

# MZPH-820型单行马铃薯收获机设计<sup>\*</sup>

刘宝 张东兴 李晶

(中国农业大学工学院, 北京 100083)

**【摘要】** 针对现有小型马铃薯收获机作业过程中, 行进阻力大、易于壅堵、伤薯率高, 以及垄高适应性差等问题, 设计了MZPH-820型单行马铃薯收获机。该机挖掘铲各铲片相互分离, 间隙通畅; 升运链导向撑链轮通过悬臂板支撑, 承力通轴实现向上移动, 作业时入土部件仅有挖掘铲及切土防漏圆盘, 可有效防止秧茎缠绕及壅土; 挖掘铲角度调节机构可实现挖掘铲与升运链导向撑链轮角度的同步调节, 使挖掘铲铲面倾角在 $18^{\circ}\sim 30^{\circ}$ 内连续可调, 便于不同土质条件下优化作业性能; 导向限深轮及支撑行走轮二者高度的协调调整使得收获机能够满足100~400 mm垄高地块的作业要求, 保证挖掘铲预设铲面倾角的实现, 垄高适应性得到增强。宽行高垄地块的田间试验表明: MZPH-820型单行马铃薯收获机挖掘、运输顺畅, 分离效果明显, 纯小时生产率为 $0.10\text{ hm}^2/\text{h}$ , 伤薯率为0.3%, 损失率为3.9%, 性能达到技术规范要求。

**关键词:** 马铃薯收获机 防堵 适垄 临界位置 设计

**中图分类号:** S225.7<sup>+</sup>1

**文献标识码:** A

## Design on MZPH-820 Single-row Potato Harvester

Liu Bao Zhang Dongxing Li Jing

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

### Abstract

With the aim to solve the problems of the soil blocking, the high rate of tuber damage, and the bad adaptability to different heights of ridge, MZPH-820 potato harvester was designed. The blades of the digging device were designed separating from each other, as well as their supported pipes. The guide rollers of the screening conveyor belt installed on two cantilever plates individually, this brought the transverse through shaft a bit large displacement to the upwards. Both of them made the blades and the soil-cutting discs be the only two kinds of soil-engaging parts, and effectively prevented vines winding and soil blocking. The blades angle adjusting mechanism performed the angle adjustment of the blades and the guide rollers of the screening conveyor belt in the same time, and the adjusting range of the blades angle is  $18^{\circ}\sim 30^{\circ}$ . Through adjusting the heights of mound drum and rear wheels harmoniously, the harvester could meet the working demand of various ridge height in range of 100~400 mm and ensure the presetting angle of the blades. This improved greatly the adaptability to different ridge heights. Field experimental results show that in conditions of high ridge wide row, MZPH-820 potato harvester performed smoothly in digging, lifting and transporting without any blocking, and potatoes were separated effectively from soil. Its productivity was  $0.10\text{ hm}^2/\text{h}$ , damage rate was 0.3%, and losing rate was 3.9%, all meeting the technical requirements.

**Key words** Potato harvester, Anti-blocking, Ridge height adaptability, Critical position, Design

### 引言

目前,我国小型马铃薯收获机普遍存在行进阻

力大、易于壅堵、明薯率低、伤薯率和损失率高等问题<sup>[1~2]</sup>。同时,我国幅员辽阔,各马铃薯种植区土壤条件差异显著,起垄参数变化较大,对小型马铃薯

收稿日期: 2008-08-04 修回日期: 2008-11-17

<sup>\*</sup> “十一五”国家科技支撑计划资助项目(2006BAD28B06)

作者简介: 刘宝, 博士生, 主要从事机械装备与计算机测控研究, E-mail: liubao916@126.com

通讯作者: 张东兴, 教授, 博士生导师, 主要从事机械装备与计算机测控研究, E-mail: zhangdx@cau.edu.cn

收获机的作业适应性提出了较高的要求。

MZPH-820型单行马铃薯收获机即针对上述问题而设计,力图通过结构设计及工作参数优化,提供减阻、防堵、性能稳定、适应性强和调整便捷的小型马铃薯收获机。

## 1 总体结构及工作原理

### 1.1 总体结构

MZPH-820型马铃薯收获机由导向限深装置、挖掘铲、切土防漏圆盘、杆条式抖动升运装置、挖掘铲角度调节机构、传动系统、支撑行走轮、悬挂架及机架等构成,如图1所示。

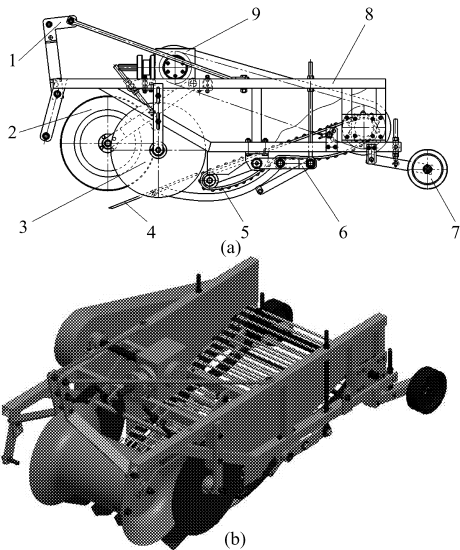


图1 MZPH-820型单行马铃薯收获机结构图

Fig.1 Structure of MZPH-820 potato harvester

(a) 结构简图 (b) 三维图

- 1.悬挂架 2.导向限深装置 3.切土防漏圆盘 4.挖掘铲  
5.杆条式抖动升运装置 6.挖掘铲角度调节机构 7.支撑行走轮 8.机架 9.传动系统

### 1.2 工作原理

作业时,导向限深轮骑垄滚动,在导向的同时压碎表层土块,并使垄内土壤产生错位;挖掘铲沿垄将含薯土壤铲起,并沿铲面抬升、后移,期间部分碎土顺铲片间隙及延伸筛条杆间隙漏下;切土防漏圆盘在挖掘铲两侧以刃口纵向切开土壤,同时挡住可能侧漏的薯块;含薯土壤越过挖掘铲及延伸栅条后落在升运链上,经抖动、输运,到升运链末端大部分土壤被抖落,薯块浮至残存土层上方,最后与残存土壤一同落在后面刚刚翻出、抖碎的松软土层上。

通过调整导向限深轮、挖掘铲角度调节机构及支撑行走轮等处各调节螺杆上的螺母,可改变并确定挖掘铲的铲面倾角、导向限深轮和支撑行走轮的高度。马铃薯收获机和拖拉机后悬挂联结,升运链动力由拖拉机动力输出轴输入。MZPH-820型马

铃薯收获机主要技术参数如表1所示。

表1 MZPH-820型马铃薯收获机主要技术参数

Tab.1 Technical parameters of MZPH-820 potato harvester

参数	数值
外形尺寸(长×宽×高)/mm×mm×mm	1920×920×860
配套动力/kW	15~22
结构质量/kg	320
作业行数	1
适应行距/mm	800~900
作业幅宽/mm	650
挖掘深度/mm	100~300
挖掘铲铲面倾角/(°)	18~30
升运链杆条间距/mm	44

## 2 主要工作部件设计

### 2.1 挖掘铲及其角度调节机构

挖掘铲及其角度调节机构设计的基本原则是:能有效降低牵引阻力,防止土壤壅堵,保证马铃薯挖净率,不伤、切薯块。要满足这一原则,必须做到:①铲面倾角可合理设置。②挖掘深度稳定,掘土量少,并能部分漏土。③不易缠挂秧茎。④尽量减少其他部件入土、触土。⑤输出端与升运链承接端相对位置合理,能保证土、薯顺畅输送。

#### 2.1.1 部件结构

挖掘铲及其角度调节机构的结构如图2所示。

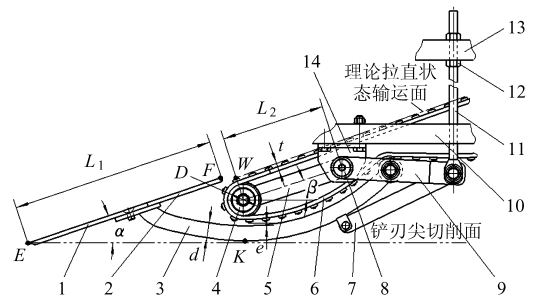


图2 挖掘铲及其角度调节机构示意图

Fig.2 Digging device and its angle adjusting mechanism

- 1.铲片 2.延伸栅条 3.铲托 4.导向撑链轮 5.悬臂板  
6.升运链 7.支撑板 8.悬臂板轴 9.调节板 10.机架下边框  
11.调节螺杆 12.螺母 13.机架上边框 14.吊板

挖掘铲为分离组合式结构,由5组相互分离的铲片与铲托组成,其中铲托为组焊件。挖掘铲所有铲片的上表面共面,铲尖共线,铲片间距为15mm,挖掘铲总宽度为620mm。延伸栅条末端延伸至升运链导向撑链轮的上方,铲托的弧形弯曲钢管在升运链松边下方绕过。

挖掘铲及其角度调节机构通过吊板与机架下边框联接。通过调整调节螺杆上的螺母,可使挖掘铲

和导向撑链轮绕悬臂板轴同步转动,实现挖掘铲铲面倾角的连续调整。

支撑板的作用在于优化铲托弧形弯管的工作应力,增大工作过程中挖掘铲的稳定性。

### 2.1.2 挖掘铲及悬臂板结构参数确定

挖掘铲主要结构参数有铲刃斜角、铲宽和铲长<sup>[3]</sup>。文献[1]、[2]及[4]依据铲刃自清理原则对铲刃斜角的确定进行了研究;文献[2]还认为铲尖过长会导致刃尖入土深,但后部铲刃入土浅的弊端,并指出铲片宽度可由铲尖长度和铲刃斜角加以确定。综合这些研究成果,本设计单个铲片铲刃斜角取为 $55^\circ$ ,铲片宽度取为112 mm。

这里,铲长指铲片与延伸栅条的总长,其数值确定原则是:铲面倾角 $\alpha$ 取最小设计值 $\alpha_{\min}$ 时,铲刃尖 $E$ 的垂向位置不高于铲托弧形弯管最低点 $K$ ;并且铲面倾角 $\alpha$ 取最大设计值 $\alpha_{\max}$ 时,延伸栅条末端 $F$ 不低于升运链理想拉直状态下输运平面最低处杆条顶点 $W$ 。

$F$ 点与 $W$ 点距离很近(20~30 mm),在铲面倾角的整个变化范围内,二者的相对高度变化不大。因此,假设图2中铲面倾角 $\alpha$ 为最小值 $\alpha_{\min}$ ,则由该图可以确定挖掘铲的铲长

$$L_1 = \frac{D+2t+d+e}{\sin\alpha_{\min}} \quad (1)$$

式中  $D$ ——导向撑链轮直径,mm

$t$ ——升运链厚度,mm

$d$ ——铲托弧形弯管直径,mm

$e$ ——导向撑链轮最低点处升运链与弧形弯管的间隙, $e \geq 10$  mm

从优化结构受力考虑,铲长(即挖掘铲与延伸栅条总长)的实际取值以略大于式(1)所求得的 $L_1$ 为宜。鉴于此,本设计铲长取为485 mm,延伸栅条长度取为200 mm。

悬臂板的长度和倾角与挖掘铲弧形弯管的长度及升运链输运面前部的倾角相关联。

为减小挖掘铲弧形弯管所承受的最大弯矩,应尽可能缩短其长度。而MZPH-820型单行马铃薯收获机机身长度的制约导致连接板长度较短,亦使得悬臂板轴与铲托尾部横轴间距较小,考虑到升运链下部松边重力下垂和在相邻轮间正反向绕行时的内应力,悬臂板长度 $L_2$ 又不宜过小。另外,为保证含薯土壤的顺利输运,升运链输运面前部倾角应尽可能不大于铲面倾角。经综合分析,最终确定 $L_2$ 为260 mm,并且当铲面倾角 $\alpha$ 取最小设计值 $\alpha_{\min}$ 时,悬臂板倾角 $\beta$ 的数值亦取为 $\alpha_{\min}$ 。

悬臂板、悬臂板轴及连接板间依次通过键联接,

挖掘铲也与连接板固定联接,因而它们的位置关系相对固定,即在铲面倾角的整个调整过程中,悬臂板倾角始终与其保持一致。

### 2.1.3 减阻及防堵机理分析

铲板与土壤间的相互作用与机具作业阻力和土壤铲运效果密切相关,因而在国内外农业机械领域受到广泛重视<sup>[5-8]</sup>。

MZPH-820型马铃薯收获机挖掘铲及其角度调节机构以多种形式实现减阻及防堵的要求,主要减阻及防堵机理为:①铲片间间隙通畅,避免了根茎搭缠及对土壤顺畅流动的阻断和扰动,并与延伸栅条间隙一同为部分碎土提前下漏提供了可能。②挖掘铲由弯杆从底部支撑,避免了挖掘铲两侧与机架侧板的直接连接,消除了挖掘阶段机架侧板触土现象,有利于防止土壤壅堵和降低牵引阻力。③挖掘铲角度调节机构能便捷地实现铲面倾角在 $18^\circ \sim 30^\circ$ 间连续调整,可使收获机在不同土壤条件下获得牵引阻力和挖掘效果的最优组合。④升运链导向撑链轮以悬臂板支撑,既保证了挖掘铲铲面倾角调节过程中延伸栅条末端与升运链承接杆条间隙的稳定,又使得承力通轴实现向上移动,减少或避免了机架侧框和通轴入土的可能,可有效防止壅土和秧茎缠绕,也有利于降低牵引阻力。

## 2.2 导向限深装置及支撑行走轮

### 2.2.1 部件结构

如图3所示,导向限深装置由导向限深轮、连接板、横杆及调节螺杆等组成。该装置位于挖掘铲前方(图1),通过焊接在机架上的前、后耳板与机架铰接。

导向限深轮的作用为:①设置并稳定挖掘深度,合理控制土壤掘起量,避免挖掘铲切伤薯块。②防止机器跑偏,避免切土防漏圆盘切伤薯块。③通过镇压作用使垄内土壤及部分土块产生松碎、错动。

通过调整调节螺杆上的螺母可改变导向限深轮相对挖掘铲铲尖的垂向距离,进而确定铲的入土深

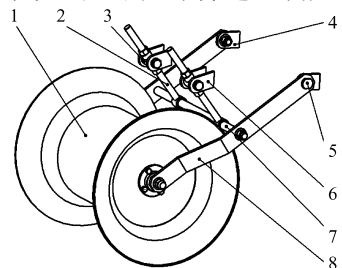


图3 导向限深轮及其调节机构示意图

Fig.3 Mound drum and its adjusting mechanism

1.导向限深轮 2.调节螺杆 3.滑铰套 4.后耳板 5.铰接螺栓 6.前耳板 7.横杆 8.连接板

度。导向限深轮的最大垂向可调距离为 200 mm, 可实现挖掘铲入土深度在 100~300 mm 范围内的连续调节。为避免对垄局部施压过大, 并保证顺利滚动, 导向限深轮的筒体直径不应过小, 本设计取为 300 mm。

支撑行走轮位于机架后部(图 1), 调节方式与导向限深轮相似, 最大垂向调节距离为 220 mm。

导向限深轮相对铲尖的高度确定后, 还需要通过调整支撑行走轮的高度, 使机架上表面基本处于水平状态, 以保证铲面倾角的预设值。通过导向限深轮及行走轮两者高度的协调调整, 收获机可满足 100~400 mm 垄高地块的作业要求, 垄高适应性有较大提高。

### 2.2.2 导向限深轮调节机构参数确定

图 4 为导向限深轮调节机构临界位置分析简图, 虚线表示导向限深轮和挖掘铲的设计上限位置, 实线为设计下限位置。

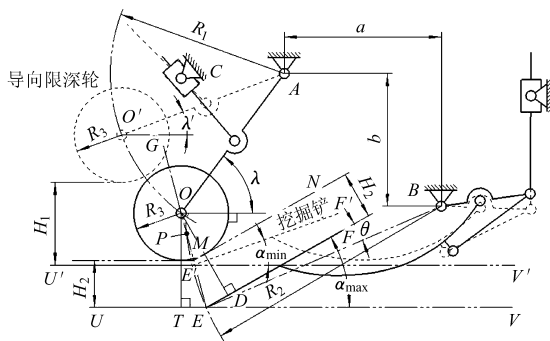


图 4 导向限深轮调节机构临界位置分析图

Fig.4 Critical analysis of the mound drum adjusting mechanism

图中:  $EF$  为挖掘铲铲面;  $UV$ 、 $U'V'$  分别为铲面倾角最大和最小时的铲刃尖切削面;  $EG$  为铲面倾角最大时  $\angle UEF$  的角平分线; 点  $P$  为角平分线  $EG$  与以点  $B$  为圆心、 $R_2$  为半径圆弧的交点。

假设挖掘铲调节机构铰支点  $B$  与导向限深轮连接板  $OA$  铰支点  $A$  的相对位置预先确定, 则导向限深轮调节机构的关键结构参数仅为连接板  $OA$  的长度  $R_1$  及  $OA$  相对于水平线倾角的调节范围, 它们首先应满足

$$H_1 = b + R_2 \sin(\alpha_{\min} - \theta) - R_1 \sin \lambda' - R_3 \quad (2)$$

$$H_2 = b + R_2 \sin(\alpha_{\max} - \theta) - R_1 \sin \lambda - R_3 \quad (3)$$

式中  $H_1$ ——铲面倾角最小时最大设计挖掘深度

$H_2$ ——铲面倾角最大时最小设计挖掘深度

$R_3$ ——导向限深轮滚筒半径

$\lambda$ 、 $\lambda'$ ——限深轮滚动中心  $O$  位于设计下限和上限时, 连接板  $AO$  与水平线的夹角

$b$ ——铰支点  $A$ 、 $B$  的垂向距离

$\theta$ ——铲面  $EF$  与铲尖  $E$  和铰支点  $B$  连线的夹角

另外, 为避免导向限深轮与铲面间土壤铲运通路的横断面存在逐步缩小的区段, 必须使挖掘铲和导向限深轮在实现挖掘深度与铲面倾角所有工作组合时, 均能保证导向限深轮中心到铲刃尖切削面的距离不大于该中心到挖掘铲铲面的距离。否则将会存在压缩效应, 造成局部土壤内部应力增加, 并影响其顺利铲运。

下面对图 4 实线部分进行分析。此时挖掘铲位于最大铲面倾角位置, 导向限深轮位于最低设计位置且中心  $O$  刚好位于  $\angle UEF$  的角平分线上。由角平分线的性质可知, 必有

$$L_{OT} = L_{OD} \quad (4)$$

随着挖掘铲绕铰支点  $B$  的顺时针转动, 铲尖在弧  $EE'$  上移动, 铲面与切削面所夹钝角逐渐增大。通过几何方法容易证明, 其间所形成的所有铲面与切削面间钝角的角平分线均交于点  $P$ , 且其余所有角平分线位于点  $P$  上方的部分均在图示角平分线  $PG$  段的右侧, 另外导向限深轮中心  $O$  的最低位置明显高于点  $P$ 。若中心  $O$  在角平分线  $EG$  左侧, 则在挖掘铲的整个铲面倾角调整范围内始终存在

$$L_{OT} < L_{OD} \quad (5)$$

而当中心  $O$  在角平分线  $EG$  右侧时, 将无法保证式(5)始终成立。

显而易见, 当导向限深轮绕铰支点  $A$  由图示位置顺时针转动时, 其中心  $O$  在弧  $OO'$  上移动, 且位置均在角平分线  $EG$  左侧, 即导向限深轮中心到铲刃尖切削面的距离恒小于到挖掘铲铲面的距离。

至此, 可以确认图 4 实线所示导向限深轮的位置正是铲运通道上有无压缩现象的临界位置。

由图中临界位置几何关系可以得出

$$a + R_1 \cos \lambda = (H_2 + R_3) \cot \left( \frac{180^\circ - \alpha_{\max}}{2} \right) + R_2 \cos(\alpha_{\max} - \theta) \quad (6)$$

式中  $a$ ——铰支点  $A$ 、 $B$  的水平距离

将 MZPH-820 型马铃薯收获机相关结构参数的数值代入式(3)、(6)并联立求解, 可以得出连接板  $OA$  长度  $R_1$  的临界值为 629 mm。

实际应用中, 建议  $R_1$  的取值在临界值的基础上增加 50~100 mm, 这样既可增加无压缩现象的可靠性, 又不至于使  $R_1$  的取值无谓过大。本机  $R_1$  实际长度取为 680 mm。将该值代入式(2)、(3), 可得连接板  $AO$  与水平线的最小夹角  $\lambda'$  为  $28.21^\circ$ 、最大

夹角  $\lambda$  为  $44.08^\circ$ 。

然后,再结合收获机的相关结构,即可合理确定图4中滑铰套铰支点C的位置及调节螺杆的长度。

## 2.3 杆条链式抖动升运装置

### 2.3.1 部件结构

杆条链式抖动升运装置如图5所示,由导向撑链轮、升运链、托链轮、抖动轮及驱动轮等组成。升运链有效输运距离为920 mm,宽度与挖掘铲总宽度相同。

杆条链式抖动升运装置的作用是进行含薯土堡的输运及大部分土壤的筛分,并完成马铃薯块茎的抛落。

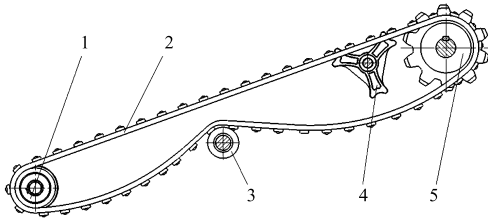


图5 杆条链式抖动升运装置

Fig.5 Structure of the screening conveyor device

1. 导向撑链轮 2. 升运链 3. 托链轮 4. 抖动轮 5. 驱动轮

抖动轮为三爪星形结构,其转动由升运链杆条带动。抖动轮在被动转动过程中,相邻爪顶部的凹弧面每跨两杆与下一杆条触碰并将其托起,从而实现升运链输运面的上下抖动,并附带产生前进方向的抖动。

### 2.3.2 升运链抖动幅值及频率确定

MZPH-820型马铃薯收获机的抖动轮有2个安装位置,可分别使升运链实现26 mm和36 mm的理论振动幅值。

由于抖动轮由升运链驱动,因而升运链的线速度与抖动频率成正比,升运链抖动频率为

$$f = \frac{3v}{2\pi r} \quad (7)$$

式中  $v$ ——升运链线速度

$r$ ——抖动轮三爪顶部凹弧面内切柱面半径

通过变换传动系统的链轮配置,可实现升运链线速度与抖动频率的同步改变。

### 2.3.3 伤薯、埋薯机理分析及防范对策

抖动输运过程中的伤薯现象是由于马铃薯与机械部件间的撞击强度过大所致。大、中型机分离输运过程中的最高伤薯率约可达马铃薯收获总量的30%<sup>[9]</sup>,因而伤薯现象一直是研究重点<sup>[10-12]</sup>。

MZPH-820型马铃薯收获机升运链长度远小于大、中型机的第1级链长度。作业时升运链末端仍会存在少量土壤,且马铃薯块茎的过筛时间也较短,使块茎所受到的撞击强度和次数均大为降低;同

时机身矮小,升运链末端离地高度约为400 mm,薯块落地时所承受的撞击强度也较低。

因此,与大中型机不同,MZPH-820型马铃薯收获机抖动输运部位所造成的伤薯情况并不严重。

埋薯现象是由于升运链末端带土过多所致。由于小型机抖动输运距离较短,一旦工作参数设置不当,极易发生埋薯现象<sup>[14]</sup>。

减少和防止埋薯现象的发生,需要视土壤条件、块茎深度等情况,合理配置机器行走速度与升运链线速度的比例(通过改变链轮配置实现),以及抖动幅值;还需要根据现场情况,及时进行相关作业参数的调整优化,以促进土、薯的有效分离。

## 3 田间试验

田间试验在河北省沽源县大2号马铃薯种植基地进行。试验地块地势平坦,土壤为砂壤土,土壤含水率为12.8%,坚实度为442 kPa,收获前一周植株经杀秧处理。配套拖拉机为泰山25,功率17.6 kW。试验地垄形如图6所示,图中尺寸单位mm。

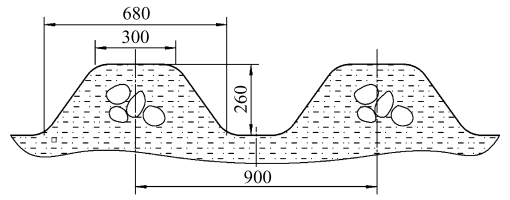


图6 试验地高行大垄垄型

Fig.6 Sketch of ridge shape in test field

性能试验方法依据文献<sup>[15]</sup>,试验区段包括10 m稳定区、20 m测定区和停车区。机器在稳定区和测定区内保持工况不变,性能测定在测定区内进行。

试验中机具的工作参数为:行进速度0.3 m/s、挖掘铲铲面倾角 $20^\circ$ 、升运链抖动频率10.36 Hz、升运链线速度0.96 m/s。

表2为MZPH-820型单行马铃薯收获机性能试验结果。其中,马铃薯收获挖掘率指马铃薯与全部掘起物的质量比。

表2 MZPH-820型单行马铃薯收获机性能试验数据  
Tab.2 Experimental performance results of MZPH-820 single-row potato harvester

参数	试验数值	技术要求
马铃薯收获挖掘率/%	2.41	
纯小时生产率/ $\text{hm}^2 \cdot \text{h}^{-1}$	0.10	0.08~0.15*
明薯率/%	96.0	$\geq 95.0$
伤薯率/%	0.30	$\leq 5.0$
损失率/%	3.90	$\leq 5.0$
挖掘深度/mm	242	100~300*

\* 为企业标准

试验中,牵引拖拉机行走轻快,土垡挖掘、抬升顺畅,没有壅土现象发生,升运链抖土、浮薯效果明显。

## 4 结论

(1) MZPH-820型单行马铃薯收获机通过导向限深轮与支撑行走轮的协调调整,使其垄高适应

性大为增强。

(2) 挖掘铲角度调节机构可通过对挖掘铲和升运链导向撑链轮的同步调节,实现挖掘铲铲面倾角较大范围的连续调整,为不同土壤条件下综合优化作业提供了条件。

(3) MZPH-820型单行马铃薯收获机各性能指标达到技术规范要求。

## 参 考 文 献

- 1 贾晶霞. 马铃薯收获机关键部件设计与实验研究[D]. 北京:中国农业大学,2006.  
Jia Jingxia. Design and experiment study on the critical parts of potato harvester[D]. Beijing:China Agricultural University, 2006. (in Chinese)
- 2 刘俊峰,杨欣,马跃进,等. 4U-1A型马铃薯收获机的设计[J]. 农业机械学报,2004,35(2):181~183,186.
- 3 陈书法,李耀明,孙星钊. 花生挖掘铲动力学分析与试验[J]. 农业机械学报,2005,36(11):59~63.  
Chen Shufa, Li Yaoming, Sun Xingzhao. Dynamic performance analysis and experiment on peanut digging shovel[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2005,36(11):59~63. (in Chinese)
- 4 赵满全,赵士杰,余大庆,等. 组合分离式马铃薯挖掘机设计与研究[J]. 农机化研究,2007(4):69~72.  
Zhao Manquan, Zhao Shijie, She Daqing, et al. Combined separation type potato digger[J]. Journal of Agricultural Mechanization,2007(4):69~72. (in Chinese)
- 5 Shmulevich I, Asaf Z, Rubinstein D. Interaction between soil and a wide cutting blade using the discrete element method[J]. Soil and Tillage Research,2007,97(11):37~50.
- 6 Abo-Elnor M, Hamilton R, Boyle J T. Simulation of soil blade interaction for sandy soil using advanced 3D finite element analysis[J]. Soil and Tillage Research,2004,75(1):61~73.
- 7 Onwuala A P, Watts K C. Draught and vertical forces obtained from dynamic soil cutting by plane tillage tools[J]. Soil and Tillage Research,1998,48(10):239~253.
- 8 Karmakar S, Kushwaha R L. Dynamic modeling of soil-tool interaction:an overview from a fluid flow perspective[J]. Journal of Terramechanics,2006,43(4):411~425.
- 9 Peters R. Damage of potato tubers,a review[J]. Potato Research,1996,39(4):479~484.
- 10 Van Canneyt T, Tijsskens E, Ramon H, et al. Development of a predictive tissue discolouration model based on electronic potato impacts[J]. Biosystems Engineering,2004,88(1):81~93.
- 11 Mathew R, Hyde G M. Potato impact damage thresholds[J]. Transactions of the ASAE,1997,40(3):705~709.
- 12 Bentini M, Caprara C, Martelli R. Harvesting damage to potato tubers by analysis of impacts recorded with an instrumented sphere[J]. Biosystems Engineering,2006,94(1):75~85.
- 13 桑永英,张东兴,贾晶霞,等. 马铃薯联合收获机输送臂系统的运动防碰仿真[J]. 农业机械学报,2007,38(11):52~55.  
Sang Yongying, Zhang Dongxing, Jia Jingxia, et al. Development of virtual prototype of potato harvester elevator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007,38(11):52~55. (in Chinese)
- 14 刘宝,张东兴,李晶. 马铃薯收获机主要问题机理分析及其对策[J]. 农机化研究,2009(1):14~16,28.  
Liu Bao, Zhang Dongxing, Li Jing. Mechanism analyses and countermeasures on the main problems of potato harvester[J]. Journal of Agricultural Mechanization,2009(1):14~16,28. (in Chinese)
- 15 NY/T 648—2002 马铃薯收获机作业质量评价技术规范[S].  
NY/T 648—2002 Technical specification of quality evaluation for potato harvesters[S]. (in Chinese)