

小型树枝粉碎机关键部件的设计

夏雄 张衍林 刘杰 孟庆健 赵健

华中农业大学工学院, 武汉 430070

摘要 为将山地果园和其他园林场所修剪废弃的直径小于30 mm的树枝, 粉碎成长度小于30 mm、粒径小于5 mm的木屑, 设计了一种厚锤片单通道喂料辊喂料非重复式粉碎的可移动小型树枝粉碎机。根据锤片式粉碎原理, 设计时改进喂料装置、转子总成和锤片的尺寸结构与工作方式。检测试验结果表明: 改进设计的粉碎机最佳主轴转速范围为2 050~2 200 r/min, 在2 100 r/min 主轴转速时生产率可达0.851 m³/h, 单位能耗低至3.162 kW·h/m³; 机器参数水平理想, 粉碎效果良好。

关键词 树枝; 粉碎机; 喂料; 锤片

中图分类号 S 224.29 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2015)01-0142-06

树枝修剪和清理废株是保质增产不可缺少的园艺作业工序。山地果园和其他园林场所每年都会产生大量的修剪废弃树枝枝桠。枝桠不易捆绑和封装, 尤其是在山地运输较困难, 大量残枝堆积既影响生活环境, 又易造成果树病虫害传播以及引发火灾等隐患。解决问题的有效措施是对修剪废弃的树枝及时进行现场粉碎处理^[1]。目前, 国内现有树枝粉碎机趋于大型化, 能耗较高, 移动不便, 且多适宜直径较大的树枝, 但大多数果园修剪树枝直径一般都在30 mm以下, 因此, 研究开发小型可移动式树枝粉碎机已是当务之急。

废弃树枝粉碎后的木屑用途广泛, 可用作绿色肥料、压缩成型燃料、沼气发酵原料、堆肥原材料、生物质碳化原材料, 还可用于培养食用菌的培养基材料等^[2-3]。为提高生产效率, 降低能源消耗, 保护生态环境, 将废弃树枝粉碎后的木屑用作生物质碳化和堆肥时, 需将直径超过30 mm的树枝, 经过单通道进料非重复式粉碎后使木屑长度小于30 mm、粒径小于5 mm。

为使废弃树枝粉碎后的木屑达到用作生物质碳化原材料的要求, 笔者改进设计了一种厚锤片式小型树枝粉碎机并对改进后的粉碎机进行检测试验, 旨在确定粉碎机的最佳主轴转速, 验证粉碎效果和生产率以及单位能耗等技术参数。

1 总体结构与工作原理

1.1 总体结构

设计的小型可移动式树枝粉碎机主要由牵引扶手架、汽油机、V带传动装置、机架、喂料装置、粉碎室箱体和行走轮等组成, 粉碎室箱体内部由喂料辊、底板、齿板、转子总成、筛板等构成。

小型可移动式树枝粉碎机的总体结构如图1所示。设计的粉碎机传动系统包括汽油机输出轴与转子主轴之间的传动和转子主轴与喂料辊轴之间的传动。该粉碎机的传动系统具有高速低传动比的传动特性, 考虑到V带传动结构紧凑、传动平稳、价格低廉、缓冲吸振等特点, 设计的传动系统均采用V带传动。

1.2 工作原理

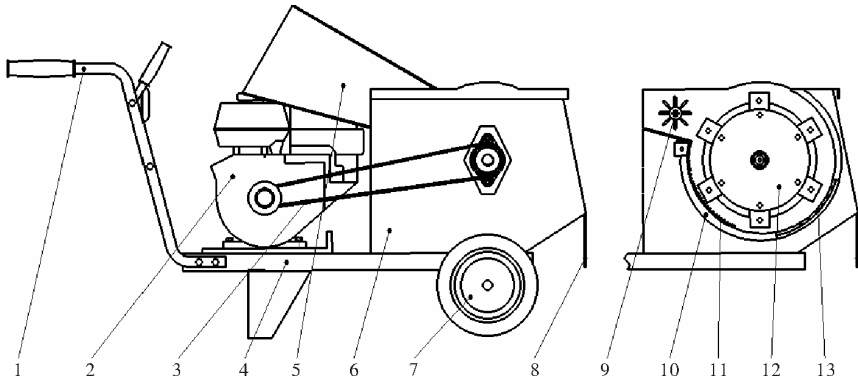
小型可移动式树枝粉碎机工作时, 由人工将修剪废弃的树枝喂入进料斗中, 喂料装置通过带齿的喂料辊将待粉碎的树枝均匀连续地送入粉碎室; 初步粉碎的物料经锤片打断后进入粉碎室再经过锤片与齿板对物料的作用进一步粉碎, 锤片末端与齿板顶端间隙为5 mm, 可保证粉碎后的木屑粒径符合要求; 粉碎后的木屑经过一次打断一次粉碎后在主轴高速旋转的气流作用下通过筛板经出料口排出, 不进行多次重复循环粉碎。

收稿日期: 2013-12-30

基金项目: 现代农业产业技术体系建设专项(CARS-27)

夏雄, 硕士研究生, 研究方向: 农业机械化工程, E-mail: xiexiong0723@163.com

通信作者: 张衍林, 教授, 研究方向: 农业机械化与能源工程, E-mail: zhangyl@mail.hzau.edu.cn



1. 牵引扶手架 Traction armrest frame; 2. 汽油机 Petrol engine; 3. V带传动装置 V-belt transmission; 4. 机架 Stander; 5. 喂料装置 Feeding device; 6. 粉碎室箱体 Crushing chamber box; 7. 行走轮 Road wheel; 8. 排屑挡板 Chip baffle; 9. 喂料辊 Feed roll; 10. 底板 Floor; 11. 齿板 Tooth plate; 12. 转子总成 Rotor assembly; 13. 筛板 Sieve plate.

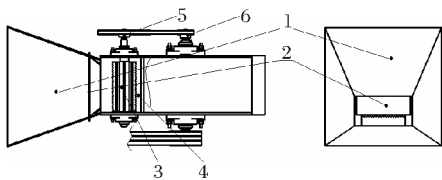
图 1 总体结构示意图

Fig. 1 Chart of overall structure

2 关键部件的设计与分析

2.1 喂料装置

喂料装置主要包括进料斗、进料口挡板、喂料辊、舌板、喂料辊轴带轮等，其总体结构如图 2 所示。进料斗采用喇叭形设计，起到收缩作用，使分散的树枝集中在一起进入。进料口挡板的作用是挡住少量木屑随气流从喂料辊上方间隙甩出，防止对人员造成伤害。喂料辊采用的是在轴上周围均匀分布 8 块排齿板的结构设计，每 2 块排齿板之间的夹角为 45°。舌板在喂料辊下方，其位置可调节，喂料辊排齿底端与舌板之间的间距 H_0 。调节范围为 10~35 mm，每次工作时为固定值，根据实际需要一般固定在 $H_0=30$ mm。



1. 进料斗 Feed hopper; 2. 进料口挡板 Feed inlet baffle; 3. 喂料辊 Feed roll; 4. 舌板 Tongue plate; 5. 喂料辊轴带轮 Feed roll pulley; 6. 主轴带轮 Main shaft pulley.

图 2 喂料装置的总体结构示意图

Fig. 2 Overall structure design of feeding device

操作人员根据树枝直径大小和分叉情况同时向粉碎机喂入多根树枝，树枝在进料斗喇叭形的收缩作用下集中到喂料辊下方在喂料辊排齿咬合的作用下进入粉碎室，如图 3 所示。粉碎室入口处尺寸为 $H_0=30$ mm, $L_0=180$ mm。树枝主干上会有若干小枝分叉，通过喂料辊的挤压集中到一起，因此，对

直径不到 30 mm 的树枝通过多根挤压在一起时也可以顺利按照喂料辊的速度进料。与其他粉碎机自由喂料相比，喂料辊的设计有助于树枝进行有效打击，提高进料效率，并防止树枝不规则跳动对喂料人员造成伤害。

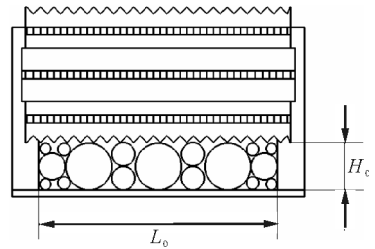


图 3 喂料过程示意图

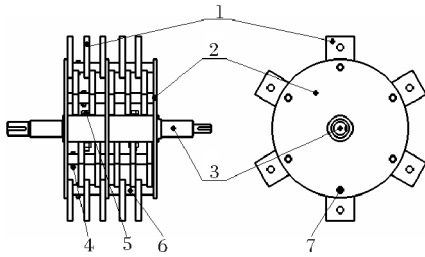
Fig. 3 Representation of feeding process

喂料辊轴与主轴之间通过 V 带传动连接，从主轴 n_1 到喂料辊轴 n_2 是减速传动，传动比为 $n_2/n_1=1/3$ ，喂料辊排齿齿顶圆直径 $d=80$ mm。锤片采用的是 6 销轴螺旋对称排列，锤片厚度为 12 mm，故对于最大直径 30 mm 的树枝，只需经过两组锤片捶打即可完成一次进料。每组锤片之间角度间隔为 $\pi/3$ ，则两组锤片捶打主轴转过的角度为 $\alpha_1=2\pi/3$ ，相对应喂料辊轴转过的角度为 $\alpha_2=2\pi/9$ ，则树枝理论进料长度 $l=0.5\alpha_2 d=27.93$ mm < 30 mm，能够满足木屑长度不超过 30 mm 的要求。

2.2 转子总成

1) 总体结构设计。转子总成主要包括锤片、架板、主轴、销轴、间隔套筒、主轴固定螺栓和销轴固定螺栓等，其结构如图 4 所示。架板结构采用的是 3 支撑板 6 销空的设计，架板与主轴之间用径向通孔螺栓紧固连接；锤片与间隔套筒分别在 6 根销轴

上间隔排列,套筒与销轴采用径向通孔螺栓紧固连接;锤片的排列布置形式如图5所示,采用的是螺旋对称排列,结合了螺旋线排列和对称排列的优点,使得锤片运动轨迹均匀,转子主轴的受力平衡性好^[4]。每根销轴上布置5块锤片,共30块,每3组锤片可覆盖整个粉碎区域,实现无缝捶打粉碎。



1. 锤片 Hammer; 2. 架板 Frame plate; 3. 主轴 Shaft;
4. 销轴固定螺栓 Pin shaft fixing bolts; 5. 主轴固定螺栓 Shaft fixing bolts; 6. 间隔套筒 Spacing sleeve; 7. 销轴 Pin shaft.

图4 转子总成的总体结构

Fig. 4 Overall structure design of rotor assembly

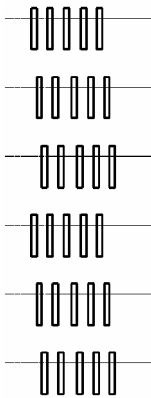


图5 锤片排列示意图

Fig. 5 Representation of hammer arrangement

2) 锤片设计与计算。锤片式粉碎机的粉碎理论即锤片可施予被撞击物料的动能大于破坏物料颗粒的内部凝聚力所需的能量就能使物料破碎。锤片式粉碎原理属于撞击粉碎。该理论的假设粉碎模型为高速撞击构件和物料撞击,撞击后两者以同一速度运动,则有部分动能转变为物料的粉碎能。

根据动量守恒定律推导出可能转化为粉碎能的动能最大值为^[5]

$$\Delta E = \frac{M_1 M_2 v^2}{2(M_1 + M_2)} \quad (1)$$

式中 ΔE 为可能转化为粉碎能的最大动能; M_1 为单颗物料质量; M_2 为撞击构件质量; v 为撞击前物料和撞击构件的相对速度。可见提高粉碎效率可从提高锤片的质量和增加撞击构件相对于物料的速度

来实现。锤片厚度对粉碎机工作性能的影响很大。锤片越厚,所产生的打击力和接触面积越大,可提高其正面冲击率,但空转能耗增加。锤片厚度变薄,粉碎机生产效率会有所上升,物料粉碎粒度会更小,但是锤片极易磨损,锤片使用率极低。粉碎粒度越小,粉碎能耗越高,加工成本越高^[6]。结合现有锤片的厚度设计的优缺点和该粉碎机粉碎目标要求,以及转子排列要求和延长锤片使用寿命的目的,笔者从较厚较宽的方向进行锤片设计。锤片采用对称销孔结构,设计厚度为12 mm,长度 $L=90$ mm,宽度 $b=60$ mm,材料选用65Mn钢。

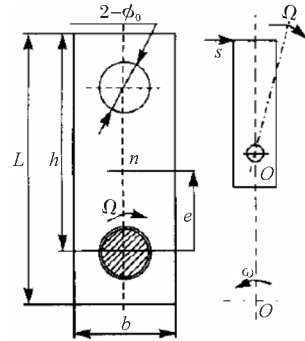


图6 锤片受力运动示意图

Fig. 6 Diagram of motion of flat-hammer

如图6所示,当铰链在转子盘销轴上的锤片以速度 ω 作逆时针旋转时,由于锤片对物料的打击冲量 S ,锤片将以角速度 Ω 绕回转中心 O 顺时针回转一个角度。设锤片质量为 M ,锤片对质心 C 的转动惯量为 J_c ,对回转中心 O 点的转动惯量为 J_o ,回转中心 O 质心 C 距离为 e 。为使销轴在 O 处无碰撞冲击,根据碰撞中心原理,可得出^[7]

$$h = \frac{J_c}{M_e} L = \frac{J_c + M_e^2}{M_e} \quad (2)$$

经过推理简化,可得^[8]

$$h = \frac{2}{3} L + \frac{b^2}{6L} \quad (3)$$

锤片尺寸符合以上各式时,锤片高速锤击物料时产生的冲击力不会传递到转子轴上,不会引起转子轴振动。根据计算,锤片销空定位尺寸设计为 $h=66.7$ mm。

3) 主轴转速选择。转速的选择即锤片末端线速度的选择,锤片末端线速度对粉碎机生产率和能耗影响很大。线速度过低,锤片对物料颗粒的打击力度不够,抽吸粉料的风力也小,故生产率低,而能耗却增加;线速度过高,粉碎机的空载功率加大,物料

速度过高,单位能耗增加。每一种型号的粉碎机都有一个合适的速度范围。锤片末端线速度与转子转速的关系为^[9]

$$v_0 = \frac{n \pi D}{60 \times 1000} = 5.236 \times 10^{-5} n D \quad (4)$$

式中 v_0 为锤片末端线速度, m/s; n 为转子转速, r/min; D 为转子直径, mm, 其值一般在 $v_0 = 38 \sim 80$ m/s 范围内^[11]。综合考虑,该机粉碎目标要求属于粗粉碎,为了降低能耗,末端线速度试验范围设计为 $36 \sim 53$ m/s,对应主轴转速试验范围设计为 $1750 \sim 2500$ r/min。

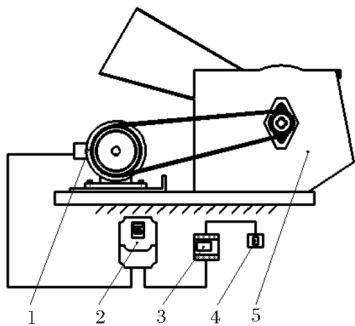
3 粉碎试验与分析

3.1 供试样机与设备

粉碎试验在华中农业大学工科基地进行。试验材料为复羽叶栎树枝。栎树枝皮较薄,干缩率小,强度适中,硬度适中,比较接近柑橘等果树树枝的力学性能。

粉碎试验机样机主要包括变频电机、变频调速器、电能表、电源开关以及粉碎机主体等,样机结构如图7所示。变频器型号为HY05D543B,频率调节范围 $0 \sim 50$ Hz;电机为型号为YVF2-132S-4的变频调速三相异步电动机,额定功率 5.5 kW,转速调节范围 $0 \sim 1500$ r/min。用变频电机代替汽油机可实现主轴转速可调,电机输出轴与主轴传动比为 $1:2$ 。为增速传动,设计采用的传动可实现主轴调速范围 $0 \sim 3000$ r/min,变频器调节频率 $0 \sim 50$ Hz,对应主轴转速范围 $0 \sim 3000$ r/min。用电能表监测电机所消耗的电能。

其他试验仪器还包括光电转速表、电子秤、游标卡尺、计时秒表等。



1. 变频电机 Frequency motor; 2. 变频调速器 Frequency converter; 3. 电能表 Electric energy meter; 4. 电源开关 Power switch; 5. 粉碎机箱体 Crushing chamber box.

图7 试验样机结构示意图

Fig.7 Structure of test prototype

3.2 主轴转速的确定

试验目的是对粉碎机的粉碎效果进行验证和评价、确定适合粉碎机的最佳经济实用转速以及主轴转速是否对不同直径树枝设置转速等级。

1)材料预处理。根据树枝开叉节点和直径变化节点进行切割处理,然后将切割好的树枝根据测量后直径 Φ 大小进行分类:平均直径 10 mm 区间 ($\Phi \leq 15$ mm)、平均直径 20 mm 区间 ($15 \text{ mm} < \Phi \leq 25$ mm)、平均直径 30 mm 区间 ($25 \text{ mm} < \Phi < 35$ mm),并测得该批树枝含水率为 26.7% 。

2)粉碎试验方法。在 3 个主轴转速 1750 、 2050 、 2350 r/min 条件下分别对 3 种直径的树枝进行粉碎试验,转速间隔 300 r/min,每次试验定量 $W_0 = 0.1$ kW·h 的能耗。采用同样方法,对 3 个主轴转速 1900 、 2200 、 2500 r/min 平均直径 20 mm 区间的树枝进行 3 次补充试验,同时对平均直径 20 mm 区间的树枝进行 6 次试验,转速间隔 150 r/min,进一步确定粉碎机最合适的主轴转速。

采用单根树枝连续喂料方式,测量每次参与粉碎树枝总质量 m 和不合格木屑质量 m_1 用于计算粉碎合格率 $\eta = (m - m_1) / m \times 100\%$,即粉碎后的木屑粒径达到设计目标(木屑长度小于 30 mm,粒径小于 5 mm)占粉碎总量的百分比,以及粉碎后木屑总体积 V_0 (m^3) 用于计算单位能耗 $W = W_0 / V_0$ ($\text{kW} \cdot \text{h} / \text{m}^3$)。总共进行 9 次试验后,获得 9 组树枝粉碎合格率和单位能耗数据。

3)粉碎结果与分析。 9 组试验粉碎合格率的试验结果如图8所示。由图8可知, 3 种直径水平树枝的粉碎合格率随主轴转速的增加而增加。转速越高,锤片末端线速度越高,则锤片捶打过程中的动能越大,打击力越大,越容易将树枝粉碎。同时,当主轴转速从 2050 r/min 减少时, 3 种直径水平树枝的粉碎合格率都下降较快;当主轴转速从 2050 r/min 增加时, 3 种直径水平树枝的粉碎合格率增加比较缓慢,说明粉碎机的临界转速在 2050 r/min 左右。低于该临界转速粉碎合格率急剧下降,这个范围的转速是不可取的,表明粉碎机合适转速在 2050 r/min 以上。

另外,分析结果还表明, 3 种直径水平的树枝粉碎后其粉碎合格率随主轴转速变化的趋势基本一致,而且不同直径树枝在临界转速以上且在相同转速时的粉碎率接近,树枝直径大小对主轴转速影响不显著。

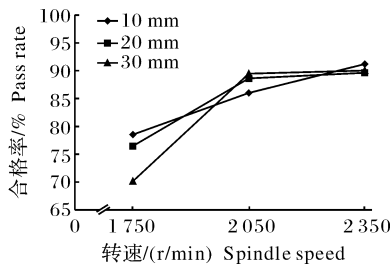


图8 粉碎合格率

Fig. 8 Crushing pass rate

9组试验单位能耗的试验结果如图9所示。由图9可知,3种直径水平的树枝粉碎单位能耗总体趋势也很接近,均随主轴转速的增加而增加,这也符合实际情况。对于锤片粉碎机,转速越高维持空转所需能量越高,粉碎时锤片捶打所消耗的动能也越高。同时,从临界转速往上增加时能耗增加很大,增加量为30%~50%,降低时能耗减少不明显。综合粉碎合格率和单位能耗的结果与分析,本粉碎机最佳经济实用转速为2050 r/min左右,且树枝直径对主轴转速确定影响不显著。该粉碎机只需确定一个主轴转速。

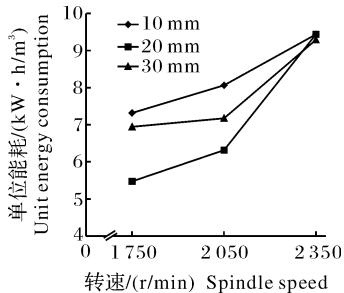


图9 单位能耗

Fig. 9 Unit energy consumption

4) 补充试验。为确定粉碎机的最适合转速范围,结合补充试验作进一步分析。补充试验的结果如图10所示。

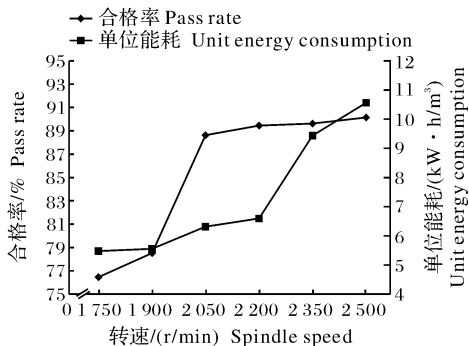


图10 补充试验结果

Fig. 10 Results of additional test

综合补充试验的粉碎合格率和单位能耗的结果与分析,同时考虑已有的试验数据,粉碎机最经济实用主轴转速范围为2050~2200 r/min,不妨确定为2100 r/min。

试验是从低转速开始,为安全起见和方便操作,保证每组试验喂料情况基本一致,使每组数据具有可比性,故采用单根树枝连续喂料。由于每次试验树枝只是一个直径区间的、非标准的统一直径,加之单根树枝打滑较多,故喂料辊并不能有效按照设定速度进料,而实际使用时可充分利用喂料口和粉碎室宽度多根树枝同时进料。

此外,由于试验过程中每根树枝都是按照直径区间进行切割处理的,人为增加了喂料次数,且每次间隔喂料时间都有空转耗能时间,而实际使用时则是整根树枝进行喂料,因此,试验过程相对于实际使用时空转能耗较大,试验所得的能耗数据具体数值相对于实际值偏高,但每次试验条件相同,所以单位能耗曲线的趋势基本符合实际情况。粉碎机的实际单位能耗和生产率将在检测试验中得出。

3.3 检测试验

检测试验的目的是验证确定的主轴转速的实际粉碎效果,并确定设计的粉碎机实际生产率(粉碎木屑体积与粉碎时间比值)和单位能耗参数。与已有的粉碎试验方式不同,本试验喂料方式为直接将自然状态下的树枝,即未经分级切割和去除分枝处理且多根同时连续喂入,与实际使用粉碎机的情况相同,试验出的参数也符合实际工况。

检测方法:在2100 r/min的主轴转速和0.2 kW·h的耗电量区间,使用孔径30 mm斜空筛板,通过筛板即可达到粉碎木屑长度要求;为避免人为喂料过程中产生的差异,试验重复4次,取平均值为最终参数值。试验时树枝含水率为27.3%。

由表1可知,设计的粉碎机单位能耗可低至3.162 kW·h/m³,生产率达0.851 m³/h,粉碎后的木屑筛板通过率为100%。检测结果表明,粉碎机的粉碎效果良好,树枝粉碎后的木屑符合生物质碳化和堆肥的粒径要求。

4 讨论

本试验设计的可移动小型树枝粉碎机,通过厚锤片单通道喂料辊喂料非重复式粉碎,即无需刀盘切片和木屑反复循环多次捶打粉碎,可提高锤片打击力,降低主轴转速,且避免物料在粉碎室多次重复

表 1 验证试验结果

Table 1 Results of confirmatory experiment

序号 No.	用电量/(kW·h) Power consumption	粉碎木屑体积/m ³ Crushed sawdust volume	粉碎时间/s Crushing time	单位耗能/(kW·h/m ³) Unit energy consumption	生产率/(m ³ /h) Productivity
1	0.2	0.063	249	3.160	0.915
2	0.2	0.060	273	3.331	0.792
3	0.2	0.062	277	3.235	0.804
4	0.2	0.068	276	2.923	0.893
均值 Average	0.2	0.063	269	3.162	0.851

粉碎,降低了粉碎机能耗。同时,厚锤片的设计还能提高锤片寿命。检测试验结果表明,改进设计的粉碎机额定功率为 5.5 kW,单位能耗低至 3.162 kW·h/m³,生产率达 0.851 m³/h,为低功率小型粉碎机。目前,市场上机型接近的 WBSH8013H 维邦枝叶粉碎机等机型的 9.6 kW 额定功率下的生产率为 0.6 m³/h,可见改进后的粉碎机比同类粉碎机优势明显^[11],但仍有很大改进空间。针对较大树枝节头(直径超过 30 mm)喂料不畅通等问题,喂料装置可参照相关研究改进辊式上下浮动设计^[12],使喂料更加通畅。另外,可通过相关正交试验,对转子相关零部件的尺寸和排列方式进行优化设计,提高稳定性和打击效率,进一步降低能耗。

参 考 文 献

- [1] 刘洪杰,刘俊峰,李建平. 果园修剪树枝综合利用技术[J]. 农机化研究, 2011(2):218-221.
- [2] 牛晓华,吴兆迁,樊涛. 木质物料粉碎机的设计[J]. 林业劳动安

- 全, 2008,21(3):14-17.
- [3] 陈宝龙,樊啟洲,王振. 间接加热炭化工艺对生物质炭化效果的影响[J]. 华中农业大学学报, 2014,33(1):127-130.
- [4] 过世东. 饲料加工工艺学[M]. 北京:中国农业出版社, 2010:62-64.
- [5] 吉颖风. 新型锤片式粉碎机筛分效率的研究[D]. 北京:中国农业大学图书馆, 2001.
- [6] 湛春炜,付敏. 枝桠材粉碎机锤片创新设计[J]. 森林工程, 2012,28(2):47-50.
- [7] 董艇舰,周福民,宋艳萍. 锤片式粉碎机转子轴组固有频率及振幅的分析[J]. 天津理工学院学报, 2003,19(2):61-63.
- [8] 祝新生,张伯高,熊先安. 关于粉碎机锤片打击中心问题的探讨[J]. 华中农学院学报, 1983,2(2):44-52.
- [9] 陈军,成龙伟,李建秋. 9FQ-21 型锤片式粉碎机主参数对作业性能影响的正交试验研究[J]. 饲料工业, 2011,32(5):3-6.
- [10] 赵祥雄,何予鹏,苏宗伟. RCB-20 无级变速高效秸秆揉搓机研制[J]. 西北农业学报, 2009,18(6):385-388.
- [11] 姚宗路,田宜水,孟海波,等. 木质类生物质粉碎机设计[J]. 农业工程学报, 2011,27(1):267-271.
- [12] 姜雪松,张红丽. 树枝枝丫粉碎机的研制[J]. 东北林业大学学报, 2012,40(7):154-157.

Design of key components of small branch grinder

XIA Xiong ZHANG Yan-lin LIU jie MENG Qing-jian ZHAO Jian

College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China

Abstract In order to crush waste branches with the diameter not exceeding 30 mm trimmed from mountain orchards and other garden places, into sawdust with a length not exceeding 30 mm and particle size not exceeding 5 mm, a small moveable thick hammer branch grinder was designed and improved, where branches may be fed by the feeding roll through a single-channel, and crushed in a non-repetitive way. On the basis of hammer crushing principle, the size, structure and working methods of the feeding devices, the rotor assembly and hammer were redesigned and improved, which achieved the design goal of the grinder. The crushing experiments to determine the spindle speed showed that the optimum spindle speed range for the grinder is 2 050-2 200 r/min, and the crush confirmatory experiments showed that when the spindle speed is 2 100 r/min, the productivity can reach 0.851 m³/h, and the unit energy consumption will be as low as 3.162 kW·h/m³. The parameters are ideal, and the crushing effect is good.

Key words branch; grinder; feeding; hammer

(责任编辑:陈红叶)