doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.11.009

基于超声振动的土壤切削挖掘装置设计与试验

王东伟 王家胜

(青岛农业大学机电工程学院,青岛 266109)

摘要:针对农业装备触土部件工作阻力大、耗能高等问题,提出了利用超声波高频振动辅助土壤切削挖掘从而降低 阻力的技术方案,设计了超声振动土壤切削挖掘装置。选定 20 kHz 作为超声激振频率,基于耦合谐振效应的目标, 分析、设计了夹心式换能器和圆锥形变幅杆等关键部件的结构参数。建立了变幅杆有限元模型,利用仿真方法对 其进行模态分析和谐响应分析,仿真结果显示,变幅杆轴线伸缩固有频率接近 20 kHz,与设计值吻合。搭建了超声 振动土壤切削挖掘阻力试验测试平台,进行了有、无超声波振动土壤切削挖掘阻力土槽对比试验,结果表明:相比 无振动刚性挖掘铲,超声波振动挖掘铲能够有效降低土壤切削挖掘阻力,在 1.5、2.5、3.5 MPa 3 种土壤硬度条件 下,超声波振动挖掘铲所对应的降阻率分别为 35.1%、40.7% 和 44.3%,土壤硬度越大,超声波振动挖掘铲的降阻 效果越明显。当土壤含水率为 20% ~48%时,不论有无振动,土壤切削挖掘阻力均随着土壤含水率的增加先迅速 降低后又缓慢回升。由于超声振动激励需要额外消耗能量,故振动挖掘总耗能并未降低。试验验证了超声振动土 壤切削挖掘降阻方案的可行性以及参数设计的合理性。

关键词:农业土壤;挖掘装置;超声振动;降阻特性 中图分类号:S225.7;TH113.1 文献标识码:A 文章编号:1000-1298(2020)11-0085-08 O



Design and Test of Soil Cutting and Digging Device Based on Ultrasonic Vibration

WANG Dongwei WANG Jiasheng

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao Agricultural University, Qingdao 266109, China)

Abstract: Aiming to solve the problems of high working resistance and high energy consumption of soil touching parts of agricultural production equipment, a technical scheme of reducing resistance was proposed by using ultrasonic high frequency vibration assisted soil cutting excavation, and the ultrasonic vibration soil cutting and digging device was designed. 20 kHz was selected as the excitation frequency, and the structural parameters of the key components such as sandwich transducer and conical horn were analyzed and designed based on the target of coupling resonance effect. The finite element model of the horn was established, and the modal analysis and harmonic response analysis were carried out by using the simulation method. The simulation results showed that the natural frequency of the horn axis expansion was close to 20 kHz, which was consistent with the design value. The test platform of ultrasonic vibration soil excavation resistance was set up, and the soil trench test of cutting resistance of soil with and without ultrasonic vibration was carried out. The test results showed that compared with the rigid digging shovel without vibration, the ultrasonic vibration digging shovel can effectively reduce the soil digging resistance. Under the conditions of soil hardness of 1.5 MPa, 2.5 MPa and 3.5 MPa, the corresponding soil digging resistance of ultrasonic vibration digging shovel can be effectively reduced. The resistance reduction rates were 35.1%, 40.7% and 44.3%, respectively. The greater the soil hardness was, the more obvious the drag reduction effect of ultrasonic vibration digging shovel was. With the increase of soil moisture content, the soil cutting resistance was decreased rapidly and then increased

收稿日期: 2020-08-09 修回日期: 2020-09-30

基金项目:国家重点研发计划项目(2016YFD0702103)、山东省自然科学基金面上项目(ZR2017MEE016)、山东省农业重大应用技术创新 项目(SD2019NJ009-7)和山东省农机装备研发创新计划项目(2017YF007、2018YF005-02)

作者简介:王东伟(1981-),男,教授,主要从事根茎类作物智能农机装备研究,E-mail: w88030661@163.com

通信作者: 王家胜(1976—),男,教授,主要从事现代农机装备研究,E-mail: jiasheng0813@163.com

slowly. Due to the additional energy consumption of ultrasonic vibration excitation, the total energy consumption of vibration excavation was not effectively reduced. The experimental results verified the feasibility of the resistance reduction scheme and the rationality of the design parameters of the ultrasonic vibration soil cutting and digging device.

Key words: agricultural soil; digging device; ultrasonic vibration; resistance reduction

0 引言

土壤耕作、深松以及根茎类作物挖掘收获等作 业是农业生产中阻力最大、耗能最高的环节。节能 降阻一直是该领域的研究重点,其中振动方式是一 种降低土壤作业部件工作阻力的有效途径。所施加的 振动频率通常为小于30Hz的低频振动,文献[1-4]研 究表明,通过外部动力按照一定振幅和频率驱动触 土部件振动,其工作阻力能够得到有效降低,但总耗 能一般要比非振动状态下高[5]。振动能量的传递 会使连接部件甚至整机产生振动、冲击和噪声,并导 致机器寿命下降。超声波振动频率超过 20 kHz,超 声高频振动辅助切削技术在金属加工领域,特别是 硬脆合金材料的车、钻、磨等方面的应用研究较多, 相比传统切削,超声振动辅助切削的工作阻力显著 降低,而且切削面质量更高^[6-8]。在食品加工领域, 超声振动技术被应用于干酪等食品切割上,表现出 摩擦力小、切面光滑干净、表面损伤小等优点^[9-12]。 近年来,超声振动技术逐渐应用于更多材料的辅助 切削上,并表现了突出的优越性。文献[13-14]设 计了 Nomex 蜂窝材料和气凝胶材料超声辅助切割 装置,试验表明,切削阻力大幅降低;文献[15]对柳 枝稷和芒草茎秆超声振动辅助切割进行了研究,切 削能量最大可节省80%;文献[16]对云杉和山毛榉 两种木材的超声辅助切割试验表明,其工作阻力比 传统切割降低 50%。

本文提出基于超声振动的土壤切削挖掘装置结构方案,以耦合谐振为目标,设计并集成超声换能器、变幅杆、铲刀等关键部件结构参数,搭建超声振动土壤切削挖掘阻力试验测试平台,通过阻力对比试验验证该装置的降阻特性,为研发超声振动土壤 作业机具提供理论依据和参考。

1 结构方案与振动降阻理论分析

1.1 结构方案

图1为实现超声波高频振动土壤切削挖掘装置 的结构示意图。该装置主要由超声波发生器、换能器、变幅杆、法兰盘以及土壤切挖部件等组成。工作 过程中,首先由超声波发生器产生高频振动电信号, 再经换能器将超声电信号转变为高频机械振动波, 变幅杆两端分别连接换能器输出端和土壤切挖部件的柄端,其作用是将超声机械波进一步放大后传递给触土部件,激励触土铲刀的高频纵向振动,以降低土壤切削挖掘阻力。法兰盘设置在变幅杆上零位移节点位置,与外驱动部件连接,带动超声振动土壤切削装置前进作业。



图 1 超声振动土壤切削挖掘装置结构示意图

Fig. 1 Structural sketch of ultrasonic vibration soil cutting and digging device

1. 超声波发生器 2. 换能器 3. 法兰盘 4. 变幅杆 5. 土壤切 挖部件

1.2 振动降阻理论分析

图 2 为超声振动土壤切削原理图。振动方向沿 铲刀的纵向方向,则铲尖在水平方向的位移为触土 部件的振动位移与前进位移之和,即

$$f = vt + A\sin(\omega t)\cos\theta \tag{1}$$

式中 x,——铲尖在水平方向的综合位移,m

- *v*——触土部件前进速度,m/s *t*——时间,s *θ*——入土角,(°)
 - A——振幅,mm

x

 ω ——振动角频率, rad/s



Fig. 2 Schematic of ultrasonic vibration soil cutting

对式(1)求导可得铲尖在水平方向上的合速度

 $v_r = v + A\omega \cos(\omega t) \cos\theta$ (2) 式中 v_r ——铲尖在水平方向上的合速度,m/s

式(2)中动态速度项 $A\omega \cos(\omega t)\cos\theta$ 取值区间 为($-A\omega\cos\theta$, $A\omega\cos\theta$),如果 $-A\omega\cos\theta < -v$,则 $v_r < 0$,此时铲的触土面与前端硬土处于分离状态, 前进方向上没有互作力。人土角 θ 确定,振幅与振 动频率的乘积 $A\omega$ 将决定作业过程中是否满足铲面 与土壤分离的条件以及铲、土分离时间。超声波的 高振动频率会有利于增加土壤挖掘过程中铲面与土 壤的分离机会,但由超声波发生器与换能器产生的 超声机械波振幅较小,通常只有 4 ~ 10 µm,还需要 设计参数匹配的变幅杆,实现装置的耦合谐振,利用 其聚能作用将进一步放大振幅,从而增大振动速度, 达到降低阻力的目的。

2 关键部件及参数设计

2.1 超声频率确定

为实现装置的耦合谐振,超声激振频率是决定 换能器和变幅杆结构和尺寸的基础参数。特定频率 超声波信号由他激式振荡电路超声波发生器产生, 当前工业中常用的超声波频段基本在 20~100 kHz 之间,但频率越高,与之配套的换能器产生的热量越 大,不利于长时间工作,因此该方案选定 20 kHz 作 为超声振动频率,换能器、变幅杆及铲刀结构将基于 该频率进行设计。

2.2 换能器参数设计

2.2.1 夹心式换能器结构

超声波换能器是利用逆压电效应原理将超声波 发生器传递的电能转换为机械能。夹心式压电陶瓷 换能器结构如图 3 所示。



图 3 夹心式压电陶瓷换能器结构图



换能器采用偶数片环形压电陶瓷片串联,陶瓷 片间装有金属电极,再由前、后盖板经预应力螺栓将 其连接为一体,超声波发生器产生的高频电信号接 入施加于金属电极片所形成的高频电场与压电陶瓷 片作用后,转换为高频机械振动并传递出去即为超 声波。

2.2.2 压电陶瓷片参数

该系统选用4 片环形 PZT-8 型压电陶瓷片,每 片厚度 5 mm。为了避免换能器谐振频率与压电陶 瓷径向振动相耦合而导致纵向振动效率降低,压电 陶瓷片直径应不大于对应频率超声波在陶瓷中 1/4 波长^[17],即

$$D \leq \frac{1}{4} \frac{c_e}{f} \tag{3}$$

式中 D----陶瓷片外径,mm

 c_e ——压电陶瓷等效声速,m/s

f---谐振频率,Hz

根据压电陶瓷杨氏模量和密度可查得 c_e = 3 183 m/s,取f = 20 kHz,代入式(3)得 $D \le 40.5$ mm, 取D = 40 mm_o

2.2.3 前、后盖板参数

换能器前盖板主要功能是将产生的超声振动能 量高效纵向辐射出去,选用机械损耗小的高强度硬 铝材料 2A12 加工而成。为了实现换能器单向无障 碍辐射,后盖板材料选用符合该要求的 45 号钢。 前、后盖板均采用等截面圆柱状,截面直径与陶瓷片 外径相等,均为 40 mm。为实现系统谐振,前后盖板 长度可利用频率方程计算确定^[18]

$$\tan\frac{\omega}{c_e}l_{c_1} = \frac{\rho c_e S_0}{\rho_1 c_1 S_1} \cot\left(\frac{\omega}{c_1}l_1\right)$$
(4)

$$\tan\frac{\omega}{c_e}l_{e^2} = \frac{\rho c_e S_0}{\rho_2 c_2 S_2} \cot\left(\frac{\omega}{c_2}l_2\right)$$
(5)

式中 ρ ——压电陶瓷密度,kg/m³

 ρ_1 、 ρ_2 ——前、后盖板材料密度, kg/m³

 l_1 、 l_2 ——前、后盖板长度,mm

*c*₁、*c*₂——前、后盖板声速,m/s

*l*_{c1}、*l*_{c2}——位移节面两侧 1/4 波长振子中陶 瓷片长度, mm

 S_1 、 S_2 ——前、后盖板截面积, mm²

 S_0 ——压电陶瓷片截面积, mm²

由 f = 20 kHz,可得 $\omega = 1.256 \times 10^5$ rad/s;根据 前、后盖板材料可知其密度分别为 $\rho_1 = 2.700$ kg/m³, $\rho_2 = 7.800$ kg/m³,对应的声速为 $c_1 = 5.092$ m/s, $c_2 = 5.189$ m/s;根据压电陶瓷片的厚度可知 $l_{c1} = 5$ mm, $l_{c2} = 15$ mm;因压电陶瓷片与前、后盖板截面积 均相等,由 D = 40 mm,可得 $S_0 = S_1 = S_2 = 1.96 \times 10^{-3}$ m²;将以上参数代入式(4)、(5)可求得前、后 盖板长度分别为 $l_1 = 58$ mm, $l_2 = 30$ mm。

2.3 变幅杆参数设计

2.3.1 变幅杆振动理论模型

变幅杆的聚能作用体现在将微小振幅超声振动

进一步放大并传递给负载部件。在忽略传播损耗的 前提下,相同时间通过变幅杆截面的能量是不变的, 所以变幅杆是通过减小截面积来增大能量密度。能 量密度与振幅的关系为^[19]

$$\boldsymbol{\rho}_E = \boldsymbol{\rho}_h \boldsymbol{c}_h \boldsymbol{\omega}^2 \boldsymbol{A}^2 \tag{6}$$

式中 ρ_E ——能量密度, J/m³

 ho_h ——变幅杆密度,kg/m³

c_h——变幅杆传播声速,m/s

即能量密度与振幅的平方成正比,因此,超声波振幅 也是随变幅杆的截面积减小而增大。为了获得较大 振幅,应使变幅杆的固有频率接近或等于激振频率, 使之处于共振状态。变幅杆固有频率由其材料、质 量及结构尺寸决定。

在超声简谐振动下,变幅杆纵向振动方程为^[20]

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \frac{1}{S} \frac{\partial S}{\partial x} \frac{\partial \xi}{\partial x} + k_h^2 \xi = 0$$
(7)

式中 ξ----变幅杆质点振动位移函数

S——沿变幅杆纵向坐标截面积函数

x-----变幅杆轴向坐标,mm

 k_h ——变幅杆声波数,mm⁻¹

目前常用的变幅杆结构类型可分为圆锥型、阶梯型、指数型等。针对土壤切削的特点,选抗弯强度 好、稳定性高且易加工的圆锥形变幅杆。变幅杆选 材应满足传递超声振动能量损耗小、疲劳强度高、声 阻抗小及易加工等要求。钛合金可很好地满足以上 要求,但价格太高,综合考虑,选用45号钢作为变幅 杆材料。

圆锥形变幅杆如图 4 所示,振动由连接换能器的大头传向连接触土部件的小头,根据锥体几何关系,得其截面积及截面直径分别为

$$S_{h} = S_{h} (1 - \alpha x)^{2} \tag{8}$$

$$D_h = D_1 (1 - \alpha x) \tag{9}$$

其中

$$\alpha = \frac{D_1 - D_2}{D_1 l}$$

式中 D_h——变幅杆截面直径,mm

 S_h ——变幅杆截面积, mm²

$$S_b$$
——变幅杆大头截面积, mm²

D1----变幅杆大头截面直径,mm

D2----变幅杆小头截面直径,mm

α----比例系数,mm⁻¹

1----变幅杆长度,mm

由圆锥形变幅杆截面积函数式(8)、(9),求得 满足式(7)的解为

$$\xi = \frac{1}{x - \frac{1}{\alpha}} (A_1 \cos(k_h x) + B_1 \sin(k_h x)) \quad (10)$$





式中
$$A_1$$
、 B_1 —一常数项
则变幅杆质点应变为
$$\frac{\partial \xi}{\partial x} = \frac{k_h}{x - \frac{1}{\alpha}} (-A_1 \sin(k_h x) + B_1 \cos(k_h x)) - \frac{1}{\left(x - \frac{1}{\alpha}\right)^2} (A_1 \cos(k_h x) + B_1 \sin(k_h x))$$
 (11)

由边界条件 $\frac{\partial \xi}{\partial x}\Big|_{x=0} = \frac{\partial \xi}{\partial x}\Big|_{x=l} = 0, 可得到变幅杆$

振动频率方程

$$\tan(k_h l) = \frac{k_h l}{1 - \left(\frac{k_h}{\alpha}\right)^2 (\alpha l - 1)}$$
(12)

令变幅杆大、小头直径比为 $N = D_1/D_2$,则 $\alpha = \frac{N-1}{NL}$,式(12)可以表达为

$$\tan(k_{h}l) = \frac{k_{h}l}{1 + \frac{N}{(N-1)^{2}}(k_{h}l)^{2}}$$
(13)

将已知条件数据代入式(13),通过数值计算可 得到不同变幅杆大、小头直径比与谐振长度的关系 曲线如图5所示。由图5可以看出,随变幅杆两端 直径比的增大,变幅杆谐振长度呈非线性增大。



变幅杆大头直径与换能器前盖板直径相同,即 $D_1 = 40 \text{ mm}$,取小头直径 $D_2 = 20 \text{ mm}$,则 N = 2,则由 式(13)计算得变幅杆谐振长度 l = 137 mm。

2.3.3 位移节点确定

变幅杆位移节点是指振幅为0的点。该点所在 的截面是对变幅杆也是对整个部件的夹持固定位 置,有效避免振动能量的外泄。

利用边界条件
$$\xi|_{x=0} = \xi_1, \frac{\partial \xi}{\partial x}\Big|_{x=0} = 0$$
 确定常数
 $A_1 = -\xi_1/\alpha, B_1 = \xi_1/k_h, 代入式(10)得其位移方程$

$$\xi = \xi_1 \frac{1}{1 - \alpha x} \left(\cos(k_h x) - \frac{\alpha}{k_h} \sin(k_h x) \right) \quad (14)$$

式中 E----变幅杆输入端最大振幅,mm

基于式(14),由位移节点条件: $x = x_0, \xi = 0, 可$ 得

$$\tan(k_h x_0) = \frac{k_h}{\alpha} \tag{15}$$

式中 x。——变幅杆位移节点坐标, mm

将 $k_h = 24 \text{ mm}^{-1}$, $\alpha = 3.65 \text{ mm}^{-1}$ 代入式(15), 求 解得 $x_0 = 54 \text{ mm}_{\circ}$

3 超声变幅杆模态分析与谐响应分析

3.1 变幅杆有限元模型

变幅杆谐振的条件取决于变幅杆的材料及结构 尺寸,为检查和验证理论设计的正确性,基于有限元 仿真软件 ANSYS Workbench 对锥形变幅杆进行模 态分析和谐响应分析。

利用 SolidWorks 按照设计尺寸对变幅杆几何建 模后导入有限元软件 ANSYS Workbench, 材料取 45 号钢。根据位移节点位置的理论计算值,在距变幅 杆大端面 54 mm 处固定一法兰圆盘作为切削装置 与外部驱动机构的连接点,此处纵向振幅为0,法兰 盘面即为动力仿真的固定约束面。网格单元类型采 用 20 个节点的六面体单元(solid186)。有限元模型 如图6所示。





3.2 模态分析

模态分析的拓展阶数为11阶,最大振动频率可 达23.016 kHz, 根据分析结果发现, 前11 阶振动模 态振动方向包括弯曲、扭转、伸缩等不同类型,其中 第8、9、10、11阶模态分析图如图7所示。根据仿 真结果,第9阶和第10阶模态为与超声激振方向 一致的轴向伸缩振动,振动频率分别为16.267、 20.096 kHz。2 个模态的输入与响应相位差分别为 0°和180°,即第9阶模态下,变幅杆大端面振动与小 端面振动方向同步,而第10阶模态下,变幅杆大端 面振动与小端面振动方向相反。第10阶模态振动 频率与设计频率的误差小干1%,与理论值吻合较 好,满足变幅杆的设计要求。



3.3 谐响应分析

谐响应分析搜寻频率设置为 19~21 kHz,轴向 激振力施加在变幅杆大端面,从变幅杆小端面测量 响应振幅,响应曲线如图8所示。



由图 8 可知,变幅杆输出端响应振幅在频率为 20 kHz 附近达到最大值,因此,超声变幅杆能够较 好地实现在频率为20kHz 超声下谐振,对振动能量 高效传递。仿真结果验证了超声变幅杆理论设计参 数的正确性。

试验验证 4

4.1 试验系统构建

超声振动土壤切削挖掘阻力试验测试系统如 图9所示。该系统主要包括超声振动切削装置、土 槽、伺服电机、力学传感器、数据采集卡、计算机以及 软件测控程序等。

将超声振动土壤切削挖掘装置安装在试验台的 运动导轨上,切削装置可在伺服电机驱动下沿导轨 直线往复运动。试验台底部安置土槽,则切削装置 在前进过程中实现对土槽内土壤的切削挖掘。传感 器将所测得数据经数据采集卡传入计算机测控程 序,测控程序除了能够采集、显示和存储试验数据 外,还可对试验台伺服驱动装置进行控制,实现切削 装置运动状态的实时控制及运动与电流参数的采集



图 9 超声振动土壤切削挖掘阻力试验测试系统原理图 Fig. 9 Test system for soil cutting resistance with ultrasonic vibration

1. 伺服电机 2. 力学传感器 3. 数据采集卡 4. 计算机 5. 运动导轨 6. 超声振动切削装置 7. 土槽

等功能。按照设计方案试制的试验台如图 10 所示。





4.2 试验方法

在相同土壤条件下进行有、无超声振动的土壤 切削挖掘阻力和耗能对比试验。阻力可直接由测定 数据统计得到。耗能对比试验中,土壤挖掘耗能计 算式为

$$E_{\rm I} = Rvt \tag{16}$$

式中 E₁——克服切削挖掘阻力耗能,J

R——切削挖掘阻力,N

振动土壤挖掘耗能除了克服切削挖掘阻力耗能 外,还包括振动激励耗能,可利用超声波发生器所耗 电能来代替,其计算式为

$$E_{\Pi} = UIt \tag{17}$$

式中 E_I---振动激励耗能,J

U----工作电压, V

I---工作期间平均电流,A

则振动土壤挖掘总耗能为克服阻力耗能与振动 激励耗能之和。与无振动耗能对比可用耗能比来表 示,计算式为

$$e = \frac{E_v}{E_o} \tag{18}$$

式中 e——耗能比

 E_v ——超声振动下切削挖掘总耗能,J

E。——无振动切削挖掘耗能,J

试验用土壤类型为壤土,土壤硬度分别设为

1.5、2.5、3.5 MPa, 土壤含水率在 20% ~48% 间取 值,挖掘铲入土角为 20°、挖掘深度为 8 cm。加载速 度为 3 000 mm/min。试验前对土槽内土壤进行整 备,整备工艺为翻松碎土-整平-洒水-压实 4 道工 序,整备后的土壤满足预设的土壤硬度和湿度要求; 在相同土壤条件和工作参数下通过开、闭超声波发 生器分别进行有、无超声振动土壤切削挖掘阻力和 耗能对比试验,采集并记录试验数据,每组试验重复 3 次。

4.3 试验结果与分析

图 11 显示了在土壤硬度为 2.5 MPa、土壤含水 率为 26% 时,有、无超声振动土壤切削挖掘阻力时 间历程曲线。2 条曲线对比显示,加载超声振动下, 土壤切削挖掘阻力明显降低。对重复试验数据进行 统计计算得无超声振动土壤平均切削挖掘阻力为 142 N,超声振动土壤平均切削挖掘阻力为 84 N,降 阻率达 40.7%。



图 12 是在土壤湿度 26% 时,3 种不同土壤硬度 对应超声波振动挖掘铲和无振动刚性铲土壤切削挖 掘阻力的对比。在土壤硬度为 1.5 MPa 时,超声波 振动铲降阻率为 35.1%,而当土壤硬度增大到 2.5 MPa和 3.5 MPa 时,对应的降阻率也分别增加到 40.7%和 44.3%。由此可见,土壤硬度越大,超声 波振动挖掘铲的降阻效果越好。





图 13 显示了土壤含水率从 20% 到 48% 区间, 有、无振动土壤切削挖掘阻力的变化曲线。由图中 可以看出,不论有无振动,土壤切削挖掘阻力都随着 土壤含水率的增加先迅速降低,然后又缓慢回升。 对比2条变化曲线发现,除了高频振动作用下的阻力明显降低外,还可看出在低含水率(20%)和高含水率(48%)的曲线两端,其阻力的降低幅度稍大于中间段。



Fig. 13 Soil cutting resistance curves under different soil moistures

由于超声振动激励下工作阻力有效降低,触土 部件克服阻力耗能也会得到有效降低。但激励触土 部件振动需要超声波发生器消耗额外能量。根据试 验统计,超声波发生器工作电压为 220 V,在土壤硬 度分别为 1.5 、2.5 、3.5 MPa 下对应平均工作电流分 别为 8、12 、26 mA,可见土壤硬度越大,振动耗能越 大。如考虑其综合耗能,分别利用式(16)~(18)统 计计算出土壤硬度为 1.5 、2.5 、3.5 MPa 下所对应的 有无振动土壤挖掘耗能比为 0.98、0.93 和 1.04。 计算结果表明,在某些土壤硬度条件下振动挖掘耗 能得到了一定降低,但降低效果不明显,某些状态还 略高于无振动挖掘耗能。尽管如此,由于超声振动 辅助土壤挖掘能够显著降低工作阻力,这就降低了 触土部件对动力驱动装备的功率要求;同时,低功 率动力装备因自身质量减轻还会减小对农田土壤的 压实影响。

试验结果表明,在不同典型土壤硬度和土壤含 水率条件下,影响降阻特性的激振频率、换能器与变 幅杆关键结构参数能够实现有效匹配和装置的耦合 谐振,土壤切削挖掘阻力均能得到有效降低,从而验 证了超声波振动挖掘装置设计方案的可行性和设计 参数的正确性。

5 结论

(1)设计了超声振动土壤切削挖掘装置。选定 20 kHz 作为超声激振频率,基于耦合谐振效应的目标,分析、设计了夹心式换能器和圆锥形变幅杆等关 键部件的结构参数。建立了变幅杆有限元模型,利 用仿真方法对其进行模态分析,仿真结果显示,变幅 杆轴线伸缩固有频率接近 20 kHz,与设计值吻合。

(2)搭建了超声振动土壤切削挖掘阻力试验测 试平台,进行了有、无超声波振动土壤切削挖掘阻力 土槽对比试验。结果表明:相比无振动刚性挖掘铲, 超声波振动挖掘铲能够有效降低土壤切削挖掘阻 力,在1.5、2.5、3.5 MPa 3 种土壤硬度条件下,超声 波振动挖掘铲所对应的降阻率分别为 35.1%、 40.7%和44.3%,土壤硬度越大,超声波振动挖掘 铲的降阻效果越明显。不论有无振动,土壤切削挖 掘阻力均随着土壤含水率的增加先迅速降低后又缓 慢回升。由于超声振动激励需额外消耗能量,故振 动挖掘总耗能并未降低。

参考文献

- SHAHGOLI G, FIELKE J, DESBIOLLES J, et al. Optimising oscillation frequency in oscillatory tillage [J]. Soil & Tillage Research, 2010, 106(2):202 - 210.
- [2] 辛丽丽,李传琦,梁继辉,等. 考虑分段土壤作用力的振动减阻分析[J/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(2):136-140.
 XIN Lili, LI Chuanqi, LIANG Jihui, et al. Vibrating drag reduction considering acting force of piecewise soil [J/OL].
 Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(2):136-140. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20140223&flag = 1&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.02.023. (in Chinese)
- [3] 李霞,张东兴,王维新,等. 受迫振动深松机性能参数优化与试验[J]. 农业工程学报,2015,31(21):17-24.
 LI Xia, ZHANG Dongxing, WANG Weixin, et al. Performance parameter optimization and experiment of forced-vibration subsoiler[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(21):17-24. (in Chinese)
- [4] 王文明,王天元,郭兵,等. 基于振动减阻原理的旋转中耕机关键部件设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2019,50(3): 42-52,142.
 - WANG Wenming, WANG Tianyuan, GUO Bing, et al. Design and experiment of key components of rotary cultivator based on vibration reducing resistance principle [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(3): 42-52,142. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20190304&flag = 1&journalid = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.03.004. (in Chinese)
- [5] NIYAMAPA T, SALOKHE V M. Soil disturbance and force mechanics of vibrating tillage tool[J]. Journal of Terramechanics, 2000, 37(3):151-166.
- [6] RENDI K, THIRUMALAI K S, SAOOD A, et al. Experimental and analytical study of ultrasonic elliptical vibration cutting on AISI 1045 for sustainable machining of round-shaped microgroove pattern [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2018, 98(5-8):2031-2055.
- [7] ZHANG X, SUI H, ZHANG D, et al. Feasibility study of high-speed ultrasonic vibration cutting titanium alloy[J]. Journal of

Materials Processing Technology, 2017, 247(19):111-120.

[8] 倪陈兵,朱立达,宁晋生,等. 超声振动辅助铣削钛合金铣削力信号及切屑特征研究[J]. 机械工程学报, 2019, 55(7): 207-216.

NI Chenbing, ZHU Lida, NING Jinsheng, et al. Research on the characteristics of cutting force signal and chip in ultrasonic vibration-assisted milling of titanium alloys[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(7): 207-216. (in Chinese)

- [9] YILDIZ G, RABABAH T M, FENG H. Ultrasound-assisted cutting of cheddar, mozzarella and swiss cheeses-effects on quality attributes during storage[J]. Innovative Food Science & Emerging Technologies, 2016, 37:1-9.
- [10] SCHNEIDER Y, ZAHN S, SCHINDLER C, et al. Ultrasonic excitation affects friction interactions between food materials and cutting tools[J]. Ultrasonics, 2009, 49(6-7):588-593.
- [11] ARNOLD G, LEITERITZ L, ZAHN S, et al. Ultrasonic cutting of cheese: composition affects cutting work reduction and energy demand[J]. International Dairy Journal, 2009, 19(5):314-320.
- SCHNEIDER Y, ZAHN S, ROHM H. Power requirements of the high-frequency generator in ultrasonic cutting of foods [J]. Journal of Food Engineering, 2008, 86(1): 61-67.
- [13] 张云电,翟宇嘉. 超声车削气凝胶材料声学系统设计及实验研究[J]. 杭州电子科技大学学报(自然科学版),2015, 35(6):8-13.

ZHANG Yundian, ZHAI Yujia. Design and experimental study on an ultrasonic turning system for cutting aerogel[J]. Journal of Hangzhou Dianzi University(Natural Sciences), 2015, 35(6): 8 - 13. (in Chinese)

- [14] 张云电,肖健雄,方亮,等. 蜂窝材料超声波切割声学系统研究[J]. 中国机械工程, 2014, 25(23):3132-3136.
 ZHANG Yundian, XIAO Jianxiong, FANG Liang, et al. Research on ultrasonic cutting acoustic system of machining nomex honeycomb material[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(23):3132-3136. (in Chinese)
- [15] KOC A, LIU B. Ultrasonic cutting of switchgrass and miscanthus stems [J]. Applied Engineering in Agriculture, 2018, 34(2):343-353.
- [16] SINN G, ZETTL B, MAYER H, et al. Ultrasonic-assisted cutting of wood[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2005, 170(1-2):42-49.
- [17] 刘世清,许龙,张志良,等. 夹心式径向复合压电超声换能器[J].声学学报,2014,39(1):104-110.
 LIU Shiqing, XU Long, ZHANG Zhiliang, et al. The sandwiched radial composite piezoelectric ultrasonic transducer[J]. Acta Acustica, 2014, 39(1):104-110. (in Chinese)
- [18] 付勇,陈晔,张伟民. 基于多物理场耦合的夹心式压电换能器优化设计[J]. 轻工机械,2018,36(5):1-5.
 FU Yong, CHEN Hua, ZHANG Weimin. Design and optimization of sandwich piezoelectric transducer based on comsol multiphysics[J]. Light Industry Machinery, 2018,36(5):1-5. (in Chinese)
- [19] 刘晋春,赵万生. 特种加工[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [20] 潘巧生,刘永斌,贺良国,等. 一种大振幅超声变幅杆设计[J].振动与冲击,2014,33(9):1-5.
 PAN Qiaosheng, LIU Yongbin, HE Liangguo, et al. Design of an ultrasonic horn with high amplitude of longitudinal vibration
 [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(9):1-5. (in Chinese)
- (上接第112页)
- [19] KUMAR P B, SAHU C, PARHI D R. A hybridized regression-adaptive ant colony optimization approach for navigation of humanoids in a cluttered environment[J]. Applied Soft Computing, 2018, 68: 565 - 585.
- [20] XIONG C, CHEN D, LU D, et al. Path planning of multiple autonomous marine vehicles for adaptive sampling using voronoibased ant colony optimization [J]. Robotics and Autonomous Systems, 2019, 115: 90 - 103.
- [21] 刘建华,杨建国,刘华平,等.基于势场蚁群算法的移动机器人全局路径规划方法[J/OL].农业机械学报,2015, 46(9):18-27.

LIU Jianhua, YANG Jianguo, LIU Huaping, et al. Robot global path planning based on ant colony optimization with artificial potential field[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(9): 18 - 27. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20150903&flag = 1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.09. 003. (in Chinese)

[22] 史恩秀,陈敏敏,李俊,等.基于蚁群算法的移动机器人全局路径规划方法研究[J/OL].农业机械学报,2014,45(6):53-57.
SHI Enxiu, CHEN Minmin, LI Jun, et al. Research on method of global path-planning for mobile robot based on ant-colony algorithm[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(6): 53 - 57. http://www.j-commerce/iccom/ch/madar/uicm_chatmath_commerce/iccom/chatmath_commerce/iccom/chatmath_commerce/iccom/chatmath_commerce/iccom/chatmath_commerce/iccom/chatmath_commerce/iccom/chatmath_commerce/iccom/ch/

- csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20140609&flag = 1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.06. 009.(in Chinese)
 [23] 方红,杨海蓉.贪婪算法与压缩感知理论[J].自动化学报,2011,37(12):1413-1421.
- FANG Hong, YANG Hairong. Greedy algorithms and compressed sensing[J]. Acta Automatic Sinica, 2011, 37(12): 1413-1421. (in Chinese)
- [24] BAPTISTA R, STOLBUNOV V, NAIR P B. Some greedy algorithms for sparse polynomial chaos expansions [J]. Journal of Computational Physics, 2019, 387: 303 - 325.
- [25] TORRES-JIMENEZ J, PEREZ-TORRES J C. A greedy algorithm to construct covering arrays using a graph representation [J]. Information Sciences, 2019,477: 234 – 245.