

考虑分段土壤作用力的振动减阻分析*

辛丽丽¹ 李传琦¹ 梁继辉² 邢作常¹

(1. 沈阳农业大学工程学院, 沈阳 110866; 2. 沈阳理工大学汽车与交通学院, 沈阳 110159)

摘要: 振动载荷作用下耕作土壤作用力复杂多变,为研究入土角、振幅、振频对土壤作用力、牵引阻力的影响,将耕作土壤视为粘弹性材料,根据深松铲对土壤进行切削、提升、再切削,建立考虑分段土壤作用力的振动深松机-土壤系统的力学模型,采用渐近法与数值积分求解分析该模型,分析表明入土角为45°、振幅为0.001 m、振频为10 Hz时,土壤作用力较小。利用振动深松机进行试验研究,试验数据与仿真数据对比,验证了模型的正确性。试验结果进一步表明利用振动可以减小土壤作用力,降低拖拉机牵引阻力,提高土壤深松质量。

关键词: 振动 耕作 土壤作用力 牵引阻力

中图分类号: S222; TH113 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)02-0136-05

引言

耕作机具分为振动式和非振动式两种类型。前者在减阻节能方面取得了较好的收效。国内学者针对振动深松机进行了较多的试验研究,并取得了优异的成绩^[1-2]。国外学者针对振动耕作机具,利用试验研究了振动角度、振频与牵引阻力间的关系,得到了有意义的结论^[3-18]。

在振动载荷作用下耕作中的土壤作用力是牵引阻力的主要影响因素,其对振动深松机-土壤系统的影响不可忽视。本文将土壤视为粘弹性材料,在考虑分段土壤作用力的影响下,建立单自由度系统动力学微分方程,采用渐近法与数值积分求解分析该模型,进一步研究入土角、振幅、振频与土壤作用力间的关系,利用振动深松机进行振动减阻试验,将理论研究与试验研究相结合,对耕作中的振动减阻机理进行深入研究。

1 振动深松机-土壤系统力学模型建立

1.1 力学模型

振动深松机-土壤系统的简化模型如图1a所示。该模型将土壤视为粘弹性材料,用一个弹簧和一个阻尼器代替。

系统在y方向上的力学微分方程为

$$M\ddot{y} + c\dot{y} + ky + F_M(\ddot{y}, \dot{y}, y) = F(t) \tag{1}$$

其中 $F(t) = me\omega^2 \sin\omega t$ $\omega = 2\pi f'$

式中 M ——深松铲质量 c ——土壤等效阻尼

k ——土壤等效刚度
 $F_M(\ddot{y}, \dot{y}, y)$ ——分段土壤作用力
 m ——偏心块质量 e ——偏心距
 ω ——振动角速度 f' ——振频
 $F(t)$ ——激振力,施加在深松铲顶部
 y ——深松铲位移,方向沿深松铲铲柄,向下为正

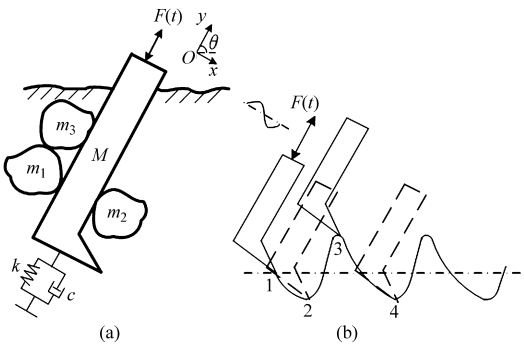


图1 振动深松机-土壤系统的简化模型及深松铲工作过程简图

Fig.1 Simplified model of vibrating subsoiler-soil system and working process of deep-shovel

1.2 分段土壤作用力的建立

深松铲工作过程简图如图1b所示。工作过程中,深松铲的运动主要由切削、破碎、提升、再切削、破碎所组成,即图1b中1-2、2-3、3-4阶段。

在振动载荷作用下,深松铲初始切削土壤由1点移至2点时,土壤发生弹性、塑性及其他变形,深松铲承受土壤的正压力、摩擦力。在正压力的作用下土壤被挤压和压实,当作用于土壤单元刀片上

力足以破坏土壤内部摩擦力和内聚力时挤压过程结束。此时,在 y 方向上土壤作用力由 3 部分组成,其中两部分是当土壤被压实时,土壤对深松铲施加的弹性力和阻尼力;第三部分是当土壤被切开时,作用于深松铲的摩擦力。

深松铲作提升运动时,由 2 点移至 3 点时,深松铲上的土壤向上加速,从振动铲上浮起,在 y 方向上土壤作用力由土壤弹性力、阻尼力、土壤重力、土壤惯性力和土壤摩擦力组成。

由上所述,土壤弹性力和阻尼力在振动深松机-土壤系统力学模型中体现。分段土壤作用力包括 3 部分:一是切削过程中与深松铲铲臂接触的土壤(m_1)的惯性力和摩擦力、与深松铲铲臂下方接触的土壤(m_2)的摩擦力;二是提升过程初始浮起土块回落,土壤(m_3)作用于深松铲的惯性力;三是提升过程中随振土壤和与深松铲接触土壤(m_3)的惯性力和摩擦力。

分段土壤作用力 $F_M(\ddot{y}, \dot{y}, y)$ 的方程为

$$F_M(\ddot{y}, \dot{y}, y) = \begin{cases} f(m_1 g \cos \theta + m_1 \ddot{y} \tan \theta) + f m_2 g \cos \theta & (\varphi_{Lk} < \varphi < \varphi_{Lm}) \\ m_3 \ddot{y} \sin \theta & (\varphi_{Lm} - 2\pi < \varphi < \varphi_{Hk}, \varphi_{Hm} - 2\pi < \varphi < \varphi_{Lk}) \\ f(m_3 g \cos \theta + m_3 \ddot{y} \tan \theta) & (\varphi_{Hk} < \varphi < \varphi_{Hm}) \end{cases} \quad (2)$$

式中 f ——土壤与深松铲摩擦因数

θ ——入土角

m_1 ——与深松铲铲臂上方接触的土壤质量

m_2 ——与深松铲铲臂下方接触的土壤质量

m_3 ——随振土壤及与深松铲铲臂上方接触的土壤质量

φ_{Lk} ——切削过程中土壤滑动初始角

φ_{Lm} ——切削过程中土壤滑动终止角

φ_{Hk} ——提升过程中土壤滑动初始角

φ_{Hm} ——提升过程中土壤滑动终止角

2 振动深松机-土壤系统的解析解与仿真

2.1 解析解

根据渐近法,方程(1)的一阶近似解设为

$$y = a \cos(\omega t + \beta) + \varepsilon u_1 + \cdots = a \cos \varphi + \varepsilon u_1 + \cdots \quad (3)$$

$$\frac{da}{dt} = ac_e(a) \frac{me\omega^2}{M(\omega_0 + \omega)} \cos \beta \quad (4)$$

$$\frac{d\beta}{dt} = \omega_e(a) \omega + \frac{me\omega^2}{M(\omega_0 + \omega) a} \sin \beta \quad (5)$$

其中

$$\omega_0 = \sqrt{k/M}$$

$$c_e(a) = -\frac{1}{2\pi\omega_0 a} \int_0^{2\pi} F_M(-a \cos \varphi) \sin \varphi d\varphi = -\frac{1}{2\pi\omega_0 a} \left[\left(-f(m_1 + m_2) g \cos \theta \cos \varphi + \frac{1}{4} f a m_1 \tan \theta \cos 2\varphi \right) \right]_{\varphi_{Lk}}^{\varphi_{Lm}} + \frac{1}{4} m_3 a \sin \theta \cos 2\varphi \left[\varphi_{Hk} \right]_{\varphi_{Lm} - 2\pi} + \frac{1}{4} m_3 a \sin \theta \cos 2\varphi \left[\varphi_{Lk} \right]_{\varphi_{Hm} - 2\pi} + \left(-f_3 m_3 g \cos \theta \cos \varphi + \frac{1}{4} m_3 a \tan \theta \cos 2\varphi \right) \left[\varphi_{Hm} \right]_{\varphi_{Hk}}$$

$$\omega_e(e) = \sqrt{k_e(a)/M}$$

$$k_e(a) = \frac{1}{2\pi a} \int_0^{2\pi} F_M(-a \cos \varphi) \cos \varphi d\varphi = \frac{1}{2\pi a} \left[\left(f(m_1 + m_2) g \cos \theta \sin \varphi - \frac{1}{2} f a m_1 \tan \theta \sin 2\varphi \right) \right]_{\varphi_{Lk}}^{\varphi_{Lm}} + \left(-\frac{1}{2} m_3 a \sin \varphi - \frac{1}{4} m_3 a \sin \theta \sin 2\varphi \right) \left[\varphi_{Hk} \right]_{\varphi_{Lm} - 2\pi} + \left(-\frac{1}{2} m_3 a \sin \varphi - \frac{1}{4} m_3 a \sin \theta \sin 2\varphi \right) \left[\varphi_{Lk} \right]_{\varphi_{Hm} - 2\pi} + \left(f_3 m_3 g \cos \theta \sin \varphi - \frac{1}{2} m_3 a \tan \theta \sin 2\varphi \right) \left[\varphi_{Hm} \right]_{\varphi_{Hk}}$$

则

$$\begin{cases} a[(k_e^2 - \omega^2)^2 + 4\omega^2 c_e^2] = (me\omega^2)^2 \\ \beta = \arctan \frac{k_e^2 - \omega^2}{2c_e \omega} \end{cases} \quad (6)$$

2.2 仿真

利用四阶 Rounge - Kutta 法对系统进行数值仿真研究。

振动深松机-土壤系统基本参数为: $M = 15 \text{ kg}$ 、 $m = 2 \text{ kg}$ 、 $e = 0.001 \text{ m}$ 、拖拉机动力输出轴转速 $n = 540 \text{ r/min}$ 、 $k = 152\,640 \text{ N/m}$ 、 $c = 2\,044 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 、 $m_1 = 4.2 \text{ kg}$ 、 $m_2 = 2.5 \text{ kg}$ 、 $m_3 = 3 \text{ kg}$ 、 $f = 0.4$ 、 $\theta = 30^\circ$ 。

其他参数不变,仅改变入土角,分别为 15° 、 20° 、 30° 、 45° ;仅改变振频,分别为 9 、 10 、 12 Hz ;仅改变振幅,分别为 0.001 、 0.002 、 0.003 m ,土壤作用力-时间曲线分别如图 2 所示。

由图 2 可知,当深松铲作切削运动时,土壤作用力随着工作时间的增加而增大,这是由于随着深松铲入土深度的增加,深松铲铲底的部分土壤被压实,其余土壤孔隙中的空气与水向两侧渗流,土壤间的

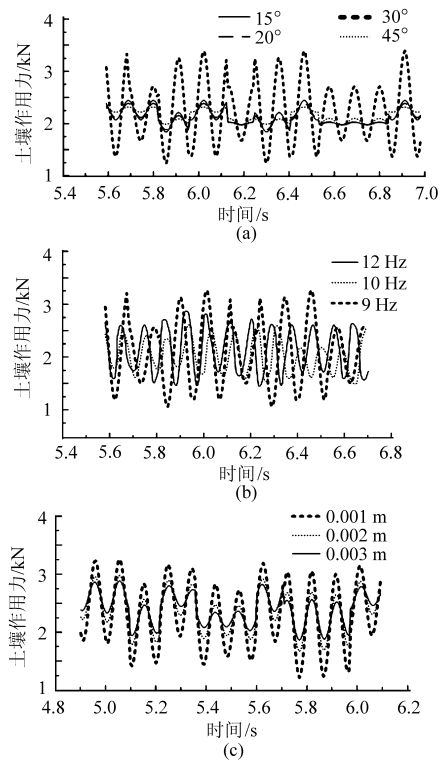


图 2 土壤作用力-时间仿真曲线

Fig.2 Simulated curves between acting force of soil and time

粘结力和内摩擦力增大,土壤的抗剪能力增大,破碎土壤所需的作用力增大;当深松铲作提升运动时,土壤作用力随着工作时间的增加而减小,这是由于土垡被破碎为松散的颗粒体及土块,振动载荷易于土块的破碎,土壤强度呈递减趋势变化。

由图 2a 可知,入土角为 30°时土壤耕作阻力较大;入土角为 15°、20°时土壤耕作阻力数值接近,入土角为 45°时其值较小;由图 2b 可知,振频为 9 Hz 时土壤耕作阻力较大;振频为 10 Hz 时土壤耕作阻力较小;由图 2c 可知,振幅为 0.002 m 时土壤耕作阻力较大;振幅为 0.001 m 时土壤耕作阻力较小。

由上所述,入土角、振频及振幅的改变均对土壤作用力产生影响。当入土角为 45°、振频为 10 Hz、振幅为 0.001 m 时,土壤作用力较小。

3 试验测试与分析

试验设备主要有拖拉机、振动深松机、测力系统、振动测试系统、动态应变仪、数据采集系统、土壤坚实度测试仪。试验测试时通过改变拖拉机动力输出轴转速实现振频的改变,通过更换传动轴的偏心套实现振幅的改变,进而实现振动深松机的调幅调频。试验土壤为粘质土,其含水率为 17.5%。试验装置如图 3 所示。

测力系统由 II 型测力框架和 3 个八角环传感器组成,如图 3b 所示。II 型测力框架可以进行上下

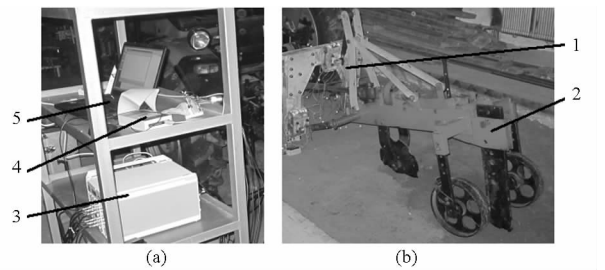


图 3 试验装置

Fig.3 Test equipment

- 1. 测力系统 2. 振动深松机 3. 动态应变仪 4. 数据采集系统
- 5. 振动测试系统

及左右调节,使测力系统与拖拉机三点悬挂连接时其上、下拉杆与地面保持水平,从而保证测力数据的准确性。

根据安装方式不同,该系统可分别完成牵引阻力和土壤作用力的测试。当八角环传感器与拖拉机三点悬挂相连,此时测力系统测试牵引阻力;当其与耕作机具三点悬挂相连,此时测试对象为土壤作用力。八角环传感器通过联接件将拖拉机牵引装置和振动深松机连接。拖拉机在前进过程中,八角环传感器上的电阻应变片产生变形,动态电阻应变仪将其变化转换为电压信号,经过数据处理后得到牵引阻力、土壤作用力数据。

3.1 实测土壤作用力数据

拖拉机前进速度为 0.3 m/s、拖拉机动力输出轴转速分别为 540 r/min、振幅为 0.001 m、入土角为 30°时,实测与仿真土壤作用力-时间的关系曲线如图 4 所示。

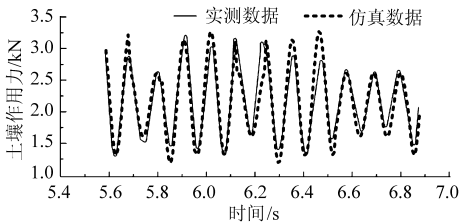


图 4 土壤作用力-时间关系曲线

Fig.4 Curves between acting force of soil and time

由图 4 可知,仿真数据略高于实测数据,误差均值为 0.015 kN,土壤作用力与时间关系曲线的变化趋势基本吻合,本文所建模型正确。

3.2 实测不同工况下土壤作用力、牵引阻力数据

拖拉机前进速度为 0.3 m/s,在不同工况下,实测土壤作用力、牵引阻力数据如表 1 所示。

由图 2 及表 1 数据可知,拖拉机牵引阻力较土壤作用力大,进一步表明土壤作用力为牵引阻力的主要因素,还存在其他随机影响因素。振幅、振频、入土角对土壤作用力及牵引阻力的影响结果相同。

(1) 在入土角、振频相同的工况下,振幅为

表 1 土壤作用力、牵引阻力数据

Tab. 1 Acting force of soil and traction resistance data

振幅 /m	入土角 /(°)	振频 /Hz	土壤作用力 /kN	牵引阻力 /kN
0.001	15	9	2.20	2.90
0.001	30	9	2.41	3.18
0.001	45	9	2.05	2.71
0.001	15	10	1.81	2.39
0.001	30	10	1.94	2.56
0.001	45	10	1.72	2.27
0.001	15	12	2.10	2.77
0.001	30	12	2.27	3.00
0.001	45	12	1.90	2.50
0.002	15	9	2.70	3.56
0.002	30	9	2.76	3.64
0.002	45	9	2.60	3.43
0.002	15	10	2.63	3.47
0.002	30	10	2.68	3.54
0.002	45	10	2.48	3.27
0.002	15	12	2.76	3.64
0.002	30	12	2.86	3.78
0.002	45	12	2.65	3.50
0.003	15	9	2.44	3.22
0.003	30	9	2.59	3.42
0.003	45	9	2.36	3.12
0.003	15	10	2.48	3.21
0.003	30	10	2.56	3.38
0.003	45	10	2.31	3.16
0.003	15	12	2.55	3.37
0.003	30	12	2.69	3.55
0.003	45	12	2.42	3.19

0.002 m 时的土壤作用力及牵引阻力明显高于振幅

为 0.001 m 与振幅为 0.003 m 时。振幅偏大时容易引起系统的剧烈振动,振动会加速机械磨损、缩短部件的使用寿命,为了避免该现象,此时系统应采用低振幅工况工作以达到减小土壤作用力、降低牵引阻力的目的。

(2)在振幅、入土角相同的工况下,当振频为 10 Hz 时,土壤作用力与牵引阻力低于振频为 9 Hz、12 Hz 时。这是因为振频与土壤固有频率较为接近,系统产生共振,此时土壤易于破碎,土壤作用力及牵引阻力较小。

(3)当振幅为 0.003 m 时、入土角为 45°时,振频对土壤作用力及牵引阻力的影响小。此时采用高振幅、低振频工况不仅可以减小土壤作用力及牵引阻力,同时可以降低振动给系统带来的有害影响。

4 结论

(1)建立了考虑分段土壤作用力的单自由度系统模型,由仿真数据与实测数据对比分析,得出土壤作用力与时间关系曲线较真实地反映了耕作过程中深松铲的受力,证明了该模型的正确性。

(2)土壤作用力是牵引阻力的主要影响因素,理论分析与试验研究表明合理地利用振动,可以减小土壤作用力、降低牵引阻力。入土角、振幅、振频均对土壤作用力产生影响。在振幅、振频相同情况下,入土角为 45°时,土壤作用力较小;在振幅、入土角相同情况下,振频为 10 Hz 时,土壤作用力较小;在振频、入土角相同情况下,振幅为 0.001 m 时,土壤作用力较小。

参 考 文 献

1 李霞,付俊峰,张东兴,等. 基于振动减阻原理的深松机牵引阻力试验[J]. 农业工程学报,2012,28(1):32-36.
Li Xia, Fu Junfeng, Zhang Dongxing, et al. Experiment analysis on traction resistance of vibration subsoiler[J]. Transactions of the CSAE,2012,28(1):32-36. (in Chinese)

2 武广伟,宋建农,李永磊,等. 草地振动式间隔松土机设计与试验[J]. 农业机械学报,2010,41(2):42-46.
Wu Guangwei, Song Jiannong, Li Yonglei, et al. Design and experiment on vibration spacing scarifier for meadow[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2010,41(2):42-46. (in Chinese)

3 Gholamhossein Shahgoli, John Fielke, Jacky Desbiolles, et al. Optimising oscillation frequency in oscillatory tillage[J]. Soil & Tillage Research, 2010, 106(2):202-210.

4 Sahay C S, Thomas E V, Satapathy K K. Performance evaluation of a novel power-tiller-operated oscillatory tillage implement for dry land tillage[J]. Biosystems Engineering, 2009, 102(4):385-391.

5 Sakai K, Hata S I, Takai M, et al. Design parameters of four-shank vibrating subsoiler[J]. Transactions of the ASAE, 1993, 36(1):23-26.

6 Slattery M, Desbiolles J. Energy use and soil loosening performance of a vibratory subsoiler for soil amelioration in established vineyards[C]//E-Proceedings of the 2002 Australian Conference on Engineering in Agriculture, Wagga Wagga, New South Wales, Australia, 2002:26-29.

7 Gholamhossein Shahgoli, Chris Saunders, Jacky Desbiolles, et al. The effect of oscillation angle on the performance of oscillatory tillage[J]. Soil & Tillage Research, 2009, 104(1):97-105.

8 Niyamapa T, Salokhe V M. Force and pressure distribution under vibratory tillage tool[J]. Journal of Terramechanics, 2000, 37(3):139-150.

- 9 Tanya Niyamapa, Salokhe V M. Soil disturbance and force mechanics of vibrating tillage tool[J]. Journal of Terramechanics, 2000, 37(3): 151 – 166.
- 10 Gebregziabher S, Mouazen A M, Brussel H Van, et al. Design of the Ethiopian ard plough using structural analysis validated with finite element analysis[J]. Biosystems Engineering, 2007, 97(1): 27 – 39.
- 11 Shmulevich I, Asaf Z, Rubinstein D. Interaction between soil and a wide cutting blade using the discrete element method[J]. Soil & Tillage Research, 2007, 97(1): 37 – 50.
- 12 Shmulevich I. State of the art modeling of soil-tillage interaction using discrete element method[J]. Soil & Tillage Research, 2010, 111(1): 41 – 53.
- 13 Asaf Z, Shmulevich I, Rubinstein D. Predicting soil-rigid wheel performance using distinct element methods[J]. Transactions of the ASABE, 2006, 49(3): 607 – 616.
- 14 Asaf Z, Rubinstein D, Shmulevich I. Determination of discrete element model parameters required for soil tillage[J]. Soil & Tillage Research, 2007, 92(1 – 2): 227 – 242.
- 15 Dani Or, Ghezzehei Teamrat A. Modeling post-tillage soil structural dynamics: a review[J]. Soil & Tillage Research, 2002, 64(1 – 2): 41 – 59.
- 16 Hamzaa M A, Anderson W K. Soil compaction in cropping systems a review of the nature, causes and possible solutions[J]. Soil & Tillage Research, 2005, 82(2): 121 – 145.
- 17 Duerinckx K, Mouazen A M, Anthonis J, et al. Effects of spring-tine settings and operational conditions on the mechanical performance of a weed harrow tine[J]. Biosystems Engineering, 2005, 91(1): 21 – 34.
- 18 Abdul Mounem Mouazena, Mikloas Nemeanyi. Finite element analysis of subsoiler cutting in non-homogeneous sandy loam soil [J]. Soil & Tillage Research, 1999, 51(1 – 2): 1 – 15.
- 19 蒋建东, 高洁, 赵颖娣, 等. 土壤旋切振动减阻的有限元分析[J]. 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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(1): 58 – 62. (in Chinese)
- 20 董向前, 宋建农, 王继承, 等. 天然草场改良用振动式间隔松土机作业机理[J]. 农业工程学报, 2010, 26(10): 119 – 123.
Dong Xiangqian, Song Jiannong, Wang Jicheng, et al. Working mechanism of vibration spacing scarifier for grassland [J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(10): 119 – 123. (in Chinese)

Vibrating Drag Reduction Considering Acting Force of Piecewise Soil

Xin Lili¹ Li Chuanqi¹ Liang Jihui² Xing Zuochang¹

(1. College of Engineering, Shenyang Agricultural University, Shenyang 110866, China

2. School of Automobile and Traffic, Shenyang Ligong University, Shenyang 110159, China)

Abstract: Acting force of soil is a complicated variable under vibrating working condition. In order to study the effect of penetration angle, amplitude and vibration frequency on acting force of soil and traction resistance, the soil was taken as viscoelastic material. The mechanics model for vibratory subsoiler and soil system was established considering piecewise acting force of soil. It adopted asymptotic method and numerical integral to solve and analyze this model, and the results showed that when the penetration angle was 45° , the amplitude was 0.001 m and the vibration frequency was 10 Hz, acting force of soil was relatively small. A vibratory subsoiler was tested in site to verify the correctness of the model through comparison of the simulation data and experimental data. The analysis further shows that the vibration can be used to reduce acting force of soil and traction resistance of tractor and improve quality of soil subsoiling.

Key words: Vibration Tillage Acting force of soil Traction resistance