

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.S1.033

# 振动式果树根系断切装置设计与试验

毛雷 王鹏飞 杨欣 李建平 李雪军 李昕昊

(河北农业大学机电工程学院,保定 071001)

**摘要:**针对矮砧密植果园根系管控中根土复合体阻力过大,果树根系断切作业不理想等问题,设计一种振动式果树根系断切装置。对切割装置受力模型分析可知,影响阻力的因素主要有锯齿弯刀参数、根土复合体参数、根土复合体与锯齿弯刀参数及作业方式参数。对振动式果树根系断切装置切割装置进行设计与分析,应用有限元仿真软件对切割装置进行切割根土复合体模拟分析,切割装置振动状态下平均切削受力为236.97 N,不振动状态下平均切削受力为432.35 N,达到振动减阻目的。切割装置土槽试验表明,振动状态下所受水平合力均值均小于不振动状态下所受水平合力均值225.34 N,振动状态下切割根土复合体作业效果良好,对根系以及土壤起到锯切效果,减小切削阻力。通过振动状态下切割装置切割根土复合体正交试验分析可知:最优作业参数为偏心距20 mm,转速3 r/s,土槽作业平台前进速度0.2 m/s;土壤扰动量的主要影响因素是偏心距和前进速度;影响切割装置入土稳定性主要因素为偏心距和转速,观察作业现场得知入土深度稳定,满足入土要求。整机试验表明:根系平整切割占比左侧为21.05%、右侧为17.39%,锯切占比左侧为78.95%、右侧为82.61%,由此可知,振动式果树根系断切装置作业过程中振动断切装置对根土复合体起到锯切效果,减小机具和切割装置所受阻力,起到减阻效果;由试验现场可知,机具稳定性良好,作业后留下20~25 mm沟壑,与入土切割装置厚度20 mm一致。土壤外翻程度小,土壤弥合较好。

**关键词:**果树;矮砧密植;根系断切;振动减阻

中图分类号: S224.4 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2020)S1-0281-11

## Design and Analysis of Vibratory Root System Cutting Device for Fruit Trees

MAO Lei WANG Pengfei YANG Xin LI Jianping LI Xuejun LI Xinhao

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Hebei Agricultural University, Baoding 071001, China)

**Abstract:** Aiming at the problems of excessive resistance of the root-soil complex in the root system control of the short anvil dense planting orchard, and the unsatisfactory cutting operation of the fruit tree root system, a vibrating fruit tree root system cutting device was designed. The analysis of the force model of the cutting device showed that the main factors affecting the resistance were the parameters of the sawtooth machete, the parameters of the root-soil complex, the parameters of the root-soil complex and the sawtooth machete, and the parameters of the operation mode. The cutting device of the vibrating fruit tree root system was designed and analyzed, and the finite element simulation software was used to simulate and analyze the cutting device "root-soil complex". The average cutting force of the cutting device under vibration was 236.97 N, and under no vibration state the average cutting force was 432.35 N, achieving the purpose of vibration drag reduction. The soil trough test of the cutting device showed that the average value of the horizontal resistance under the vibration state was less than the average value of 225.34 N under the non-vibration state. The effect of cutting the "root-soil complex" under the vibration state was good, and it saw the root system and the soil. Through the orthogonal test analysis of the cutting device to cut the "root-soil complex" under vibration, it can be seen that the

收稿日期: 2020-08-12 修回日期: 2020-09-18

基金项目: 现代农业产业技术体系建设专项资金项目(CARS-27)和河北省现代农业产业技术体系水果创新团队项目(HBCT2018100205)

作者简介: 毛雷(1993—),男,硕士生,主要从事农业装备与自动控制研究,E-mail: 462251040@qq.com

通信作者: 王鹏飞(1986—),男,讲师,主要从事果园智能装备研究,E-mail: wpf5769@126.com

optimal operating parameters were eccentricity of 20 mm, rotation speed of 3 r/s, forward speed of soil trough working platform of 0.2 m/s; the main influence factors of soil disturbance were eccentricity and forward speed; the main factors that affected the stability of the cutting device were eccentricity and speed. The test of the whole machine showed that the proportion of root leveling cutting was 21.05% on the left side, 17.39% on the right side, 78.95% on the left side and 82.61% on the right side for sawing. The result showed that the operation process of the vibrating fruit tree root cutting device had a sawing effect on the root-soil complex, reducing the resistance of the machine and the cutting device, and had a drag reduction effect; from the test site, it can be seen that the machine had good stability, leaving a 20 ~ 25 mm ravine after operation. The thickness of the cutting device was the same as 20 mm. The degree of soil eversion was small, and the soil was better. Through the design of vibrating fruit tree root system cutting device, finite element simulation analysis and soil tank test, it provided a idea for fruit tree root system cutting and provided a reference for the design of vibration drag reduction device.

**Key words:** fruit tree; close planting on short stock; root cutting; vibration drag reduction

## 0 引言

果树冠层修剪是果园果树管理的重要管理环节之一,果树管理是一个统一的有机整体,果树冠层生长与根系生长相互影响<sup>[1-2]</sup>。果树根系的合理管控对果树营养的吸收和地上冠层的生长影响显著,能够实现果树冠层生长的促控效果<sup>[3-5]</sup>。

国内果树根系断切主要是河北农业大学研究的果树苗木断根施肥机、苹果苗切根机以及果树根系修剪机<sup>[6-8]</sup>。美国、德国等国家采用的果树根系修剪机械多为大型果园机械,多采用自走式跨行作业,机具结构复杂,维护难度大,且造价高。日本、意大利和法国等国家的果园管理机械多为小型机械,配套动力较小,不适合规模化果园的管理作业需求<sup>[9-10]</sup>。国内外果树根系断切装置研究较少且不适用于国内矮砧密植果园根系断切机械作业。河北农业大学研制的果树根系修剪机<sup>[8]</sup>断切梨树根系时有阻力过大、拖拉机动力不足、对梨树树体造成破坏的现象,针对果树根系断切装置研究难题,本文参考国内外振动深松机械的研究,如应用偏心机构使深松铲柄产生振动,振动深松机选取相应振动频率以及振幅时阻力能降低,达到振动减阻效果<sup>[11-16]</sup>等,将其应用到果树根系断切装置,设计振动式果树根系断切装置减小牵引阻力。

针对果树根系断切,主要分析土壤以及果树根系对果树根系断切入土装置的阻力,因此本文设计振动式果树根系断切装置并进行振动分析优化,保证振动式果树根系断切装置结构的稳定性来满足作业要求,并对入土切割部件进行有限元分析,探究不同状态下切割部件所受阻力,并进行切割装置与整机土槽试验,得到最优作业参数,为果树根系断切装置振动减阻提供参考。

## 1 整机设计与工作原理

### 1.1 整机设计

振动式果树根系断切装置主要包括切割装置、机架、限深装置、传动装置、配重装置、振动装置,如图1所示。主要设计参数为额定输出转速 540 r/min,断根入土深度 40 cm,切割装置振动频率 2 ~ 4 Hz,作业速度 1 ~ 1.5 m/s。

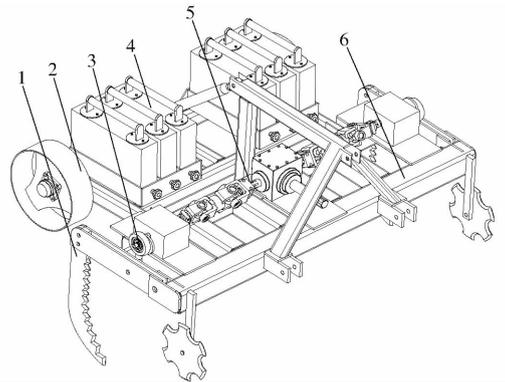


图1 振动式果树根系断切装置结构图

Fig.1 Structure diagram of vibrating fruit tree root cutting device

1. 切割装置 2. 限深装置 3. 振动装置 4. 配重装置 5. 传动装置 6. 机架

### 1.2 工作原理

应用拖拉机三点悬挂与振动式果树根系断切装置连接以提供前进动力;通过拖拉机后输出轴与振动式果树根系断切装置的传动装置连接,给变速箱提供动力以使切割装置通过振动装置上下振动,从而起到振动锯切的效果,减小切割装置所受的根土混合阻力;通过限深装置及配重装置保证振动式果树根系断切装置作业水平一致性以及作业深度一致性。振动式果树根系断切装置在动力机械牵引下匀速前进,对果园单行双侧果树进行根系断切,通过振动锯切,探究振动式果树根系断切装置振动减阻性能。

## 2 关键部件设计

振动式果树根系断切装置主要部件包括切割装置和振动装置。

### 2.1 切割装置设计

如图 2 所示,切割装置主要包括锯齿弯刀、固定板、振动装置连接孔。锯齿弯刀厚度 20 mm,  $\alpha_1$  为切割装置通过振动装置做上下小幅度振动的角度。

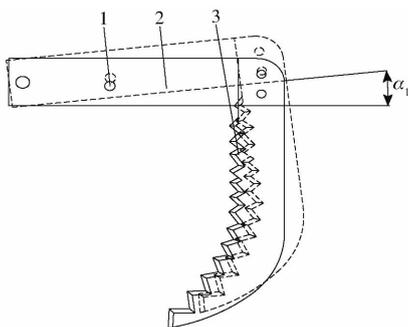


图 2 切割装置示意图

Fig. 2 Cutting device

1. 振动装置连接孔 2. 固定板 3. 锯齿弯刀

振动式果树根系断切装置作业过程中,切割装置通过振动装置上下小幅度振动,机具前进过程中保证了锯齿弯刀锯切土壤和根系复合体(根土复合体),减小动力输出装置前进阻力和切割装置所受根土阻力。

### 2.2 振动装置设计

振动装置主要由偏心轴和轴承连接件组成,如图 3 所示。

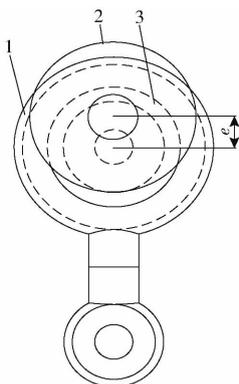


图 3 振动装置结构图

Fig. 3 Structure diagram of vibration device

1. 轴承连接件 2. 偏心轴 3. 轴承

偏心轴偏心距为  $e = 20$  mm, 动力后输出转速为 540 r/min, 经过两级 2:1 减速到偏心轴转速为 135 r/min, 切割装置振动频率为 2 ~ 3 r/s。满足设计要求。

输出动力经传动装置、振动装置传递到切割装置,使切割装置做上下往复运动,锯齿弯刀刀尖的振幅可根据传动轴偏心距  $e$ 、振动装置连接孔距切割

装置固定位置实际长度  $a$  以及锯齿弯刀刀尖与振动装置连接孔的距离  $L$  计算得出<sup>[17]</sup>,如图 4 所示。

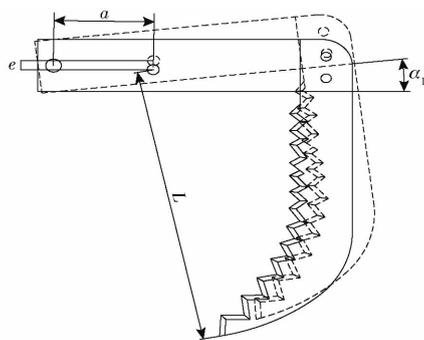


图 4 振幅计算示意图

Fig. 4 Schematic of amplitude calculation

锯齿弯刀围绕振动中心最大摆动角度  $\alpha_1$  为

$$\alpha_1 = \arctan \frac{2e}{a} \quad (1)$$

振幅  $R$  为

$$R = L \sin \alpha_1 \quad (2)$$

式中,  $e = 20$  mm,  $a = 190$  mm,  $L = 680$  mm, 经计算  $\alpha_1 = 11.9^\circ$ ,  $R = 140$  mm。

## 3 切割装置受力模型

根系直径及含水率影响其抗拉强度,根系直径越小,根系越容易被切断,而根系直径较大时,根系易被拔出<sup>[18-19]</sup>。振动根系断切作业对象是根土复合体,目的是实现根土复合体的切削、破碎。振动根系断切实现的是根土复合体的二维连续切割,降低牵引阻力<sup>[20-21]</sup>。根系断切作用过程包括:根土复合体与切割装置的摩擦、剪切失效、每个土块承受加速力和切削阻力<sup>[22-23]</sup>。

如图 5 所示,锯齿弯刀所受的力是各力的反作用力,根据力系平衡得出方程为

$$W = N_0 \sin \delta + \mu_2 N_0 \cos \delta + kb \quad (3)$$

式中  $W$ ——牵引力, N

$\mu_2$ ——根土复合体与锯齿弯刀的摩擦因数

$N_0$ ——锯齿弯刀的法向载荷, N

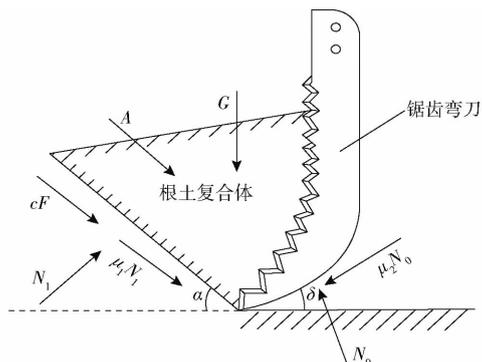


图 5 受力模型

Fig. 5 Force model

$k$ ——单位幅宽土壤纯切削阻力, N

$b$ ——锯齿弯刀宽度, mm

$\delta$ ——锯齿弯刀升角, ( $^{\circ}$ )

一般根土复合体的纯切削阻力较小, 只有当根土复合体中有石头、残根或切割装置刃口变钝时, 切削阻力才显得重要。由于根土复合体是土壤和果树根系复合, 所以需要考虑切削阻力<sup>[24-25]</sup>。此时土壤的阻力和切割装置所受的力相同。

将根土复合体作为研究对象, 由图5可知, 根土复合体垂直方向上的力系平衡方程为

$$G - N_0(\cos\delta + \mu_2\sin\delta) - N_1(\cos\alpha - \mu_1\sin\alpha) + (cF + A)\sin\alpha = 0 \quad (4)$$

式中  $G$ ——根土复合体重力, N

$N_1$ ——作用于前失效面的法向载荷, N

$\alpha$ ——前失效面倾角, ( $^{\circ}$ )

$\mu_1$ ——土壤内摩擦因数

$F$ ——前剪切失效面的面积,  $\text{mm}^2$

$c$ ——土壤内聚力, Pa

$A$ ——土壤的加速力, N

水平方向上的力系平衡方程为

$$N_0(\sin\delta + \mu_2\cos\delta) - N_1(\sin\alpha + \mu_1\cos\alpha) - (cF + A)\cos\alpha = 0 \quad (5)$$

由式(3)~(5)解出根土复合体阻力

$$W' = W = \frac{G}{z} + \frac{cF + A}{z(\sin\alpha + \mu_1\cos\alpha)} + kb \quad (6)$$

其中

$$z = \frac{\cos\delta - \mu_2\sin\delta}{\sin\delta + \mu_2\cos\delta} + \frac{\cos\alpha - \mu_1\sin\alpha}{\sin\alpha + \mu_1\cos\alpha}$$

根土复合体的质量可以由锯齿弯刀上支持的根土复合体体积来计算。因为锯齿弯刀断切部分为锯齿, 与根土复合体接触面积较小, 因此, 承受的根土复合体质量较轻, 不做考虑。

由图5可知, 前剪切失效面的面积

$$F = \frac{bh}{\sin\alpha} \quad (7)$$

式中  $h$ ——剪切面的高度, mm

根据牛顿第二定律可列方程为

$$A = m \frac{dv}{dt} \quad (8)$$

式中  $m$ ——被加速的根土复合体质量, kg

$v$ ——被加速的根土复合体速度, m/s

$t$ ——时间, s

在  $t$  时间内被加速的土壤质量可根据  $t$  时间内被扰动的土壤体积来确定, 结果为

$$m = \frac{\gamma}{g} bdtv_0 \quad (9)$$

式中  $\gamma$ ——土壤容重,  $\text{N}/\text{m}^3$

$d$ ——土壤扰动系数, mm

$v_0$ ——锯齿弯刀速度, m/s

$g$ ——重力加速度,  $\text{m}/\text{s}^2$

假设

$$\frac{dv}{dt} \approx \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v_s - 0}{t - 0} = \frac{v_s}{t}$$

式中  $v_s$ ——锯齿弯刀前进作用下根土复合体反方向速度, m/s

$t$ ——时间, s

当  $t=0$  时根土复合体是静止的, 此外, 认为各速度向量形成一个封闭三角形, 因此得到

$$v_0 = v_s \cos\alpha + v_e \cos\delta \quad (10)$$

$$v_s \sin\alpha = v_e \sin\delta \quad (11)$$

式中  $v_e$ ——锯齿弯刀前进作用下根土复合体与接触点相切方向速度, m/s

消去  $v_e$  得

$$v_s = v_0 \frac{\sin\delta}{\sin(\alpha + \delta)} \quad (12)$$

代入式(8)并简化得

$$A = \frac{\gamma}{g} bdtv_0^2 \frac{\sin\delta}{\sin(\alpha + \delta)}$$

由上述公式推导出

$$W' = \frac{G}{z} + \frac{c \frac{bh}{\sin\alpha} + \frac{\gamma}{g} bdtv_0^2 \frac{\sin\delta}{\sin(\alpha + \delta)}}{z(\sin\alpha + \mu_1\cos\alpha)} + kb \quad (13)$$

根据以上分析得出: 影响牵引阻力的主要因素有锯齿弯刀参数、根土复合体参数、根土复合体与锯齿弯刀参数以及作业方式参数。振动式切割装置运动主要由两部分组成, 一是根系断切前进方向上的水平运动, 二是振动产生的类似上下加速的运动。两运动合成则是振动式切割装置的运动轨迹。当振动叠加至运动轨迹时, 切割装置的力也将产生变化<sup>[26-27]</sup>。在根系断切作业过程中, 切割装置前进形成剪切面。剪切面的形成过程中, 阻力先持续增大, 当达到屈服极限后, 迅速下降, 依次往复。根土复合体是不均匀的, 因此其阻力也在不断变化<sup>[28-29]</sup>。

## 4 ANSYS/LS-DYNA 有限元分析

为了探究振动式根系断切装置切削根土复合体过程中阻力变化, 应用有限元分析软件对根土复合体切削进行仿真模拟, 通过模拟仿真, 能够清晰地实时观察根土复合体与工作部件的情况。建立切割装置-根土复合体有限元模型, 对断根切削过程进行数值仿真研究<sup>[30]</sup>。

### 4.1 切削模型前处理

#### 4.1.1 模型建立及网格划分

采用 Inventor 三维建模软件建立振动式果树根系断切装置切割装置断切根土复合体模型, 在建模

过程中对模型进行了必要的简化处理<sup>[31-32]</sup>, 建立 2 000 mm × 2 000 mm × 500 mm 的土壤模型, 果树主干直径 150 mm 插入土壤正中间, 建立直径 15 mm、长 1 100 mm 和直径 15 mm、长 700 mm 的侧根插入切割装置切割处, 长根深度 350 mm, 短根深度 250 mm。保存成 stp 格式导入 ANSYS Workbench, 通过三维设计软件建立尺寸驱动关系, 方便有限元分析模型后续的改进优化工作<sup>[33-34]</sup>, 应用有限元软件对切割装置切削根土复合体模型进行网格划分, 对切割装置切割行程处以及根系处设置渐变网格, 模型及网格划分如图 6 所示。网格 Element Size 设置为 20 mm, 共生成节点 221 563 个、单元 205 832 个。

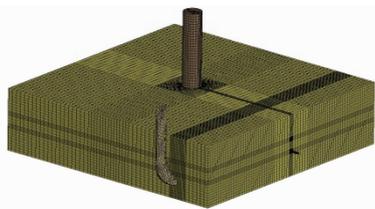


图 6 模型及网格划分

Fig. 6 Model and meshing

#### 4.1.2 约束及控制添加

约束切割装置其余方向自由度, 只保留切割方向前进自由度, 约束切割方向旋转自由度, 并设置断根刀沿切割方向以 1.5 m/s 速度前进。固定土壤底面, 考虑到切削过程中只有底面自由度完全被限制, 模拟实际切削装置切削根土复合体环境。设置时步控制因子为 0.75。为加快计算速度, 采用质量缩放的方法, 即通过调整单元密度来调整最小的时间步长, 在时间步长的设置对话框中输入“Mass scaling time step size”的数值 (DTMS) 为  $-5.2 \times 10^{-6}$ , 负号表示仅对步长小于 DTMS 的单元进行质量缩放<sup>[35]</sup>。设置结束时间为 2 s, 保证切削装置的前进切削时间。

至此, ANSYS 工作完成, 提交计算并输出 K 文件。

#### 4.1.3 模型参数修改

对 ANSYS 输出 K 文件应用 LS-DYNA 修改模型材料参数, 接触参数以及运动曲线, 模拟实际切割装置切割根土复合体状态。

##### (1) 修改材料参数

修改土壤材料模型为 147 号 (\* MAT FHWA SOIL) 材料, 并参照文献<sup>[36]</sup>, 材料具体参数设置如表 1 所示。

修改根系材料参数为 003 号 (\* MAT PLASTIC KINEMATIC) 材料<sup>[37]</sup>, 根系材料参数设置如表 2 所示。

表 1 土壤材料参数

Tab. 1 Soil material parameters

参数	数值	参数	数值
质量密度/( $\text{g}\cdot\text{mm}^{-3}$ )	$2.082 \times 10^{-9}$	弹性模量/MPa	35
土壤密度/( $\text{g}\cdot\text{cm}^{-3}$ )	2.68	剪切模量/MPa	20
粘塑性参数	1.1	土壤含水率/%	20
最大迭代级数	1	抗剪强度峰值角/rad	0.436

表 2 根系材料参数

Tab. 2 Root material parameters

参数	数值	参数	数值
质量密度/( $\text{g}\cdot\text{mm}^{-3}$ )	$1.067 \times 10^{-9}$	屈服应力/MPa	11
杨氏模量/MPa	480	切线模量/( $\text{N}\cdot\text{mm}^{-3}$ )	0.48
泊松比	0.4	侵蚀破坏应变	0.012
应变率参数 C	100	应变率参数 P	10

修改切割装置材料为 020 号 (\* MAT RIGID) 材料, 其中质量密度为  $7.85 \times 10^{-9} \text{ g/mm}^3$ , 杨氏模量为  $2.070 \times 10^5 \text{ MPa}$ , 泊松比为 0.3。

添加 000 号 (\* MAT ADD EROSION) 侵蚀材料, 添加在土壤材料中, 主要设置失效时主应力为 5 MPa, 失效时等效应力为 10 MPa。

##### (2) 修改运动曲线

定义切割装置前进速度为 1.5 m/s, 并定义切割装置振动曲线, 由于切割装置振动为 2 ~ 3 r/s, 振动曲线如图 7 所示。并在“Boundry”中将运动曲线约束至切割装置。

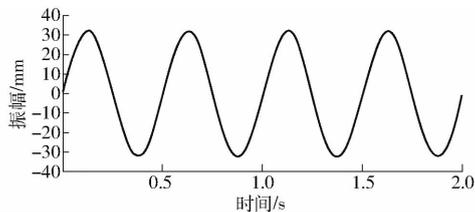


图 7 振动曲线

Fig. 7 Vibration curve

##### (3) 添加接触

在“Contact”中添加“ERODING SURFACE TO SURFACE”的侵蚀接触, 分别为“切割装置-土”、“切割装置-根”以及“土-根”侵蚀接触, 主要设置参数为静摩擦因数 0.14 和动摩擦因数 0.12。

至此, K 文件模型参数修改完毕, 提交处理器进行计算分析。

## 4.2 有限元结果分析

### 4.2.1 仿真过程云图分析

#### (1) 切割装置振动和不振动切割过程云图

对比分析如图 8 所示。由振动状态下与不振动状态下切割装置切割根土复合体云图可知, 切割装置入土时都有应力变化, 切割过程中应力变化较小, 切割过根系之后应力变化趋于平稳。经

过在软件中测量可知,振动与不振动状态下切割过后所留痕迹宽度都为 35 ~ 40 mm,比锯齿弯刀

厚度宽,不同运动状态对土壤扰动造成影响类似。

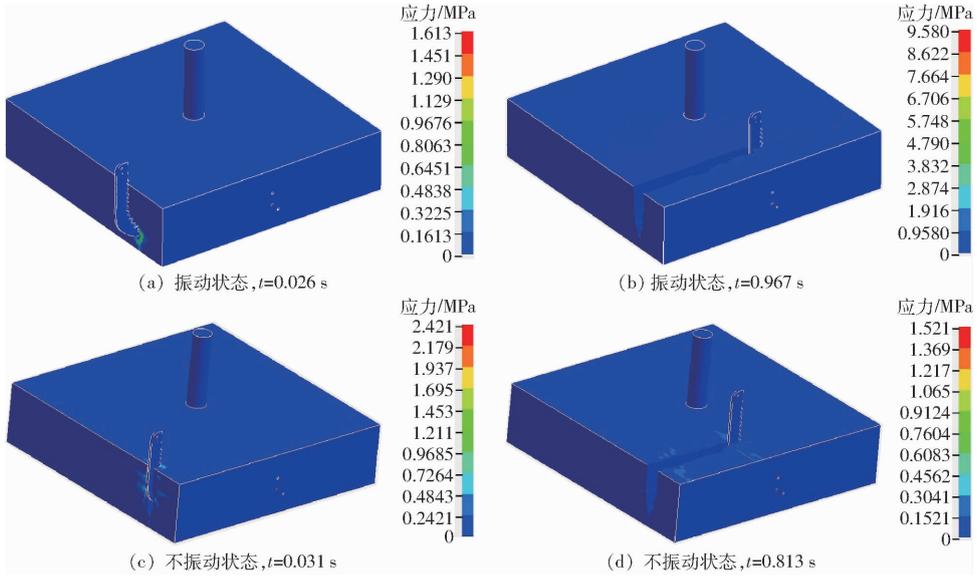


图8 有限元分析云图

Fig. 8 Finite element analysis cloud diagrams

(2) 不同状态下对果树侧根切割效果

如图 9 所示,由不同状态下果树侧根切割效果可知,切割装置到达果树根系所在深度,振动状态下

切割效果较好,果树侧根应力变化较大,并且有侧根脱离切割位置,因此,振动状态下对果树根系的锯切破坏较严重,对根系切割效果较好,既能达到锯切效

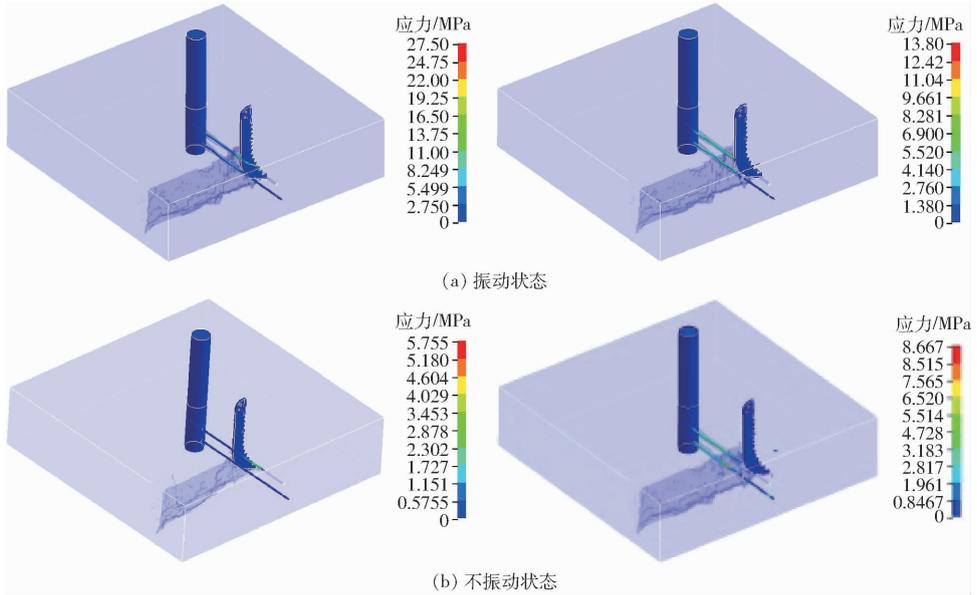


图9 根系切割效果

Fig. 9 Root cutting effect

果也同样能对根系造成平滑切割。

4.2.2 仿真受力分析

不同状态下切割装置切削根土复合体切削受力如图 10、11 所示,由图可知,振动状态下切削受力明显比不振动状态下切削受力小,根据软件分析结果可知,振动状态下平均切削受力为 236.97 N,不振动状态下平均切削受力为 432.35 N。振动状态切削装置切削受力较小,由此可知振动式根系断切比

不振动状态下根系断切切削阻力小,达到减阻目的。

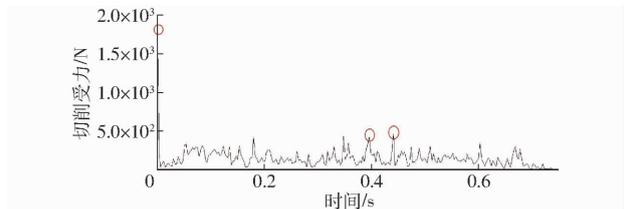


图10 振动状态下切削受力

Fig. 10 Cutting force under vibration

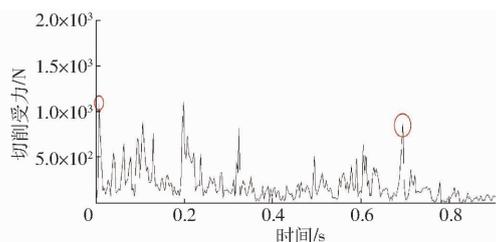


图 11 不振动状态下切割受力

Fig. 11 Cutting force under non-vibrating state

由图 10 标记处分析可知,在切割装置入土时所受水平阻力达到一个异常峰值,峰值较大,与之后所得水平阻力曲线相差较多,分析可知切割装置入土时土壤阻力较大,之后 0.4 s 有峰值出现,即切割装置切割到根系之后水平阻力会出现峰值,但是断切根系与切割土壤所受水平阻力相差不大,说明振动式果树根系断切可以起到锯切效果,断切根系效果较好。

由图 11 可知,不振动状态下切割装置初始入土时也有较大的水平阻力峰值出现,之后切割到根系时,所受水平合力出现峰值,因此可知,振动状态下切割土壤以及根系所受水平阻力较小,起到振动减阻效果。

## 5 土槽试验

### 5.1 试验条件

试验时间:2020 年 8 月 2 日至 8 月 3 日。

试验地点:河北农业大学试验工厂土槽试验台,土壤较硬并带有小石块,试验开始前 10 d 进行浇水渗透、翻地及平整压实。试验前应用土壤墒情速测仪在试验区域随机选取 10 个测点测得土壤湿度,如图 12 所示,平均相对湿度为 22.6%。

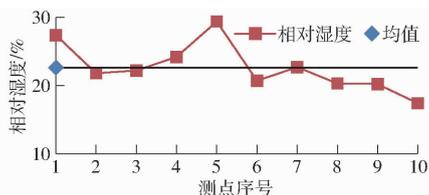


图 12 土壤湿度

Fig. 12 Soil moisture

试验仪器设备:博纳公司 TCC-Ⅱ型电力变频四轮驱动土槽试验车及配套六分力测力悬架;金华水禹 HY19 型土壤墒情速测仪;振动切割机架及振动式果树根系断切装置;HZY-1000 型电子天平;封口袋;盒尺等。

### 5.2 切割装置土槽试验

#### 5.2.1 试验设计及试验方案

试验内容:①探究不同状态下切割装置作业时水平受力情况,进行正交试验以及对照试验,对照试

验为不振动状态下切割装置所受水平阻力。应用土槽作业平台输出水平合力选取 9 组正交试验和对照试验相同行程测点 20 处数据对比分析。②土壤扰动量以及入土稳定性。

设计振动式果树根系断切装置切割装置土槽试验机架。采用 2.2 kW 电机及配套变频器来提供输入转速,转速可调;通过设计不同偏心轴调节偏心距以及通过调节土槽作业车前进速度调节作业速度。振动切割装置土槽试验机架如图 13 所示。



图 13 振动切割装置土槽试验机架

Fig. 13 Vibration cutting device soil tank test frame

以土槽试验台土壤为材料,偏心距( $L$ ),转速( $\omega$ )及作业速度( $v$ )为试验因素设计  $L_9(3^3)$  三因素三水平正交试验,正交试验因素水平如表 3 所示。

表 3 正交试验因素水平

Tab. 3 Orthogonal test factors and levels

水平	因素		
	$L/\text{mm}$	$\omega/(\text{r}\cdot\text{s}^{-1})$	$v/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$
1	10	2	0.10
2	20	3	0.15
3	30	4	0.20

#### 5.2.2 结果分析

##### (1) 切割装置水平受力分析

作业现场如图 14 所示,正交试验以及对照试验水平合力结果如图 15(图中 Ctr 表示正交试验, Bla 表示对照试验,下同)所示,正交试验试验结果如表 4 所示。

由图 15 可知,横轴为水平合力测点,试验 1 至试验 9 以及对照试验每组分别在相同行程处取 20 个测点,明显看到对照试验所受水平合力大于正交试验中振动状态下的切割装置所受水平合力,通过



图 14 试验现场图

Fig. 14 Test site map

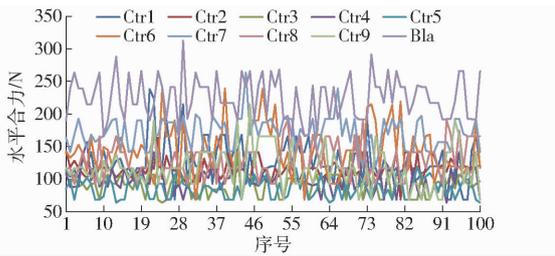


图 15 水平合力变化曲线

Fig. 15 Horizontal resultant line graph

表 4 切割装置土槽正交试验结果

Tab. 4 Orthogonal test results of soil trough of cutting device

序号	偏心距 $L$ / mm	转速 $\omega$ / ( $r \cdot s^{-1}$ )	前进速度 $v$ / ( $m \cdot s^{-1}$ )	水平合力/ N
1	10	2	0.10	127.69
2	10	3	0.15	116.99
3	10	4	0.20	84.24
4	20	2	0.15	97.74
5	20	3	0.20	63.78
6	20	4	0.10	143.64
7	30	2	0.20	179.37
8	30	3	0.10	131.17
9	30	4	0.15	122.03
$K_1$	328.92	404.80	402.50	
$K_2$	305.16	311.94	336.76	
$K_3$	432.57	349.91	327.39	
$k_1$	109.64	134.93	134.17	
$k_2$	101.72	103.98	112.25	
$k_3$	144.19	116.64	109.13	
$R$	42.47	30.95	25.04	
最优水平	$L_2$	$\omega_2$	$v_3$	

计算可知,不振动状态下进行土槽试验结果为 225.34 N,大于表 4 所得振动状态下土槽试验水平合力均值。

由有限元仿真所得切削阻力和土槽试验所得水平合力对比分析可知,有限元仿真分析所得不同状态下切割装置所受水平合力大于土槽试验相对应水平合力,探究原因可知,有限元仿真分析中土壤模型进行网格划分后再进行仿真分析计算所得数据中土壤参数只被设置土壤参数影响,而土槽试验中由于前期土壤处理以及土壤硬度湿度不同,因此,土槽试验所得水平合力较小。

由表 4 可知,影响振动式果树根系断切装置切割装置水平合力的 3 个因素由高到低依次为:偏心距、转速、前进速度。由  $R$  值表明,最优作业参数为  $L_2\omega_2v_3$ 。

## (2) 土壤扰动量

单次试验结束后随机采集作业行程 5 处土壤切割两侧扰动土样,如图 16 所示,通过盒尺以及标记

漆标记切割两侧长 20 cm 隆起的扰动土壤,采用方口铁锹采集隆起土壤,装入封口袋并用电子天平称量。土壤质量如图 17 所示。



图 16 土壤采样及称量现场图

Fig. 16 Soil sampling and weighing site map

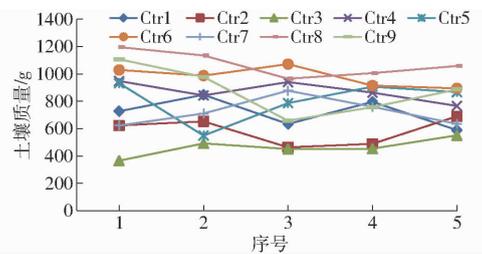


图 17 土壤质量变化曲线

Fig. 17 Soil quality

计算可知,试验 1~9 土壤质量均值分别为 719.06、584.02、462.85、872.46、808.69、979.75、721.32、1 072.33、877.53 g。试验 3 土壤扰动量最小,试验 8 土壤扰动量最大,对比分析可得,偏心距越小,前进速度越快土壤扰动量越小;由试验 1、2、3 与其他试验对比可知,偏心距较小土壤扰动量相对较小;由试验 3、5、7 与其他试验对比可知,前进速度越快,土壤扰动量越小;由试验 1、4、7 与其他试验对比可知,转速越小,土壤扰动量相对较小。数据表明,土壤扰动量的主要影响因素是偏心距和前进速度。

## (3) 入土稳定性

操作土槽试验平台后液压输出使切割装置达到入土深度进行作业,土槽试验平台前进带动振动式切割装置入土并达到所需深度。于切割装置入土 30 cm 和 40 cm 处做标记,观察振动切割过程中入土深度,入土深度如图 18 所示。



图 18 切割装置入土深度图

Fig. 18 Cutting device depth map

试验 1~9 切割装置达到入土深度时间分别为

4.5、3.9、3.6、4.1、3.7、3.2、3.1、3.3、2.5 s, 达到入土深度的时间随着偏心距和转速的增加而减小, 偏心距越大, 单次振动行程越大, 转速越大, 完成单次行程的频率加快, 因此, 入土所需时间越短。通过观察振动切割过程中入土深度, 通过土槽试验平台后液压输出达到所需深度位置, 可以保持入土深度, 入土深度较稳定。

### 5.3 整机试验

#### 5.3.1 试验设计

与整机行程处不同深度埋入果树树枝并压实, 模拟试验样机切割土壤和根系混合模型。试验内容主要包括不同后输出转速下振动式果树根系断切装置振动效果、切割装置入土后在作业土槽车前进下锯切性能。试验现场如图 19 所示。



图 19 土槽试验现场图

Fig. 19 Earth trench test site map

#### 5.3.2 作业性能分析

将试验样机悬挂于土槽车后输出三点悬挂位置, 通过改变土槽车后输出转速来观察振动式果树根系断切装置振动特性及入土切割效果。统计数据如表 5 所示, 模拟切割效果如图 20 所示。

表 5 断根试验数据统计

Tab. 5 Statistics of root-breaking test data

测点	埋入树枝数量		平整切割数量		锯切数量	
	30 cm 深	40 cm 深	30 cm 深	40 cm 深	30 cm 深	40 cm 深
左侧	5	14	1	3	4	11
右侧	7	16	2	2	5	14

注: 左、右侧指整机作业过程中左、右侧根系断切。



图 20 根系试验切割效果图

Fig. 20 Root test cutting effect diagram

由图 20 可知, 断根作业后, 留下 20 ~ 25 mm 沟壑, 与入土切割装置厚度 (即锯齿弯刀厚度 20 mm) 一致。土壤外翻程度小, 土壤弥合较好, 振动式果树

根系断切装置稳定性良好。

由表 5 可知, 振动式果树根系断切装置断切割根土复合体时, 根系平整切割占比左侧为 21.05%、右侧为 17.39%, 锯切占比左侧为 78.95%、右侧为 82.61%, 对根系起到锯切效果, 可以有效减小切割装置所受阻力。由图 20 可知, 应用振动式果树根系断切装置切割埋入树枝与土壤混合的根土复合体, 对埋入树枝都能切断, 但大多数都是锯切切断而并非是平整切断, 由此可见, 振动对于切割装置起到锯切效果, 较直接由动力输出系统拉拽断根机械前进的断根方式更为省力, 减小了切割装置所受的阻力, 对于振动式果树根系断切装置所受阻力也明显减小, 节省动力输出, 对断根机械和动力输出机械要求降低。

## 6 结论

(1) 通过对振动式果树根系断切装置分析, 设计了一种振动式果树根系断切装置, 并对关键部件切割装置, 振动装置设计计算, 满足振动式果树根系断切作业要求。

(2) 通过对切割装置受力模型的分析可知, 影响阻力的因素主要有锯齿弯刀参数、根土复合体参数、根土复合体与锯齿弯刀参数以及作业方式参数。

(3) 应用有限元软件对切割装置切削根土复合体分析可知, 不同状态下切割根土复合体所受水平阻力均值不同, 振动状态下平均切削受力为 236.97 N, 不振动状态下平均切削受力为 432.35 N, 振动状态下仿真结果阻力较小, 振动减阻。由仿真受力曲线可知, 不同振动状态下在入土时以及切割根系时受力均有峰值出现, 但振动状态下切割根系峰值和切割土壤受力相差较小, 不振动状态下相差较大, 因此, 振动断切根土复合体会起到锯切效果, 较小切削阻力, 达到减阻目的。

(4) 振动切割装置土槽试验表明, 不振动状态下切割根土复合体所受阻力明显比振动状态下大, 且通过正交试验得到振动状态下最优作业参数为偏心距 20 mm, 转速 3 r/s, 土槽作业平台前进速度 0.2 m/s; 影响土壤扰动量的主要因素是偏心距和前进速度; 影响切割装置入土稳定性主要因素为偏心距和转速, 观察作业现场得知入土深度稳定, 满足入土要求。整机试验表明: 振动式果树根系断切装置作业过程中根系锯切占比大于平整切割占比, 对根土复合体起到锯切效果, 减小机具和切割装置所受阻力, 起到减阻效果; 由试验现场可知, 机具稳定性良好, 作业后留下 20 ~ 25 mm 沟壑, 与入土切割装置厚度 20 mm 一致。土壤外翻程度小, 土壤弥合较好。

## 参 考 文 献

- [1] 耿艳先, 张彦杰, 赵志豪. 河北省“三优”苹果矮砧密植栽培模式的发展现状研究[J]. 农技服务, 2017, 34(21): 41.
- [2] 马宝焜, 徐继忠, 孙建设. 关于我国苹果矮砧密植栽培的思考[J]. 果树学报, 2010, 27(1): 105-109.  
MA Baokun, XU Jizhong, SUN Jianshe. Consideration for high density planting with dwarf rootstocks in apple in China [J]. Journal of Fruit Science, 2010, 27(1): 105-109. (in Chinese)
- [3] 薛东学, 李霞, 贺晶, 等. 果树树冠和根系管理存在的问题及解决措施[J]. 山西果树, 2012(2): 33-34.
- [4] 王嘉艳, 胡艳丽, 王延书, 等. 果树根系寿命与呼吸强度的相关性[J]. 山东农业大学学报(自然科学版), 2004, 35(4): 497-500.  
WANG Jiayan, HU Yanli, WANG Yanshu, et al. Root lifespan of five fruit tree species correlate with their respiration intensity [J]. Journal of Shandong Agricultural University(Natural Science), 2004, 35(4): 497-500. (in Chinese)
- [5] 易子豪, 朱德峰, 朱从桦, 等. 不同规格大钵育秧盘育秧对水稻秧苗生长和产量的影响[J]. 中国农机化学报, 2018, 39(10): 18-21.  
YI Zihao, ZHU Defeng, ZHU Conghua, et al. Effects of big bowl seedling tray with different specifications on seedling growth and yield of rice [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2018, 39(10): 18-21. (in Chinese)
- [6] 王立新. 果树苗木断根施肥机机理与试验研究[D]. 保定: 河北农业大学, 2014.  
WANG Lixin. Mechanism and experimental research of fruit trees seedling root pruning and fertilizing machine [D]. Baoding: Hebei Agricultural University, 2014. (in Chinese)
- [7] 李建平, 刘俊峰, 王鹏飞. MQG-4型苹果苗木切根机的设计[J]. 农机化研究, 2013, 35(5): 92-95.  
LI Jianping, LIU Junfeng, WANG Pengfei. The design of MQG-4 apple seedlings root cutting machine [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2013, 35(5): 92-95. (in Chinese)
- [8] 毛雷, 王鹏飞, 任子啸, 等. 果树根系修剪机的设计与试验[J]. 中国农机化学报, 2019, 40(5): 5-9.  
MAO Lei, WANG Pengfei, REN Zixiao, et al. Design and experiment of fruit tree root pruning machine [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2019, 40(5): 5-9. (in Chinese)
- [9] 高峰, 俞立, 卢尚琼, 等. 国外设施农业的现状与发展趋势[J]. 浙江林学院学报, 2009, 26(2): 279-285.  
GAO Feng, YU Li, LU Shangqiong, et al. Status quo and development trend of facility agriculture in foreign countries [J]. Journal of Zhejiang Forestry College, 2009, 26(2): 279-285. (in Chinese)
- [10] 李中华, 张跃峰, 丁小明. 全国设施农业装备发展重点研究[J]. 中国农机化学报, 2016, 37(11): 47-52.  
LI Zhonghua, ZHANG Yuefeng, DING Xiaoming. Research on the development emphases of equipment in facility agricultural [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2016, 37(11): 47-52. (in Chinese)
- [11] SHAHGOLI G, FIELKE J, DESBIOLLES J, et al. Optimising oscillation frequency in oscillatory tillage [J]. Soil & Tillage Research, 2010, 106(2): 202-210.
- [12] 徐宗保. 振动式深松中耕作业机的设计与试验研究[D]. 哈尔滨: 东北农业大学, 2009.  
XU Zongbao. Design and experimental study of the machine of vibrating deeploose and intertillage [D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2009. (in Chinese)
- [13] SHAHGOLI G, FIELKE J, SAUNDERS C, et al. Simulation of the dynamic behaviour of a tractor-oscillating subsoiler system [J]. Biosystems Engineering, 2010, 106(2): 147-155.
- [14] 邱立春, 李宝筏. 自激振动深松机减阻试验研究[J]. 农业工程学报, 2000, 16(6): 72-76.  
QIU Lichun, LI Baofa. Experimental study on the self-excited vibration subsoiler for reducing draft force [J]. Transactions of the CSAE, 2000, 16(6): 72-76. (in Chinese)
- [15] 徐宗保, 董欣, 李紫辉, 等. 振动式深松中耕作业机的研制与试验研究[J]. 农机化研究, 2010, 32(1): 182-184.  
XU Zongbao, DONG Xin, LI Zihui, et al. Development and experimental study of the machine of vibrating deeploose and intertillage [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2010, 32(1): 182-184. (in Chinese)
- [16] 蒋建东, 高洁, 赵颖娣, 等. 土壤旋切振动减阻的有限元分析[J/OL]. 农业机械学报, 2012, 43(1): 58-62.  
JIANG Jiandong, GAO Jie, ZHAO Yingdi, et al. Finite element simulation and analysis on soil rotary tillage with external vibration excitation [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(1): 58-62. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=20120112&flag=1](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20120112&flag=1). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.01.012. (in Chinese)
- [17] 吕冰. 振动式花生收获机的设计与仿真[D]. 泰安: 山东农业大学, 2013.  
LÜ Bing. Design and simulation of vibrating type peanut harvester abstract [D]. Taian: Shandong Agricultural University, 2013. (in Chinese)
- [18] 刘延峰. 高速旋转机械转子动力特性研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2010.  
LIU Yanfeng. The critical speed research of high speed rotating machinery [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2010. (in Chinese)
- [19] 荆苗. 双排反向振动深松机的设计及田间试验[D]. 焦作: 河南理工大学, 2012.

- JING Miao. Design and field experiment on two-row opposite vibrating subsoiler[D]. Jiaozuo: Henan Polytechnic University, 2012. (in Chinese)
- [20] 王雪艳. 振动深松技术与关键部件研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2005.  
WANG Xueyan. Study on vibrating subsoiling technology and its key parts[D]. Beijing: China Agricultural University, 2005. (in Chinese)
- [21] 陈终达. 香根草根土复合体强度特性试验研究[D]. 长沙: 中南林业科技大学, 2016.  
CHEN Zhongda. Experimental study on the strength characteristics of vetiver root soil composite[D]. Changsha: Central South University of Forestry and Technology, 2016. (in Chinese)
- [22] 丰田. 根土复合体的抗剪强度试验研究[D]. 海口: 海南大学, 2019.  
FENG Tian. Experimental study on shear strength of root-soil composites[D]. Haikou: Hainan University, 2019. (in Chinese)
- [23] 王俊发, 刘孝民, 陈玉芳, 等. 振动深松机理的探讨[J]. 佳木斯大学学报(自然科学版), 2000, 18(4): 335-338.  
WANG Junfa, LIU Xiaomin, CHEN Yufang, et al. Experimental study on vibrating subsoiling[J]. Journal of Jiamusi University (Natural Science Edition), 2000, 18(4): 335-338. (in Chinese)
- [24] 白景峰. 仿生深松铲振动减阻性能分析[D]. 杨凌: 西北农林科技大学, 2015.  
BAI Jingfeng. Analysis of anti-drag performance for vibrating bionic subsoiler [D]. Yangling: Northwest A&F University, 2015. (in Chinese)
- [25] 崔涛, 史智栋, 杨丽, 等. 弹簧预紧力可调式振动深松机设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(增刊): 96-102.  
CUI Tao, SHI Zhidong, YANG Li, et al. Design and experiment of vibration subsoiler with adjustable spring pre-tightening force [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(Supp.): 96-102. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=2016s015&flag=1](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=2016s015&flag=1). DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.s0.015. (in Chinese)
- [26] 李艳龙, 刘宝, 崔涛, 等. 1SZ-460型杠杆式深松机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2009, 40(增刊): 37-40.  
LI Yanlong, LIU Bao, CUI Tao, et al. Design and field experiment on 1SZ-460 lever-type subsoiler[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(Supp.): 37-40. (in Chinese)
- [27] 李耀明, 孙朋朋, 庞靖, 等. 联合收获机底盘机架有限元模态分析与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(3): 38-46, 301.  
LI Yaoming, SUN Pengpeng, PANG Jing, et al. Finite element mode analysis and experiment of combine harvester chassis[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(3): 38-46. (in Chinese)
- [28] 张思源. 受迫振动深松机的设计与研究[D]. 石河子: 石河子大学, 2018.  
ZHANG Siyuan. Design and experimental study on the forced vibration subsoiler[D]. Shihezi: Shihezi University, 2018. (in Chinese)
- [29] INGRID G M, CHRISTIAN P, CARLOS O, et al. Subsoiling improves conservation tillage in cereal production of severely degraded Alfisols under Mediterranean climate[J]. Geoderma, 2012(189-190): 10-17.
- [30] 崔晓凯. 基于 ANSYS 的桥式起重机主梁轻量化研究[D]. 天津: 河北工业大学, 2018.
- [31] 黄志新. ANSYS Workbench 16.0 超级学习手册[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2016.
- [32] 初旭宏, 王俊发, 马浏轩, 等. 基于 ANSYS Workbench 的 S 型松土铲模态分析[J]. 农机化研究, 2011, 33(8): 15-18.  
CHU Xuhong, WANG Junfa, MA Liuxuan, et al. Modal analysis of s-type loosening-soil shovel based on ANSYS Workbench [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2011, 33(8): 15-18. (in Chinese)
- [33] 王东伟, 尚书旗, 韩坤. 4HJL-2 型花生联合收获机摘果机构的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(14): 15-25.  
WANG Dongwei, SHANG Shuqi, HAN Kun. Design and test of picking mechanism in 4HJL-2 peanut combines [J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(14): 15-25. (in Chinese)
- [34] 郭金龙. 振动深松机的设计与研究[D]. 石河子: 石河子大学, 2016.  
GUO Jinlong. Design and research on vibratory subsoiler[D]. Shihezi: Shihezi University, 2016. (in Chinese)
- [35] 权龙哲, 佟金, 曾百功, 等. 玉米根茬收获系统的有限元模态分析与试验[J]. 农业工程学报, 2011, 27(11): 15-20.  
QUAN Longzhe, TONG Jin, ZENG Baigong, et al. Finite element mode analysis and experiment of corn stubble harvester[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(11): 15-20. (in Chinese)
- [36] 卢彩云, 何进, 李洪文, 等. 基于 SPH 算法的平面刀土壤切削过程模拟[J/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(8): 134-139.  
LU Caiyun, HE Jin, LI Hongwen, et al. Simulation of soil cutting process by plane blade based on SPH method [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(8): 134-139. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=20140822&flag=1](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20140822&flag=1). DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2014.08.022. (in Chinese)
- [37] ROSS R J. Wood handbook: wood as an engineering material[M]. USDA Forest Service, Forest Products Laboratory, General Technical Report FPL-GTR-190, 2010: 509.