特性

由表 3 可知,在只有发动机工作状态(工况 1)

下,发动机转速为 1800、2200、2600 r/min 时, z 、 x 、 y 方向上测点振动加速度均方根值依次减小,说明割台各测点振动均以收割机割台上下提升方向为主;测点 2、测点 1、测点 3 的振动总量值依次减小,说明割刀架中间位置振动最强,割刀架上割刀与摆轴连接处次之,这是由于割台两边机架对割刀架起到固定作用,从而减小割台两侧振动量,而摆叉、摆轴等机构的连接方式在一定程度上会增强测点 1 的振动;发动机转速在 1800 r/min 时,3 个测点的振动总量达到最大,说明此时的发动机激振频率接近收割机固有频率,出现共振现象。

表3 空载振动试验各测点的振动加速度均方根值

| Table 3 Root mean square values of vibration acceleration at measuring point of no-load vibration test | | | | | | | | | | m/s ² | |
|--|---------------------------|------|-----------------|----------|----------|--------|-----------------|----------|----------|------------------|-------|
| 状态 | 转速/(r min ⁻¹) | 测点 | 工况 1 的振动加速度均方根值 | | | | 工况 2 的振动加速度均方根值 | | | | |
| | | | <i>x</i> | <i>y</i> | <i>z</i> | 总量 | <i>x</i> | <i>y</i> | <i>z</i> | 总量 | |
| 割台未伸长 | 1800 | 1 | 8.12 | 5.97 | 11.58 | 8.87 | 11.49 | 8.18 | 16.54 | 12.55 | |
| | | 2 | 21.49 | 16.87 | 34.46 | 25.43 | 26.23 | 18.37 | 35.01 | 27.41 | |
| | | 3 | 6.37 | 5.41 | 11.66 | 8.28 | 12.01 | 8.28 | 14.83 | 12.01 | |
| | 2200 | 1 | 10.55 | 6.98 | 14.82 | 11.24 | 16.27 | 8.39 | 19.79 | 15.56 | |
| | | 2 | 13.92 | 9.58 | 15.72 | 13.45 | 23.18 | 12.06 | 24.70 | 20.81 | |
| | | 3 | 7.38 | 6.55 | 9.12 | 7.76 | 13.52 | 7.87 | 14.98 | 12.50 | |
| | 2600 | 1 | 8.29 | 6.18 | 13.01 | 9.60 | 19.11 | 11.73 | 26.83 | 20.19 | |
| | | 2 | 11.87 | 8.97 | 14.27 | 12.07 | 21.75 | 13.09 | 23.74 | 20.28 | |
| | | 3 | 6.22 | 5.90 | 7.70 | 6.66 | 13.83 | 10.70 | 18.15 | 14.55 | |
| | 割台伸长 | 1800 | 1 | 17.97 | 9.61 | 19.70 | 16.36 | 21.65 | 10.86 | 23.01 | 19.29 |
| | | | 2 | 44.32 | 26.19 | 60.24 | 46.00 | 45.56 | 25.91 | 59.57 | 46.22 |
| | | | 3 | 12.12 | 8.17 | 21.20 | 14.87 | 13.82 | 9.31 | 23.36 | 16.69 |
| 2200 | | 1 | 12.59 | 8.55 | 11.92 | 11.16 | 20.16 | 10.58 | 21.81 | 18.20 | |
| | | 2 | 22.68 | 17.48 | 21.89 | 20.84 | 29.75 | 16.71 | 26.78 | 25.21 | |
| | | 3 | 10.25 | 9.06 | 10.13 | 9.83 | 17.57 | 10.61 | 12.15 | 13.77 | |
| 2600 | | 1 | 9.69 | 4.45 | 12.28 | 9.39 | 21.87 | 9.65 | 25.24 | 20.07 | |
| | | 2 | 12.62 | 5.73 | 11.75 | 10.66 | 29.39 | 13.44 | 27.43 | 24.65 | |
| | | 3 | 9.70 | 4.36 | 5.78 | 6.99 | 21.74 | 10.30 | 15.46 | 16.51 | |
| | | | | | | | | | | | |
| 状态 | 转速/(r min ⁻¹) | 测点 | 工况 3 的振动加速度均方根值 | | | | 工况 4 的振动加速度均方根值 | | | | |
| | | | <i>x</i> | <i>y</i> | <i>z</i> | 总量 | <i>x</i> | <i>y</i> | <i>z</i> | 总量 | |
| 割台未伸长 | 1800 | 1 | 102.07 | 79.62 | 89.14 | 90.74 | 29.76 | 17.10 | 23.76 | 15.48 | |
| | | 2 | 94.15 | 69.42 | 63.01 | 77.29 | 31.41 | 16.74 | 24.01 | 18.77 | |
| | | 3 | 99.43 | 68.96 | 45.71 | 74.68 | 20.37 | 9.62 | 14.57 | 14.48 | |
| | 2200 | 1 | 115.52 | 114.28 | 98.12 | 109.59 | 17.90 | 11.27 | 13.38 | 24.10 | |
| | | 2 | 98.52 | 82.78 | 65.34 | 83.90 | 24.02 | 16.72 | 19.05 | 25.87 | |
| | | 3 | 109.95 | 75.18 | 51.43 | 82.43 | 22.76 | 17.04 | 18.88 | 19.70 | |
| | 2600 | 1 | 118.06 | 81.90 | 103.42 | 102.21 | 36.81 | 19.46 | 25.44 | 28.17 | |
| | | 2 | 93.06 | 70.03 | 62.49 | 77.04 | 38.82 | 26.87 | 31.04 | 32.82 | |
| | | 3 | 125.00 | 101.02 | 59.81 | 99.01 | 24.89 | 23.25 | 23.90 | 24.00 | |
| 割台伸长 | 1800 | 1 | 99.27 | 60.31 | 96.10 | 86.04 | 48.81 | 28.87 | 34.16 | 38.22 | |
| | | 2 | 103.09 | 63.46 | 77.42 | 83.13 | 46.56 | 31.89 | 33.36 | 37.93 | |
| | | 3 | 109.87 | 68.43 | 60.95 | 82.60 | 35.72 | 29.03 | 26.41 | 30.64 | |
| | 2200 | 1 | 95.65 | 60.85 | 92.01 | 90.30 | 51.11 | 25.05 | 37.75 | 39.43 | |
| | | 2 | 99.61 | 63.02 | 76.22 | 84.60 | 47.31 | 30.66 | 37.03 | 39.18 | |
| | | 3 | 101.23 | 63.71 | 58.63 | 76.91 | 34.98 | 30.74 | 29.63 | 31.87 | |
| | 2600 | 1 | 108.00 | 68.14 | 95.75 | 92.15 | 54.74 | 31.66 | 36.78 | 42.24 | |
| | | 2 | 97.06 | 59.88 | 70.14 | 77.67 | 47.56 | 33.23 | 32.38 | 38.50 | |
| | | 3 | 110.35 | 66.58 | 62.03 | 82.58 | 39.61 | 34.27 | 27.45 | 34.14 | |

在发动机、脱粒滚筒和振动筛工作状态(工况 2)下,与只有发动机工作状态下相比,各测点单方向振动值和振动总量值均有增加,但其总体变化规律一致。

在发动机、切割器、脱粒滚筒和振动筛工作状态(工况 3)下,各测点单方向振动值均以 x 方向为主,且振动值比其他 3 种工况下的有较大增加,说明切割器的往复运动对割台振动的影响要远高于

发动机、脱粒滚筒、振动筛和行走系统,是割台主要振源;各测点振动总量在测点 1 处取得最大值,说明摆叉与摆轴的运转会增大测点的振动值。在发动机和行走系统工作状态(工况 4)下, x 、 z 、 y 方向上测点振动加速度均方根值依次减小,这是由于发动机和行走系统工作时,与收割机其他工作部件引起耦合振动和局部振动,从而产生一种不平衡力,该力使割台在切割器往复方向振动加大。

3.4.2 空载状态割台伸长时的振动特性

由表 3 可知,在发动机工作状态下,当发动机转速为 2200、2600 r/min,与割台未伸长时相比,测点 3 的单向振动值由以 z 方向为主变化为以 x 方向为主,这是由于割台的伸长使割台整体在发动机转速为中、高速时的摆动幅度增大,从而导致发动机对割台切割器往复方向的作用力加大,振动强度增大。

割台伸长与未伸长时,在切割器与行走系统未工作状态下,测点 2 的振动总量均在发动机转速为 1800 r/min 时取得最大值;在切割器工作状态下,测点 2 的振动总量在发动机转速为 2200 r/min 时取得最大值。说明切割器与行走系统未工作时,割台振动主要来源于发动机低阶共振;反之,割台振动则来源于切割器的往复运动,切割器的往复运动是主要振源。

当发动机转速为额定转速 2600 r/min 时,4 种工况下割台伸长与未伸长时振动总量和的百分比为

95.45%、112.29%、90.71%、135.17%,此时往复式切割器的运转对割台振动的影响小于收割机脱粒滚筒、振动筛和行走系统运转的,这是由于割台振动与传动路径有关,割台伸长后,往复式切割器的高速运转使机构之间存在不接触状态,继而振动总量减小。而当发动机转速为中低速,割台振动总量显著增大,机器工作稳定性降低,因此,在设计时应优化收割机悬置部件的刚度和阻尼,在工作时应适时调节工作转速,进而提高机器工作稳定性。

3.4.3 田间作业状态割台的振动特性分析

由表 4 可得,田间作业下各测点在 x 、 y 、 z 方向的振动强弱依次减小,说明切割器的往复运动是割台主要振源,与空载测试得到的结论相符。测点 1 和测点 3 的振动总量较空载作业工况 3 时有所降低,而测点 2 的振动总量较空载状态有所增加,说明物料流的喂入对割台不同位置的振动强度受挠度影响很大,而喂入量的变化对割台振动总量影响不大,说明割台损失较同类型割台变化不大。

表4 田间振动试验各测点的振动加速度均方根值

| | | Table 4 Root mean square values of vibration acceleration at field vibration test points | | | | | | | | m/s ² |
|---------------------------|----|--|-------|-------|--------|---------------|-------|-------|--------|------------------|
| 转速/(r min ⁻¹) | 测点 | 半幅收割振动加速度均方根值 | | | | 满幅收割振动加速度均方根值 | | | | |
| | | x | y | z | 总量 | x | y | z | 总量 | |
| 2200 | 1 | 103.64 | 57.35 | 51.39 | 74.55 | 100.73 | 56.00 | 47.94 | 72.08 | |
| | 2 | 123.64 | 81.56 | 73.41 | 95.89 | 124.19 | 81.09 | 70.90 | 95.30 | |
| | 3 | 70.22 | 57.34 | 51.84 | 60.29 | 75.10 | 58.81 | 52.45 | 62.85 | |
| 2600 | 1 | 104.72 | 58.24 | 50.79 | 75.14 | 108.04 | 65.43 | 51.82 | 78.83 | |
| | 2 | 137.57 | 89.30 | 79.69 | 105.71 | 134.22 | 91.81 | 80.10 | 105.07 | |
| | 3 | 70.77 | 55.68 | 50.87 | 59.71 | 85.92 | 67.25 | 63.94 | 73.01 | |

4 割台田间适应性验证试验

生产中常发现收割机行驶速度对割台落粒损失的影响大。为探究多作物收割机割台对水稻、玉米、大豆收获的适应性,以收割机行驶速度为试验因素,以割台损失为评价指标进行田间收获验证性试验。参照 GB/T 5262—2008《农业机械试验条件测定方法的一般规定》,计算收割机行驶速度分别为 0.6、0.8、1.0、1.2、1.4 m/s 时的割台损失率,其中玉米割台损失用收获时玉米穗掉落个数除以收获前玉米穗个数来计算。试验得到收割机收获水稻、玉米、大豆时的割台损失率平均值分别为 0.42%、0.49%、0.31%,均小于相关国家标准,既体现了多作物割台对不同作物的适应性,也表明了

伸长后的割台对作物损失影响较小。

5 结论

1) 为实现一机多用,设计了一种面向水稻、玉米、大豆收割的多作物割台,在 4LZ-3.2 水稻联合收割机基础上,增设液压缸伸缩机构和基于连杆联动的接穗板变换机构来满足多作物收割要求。通过理论分析确定玉米收获时割台伸缩长度为 200 mm,接穗板折角为 15°、总长为 300 mm、宽度为 30 mm、折起长度为 135 mm、厚度为 5 mm,连杆 I 长度为 330 mm、连杆 II 长度为 70 mm、拉杆长度为 530 mm、转动杆长度为 510 mm。试制部件所用材料均为 Q235 钢板。

2) 空载振动试验表明,当发动机转速较低时,

割台振动以低频共振为主;反之,割台振动受振源影响较大,切割器的往复运动是主要振源;割台伸长后,高速运转的切割器在一定程度上降低了割台振动强度,但其他转速状态下的割台振动总量值明显增大,在设计时应优化收割机悬置部件的刚度和阻尼,在工作时应适时调节工作转速,进而提高机器工作稳定性。

3) 田间振动试验表明,物料流的喂入对割台不同位置的振动强度受挠度影响很大,而喂入量的变化对割台振动影响不大;因此,所设计的割台损失较同类型收割机割台的变化不大。

4) 田间割台损失试验表明,收割机行驶速度为0.6~1.4 m/s时,收割机收获水稻、玉米、大豆时的割台损失率平均值分别为0.42%、0.49%、0.31%,均小于相关国家标准,表明所设计的多作物割台对不同作物的适应性较好,伸长割台对作物损失影响较小。

参考文献:

- [1] 蔡敬文, 廖晓莲, 江波. 湖南水稻联合收割机跨区机收情况调查与分析[J]. 现代农业装备, 2007(10): 48-52.
- [2] HIRAI Y, INOUE E, MORI K. Application of a quasi-static stalk bending analysis to the dynamic response of rice and wheat stalks gathered by a combine harvester reel[J]. Biosystems Engineering, 2004, 88(3): 281-294.
- [3] 陈志, 郝付平, 王锋德, 等. 中国玉米收获技术与装备发展研究[J]. 农业机械学报, 2012, 43(12): 44-50.
- [4] 崔涛, 樊晨龙, 张东兴, 等. 玉米机械化收获技术研究进展分析[J]. 农业机械学报, 2019, 50(12): 1-13.
- [5] NI Y L, JIN C Q, CHEN M, et al. Computational model and adjustment system of header height of soybean harvesters based on soil-machine system[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2021, 183: 105907.
- [6] 孟庆导. 4LZ-4.6 型全喂入收割机割台框架疲劳研究[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2016.
- [7] 王金双, 熊永森, 徐中伟, 等. 纵轴流联合收获机关键部件改进设计与试验[J]. 农业工程学报, 2017, 33(10): 25-31.
- [8] XIE Y M, ALLEYNE A G, GREER A, et al. Fundamental limits in combine harvester header height control[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 2013, 135: 034503.
- [9] 陈树人, 韩红阳, 卢强. 4LZ-2.0 型联合收割机割台模态分析[J]. 农业机械学报, 2012, 43(S1): 90-94.
- [10] 陈树人, 卢强, 仇华铮. 基于 LabVIEW 的谷物联合收获机割台振动测试分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(S1): 86-89.
- [11] ZAREEI S, POUR S A, MOGHADDAM M, et al. Optimum setting of combine header for wheat harvesting using Taguchi method[J]. Research on Crops, 2012, 13(3): 1142-1146.
- [12] 闻振华. 青储饲料收获机作物割台总成的快换机构: CN203279528U[P]. 2013-11-13.
- [13] 谢伟, 谢方平, 官春云, 等. 一种割台挂接装置及具有该挂接装置的联合收获机: CN206776072U[P]. 2017-12-22.
- [14] 徐祥谦, 徐立章, 王红艳, 等. 一种多作物割台的快速更换装置及履带式智能联合收获机: CN215935590U[P]. 2022-03-04.
- [15] 夏海峰, 冯好瑞, 贾增. 一种多作物收获机: CN217445870U[P]. 2022-09-20.
- [16] 王刚, 吴崇友, 张敏, 等. 一种联合收割机通用型割台挂接装置: CN110959367B[P]. 2020-10-23.
- [17] 李灿. 谷子联合收获机低损割台设计与试验研究[D]. 洛阳: 河南科技大学, 2019.
- [18] 梁苏宁, 金诚谦, 张奋飞, 等. 4LZG-3.0 型谷子联合收获机的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(12): 31-38.
- [19] 金诚谦, 刘岗微, 倪有亮, 等. 基于 MBD-DEM 耦合的联合收获机割台仿形机构设计与试验[J]. 农业工程学报, 2022, 38(2): 1-10.
- [20] 高志朋, 徐立章, 李耀明, 等. 履带式稻麦联合收获机田间收获工况下振动测试与分析[J]. 农业工程学报, 2017, 33(20): 48-55.
- [21] 方达兴, 王晓敏. 油菜联合收割机割台模态分析及试验优化[J]. 甘肃农业大学学报, 2019, 54(5): 232-240.
- [22] 李青林, 陈翠英, 马成祺. 4LYZ-2 油菜收获机割台框架有限元模态分析[J]. 农业机械学报, 2005, 36(1): 54-56.
- [23] 王晓敏, 方达兴, 李永祥. 4LL-1.5Y 型联合收割机割台的振动特性[J]. 湖南农业大学学报(自然科学版), 2018, 44(4): 435-441.
- [24] 马丽娜, 魏俊逸, 黄小毛, 等. 油菜联合收获机割台振动对田间收获落粒影响分析[J]. 农业机械学报, 2020, 51(S2): 134-138.
- [25] 姚艳春, 宋正河, 杜岳峰, 等. 玉米收获机割台振动特性及其主要影响因素分析[J]. 农业工程学报, 2017, 33(13): 40-49.
- [26] 解鸿儒. 大豆联合收获机匀流输送割台的设计与试验[D]. 淄博: 山东理工大学, 2019.

责任编辑: 邹慧玲
英文编辑: 柳 正