

芦苇笋采收机采摘机构设计与试验

向明友, 高自成, 汤 佟, 古全元

(中南林业科技大学 机电工程学院, 长沙 410000)

摘要: 为发挥洞庭湖区自然资源优势, 带动沅江经济、生态发展, 填补目前国内外芦苇笋采收机研究空白, 设计了一款集中掰断式芦苇笋采收机。通过实地调研收集采摘芦苇笋数据, 基于柔性双同步带夹持掰断芦苇笋原理, 设计了9组同步带机构和2组回转式刀具切尾装置, 并根据芦苇笋不同立地角度将其等效简化为悬臂梁力学模型, 运用牛顿运动定律和刚体转动定律, 列出切尾装置理论功率、掰断和夹持输送芦苇笋理论功率参数表达式。试验结果表明: 机具消耗功率约为理论功率的97.9%, 液压马达型号GM5-6功率匹配合理; 芦苇笋采摘率和损伤率与采摘执行机构同步轮转速和机构倾角相关, 当同步轮转速为3000r/min、机构倾角为12°时, 采摘率为94.6%, 损伤率为6.9%, 采收效果最好。

关键词: 芦苇笋采收机; 同步带模型; 功率匹配; 正交试验

中图分类号: S225.92; TH112

文献标识码: A

文章编号: 1003-188X(2023)04-0178-07

DOI:10.13427/j.cnki.njyi.2023.04.003

0 引言

生长在南洞庭湖区的芦苇笋, 属于禾本科芒属荻种水陆两生草本植物芦苇幼苗, 是餐桌上富含多种营养成分的佳肴, 且具有极高药用价值^[1]。芦苇笋是沅江洞庭湖区得天独厚的自然优势, 带动了当地自然生态发展与经济建设。目前, 整个南洞庭湖区有40多家芦苇场, 面积超过700km²。芦苇笋生长速度很快, 采摘时间在阳春3月, 仅有15天左右采摘周期^[2], 且采摘环境较为泥泞, 伴有吸血虫繁殖和传播风险。另外, 因芦苇笋脆嫩、多汁、易折断, 增加了机械采收难度。目前, 芦苇笋机械化采收技术在全世界还处于研究空白, 与芦苇笋相似的芦笋, 属天门冬科天门冬属多年生草本植物石刁柏幼苗, 机械化采收技术在国内还处于起步阶段^[3]。湖区农民以手工方式掰断芦苇笋, 工作时间集中、工作强度大^[4]、效率低, 严重影响了南洞庭湖区芦苇笋产业发展。因此, 研究芦苇笋机械化采收装备具有重要的理论意义和现实意义。当前, 国内外尚未在芦苇笋机械化采摘方面做出任何有关研究和申请相关专利, 仅在芦苇笋制备以及成分测定方面取得了一定科研成果^[5-7]。国内仅对柔性体夹

持输送根茎类作物进行了研究。周凤波研制的输送夹持装置解决了大葱在夹持中断茎、堵塞等问题, 通过试验分析得到了良好收集效果^[8]。张涛设计了柔性夹持输送装置采摘青菜头, 为绿色蔬菜采收提供了研究思路^[9]。武丰等人建立大蒜收获机三维模型, 设计了夹持输送装置等关键部件, 试验证明大蒜各项收获指标符合要求^[10]。

上述装备中的输送带有夹持输送作用, 工作过程中实现了根茎类农作物的高效收集, 降低了作物输送过程中的损坏率。为此, 笔者在国内外研究基础上, 设计了基于柔性双同步带夹持掰断原理的芦苇笋采摘执行机构和切尾装置。

1 整机设计与原理

1.1 整机结构

芦苇笋采收机采摘执行机构依附行走底盘进行作业, 结构如图1所示。其中, 采摘执行机构利用9组同步带传动采摘芦苇笋, 安装于整机最前端; 采摘调姿平行四边机构前后液压缸调整采摘执行机构高度和采摘角度; 采摘执行机构前端设计两组芦苇笋尾部茎秆切尾装置, 液压马达驱动采摘执行机构同步带和切尾装置转动, 输送机构完成所采摘芦苇笋收集。表1为收获机技术参数。

1.2 采摘原理及过程

芦苇笋采收机采摘执行机构基于两条柔性可调间隙同步带同向运动夹持掰断芦苇笋, 同步带和芦苇笋产生的掰断力大于芦苇笋根茎拉断力, 使芦苇笋根

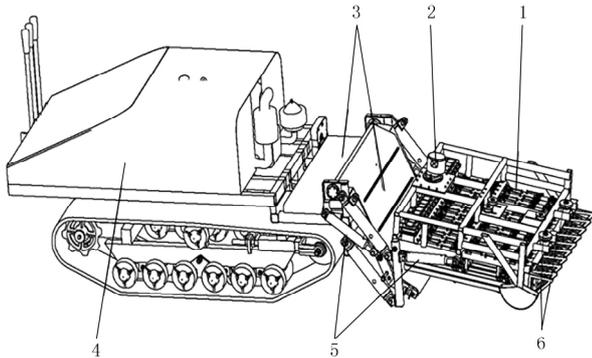
收稿日期: 2021-04-21

基金项目: 湖南省重点领域研发计划项目(2019NK2022)

作者简介: 向明友(1994-), 男, 重庆人, 硕士研究生, (E-mail) 2858093053@qq.com。

通讯作者: 高自成(1968-), 男, 湖南祁东人, 副教授, 硕士生导师, 博士 (E-mail) gzc1968@126.com。

茎分离。采摘芦苇笋时,通过采摘调姿平行四边形机构将采摘执行机构调整到采摘芦苇笋的合适高度和角度位置,液压马达提供动力,切尾装置旋转刀片切除芦苇笋尾部茎秆,齿轮传动把动力传到各动力输入轴同步轮,多组同步轮与同步带啮合运动;同向运动的同步带将芦苇笋喂入两根同步带V型区域,同步带与芦苇笋接触产生掰断力使芦苇笋根茎分离,同步带夹持输送芦苇笋,即完成芦苇笋柔性低损采摘。



1. 采摘执行机构 2. 液压马达 3. 输送机 4. 行走底盘
5. 采摘调姿平行四边形机构 6. 切尾装置

图1 芦苇笋采收机结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of the structure of the reed shoot harvester

表1 芦苇笋收获机技术参数

Table 1 Technical parameters of reed shoot harvester

作业参数	单位	值
外观尺寸(长×宽×高)	mm	3474×1084×1201
连续输出动力	kW	16.2
夹持高度范围	mm	0~280
夹持直径范围	mm	0~20
工作行数 r		9
工作行距	mm	80~825

2 关键部件设计

2.1 同步带机构设计

同步带机构是芦苇笋收获机最为核心部件,其结构设计的合理性直接影响采收效率和损伤率。同步带机构安装于整机最前端,主要由拉伸弹簧、张紧轮角度挡板、上弹簧板、张紧轮销轴、轴承板、同步轮、同步带及支架组成,如图2所示。采用柔性同步带收集输送大葱较为常见^[11-12],其收获效率和质量较可观,基本实现作物低损输送。两根同步带支架安装距离50mm,同步带安装距离680mm,并列安装两根同步带夹持宽度为57mm。

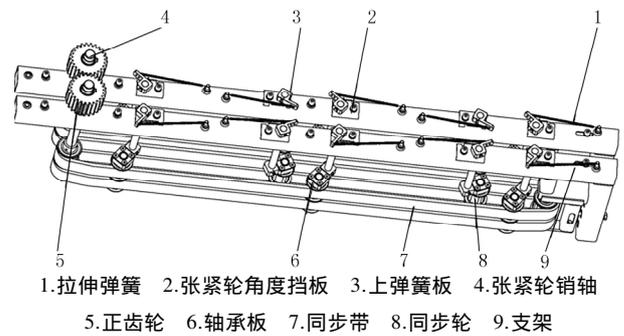


图2 同步带机构结构示意图

Fig.2 Schematic diagram of the structure of the synchronous belt mechanism

2.2 拉伸弹簧参数计算

实地调研发现,洞庭湖地区芦苇笋平均生长高度为300mm,单株质量平均为0.03kg,掰断位置直径为8~12mm。设计拉伸弹簧提供夹持掰断力作用于同步带,拉伸弹簧作用力过大过小都会影响采收效率和质量。弹簧作用力过大会挤坏芦苇笋非掰断区表层组织,作用力过小会导致部分芦苇笋漏采和同步带传递过程中芦苇笋掉落。因此,拉伸弹簧参数设计是影响采收效率的重要因素。查阅文献[13-14],采用12~18N弹簧拉力作用于同步带,可实现芦苇笋柔性采收。初步设置拉伸弹簧钢丝直径 d 为0.3~0.8mm,抗拉强度 $\sigma_b = 1496\text{MPa}$,剪切力 $\tau_s = 990\text{MPa}$,切变模量 $G = 8000\text{MPa}$ ^[15]。为了使弹簧保持弹性,设置弹簧拉力极限 $F_m = 200\text{N}$ 。

此时,弹簧拉力为

$$12\text{N} < F = \frac{\pi d^3 \tau_s}{8D} = 14.17\text{N} < 18\text{N} \quad (1)$$

式中 F —弹簧拉力(N);

d —钢丝直径,计算值 $d = 0.45\text{mm}$;

τ_s —剪切力(MPa);

D —弹簧中径,计算值 $D = 2.5\text{mm}$ 。

因此,单根弹簧拉伸力满足夹持作用力范围。

$$D_1 = D - d = 2.05\text{mm} \quad (2)$$

式中 D_1 —弹簧内径(mm)。

$$D_2 = D + d = 2.95\text{mm} \quad (3)$$

式中 D_2 —弹簧外径(mm)。

弹簧刚度为

$$K = \frac{Gd}{8C^3n} = 2.25\text{N/mm} \quad (4)$$

式中 G —切变模量(MPa);

K —弹簧刚度(N/mm);

C —环绕比;

n —弹簧有效圈数,取值80。

弹簧系数为

$$K_d = n \times K = 180 \text{ N/mm} \quad (5)$$

式中 K_d —弹簧系数(N/mm)。

3 机构理论功率分析

采摘执行机构和切尾装置工作过程中,液压马达提供功率随传动链被损耗。传动链包括两大部分,如图3所示。其中,第1部分所消耗功率完成芦苇笋茎秆尾部切除,从双膜片联轴器分流到带张紧装置和旋转切尾组件;第2部分分级传递功率,从液压马达传递到齿轮组,再传递到同步带系,完成芦苇笋的掰断和输送。采摘执行机构和切尾装置工作简图如图4所示。计算功率过程中,假设各组同步带运动速度相等,忽略同步带内部张紧力功率损耗。

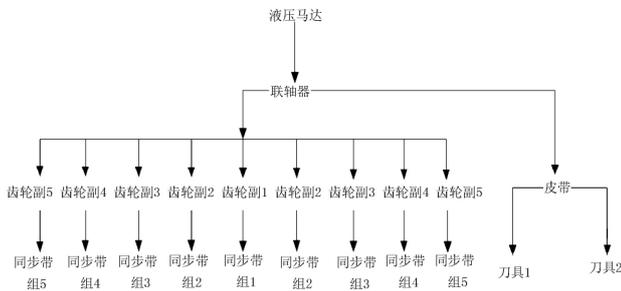
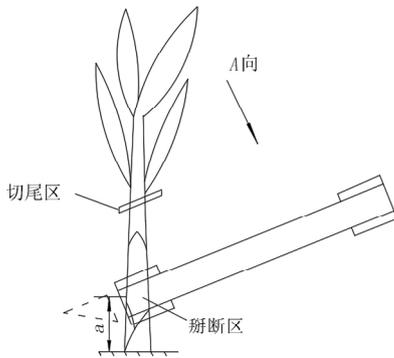
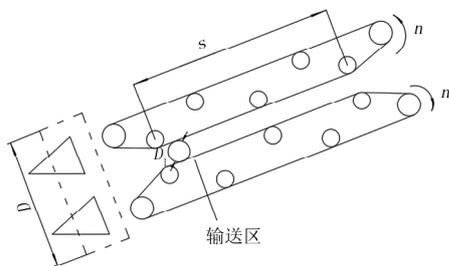


图3 机构功率流图

Fig.3 Institutional power flow map



(a) 切尾及掰断芦苇笋工作简图



(b) A向图

注: a 为夹持高度(mm); D 为刀具长度(mm); D_1 为芦苇笋茎秆平均直径(mm); s 为同步带组两端V型喇叭口距离(mm); n 为同步带转速(r/min)。

图4 采摘执行机构和切尾装置工作简图

Fig.4 Working diagram of picking actuator and tail cutting device

3.1 切尾组件功率分析

芦苇笋末端茎秆和叶片并无食用价值,人工采摘芦苇笋后需要工人师傅手工掰断尾部。为完善采摘工序,切尾装置首先工作,切除芦苇笋末端茎秆。切除工序采用旋转式刀具切除,在植物根茎切除领域此技术较为成熟并且应用广泛^[16-19]。为保证进入9组同步带的芦苇笋尾部根茎被切除,前端设置两把旋转刀具,两把刀具长度等于9组同步带安装宽度。

由刚体转动定律得到旋转刀片角速度为

$$M_0 = J_0 \ddot{\theta} = F_s \cos \theta d \quad (6)$$

$$t_1 = \frac{d}{v} \quad (7)$$

$$\omega = \int_0^{t_1} \ddot{\theta} dt \quad (8)$$

式中 M_0 —切断力矩(N·m);

J_0 —刀片转动惯量,设计值为 $J_0 = 4948.764 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$;

$\ddot{\theta}$ —刀具角加速度(rad/s^2);

F_s —芦苇笋茎秆静态平均切断力,试验值为 $F_s = 22.22 \text{ N}$;

θ —采摘执行机构倾斜角($^\circ$);

d —刀具质心离刀具旋转中心距离,设计值 $d = 107.5 \text{ mm}$;

v —同步带运动速度(m/s);

t_1 —切割时间(s);

ω —刀具角速度(rad/s)。

两把旋转刀具功率为

$$P_1 = \frac{9F_s^2 \cos^2 \theta D^2}{8J\eta_1 v} \quad (9)$$

式中 P_1 —刀具功率(kW);

η_1 —V型皮带传动效率,取值0.92^[15]。

3.2 掰断芦苇笋功率分析

南洞庭湖区芦苇笋为天然生长植物,生长茂密且立地特征复杂,部分芦苇笋生长方向与竖直方向存在倾斜角度 α ,大小在 $-10^\circ \sim 10^\circ$ 之间。为适应芦苇笋生长特征和环境,同步带机构前端设计中间分页板,相邻同步带支架安装距离50mm,保证进入采摘V型区域芦苇笋偏移方向沿同步带运动方向或运动负方向。因此,将待采摘芦苇笋简化为悬臂梁,建立掰断芦苇笋力学分析模型,如图5所示。

由图5建立平衡力系方程,即

$$F_y = F \cos \alpha \quad (10)$$

$$F_x = G - F \sin \alpha \quad (11)$$

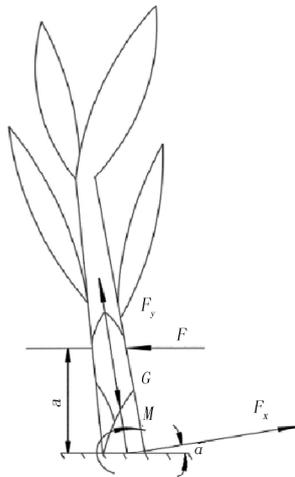
$$M = Fa \quad (12)$$

式中 F —芦苇笋平均掰断力(N);
 α —芦苇笋生长倾斜角度($^\circ$);
 G —切尾后待掰断芦苇笋平均重力,试验值为 $G=0.35\text{N}$;
 M —掰断芦苇笋平均力矩,试验值为 $M=925.48\text{N}\cdot\text{mm}$;
 a —断点与作用力点距离(mm)。

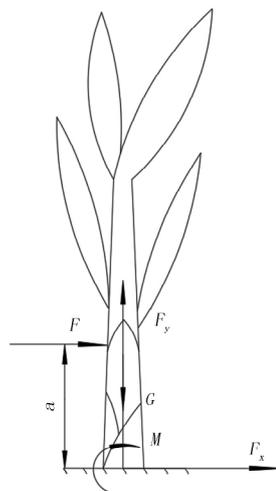
联合刚体转动定律得

$$J\ddot{\theta} = F_y \frac{a}{\cos\alpha} \quad (13)$$

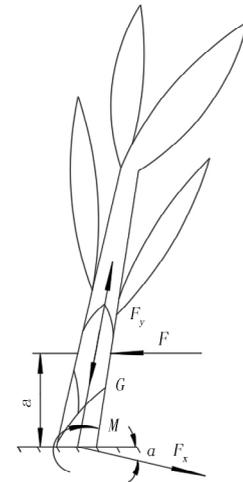
$$\omega = \int_0^t \ddot{\theta} dt \quad (14)$$



(a) 芦苇笋与地面夹角为 10°



(b) 芦苇笋垂直地面



(c) 芦苇笋与地面夹角为 -10°

图 5 掰断芦苇笋力学模型

Fig.5 Breaking off the mechanical model of reed shoots

3.3 夹持输送功率分析

考虑到采摘效率和动力匹配,假设运转的同步带组内无间隙排满芦苇笋,则此时为同步带机构理论最大功耗。同步带运动过程中,充分张紧且连续运动,同步带速度 v 可视为匀速直线运动 $v = \omega R$ 。结合切尾和掰断功率计算推导式,同步带速度理论 v 计算值为 3.46m/s ,则同步带组芦苇笋夹持数为

$$n = \frac{s}{D_1} = 54 \quad (16)$$

式中 n —单组同步带机构夹持芦苇笋数量;
 s —芦苇笋运动位移,设计值 $s=616\text{mm}$;
 D_1 —芦苇笋茎秆平均直径,试验值为 $D_1=11.5\text{mm}$ 。

同步带组功率通过齿轮系可得 9 组同步带输送功率为

$$P_m = \frac{9mguvn(2+2\eta+2\eta^2+2\eta^3+\eta^4)\sin\theta}{\eta^4} \quad (17)$$

式中 J —同步轮转动惯量,设计值 $J=14.048\text{kg}\cdot\text{mm}^2$;
 $\ddot{\theta}$ —芦苇笋角加速度(rad/s^2);
 ω —芦苇笋角速度(rad/s);
 t —采摘时间,芦苇笋采收机设计指标为 60kg/h ,取 $t=2.1\text{s}$ 。

掰断 9 根芦苇笋消耗的总功率为

$$P_2 = \frac{9M\omega}{\eta_0} \quad (15)$$

式中 P_2 —掰断芦苇笋功率(kW);
 η_0 —同步带运动功率转换效率,取 $\eta_0=0.98$ 。
 其中 $a/\cos\alpha$ 为同步轮半径 R ,设计值为 40mm 。

式中 P_m —同步带输送功率(kW);
 m —同步带中芦苇笋平均质量,实验值为 $m=0.03\text{kg}$;
 g —重力加速度(m/s^2);
 u —同步带摩擦因数,取 $u=0.48^{[20]}$;
 η —齿轮传动效率,取 $\eta=0.99^{[20]}$;
 θ —采摘执行机构与地面倾斜角,设计为机构允许最大值 12° 。

3.4 液压马达选型

综合前文切断芦苇笋尾部功率、同步带组掰断和夹持输送功率,可得采摘执行机构和切尾装置功率计算式为

$$P = \frac{9F_s^2 \cos^2\theta D^2}{8J\eta_1 v} + \frac{9M\omega}{\eta_0} + \frac{9mguvn(2+2\eta+2\eta^2+2\eta^3+\eta^4)\sin\theta}{\eta^4} \quad (18)$$

由式(18)中可以得出影响功率消耗因素为采摘执行机构与地面倾角 θ 和同步带运动速度 v (即同步轮转速 n)。由机构理论功率计算式得到理论功率值 3.597kW,且液压马达输出功率^[15]为

$$P_0 = \frac{\pi T n}{30} \quad (19)$$

式中 T —液压马达输出转矩(N·m);

n —液压马达额定转速(r/min)。

因此,选择液压马达型号 GM5-6,额定输出功率 8.964kW。

4 芦苇笋采摘试验

为验证采摘芦苇笋理论功率,测试芦苇笋采收机采摘效果,在湖南省沅江市白外沙洲芦苇笋基地进行了正交试验,时间为2021年3月20日。试验区域芦苇笋与前文测量芦苇笋品种相同,生长特征和生长环境基本相同。

4.1 试验指标

设计试验指标2个,即采摘率和损伤率。损伤芦苇笋指的是去除表皮后最内层嫩茎秆损坏。试验前,统计若干面积大小为5m×5m区域内芦苇笋数量,统计漏采摘数量、损伤数量。假设某块试验地芦苇笋总数量 M_0 ,每次试验漏采摘数量为 M_1 ,采摘率 m ,损伤数量为 N_1 ,损伤率为 n ,则

$$m = \frac{M_0 - M_1}{M_0} \quad (20)$$

表2 试验结果数据

Table 2 Test result data

序号	转速 n /r·min ⁻¹	机构 倾角 θ /(°)	掰断 力矩 M /N·mm	切断力 F_s /N	掰断 功率 P_2 /kW	输送 功率 P_m /kW	切尾 功率 P_1 /kW	消耗 功率 P /kW	液压 马达理论 输出功率 P_0 /kW	采摘率 m /%	损伤率 n /%
1	2000	6	468.01	89.08	0.918	0.062	3.426	4.406	4.48	90.20	6.80
2	2000	8	468.01	89.08	0.918	0.082	3.397	4.397	4.48	89.30	5.00
3	2000	12	468.01	89.08	0.918	0.124	3.314	4.356	4.48	90.90	3.60
4	3000	6	468.35	133.62	1.378	0.094	5.139	6.611	6.72	92.10	7.90
5	3000	8	468.35	133.62	1.378	0.125	5.095	6.598	6.72	95.60	7.50
6	3000	12	468.35	133.62	1.378	0.186	4.971	6.535	6.72	94.60	6.90
7	4000	6	351.26	178.16	1.837	0.125	6.852	8.814	8.959	87.20	10.10
8	4000	8	351.26	178.16	1.837	0.166	6.794	8.797	8.959	88.80	8.50
9	4000	12	351.26	178.16	1.837	0.249	6.628	8.714	8.959	85.60	8.00

依据表2,利用 origin 绘制消耗功率和液压马达

$$n = \frac{N_1}{M_0 - M_1} \quad (21)$$

4.2 试验因素与水平

根据前文理论分析,采摘芦苇笋影响因素有同步带运动速度 v 和采摘机构与地面夹角 θ 。其中,夹持同步带运动速度通过测量同步轮转速间接获得。参考大葱收获机采摘参数和采摘芦苇笋工人多年经验,调定液压马达输出转速 2000、3000、4000r/min 等3个水平,采摘机构与地面倾角3个水平设定为 6°、10°、12°。

4.3 试验结果与分析

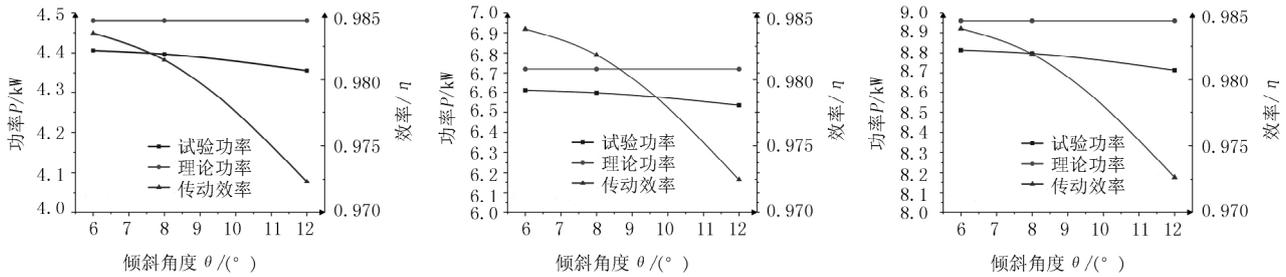
试验设备:芦苇笋采收机1台,非接触式转速测试仪(型号 DM 6234P⁺),角度传感器(型号 MQJD60-485-B-C),扭矩传感器(LONGLV-WTQ1061)。进行二因素三水平正交试验,每组试验进行3次。图7为机器试验现场图,试验结果数据如表2所示。



图6 采摘试验现场图

Fig.6 Picking test site map

理论输出功率对比图,如图7所示。



(b) 2000r/min 不同倾斜角度功率对比图 (b) 3000r/min 不同倾斜角度功率对比图 (c) 4000r/min 不同倾斜角度功率对比图
图7 理论功率和试验功率对比图

Fig.7 Comparison of theoretical power and experimental power

由图7可以看出:在同步带不同转速和机构倾斜角度时,芦苇笋采收机采摘执行机构和切尾装置理论功率大于试验消耗功率,且试验功率为理论功率97.9%左右,满足功率供给要求,也验证了理论功率分析计算的准确性;二者匹配度在合理值范围内,误差功率可能消耗在机构工作过程中的摩擦发热、效率损失等方面。

由表2试验数据得出:固定采摘执行机构倾角不变时,消耗功率随着同步轮转速增大而增大。在2000~3000r/min内,随着同步轮转速增大,掰断力矩和芦苇笋尾部切断力随之增大,采摘率随着掰断力矩的增加而增大,损伤率随着切断力的增大而增大;固定同步带转速不变时,消耗功率随着机构倾角增大而减小,随着采摘执行机构倾角的增加,掰断力矩和芦苇笋尾部切断力不变,采摘率基本不变,损伤率随着机构倾角的增大而减小。当转速为3000r/min、倾角为8°时,消耗功率适中,采摘率最高为95.6%;当转速为2000r/min、倾角为12°时,损伤率最低为3.6%。

4.4 确定最优参数

由试验数据结果分析可知,采摘率和损伤率最优参数不一致。为了得出综合最优参数,采用综合评分法进行最优参数确定^[21]。

1) 当采摘率 m 大于94%时,得分 y_1 为100分;采摘率 m 小于88%时,得分 y_1 为0分。其余数值得分为

$$y_1 = \frac{100 - 100(94 - m)}{6} \quad (22)$$

2) 当损伤率 n 不小于7.9%时,得分 y_2 为0分;损伤率 n 小于4%时,得分 y_2 为100分。其余数值得分为

$$y_2 = \frac{100 - 100(n - 4)}{3.9} \quad (23)$$

沅江洞庭湖区芦苇笋生长环境复杂和采摘难度大,当地政府对实现芦苇笋机械采摘高度重视,采摘率和损伤率占分比为70%、30%。由此得到综合评分 p 如表3所示。

表3 综合评分表

Table 3 Comprehensive score sheet

序号	采摘率 $m/\%$	损伤率 $n/\%$	采摘率得分 $y_1/\text{分}$	损伤率得分 $y_2/\text{分}$	综合得分 $p/\text{分}$
1	90.2	6.8	36.7	28.2	34.15
2	89.3	5.0	21.7	74.4	37.51
3	90.9	3.6	48.3	100	63.81
4	92.1	7.9	68.3	0	47.81
5	95.6	7.5	100.0	10.3	73.09
6	94.6	6.9	100.0	25.6	77.68
7	87.2	10.1	0	0	0
8	88.8	8.5	13.3	0	9.31
9	85.6	8.0	0	0	0

由表3可知:当同步带转速为3000r/min、机构倾角为12°时,采摘率为94.6%,损伤率为6.9%,综合评分最高77.68分。

5 结论

1) 根据芦苇笋本身结构和生长环境特点,所设计的芦苇笋采收机核心部件包括采摘执行机构和切尾装置。设计了9组同步带机构和2组回转式刀具切尾装置,同步带机构安装距离50mm,同步带长度680mm。根据采摘不同直径芦苇笋所需力12~18N,对拉伸弹簧进行了设计计算,得到弹簧钢丝直径为0.45mm,中径为2.5mm,其刚度为2.25N/mm。

2) 作出了芦苇笋不同立地角度力学模型示意图,根据试验测得拉断芦苇笋平均力矩925.48N·mm,尾部茎秆静态平均切断力22.22N及芦苇笋平均重力0.294N;运用牛顿经典力学和刚体转动定律分别得出了切尾装置、掰断芦苇笋和同步带夹持输送芦苇笋理论功率表达式。同步带理论带速为3.46m/s²,三者瞬时最大理论功率之和为3.597kW,从而选择液压马达型号GM5-6作为动力源,额定输出功率为8.964kW。

3) 试验表明:芦苇笋采收机采摘执行机构和切尾

装置理论功率大于试验功率。当采摘执行机构倾斜角度不变时,在2000~3000r/min范围内,随着同步轮转速增大,功率消耗越大,采摘率和损伤率增大;同步轮转速不变时,功率消耗随着倾斜角度的增大而减小,采摘率基本不变,损伤率随着机构倾角的增大而减小。最后,用综合评分法得出:同步轮转速为3000r/min、机构倾角为12°时,采摘率为94.6%,损伤率为6.9%,采收效果最好。

参考文献:

- [1] 胡旭跃.洞庭湖湖泊环境系统的演变及驱动因子研究[D].长沙:湖南大学,2007.
- [2] 周静,万荣荣,吴兴华,等.洞庭湖湿地植被长期格局变化(1987-2016年)及其对水文过程的响应[J].湖泊科学,2020,32(6):1723-1735.
- [3] 王伟,吕晓兰,王士林,等.茎叶类蔬菜机械化收获技术研究现状与发展[J].中国农业大学学报,2021,26(4):117-127.
- [4] 舒彩霞,廖庆喜,闵光泽,等.4WG-1.5型高秆芦苇收割机的研制[J].农业机械学报,2002(5):129-130.
- [5] 苑进.选择性收获机器人技术研究进展与分析[J].农业机械学报,2020,51(9):1-17.
- [6] 柳沙,龙杨,李钰冰,等.立式芦苇笋剥笋装置:CN201811180636.3.[P].2019-01-18.
- [7] 李怀平.一种芦苇笋的制备方法:CN201410703839.1.[P].2015-03-04.
- [8] 周凤波.4CS-1型大葱收获机输送夹持装置的研究[J].农业机械学报,2015,46(12):178-180.
- [9] 张涛,李英,宋树民,等.基于柔性夹持的青菜头收获机设计与试验[J].农业机械学报,2020,51(S2):162-169,190.
- [10] 武丰,王东伟,李瑞川,等.大蒜收获机的设计与试验研究[J].农机化研究,2017,39(12):89-93.
- [11] 王方艳,孙光全,尚书旗.4CL-1型自走式大葱联合收获机的研制[J].农业工程学报,2019,35(24):39-47.
- [12] 侯加林,陈彦宇,李玉华,等.定量铺放自走式大葱联合收获机研制[J].农业工程学报,2020,36(7):22-33.
- [13] 贾智博.大葱茎秆力学特性测试系统的设计与试验[D].泰安:山东农业大学,2018.
- [14] 李志红,区颖刚.甘蔗收获机圆弧轨道式柔性夹持输送装置的功率模型[J].农业工程学报,2009,25(9):111-116.
- [15] 闻邦椿.机械设计手册[K].北京:机械工业出版社,2017.
- [16] 高自成,庞国友,李立君,等.手动背负夹爪式简易梨采摘器研制[J].农业工程学报,2019,35(1):39-45.
- [17] 刘涛.摆动式割草机具切割性能研究[D].长沙:中南林业科技大学,2020.
- [18] 张燕青,崔清亮,郭玉明,等.谷子茎秆切割力学特性试验与分析[J].农业机械学报,2019,50(4):146-155,162.
- [19] 付作立,王德成,李卫,等.双圆盘式苜蓿旋转切割器设计与试验[J].农业机械学报,2018,49(S1):214-220.
- [20] 成大先.机械设计手册[K].北京:化学工业出版社,2008.
- [21] 高自成,赵凯杰,李立君,等.悬挂振动式油茶果采摘执行机构设计与试验[J].农业工程学报,2019,35(21):9-17.

Design and Experiment of Picking Mechanism of Reed Shoot Harvester

Xiang Mingyou, Gao Zicheng, Tang Tong, Gu Quanyuan

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University of Forestry and Technology, Changsha 410000, China)

Abstract: In order to play the natural resources advantage of Dongting Lake District, promote the economic and ecological development of the ruanjiang, and fill the current domestic and foreign reed shooting machine research on the collection. This article designs a concentrated anti-broken reed shooting machine. Through the ground research, the use of reed shoots, based on the flexible dual synchronous belt clamping the principle of reeds, 9 groups of synchronous belt mechanisms and 2 sets of reincarnated tool cutting devices, and according to the different angles of reed shoots, etc. Simplified simplification of the cantilever beam mechanical model, using Newton's law and rigid rotation law, list the theoretical power of the tail tailing device, the disconnection and clamping delivery of the theoretical power parameters expressions. The test results show that the power consumption is approximately 97.9%, and the hydraulic motor model GM5-6 power matching is reason. Reed shoot rate and damage ratio are associated with picking executive synchronous wheel speed and institutional inclination, and finally, this harvesting machine is obtained in: The synchronous wheel speed is 3000R/min, and the maneuveral inclination is 12°, the picking rate is 94.6%, the damage ratio is 6.9%, the harvesting effect is best.

Key words: reed shoots; harvester; synchronous belt model; power matching; orthogonal test