

# 土壤采样头几何参数力学优化方法

张凯<sup>1</sup> 朱洪涛<sup>1</sup> 杨俊<sup>1</sup> 刘成良<sup>2</sup>

## 摘要

通过对车载土壤采样设备的采样刀头力学建模,分析采样头在非导轨螺旋式工作状态刀头所受土壤阻力以及内部应力,寻找出一种拓扑形状力学优化方法,仿真并计算出最优化的采样刀头形状与几何参数.优化后的采样头具有良好的减粘降阻和脱土功能并在实际运用中得到证实.

## 关键词

精准农业;采样头;力学建模;参数优化

中图分类号 S237;TH123

文献标志码 A

## 0 引言

精准农业是当今世界农业发展的新潮流,农业的可持续发展离不开精准农业技术的不断深入研究<sup>[1]</sup>.作为精准农业中的重要组成部分,土壤采样技术的发展较为缓慢.传统的人工手持式土壤采样设备其适应性不高,操作不便,越来越难以满足对于不同土质和不同采样要求的土壤采样<sup>[2-6]</sup>.

近年来,针对农田土壤快速信息采样的问题,由欧美兴起的车载式土壤采样设备逐渐成为顺应精准农业发展要求的研究热点之一.与传统简单采样技术相比,车载土壤采样设备具有效率高、适应性强、能耗低、安全性好等特点.我国幅员辽阔,地形复杂,为了适应不同地形不同地质的土壤快速采样要求,车载土壤采样设备已经成为国家“863计划”重点支持项目之一.对于土壤采样的研究,国内外已经取得了一些进展,如 Wuest 等<sup>[7]</sup>研究了采样管取土方法优化,郑长奇<sup>[8]</sup>研究了采样头液压驱动回路的优化,孙小春等<sup>[9]</sup>研究了土壤信息便捷采集装置,王志宇等<sup>[10]</sup>基于物联网的农田信息采集研究使得信息采集变得更为便捷.虽然这些研究在一定程度上缓解了当前土壤采样效率不高问题,但是对于采样头本身仍然缺乏系统研究,因此采样刀头的优化设计对提高车载土壤采样效率具有现实意义.

新型柱式采样的采样头与采样管通过螺纹旋合连接,并通过采样管的推挤作用,垂直深入土体,实现土壤柱状采样.但是此采样头采用圆形口径,形状单一,力学结构缺乏研究,导致采样效果不理想,影响了整个土壤分析工作的顺利进展<sup>[11]</sup>.本文通过建立土壤采样头力学模型,综合不同成分构成情况下的土壤压实系数与膨胀系数之间的相互关系,着重分析了在非导轨螺旋式工作状态下采样头所受土壤阻力、内部应力,根据其在土壤中运动时的约束情况进行采样头拓扑形状结构优化计算,并仿真得出最优刀头设计参数.在实际使用中证明了优化设计后的采样头具有良好的减粘降阻和脱土功能.

## 1 采样头力学优化方法研究

采样装置拟采用直压式与非导轨螺旋式两种方式的结合.在土体阻力较小时,采用直压式,采样管不旋转只做轴向进给,实现土壤采样<sup>[12]</sup>.当土体阻力较大时,采样管在轴向进给的同时,采样管带动采样头旋转,通过刀片的旋转切削作用,降低入土阻力.

收稿日期 2011-04-23

资助项目 科技部农业科技成果转化项目(2011GB23600022)

作者简介

张凯,男,教授,主要从事智能信息检测与控制方面的研究工作. zkark@nuist.edu.cn

1 南京信息工程大学 信息与控制学院,南京,210044

2 上海交通大学 机械与动力工程学院,上海,200240

直压式工作时只是轴向进给,采样头主要受到土壤的压力作用以及运动时的阻力即摩擦力,受力情况并不复杂,只要控制好轴向进给速度,采样时对刀片的损伤并不太严重,在此不再考虑直压式工作状态的采样头的形状优化.在非导轨螺旋式工作状态下,采样头不仅有轴向方向的运动,同时有绕轴的旋转运动,此种状态下采样头的受力情况较为复杂,同时带来的剪切应力以及磨损使得采样的受力情况较直压式工作状态下更加恶劣,采样头容易损伤而影响采样的效率乃至失效,因此对采样头的结构形状优化,使其在采样过程中能够尽量减小刀片的最大应力,延长采样头的寿命.

### 1.1 采样头力学建模

由于在土壤的采样过程中,主要是采样头刀头侧和底刃受力,因而最容易损坏<sup>[13]</sup>,因此与刃和底刃有关的参数优化对刀具的受力状况的改善尤为重要.因为采样的后半部分受力不大,将采样头刀头单独进行受力分析,把刀头形状加以简化,同时假设采样的旋转方向从上向下看为顺时针,则刀头在运动过程中其受力状况如图1所示.

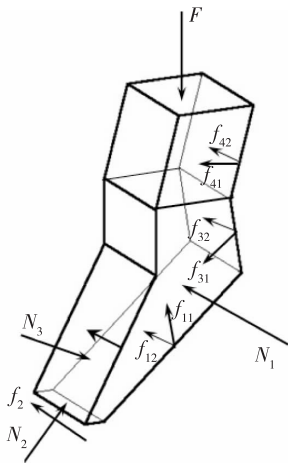


图1 刀头运动过程力学参数

Fig. 1 Mechanical parameters in blade moving

图1中, $N_i$ 为土壤对刀面的压力, $N_1$ 为侧刃切削土壤时所产生的,作用面主要在切削刃与土壤的接触处, $N_2$ 为刀片在运动过程中与土壤的挤压而产生的, $N_3$ 为土壤被挤进内侧中空部分所产生的压力, $f_i$ 为运动过程中土壤与刀片的摩擦所产生的.在运动过程中,土壤的切削工作主要由侧刃和底刃承担,所以刀片所受的力中 $N_1$ 、 $N_2$ 和 $f_{11}$ 、 $f_2$ 比较大.

由于刀头的受力最大,最先容易受损,因此应主

要对刀头的结构进行优化.相对于 $N_1$ 、 $N_2$ 和 $f_{11}$ 、 $f_2$ 而言,刀头上的其余力可以忽略不计.刀头的应力及相关尺寸如图2所示.

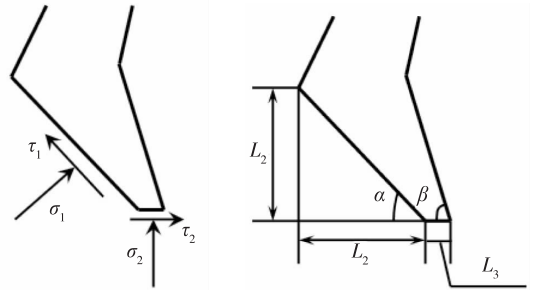


图2 刀头应力及相关尺寸

Fig. 2 Blade stress and correlated dimensions

侧刃对土壤的挤压导致土壤受到剪切破坏,在破坏面上的剪切力是法向应力的函数:

$$\tau_f = f(\sigma), \begin{cases} \tau_f = \sigma \tan \varphi, & \text{沙土;} \\ \tau_f = \sigma \tan \varphi + c, & \text{黏性土.} \end{cases}$$

式中 $\tau_f$ 为土壤的抗剪切强度,也即为土壤破坏面上的剪应力(kPa), $\sigma$ 为作用在剪切面上的法向应力(kPa), $\varphi$ 为土壤的内摩擦角( $^\circ$ ), $c$ 为土的黏聚力(kPa).

在农业生产中,土壤大都为黏性土,故下面以黏性土来分析刀头的受力如图3所示.当土中的剪应力等于土的抗剪切强度时,土的状态处于极限平衡状态,剪应力再大就会遭到破坏<sup>[14-16]</sup>.取与侧刃接触的一土单元,其受力应为三向应力,但由于其中侧刃对土单元的压应力和由于受挤压侧面对土单元的挤压应力远大于另一个方向的应力,其中侧刃对单元的压应力最大,所以可以认为土单元为平面应力状态.其中 $\sigma_1$ 为侧刃对土单元的压应力, $\sigma_3$ 为土单元受到与其相邻单元的挤压应力.

首先,先确定在 $\sigma_1$ 和 $\sigma_3$ 作用下任意面上的法向应力和剪应力.截面 $m-n$ 与主应力作用面成 $\gamma$ 角, $d_s$ 为界面 $m-n$ 的长度,按静力平衡可得:

$$\begin{cases} \sigma_3 d_s \sin \gamma - \sigma_\gamma d_s \sin \gamma + \tau_\gamma d_s \cos \gamma = 0, \\ \sigma_1 d_s \cos \gamma - \sigma_\gamma d_s \cos \gamma - \tau_\gamma d_s \sin \gamma = 0. \end{cases} \quad (1)$$

解得:

$$\begin{cases} \sigma_\gamma = \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_3) + \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) \cos \gamma, \\ \tau_\gamma = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) \sin 2\gamma. \end{cases} \quad (2)$$

为了求得 $\sigma_1$ ,还要确定土的破裂面.如图4所示,当应力圆刚好与剪切强度线相切时, $\tau = \tau_f$ ,土处

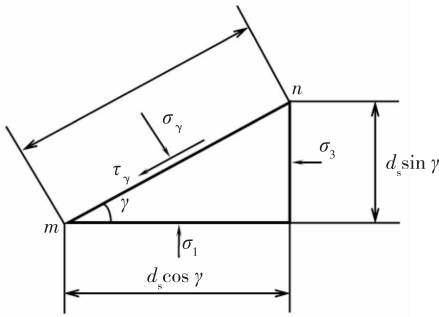


图3 黏性土中刀头应力

Fig. 3 Stress on the blade in cohesive soil

于极限平衡状态,圆上与圆心的连线与 $\sigma_1$ 之间的夹角为 $2\alpha_f$ 的点即为切点,由莫尔圆原理知土中此点破坏面方向与大主应力 $\sigma_1$ 作用面的夹角为 $\alpha_f$ .

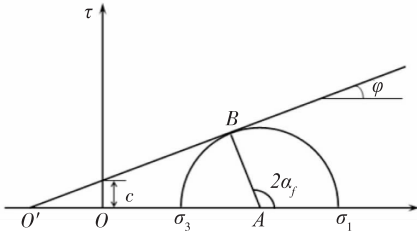


图4 黏性土破裂面

Fig. 4 Rupture surface of cohesive soil

由图4中的几何关系得到: $\alpha_f = \frac{1}{2}(90^\circ + \varphi) = 45^\circ + \frac{\varphi}{2}$ ,  $\sin \varphi = \frac{AB}{O'A} = \frac{AB}{O'O + OA}$ ,

故:

$$\sin \varphi = \frac{\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}}{\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} + c \cot \varphi} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_1 - \sigma_3 + 2c \cot \varphi}. \quad (3)$$

由莫尔-库伦强度理论可得单元体破坏条件:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = (\sigma_1 + \sigma_3) \sin \varphi + 2c \cos \varphi. \quad (4)$$

可得:

$$\sigma_1 = \sigma_3 \cdot \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} + 2c \cdot \frac{\cos \varphi}{1 - \sin \varphi} = \sigma_3 \tan^2 \left( 45^\circ + \frac{\varphi}{2} \right) + 2c \tan \left( 45^\circ + \frac{\varphi}{2} \right). \quad (5)$$

由式(2)得 $\tau_\gamma = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) \sin 2\varphi$ , 代入式(3)得:

$$\tau_\gamma = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) \sin(90^\circ + \varphi) = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) \cos \varphi. \quad (6)$$

由式(6)可知土中一点是否达到极限平衡状态与 $\sigma_1$ 和 $\sigma_3$ 的相对值有关,当 $\sigma_1$ 一定时, $\sigma_3$ 减小,土趋于破坏;反之,当 $\sigma_3$ 一定时, $\sigma_1$ 增大,土趋于破坏,这和现实情况是相符的.

将式(5)代入式(6)可解得:

$$\sigma_1 = \frac{2\tau_\gamma \sec \varphi \tan^2(45^\circ + \varphi) - 2c \tan^2(45^\circ + \varphi)}{\tan^2(45^\circ + \varphi) - 1}. \quad (7)$$

此即为侧刃对土的挤压应力,也即为刀具在运动过程中作用在侧刃上的正应力.则 $\tau_1 = f\sigma_1$ ,其中 $f$ 为黏性土与刀具表面的滑动摩擦系数.

在工作过程中,采样头底刃对土有挤压和剪切作用,其中挤压力占主要.在采样头沿轴向旋进土中时,土壤在底刃挤压作用下发生刺入剪切破坏,随着钻入深度的增加,由于重力作用,采样头底刃受到的力会增大,钻入的阻力会加大,所以在钻入最深处,底刃所受的应力最大.

随着采样深度的增加,采样头所受阻力不断增加,因此在钻入深处时,采样头必须以较慢的速度旋进,此时可以将采样头看成埋置在土中的宽为 $L_3$ 的基础,由普朗特-雷斯诺极限载荷公式,可得在钻入最深处底刃所受的正压力为

$$\sigma_2 = \frac{1}{2}\omega L_3 N_\gamma + \omega H_{\max} N_q + c N_c. \quad (8)$$

式(8)中,承载系数

$$N_c = c \left[ e^{\pi \tan \varphi} \tan^2 \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right) - 1 \right] \cot \varphi,$$

$$N_q = e^{\pi \tan \varphi} \tan^2 \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right),$$

$$N_\gamma = \tan \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right) \left[ e^{\pi \tan \varphi} \tan^2 \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right) - 1 \right] = (N_q - 1) \tan \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right),$$

$H_{\max}$ 为采样头钻进土中的最深距离, $\omega$ 为土的重度.

同样有 $\tau_2 = f\sigma_2$ ,其中 $f$ 为黏性土与刀具表面的滑动摩擦系数.

## 1.2 采样头力学优化

下面讨论非导轨螺旋式工作状态下,如何设计采样头刀片形状可以减小入土阻力.图5为采样头刀片与土壤接触面受力示意.

$$\begin{cases} F_x = N_1 \sin \alpha - f_1 \cos \alpha + f_2, \\ F_y = N_1 \cos \alpha + N_2 - f_1 \sin \alpha. \end{cases} \quad (9)$$

其中 $F_y$ 为轴向力,6个刀头所产生的轴向阻力之和即为入土阻力,要减小采样头的入土阻力即减小 $F_y$ ,代入参数化简:

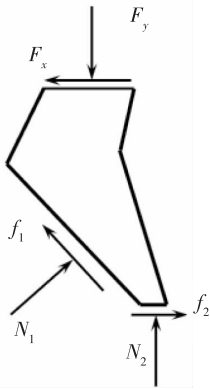


图5 采样头在土壤中的受力  
Fig. 5 Force on the blade in soil

$$\begin{cases} F_x = \sigma_1 b L_2 - \tau_1 b L_1 + \tau_2 b L_3, \\ F_y = \sigma_1 b L_2 + \sigma_2 b L_3 + \tau_1 b L_2. \end{cases} \quad (10)$$

其中  $b$  为刀片的厚度。

代入已求的  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$  和  $\tau_1$  即可得到的  $F_x$  和  $F_y$  值。通过分析可知,  $L_2$  长度保持不变时,  $\alpha$  的增大和  $L_1$  长度的减小都可以使入土阻力减小, 即将刀头变尖有助于采样头进入土中, 这是符合实际情况的, 但  $\alpha$  的增大和  $L_1$  长度的减小会使刀头的强度降低, 使刀头容易受损。下面讨论如何选定设计刀头参数可减小刀片的最大应力, 提高采样头的寿命。

取高度为  $h$  的刀头进行受力分析, 截面上所受的內力如图6所示。因为刀具材料的抗压性能优于抗拉性能, 所以截面上的  $D$  点为危险点, 在此点处取一单元体进行分析。

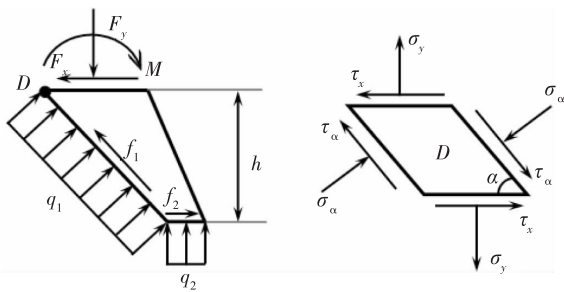


图6 刀具材料应力分析  
Fig. 6 Stress analysis of shade materials

由平衡方程可得:

$$\begin{cases} F_x = q_1 h - f_1 \cos \alpha + f_2 = \\ \sigma_1 b h - \tau_1 b h \cot \alpha + \tau_2 b L_3, \\ F_y = q_1 h \cot \alpha + q_2 L_3 + f_1 \sin \alpha = \\ \sigma_1 b h \cot \alpha + \tau_1 b h. \end{cases} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} M = & \frac{1}{2} q_1 h^2 + \frac{1}{2} q_1 h \cot \alpha (h \cot \beta - L_3) + \\ & \frac{1}{2} q_2 L_3 (h \cot \beta + h \cot \alpha) - \\ & \frac{1}{2} f_1 \sin \alpha (h \cot \alpha + L_3 - h \cot \beta) + f_2 h = \\ & \frac{1}{2} \sigma_1 b h^2 + \frac{1}{2} \sigma_1 b h \cot \alpha (h \cot \beta - L_3) + \\ & \frac{1}{2} \sigma_2 b L_3 (h \cot \beta + h \cot \alpha) - \\ & \frac{1}{2} \tau_1 b h \csc \alpha (h \cot \alpha + L_3 - h \cot \beta) + \tau_2 b L_3 h. \end{aligned} \quad (12)$$

计算  $D$  单元各应力得:

$$\begin{aligned} \sigma_\alpha &= \sigma_1, \quad \tau_\alpha = \tau_1, \\ \sigma_y &= \frac{M}{W} - \frac{F_y}{S} = \frac{6M}{b(h \cot \alpha + L_3 - h \cot \beta)^2} - \\ & \frac{F_y}{b(h \cot \alpha + L_3 - h \cot \beta)}; \\ \tau_x &= \frac{F_y}{S} = \frac{F_x}{b(h \cot \alpha + L_3 - h \cot \beta)}. \end{aligned} \quad (13)$$

考虑刀片的受力方式及其材料, 采用第三强度理论, 即  $\sigma_{r3} = \sigma_1 - \sigma_2 \leq [\sigma]$ 。要使刀片的应力尽可能小, 即使  $\sigma_{r3}$  尽可能小, 通过代入已知量可知  $\sigma_{r3} = F(\alpha, \beta, L_3, h)$ , 其中主要是对参数  $\alpha$  和  $L_3$  进行优化。通过二向应力状态分析的图解法对这2个参数进行优化, 作出  $\sigma_\alpha$ 、 $\tau_\alpha$ 、 $\sigma_y$ 、 $\tau_x$  可能的的位置, 因为应力圆的直径即为  $\sigma_{r3}$  的值, 在这些位置中选择使应力圆的直径为最小值的位置即为所求, 然后从图中测出  $\alpha$ 、 $L_3$  的值即可。

要使刀片的应力尽可能小, 则  $\alpha$  值要尽量小,  $L_3$  值尽可能大, 这和使刀片入土阻力最小相矛盾, 因此要有一个权衡。从能耗角度考虑, 在保证刀片的强度的同时, 尽量使刀片阻力最小, 即求  $\alpha$  的最大值和  $L_3$  的最小值。

在满足采样头几何参数  $\sigma_{r3} = \sigma_1 - \sigma_2 = [\sigma]$  的前提下, 使得  $\min(F_y)$ , 代入典型参数, 可通过 Matlab 的非线性规划模块进行求解<sup>[17-18]</sup>。

下面以一黏性土为例, 定量讨论采样头结构对采样头在土壤中的运动阻力和刀头所受到的应力。考虑到加工条件, 对刀头的一些参数约束如下:

$$\begin{aligned} 5 \leq L_1 \leq 9, \quad 18 \leq L_2 \leq 22, \\ 8 \leq L_3 \leq 13, \quad 70^\circ \leq \beta \leq 80^\circ. \end{aligned} \quad (14)$$

采样头的转速不同会导致在运动过程中所受阻力和刀头所受应力的不同, 但采样头每次都是按照一定的转速进行采样, 而且转速较为缓慢, 这样因采

样头的转速不同所带来的运动过程中所受阻力和刀头所受应力的不同可以暂不考虑,只考虑采样头的结构形状对采样过程中受力的影响.同时所采样的土壤是均质的,不含砖块等杂质.

先分开采样头运动过程中所受阻力大小以及刀头所受的应力大小,讨论采样头的结构形状对这2个参数的影响.先计算侧刃上的正应力和剪切应力,通过查阅资料<sup>[19]</sup>,得到黏性土壤的抗剪切强度 $\tau_f = 105$  kPa,内摩擦角 $\varphi = 30^\circ$ ,黏聚力 $c = 20$  kPa,黏性土与刀具表面的滑动摩擦系数 $f = 0.37$ .故由式(7)得:

$$\sigma_1 = 218.15 \text{ kPa}, \quad \tau_1 = f\sigma_1 = 80.72 \text{ kPa}. \quad (15)$$

下面计算采样头在钻入最深处时底刃所受的正压力,根据文献[20]得土壤的重度 $\omega = 19$  kN/m<sup>3</sup>.计算各承载系数得: $N_c = 17.38, N_q = 11.03, N_\gamma = 17.38$ .

代入正应力公式得:

$$\sigma_2 = 379.04 + 165.11 \times L_3,$$

$$\tau_2 = 140.24 + 61.1 \times L_3.$$

再代入式(10)得:

$$\begin{cases} F_x = 218.15bL_2 - 80.72bL_1 + \\ \quad (140.24 + 61.1L_3)bL_3, \\ F_y = 218.15bL_1 + 80.72bL_2 + \\ \quad (379.04 + 65.11L_3)bL_3. \end{cases} \quad (16)$$

其中 $F_y$ 是轴向阻力.由式(16)可以看出 $L_1, L_2, L_3$ 的增大都会导致轴向阻力的增大,这是显然的,因为其与土壤的接触面积增大了,但这三者的长度又受到刀头应力的限制,不能过小.下面就讨论这些参数对刀头所受应力的影响.

考虑到 $L_3$ 较小,对采样头在钻入最深处时底刃所受的正压力和剪切应力的影响不大,可以忽略,因此 $\sigma_2 = 379.04$  kPa,  $\tau_2 = 140.24$  kPa,结合式(16),可得:

$$\begin{cases} F_x = 218.15bh - 80.72bh\cot\alpha + 140.24L_3, \\ F_y = 218.15bh\cot\alpha + 379.04bL_3 + 80.72bh. \end{cases}$$

$$\begin{aligned} M &= 109bh^2 + 109bh\cot\alpha(\cot\beta - L_3) + \\ &189.5bL_3(\cot\beta + \cot\alpha) - \\ &40.36bh\csc\alpha \cdot (\cot\alpha + L_3 - \cot\beta) + \\ &140.24bL_3h. \end{aligned}$$

### 1.3 采样头力学参数仿真优化

由刀头参数的约束条件可得到 $63.5^\circ \leq \alpha \leq 77^\circ$ ,从刀具结构来看, $\alpha < \beta$ .下面先讨论 $h$ 为何值时,刀头应力会出现最大值.

将 $\alpha, \beta, L_3$ 取合适值,作出 $D$ 点 $\sigma_y$ 和 $\tau_x$ 随 $h$ 值变化的曲线如图7所示.由图7可以看出, $\sigma_y$ 和 $\tau_x$ 的值随 $h$ 增大而增大,因此当 $h = L_2$ 时, $\sigma_y$ 和 $\tau_x$ 有最大值,此处的 $D$ 点所受应力最大,最容易发生弯曲折断,因此需要合理设计 $\alpha, \beta, L_3$ 的值,使得 $D$ 点所受应力尽可能小.因为 $D$ 点处的弯曲应力 $\sigma_y$ 远大于其他应力,故在此对弯曲应力 $\sigma_y$ 进行讨论,即如何选择 $\alpha, \beta, L_3$ 值使弯曲应力 $\sigma_y$ 值最小.

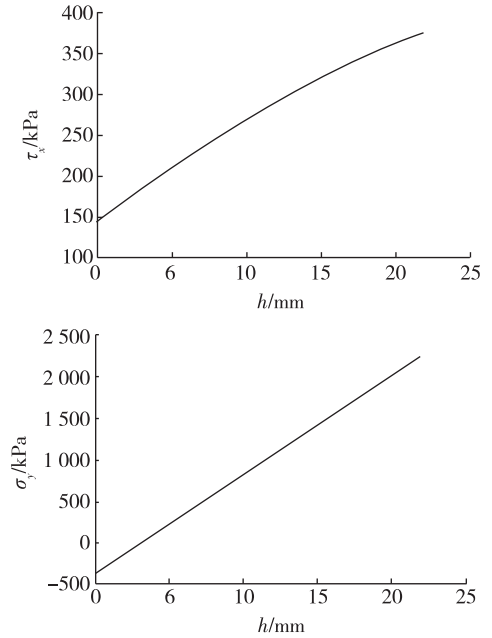


图7  $D$ 点 $\sigma_y, \tau_x-h$ 值变化曲线

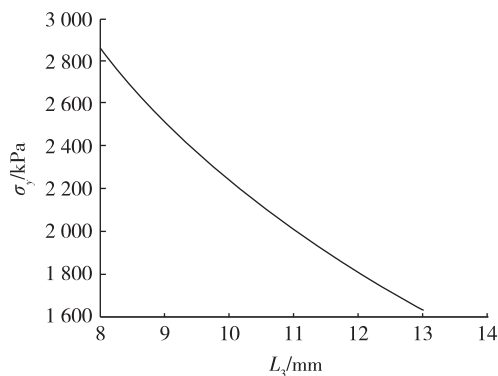
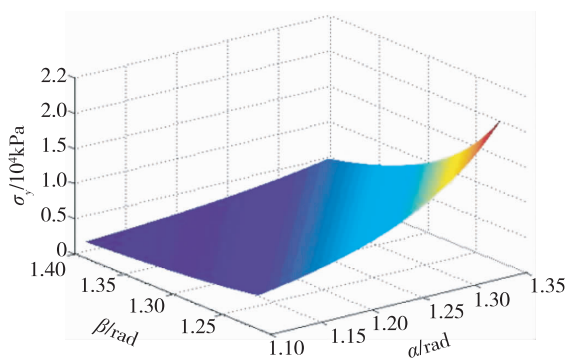
Fig.7 Variation curves of  $\sigma_y, \tau_x-h$  at  $D$

先讨论 $L_3$ 的取值对 $\sigma_y$ 值的影响大小.选取适当的 $\alpha, \beta$ 值,通过作图得出 $\sigma_y-L_3$ 的关系如图8所示.由图8可知, $\sigma_y$ 受 $L_3$ 变化的影响很大,因此 $L_3$ 要尽量取最小值,在这里取 $L_3 = 8$  mm.接着讨论如何选择 $\alpha, \beta$ 的值,使得 $\sigma_y$ 的值最小,这是一个二元函数如图9所示.

由图9可以看出, $\sigma_y$ 随着 $\alpha$ 的增大而增大,随着 $\beta$ 增大而减小,其中 $\alpha$ 的变化对 $\sigma_y$ 影响较大.

再考虑轴向阻力 $F_y$ ,由表达式经简单分析可以得到 $L_1$ 和 $L_3$ 对 $F_y$ 的值影响较大, $F_y$ 的值随着 $L_1$ 和 $L_3$ 的减小而减小,其中 $L_3$ 的变化规律和弯曲应力分析的相一致,而在 $L_2$ 保持不变的条件下, $L_1$ 的减小必然导致 $\alpha$ 的增大,这和弯曲应力分析的结果相矛盾,需要进行折中处理以便选取合适的 $\alpha$ 值.

综合考虑采样头的轴向阻力以及刀头所受最大应力为最小,经过非线性函数的优化,并考虑到刀头的形状及加工工艺限制后,选取的刀头参数如下:

图8  $\sigma_y-L_3$  变化曲线Fig. 8 Variation curve of  $\sigma_y-L_3$ 图9  $\sigma_y-\alpha,\beta$  变化曲面Fig. 9 Variation surface of  $\sigma_y-\alpha,\beta$ 

$\alpha = 66.5^\circ$ ,  $\beta = 78^\circ$ ,  $L_1 = 8.3 \text{ mm}$ ,  
 $L_2 = 19 \text{ mm}$ ,  $L_3 = 8 \text{ mm}$ .

## 2 采样头实际工作性能

按照本文所述力学优化后所设计加工的采样头实物及所采样品如图10所示。



图10 优化设计后的采样头与采样效果

Fig. 10 Optimized sampling head and soil sample it take

由图10可以看出,优化后的采样头采集到的土壤明显具有连续性,土质分布均匀,最大程度地保持了样品对于被采集地的土壤的实际形态,为后续土壤分析提供了可靠依据。

## 3 总结与展望

本文针对以往圆形采样头设计结构单一、力学结构不合理等问题,通过对采样车刀头的力学建模,以采样难度较高的黏土为例,讨论了采样刀头在工作中所受土壤阻力以及自身应力,分析推导出一种优化后的刀头形状与设计参数,由此研究出了一种有效的土壤采样头优化方法,使得采样刀头具备较强的适应性和较高的效率。根据优化后形状以及设计参数所生产出的采样刀头在采样过程中表现优良,在根本上提高了土壤采样作业的速度,为精准农业发展提供了一定的理论基础。

## 参考文献

### References

- [1] 罗锡文,张泰岭,洪添胜.“精细农业”技术体系及其应用[J].农业机械学报,2001,32(2):103-106  
 LUO Xiwen, ZHANG Tailing, HONG Tiansheng. Technical system and application of precision agriculture[J]. Transactions of The Chinese Society of Agricultural Machinery, 2001, 32(2): 103-106
- [2] Keskin M, Say S M, Keskin S G. Evaluation of a low-cost GPS receiver for precision agriculture use in Adana province of Turkey[J]. Turkish Journal of Agriculture & Forestry, 2009, 33(1): 23-26
- [3] 刘小真,金静,李庆义. 助推式柱状土壤采样器:中国,200720200676[P]. 2008  
 LIU Xiaozhen, JIN Jing, LI Qingyi. Boosting column soil sampler: China, 200720200676[P]. 2008
- [4] 艾绍英,姚建武,王艳红,等. 一种用于采集耕层土样的装置:中国,200920053120[P]. 2010  
 AI Shaoying, YAO Jianwu, WANG Yanhong, et al. A kind of device used for collecting the tilth soil: China, 200920053120[P]. 2010
- [5] 赵新,黄树培,王尚. 土壤采样器采样性能试验研究[J]. 农业工程,2011,1(2):59-62  
 ZHAO Xin, HUANG Shupe, WANG Shang. Research on soil sampling performance of soil sampler[J]. Agricultural Engineering, 2011, 1(2): 59-62
- [6] 奚廷孔,张艳新. 土壤样品的采集和处理技术[J]. 广西农学报,2007,22(3):36-38  
 XI Tingkong, ZHANG Yanxin. Collection and treatment technology and soil samples[J]. Journal of Guangxi Agriculture, 2007, 22(3): 36-38
- [7] Wuest S B, Schillinger W F. Small-increment electric soil sampler[J]. Soil Science Society of America Journal, 2008, 72(6): 1554-1556
- [8] 郑长奇. 农田土壤快速信息采样设备设计研究[D]. 上海:上海交通大学机械与动力工程学院,2008  
 ZHENG Changqi. The study on fast sampling equipment for farmland soil [D]. Shanghai: School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, 2008
- [9] 孙小春,何东健. 基于GPRS的土壤信息采集系统

- [J]. 农机化研究,2010(2):123-125  
SUN Xiaochun, HE Dongjian. Study on soil information acquisition system based on GPRS[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2010(2):123-125
- [10] 王志宇,车承钧,王阳.基于物联网的区域农田土壤墒情监测系统研究[J].自动化技术与应用,2010,29(12):39-41  
WANG Zhiyu, CHE Chengjun, WANG Yang. Research of regional soil moisture monitoring system based on the Internet of Things[J]. Techniques of Automation & Applications, 2010, 29(12):39-41
- [11] 张凯,刘成良.车载液压振动式土壤采集装置研究[J].南京信息工程大学学报:自然科学版,2010,2(4):297-301  
ZHANG Kai, LIU Chengliang. Study on vehicle-mounted soil sampling device by hydraulic vibration[J]. Journal of Nanjing University of Information Science & Technology: Natural Science Edition, 2010, 2(4):297-301
- [12] 陈秀梅,谢文龙,钟建琳,等.采样头的设计[J].机械设计与制造,2004(3):76-77  
CHEN Xiumei, XIE Wenlong, ZHONG Jianlin, et al. Sampling head design[J]. Machinery Design & Manufacture, 2004(3):76-77
- [13] 姚仰平,侯伟.土的基本力学特性及其弹塑性描述[J].岩土力学,2009,30(10):2881-2902  
YAO Yangping, HOU Wei. Basic mechanical behavior of soils and their elastoplastic modeling[J]. Rock and Soil Mechanics, 2009, 30(10):2881-2902
- [14] 李俊连,姚仰平.结构性黄土临界状态力学性状[J].岩土力学,2008,29(1):63-68  
LI Junlian, YAO Yangping. Mechanical characteristics of structural loess under critical state[J]. Rock and Soil Mechanics, 2008, 29(1):63-68
- [15] 张清.土力学的关键问题探讨[J].煤炭技术,2010,29(2):211-214  
ZHANG Qing. Discussion on key issues of soil mechanics[J]. Coal Technology, 2010, 29(2):211-214
- [16] 孙伟春.土力学中应力应变及临界状态下基本概念的研究[J].大众科技,2008(3):105-106  
SUN Weichun. Mechanical stress and strain and the critical state concept research[J]. Popular Science & Technology, 2008(3):105-106
- [17] 孙洪军,寇智勇. Matlab/Simulink 在理论力学过程分析中的应用[J].成都大学学报:自然科学版,2008,27(1):78-80  
SUN Hongjun, KOU Zhiyong. Application of Matlab in theoretical mechanics process analysis[J]. Journal of Chengdu University: Natural Science Edition, 2008, 27(1):78-80
- [18] 彭芳麟.理论力学计算机模拟:Matlab 编程应用[M].北京:清华大学出版社,2005:141-157  
PENG Fanglin. Computer simulation of theoretical mechanics: Matlab programming[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2005:141-157
- [19] 邵明安,王全九,黄明斌.土壤物理学[M].北京:高等教育出版社,2006:99-102  
SHAO Mingan, WANG Quanjiu, HUANG Mingbin. Soil physics[M]. Beijing: Higher Education Press, 2006:99-102
- [20] 吴庆鸣,何小新.工程机械设计[M].武汉:武汉大学出版社,2006:125-129  
WU Qingming, HE Xiaoxin. Mechanical engineering design[M]. Wuhan: Wuhan University Press, 2006:125-129

## Geometric parameters mechanics optimization of soil sampling head

ZHANG Kai<sup>1</sup> ZHU Hongtao<sup>1</sup> YANG Quan<sup>1</sup> LIU Chengliang<sup>2</sup>

1 School of Information and Control, Nanjing University of Information Science & Technology, Nanjing 210044

2 School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240

**Abstract** The rapid development of precision agriculture has given rise to the innovation of rapid soil sampling technology. Yet the research in the soil sampling head is still absent, which is important in sampling effect and efficiency. Based on the mechanical modeling of the sampling head of soil sampling device on tractor, and aimed at the problem in clayey soil sampling, this paper analyses the resistant force by the soil and internal stress of the sampling head under the working condition of spiral rail. Then a topology optimized mechanical method is found through lots of mathematical and physical calculation and data searching, which has been simulated and calculated by matlab. With the improved shape and geometric parameters from the simulation and calculation, the sampling head is optimized in adhesion decrease, resistance reduction and performance of soil removal. And the sampling head has longer service life after optimization. All the virtues have been confirmed by the practical use of soil sampling.

**Key words** precision agriculture (PA); sampling head; mechanics modeling; parameter optimization