

基于 ADAMS 的免耕播种机仿形机构弹簧参数优化

白晓虎¹, 李芳², 张祖立¹, 林静¹, 胡艳清¹, 吕长义¹

(1. 沈阳农业大学工程学院, 辽宁 沈阳 100866; 2. 辽宁石油化工大学职业技术学院, 辽宁 抚顺 113001)

摘要: 为了明确四杆仿形机构拉力弹簧对免耕播种机开沟深度稳定性的影响, 对播种单体进行了受力分析, 根据拉格朗日方程建立了开沟深度稳定性数学模型, 采用 ADAMS 软件建立了免耕播种机仿形机构的虚拟样机, 以 2BG-2 免耕播种机为例, 对其弹簧刚度、弹簧预拉力、播种单体质量进行了优化。结果表明: 仿形轮最大压力从 1054 N 降低为 934 N, 播种单体质量从 120 kg 减少为 102.6 kg, 弹簧刚度系数从 $12 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ 下降为 $10 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ 。安装拉力弹簧有利于开沟深度稳定, 弹簧刚度系数越大, 开沟深度变化越小; 通过合理选择弹簧的刚度系数和预拉力, 在保证开沟深度稳定的同时, 还可以降低播种单体质量, 为免耕播种机的设计和使用提供参考。

关键词: 免耕播种机; 仿形机构; 弹簧; 开沟深度; ADAMS

中图分类号: S223.2+6 文献标志码: A 文章编号: 1000-7601(2014)06-0268-05

Parameter optimization for the profiling mechanism spring of no-till planter based on ADAMS

BAI Xiao-hu¹, LI Fang², ZHANG Zu-li¹, LIN Jing¹, HU Yan-qing¹, LU Chang-yi¹

(1. College of Engineering, Shenyang Agricultural University, Shenyang, Liaoning 100866, China;

2. Vocational Institution, Liaoning University of Petroleum & Chemical Technology, Fushun, Liaoning 113001, China)

Abstract: In order to determine the influence of tension spring of four-bars profiling mechanism to the planting depth stability by a no-till planter, the forces on no-till planter unit were analyzed and the planting depth stability mathematic model was established based on the Lagrange Equation. The virtual prototype of profiling mechanism of a no-till planter was established by using the ADAMS software. The spring stiffness, spring pretension force and planting unit mass were optimized with the 2BG-2 no-till planter as an example. The results showed that: maximal pressure of profiling wheel decreased from 1054 N to 934 N, seeder unit mass declined from 120 kg to 102.6 kg, spring stiffness dropped from $12 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ to $10 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$. Spring was advantageous to keep the planting depth stable, the bigger spring stiffness coefficient and the smaller change of the planting depth. Through appropriate selection of the stiffness coefficient and spring pretension force, not only guaranteed stable planting depth but also reduced planting unit mass. It can be provided the references for design and utilization of the no-till planter.

Keywords: no-till planter; profiling mechanism; spring; planting depth; ADAMS

播种深度影响出苗率、出苗整齐度、幼苗状况及随后的发育生长,因而也影响产量。影响播种深度稳定性的主要因素是开沟深度的稳定性^[1]。平行四杆机构是播种机上常用的单体仿形机构。长期以来,人们对仿形机构的性能进行了大量研究,希望能更好地控制开沟深度,实现精密播深。张守勤等^[2]建立了具有平行四连杆单自由度仿形机构的播种单体动力学模型,描述了开沟深度变化与地表几何特

性、单体结构参数、土壤力学性质的关系,可用来计算各种地表的开沟深度变化,或分析播种单体结构参数对开沟深度变化的影响;建立了用于控制开沟深度的精密播种单体仿形机构的数学模型,明确了仿形机构各主要设计参数与开沟深度之间的关系,并用该模型进行了仿形机构的计算机仿真^[3]。蒋金琳等^[4]利用拉格朗日第二方程,对影响开沟深度稳定性的结构参数及作业条件进行了分析,建立了免

收稿日期:2014-04-27

基金项目:国家自然科学基金项目“机械免耕播种机切拔防堵装置的工作机理与参数优化研究”(51275318);辽宁省科技厅开发项目“免耕精量播种机研制与开发”(2005206001)

作者简介:白晓虎(1976—),男,山西浑源人,讲师,博士,主要从事农业装备工程技术研究。E-mail:baixiaohu76@sohu.com。

通信作者:林静(1967—),女,辽宁铁岭人,教授,博士生导师,主要从事农业机械化研究。E-mail:synydxlj69@163.com。

耕播种机单体开沟深度的数学模型。但这些研究都未考虑在四杆机构上安装弹簧的情况。

免耕播种机在未耕地上作业,土壤坚硬,地表平整度差,工作部件入土阻力大,因此一般在四杆机构上安装拉力弹簧,既可以使拖拉机重量的实际作用值向播种单体转移(配套拖拉机的悬挂机构最好采用力调节或者位调节方式),又可以保持播种单体配重稳定地施加到滚动圆盘式破茬犁刀上^[5-6]。目前对平行四杆仿形机构弹簧参数的研究鲜见报道。为了分析弹簧参数对免耕播种机开沟深度稳定性的影响,在对播种单体进行受力分析的基础上,建立了播种单体开沟深度稳定性数学模型;针对保证开沟深度稳定的同时降低播种单体质量的问题,建立了免耕播种机仿形机构的虚拟样机,对弹簧参数进行了优化,为免耕播种机的设计和使用提供参考。

1 免耕播种机播种单体受力模型

免耕播种机播种单体工作时的受力如图1所示。

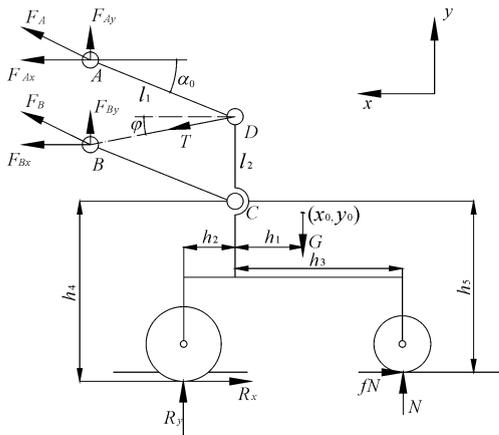


图1 免耕播种机播种单体受力图

Fig.1 Force diagram of planting unit of a no-till planter

由力的平衡条件可得:

$$F_A \cos \alpha_0 + F_B \cos \alpha_0 - fN - R_x + T \cos \varphi = 0 \quad (1)$$

$$F_A \sin \alpha_0 + F_B \sin \alpha_0 + N + R_y - G - T \sin \varphi = 0 \quad (2)$$

式中, F_A , F_B 分别为工作时上、下拉杆的拉力; α_0 为牵引角; N 为仿形轮上的垂直反力; f 为仿形轮的滚动摩擦系数; R_x , R_y 分别为开沟器所受水平工作阻力和垂直工作阻力; G 为播种单体总重量; T 为弹簧拉力; φ 为弹簧拉力与水平方向夹角。

从式(1)和(2)中消去($F_A + F_B$)得:

$$N = \frac{G - R_y - R_x \tan \alpha_0 + T \sin \varphi + T \cos \varphi \tan \alpha_0}{1 + f \tan \alpha_0} \quad (3)$$

要使开沟器稳定工作,则要求仿形轮上有适当的垂直反力。如果垂直反力过小,则说明播种单体重

量轻,开沟器入土能力差而使工作不稳定;如果垂直反力过大,则使得仿形轮陷入土壤太深,增加滚动阻力。为保证开沟深度稳定,工作时应保证 $N > 0$ 。由式(3)可得出免耕播种机播种单体重量最小值应满足:

$$G > R_y + R_x \tan \alpha_0 - (T \sin \varphi + T \cos \varphi \tan \alpha_0) \quad (4)$$

与不安装拉力弹簧相比,免耕播种机播种单体重量最小值可减少:

$$\Delta G = T \sin \varphi + T \cos \varphi \tan \alpha_0 \quad (5)$$

由式(4)、(5)可见,四杆仿形机构安装拉力弹簧后,可以增加播种单体重量的实际作用值,减轻开沟器入土对播种单体重量的依赖,对免耕播种机的轻量化非常有利^[7]。

由图1可知:

$$\cos \varphi = \frac{l_1 \cos \alpha_0}{l_{BD}} \quad (6)$$

$$l_{BD} = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \sin \alpha_0} \quad (7)$$

式中, l_1 为上下杆长; l_2 为前后杆长。

设弹簧刚度系数为 k , 原长为 l_0 , 则弹簧拉力为:

$$T = k(l_{BD} - l_0) \quad (8)$$

安装弹簧时,要保证在一般播深情况下有一定的预拉力。如果预拉力过小,下仿形时可能出现入土力矩不够,导致开沟深度变浅。因此,弹簧预拉力应能保证下仿形量最大时仿形轮垂直反力 $N > 0$ 。假设下仿形量最大时播种机的牵引角为 α , 则由式(3)可得:

$$G - R_y - R_x \tan \alpha + T \sin \varphi + T \cos \varphi \tan \alpha > 0 \quad (9)$$

代入式(6)、(7)、(8)经推导可得:

$$k > \frac{(R_y + R_x \tan \alpha - G) \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \sin \alpha}}{(\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \sin \alpha} - l_0) l_2} \quad (10)$$

从式(10)可见,弹簧刚度系数要受到开沟器工作阻力、播种单体重量、四杆机构尺寸的影响。为了保证播种机在下仿形时能工作可靠,选择弹簧时,弹簧刚度系数应大于某一值。但弹簧刚度系数过大会导致预拉力过大,上仿形时仿形轮会下陷严重而使播种深度变深,因此在保证预拉力足够的前提下应该选用刚度系数小的弹簧以减小上仿形时的仿形轮下陷量。

2 免耕播种机播种单体开沟深度稳定性模型

如图2所示,假设机组以速度 v_0 匀速运动,正常工作时的牵引角为 α_0 , 此时开沟器在某一稳定开

沟深度工作,播种单体重心坐标为 (x_0, y_0) 。如果工作部件受到扰动力矩 L_0 的作用使开沟深度变浅,牵引角向上摆动量为 α ,则单体重心移动到 (x_1, y_1) 的位置。

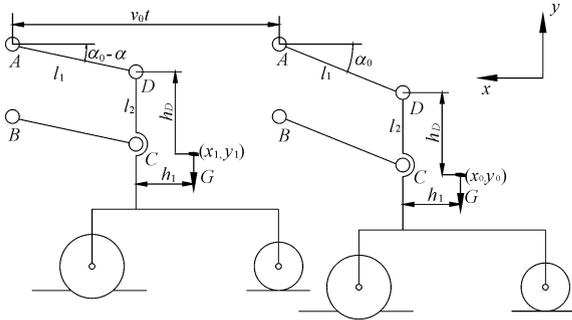


图 2 播种单体重心位移图

Fig. 2 Displacement diagram of the gravity center of planting unit

$$\begin{cases} x_1 = x_0 + v_0 t - l_1 [\cos(\alpha_0 - \alpha) - \cos\alpha_0] \\ y_1 = y_0 + l_1 [\sin\alpha_0 - \sin(\alpha_0 - \alpha)] \end{cases}$$

重心移动速度在坐标轴上的投影为:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = v_0 - l_1 \dot{\alpha} \sin(\alpha_0 - \alpha) \\ \dot{y}_1 = l_1 \dot{\alpha} \cos(\alpha_0 - \alpha) \end{cases}$$

把牵引角 α 作为广义坐标,根据拉格朗日第二方程建立开沟器运动的微分方程:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_\alpha \quad (11)$$

式中, T 为系统的动能; Q_α 为广义力。

此系统的动能为:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} m (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + \frac{1}{2} I \dot{\alpha}^2 \\ &= \frac{1}{2} m [v_0^2 - 2v_0 l_1 \dot{\alpha} \sin(\alpha_0 - \alpha) + l_1^2 \dot{\alpha}^2] + \frac{1}{2} I \dot{\alpha}^2 \end{aligned}$$

式中, m 为系统的质量; I 为系统对垂直于纸面通过重心轴线的转动惯量。

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = -mv_0 l_1 \sin(\alpha_0 - \alpha) + ml_1^2 \dot{\alpha} + I \dot{\alpha}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) = mv_0 l_1 \dot{\alpha} \cos(\alpha_0 - \alpha) + ml_1^2 \ddot{\alpha} + I \ddot{\alpha}$$

$$\frac{\partial T}{\partial \alpha} = mv_0 l_1 \dot{\alpha} \cos(\alpha_0 - \alpha)$$

因此式(11)可以写成

$$(ml_1^2 + I) \ddot{\alpha} = Q_\alpha \quad (12)$$

由虚功方程式可知,广义力等于扰动力矩,由图1可得:

$$\begin{aligned} Q_\alpha &= R_x [h_4 + l_1 \sin(\alpha_0 - \alpha)] + R_y [l_1 \cos(\alpha_0 - \alpha) - h_2] \\ &+ N [h_3 + l_1 \cos(\alpha_0 - \alpha)] + fN [h_5 + l_1 \sin(\alpha_0 - \alpha)] \\ &- G [h_1 + l_1 \cos(\alpha_0 - \alpha)] + F_{Ax} l_2 \end{aligned} \quad (13)$$

由于作用于平行四杆机构上下拉杆前铰接点的拉力的水平分力比较接近,所以可近似认为 $F_{Ax} = F_{Bx}$,不会引起太大的误差^[8]。由力的平衡条件可得:

$$F_{Ax} = \frac{1}{2} (R_x + fN - T \cos\varphi)$$

代入式(13)整理得:

$$Q_\alpha = a_1 \cos\alpha - a_2 \sin\alpha + a_3 + \frac{1}{2} kl_0 l_1 l_2 \frac{\cos(\alpha_0 - \alpha)}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \sin(\alpha_0 - \alpha)}}$$

式中,

$$a_1 = R_x l_1 \sin\alpha_0 + R_y l_1 \cos\alpha_0 + N l_1 \cos\alpha_0 + fN l_1 \sin\alpha_0 - G l_1 \cos\alpha_0 - \frac{1}{2} kl_1 l_2 \cos\alpha_0$$

$$a_2 = R_x l_1 \cos\alpha_0 - R_y l_1 \sin\alpha_0 - N l_1 \sin\alpha_0 + fN l_1 \cos\alpha_0 + G l_1 \sin\alpha_0 + \frac{1}{2} kl_1 l_2 \sin\alpha_0$$

$$a_3 = R_x h_4 - R_y h_2 + N h_3 + fN h_5 - G h_1 + \frac{1}{2} (R_x + fN) l_2$$

式(12)可写成:

$$(ml_1^2 + I) \ddot{\alpha} = a_1 \cos\alpha - a_2 \sin\alpha + a_3 + \frac{1}{2} kl_0 l_1 l_2 \frac{\cos(\alpha_0 - \alpha)}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \sin(\alpha_0 - \alpha)}}$$

经过一次积分得:

$$(\dot{\alpha})^2 = \frac{2}{ml_1^2 + I} (a_1 \sin\alpha + a_2 \cos\alpha + a_3 \alpha + \frac{1}{2} kl_0 \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \sin(\alpha_0 - \alpha)} + C_1)$$

利用初始条件决定积分常数,因为当 $t = 0$ 时, $\alpha = 0, \dot{\alpha} = 0$,所以可求得:

$$C_1 = -a_2 - \frac{1}{2} kl_0 \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \sin\alpha_0}$$

在 α 角很小的情况下,可以取 $\sin\alpha \approx \alpha, \cos\alpha \approx 1 - \frac{\alpha^2}{2}, \sin(\alpha_0 - \alpha) \approx \sin\alpha_0$,则可得:

$$(\dot{\alpha})^2 = \frac{a_2}{ml_1^2 + I} \left[2 \left(\frac{a_1 + a_3}{a_2} \right) \alpha - \alpha^2 \right]$$

$$\text{即: } \dot{\alpha} = \sqrt{\frac{a_2}{ml_1^2 + I}} \cdot \sqrt{2 \left(\frac{a_1 + a_3}{a_2} \right) \alpha - \alpha^2}$$

$$\text{或 } dt = \sqrt{\frac{ml_1^2 + I}{a_2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \left(\frac{a_1 + a_3}{a_2} \right) \alpha - \alpha^2}} d\alpha \quad (14)$$

对式(14)积分得:

$$t = \sqrt{\frac{ml_1^2 + I}{a_2}} \arccos \left(1 - \frac{a_2}{a_1 + a_3} \alpha \right) + C_2 \quad (15)$$

由积分初始条件可得: $C_2 = 0$ 。

式(15)可写成:

$$\alpha = \frac{a_1 + a_3}{a_2} \left[1 - \cos \sqrt{\frac{a_2}{ml_1^2 + I}} t \right] \quad (16)$$

式(16)即为免耕播种机开沟深度稳定性数学模型,反映了播种单体的结构参数及作用在系统上的力与开沟器在垂直平面对原始位置偏斜程度的关系。由系数 a_1 、 a_2 的表达式可知,四杆仿形机构上安装拉力弹簧可使最大偏角 α_{\max} 减小,有利于开沟深度稳定。弹簧刚度系数 k 越大,最大偏角越小,开沟器深度变化就越小。但由前面分析可知,弹簧刚度系数过大会使仿形轮下陷深度增加而减小播深,增大阻力,因此要综合考虑。

3 基于 ADAMS 的仿形机构弹簧参数优化

3.1 仿形机构虚拟样机建模

ADAMS 提供了一些常用基本形体图库,利用这些图库可以方便地建立简单基本形体;可以将若干个基本形体通过合并、相交、切割等工具组合成形状复杂的几何形体,通过倒角、圆角、开孔等工具添加几何体细节结构^[9]。本文建立的播种机仿形机构模型中,上下拉杆、前后杆采用连杆图库来建立,仿形轮和开沟器采用圆柱体图库来建立。为了简化建模过程,建模时没有考虑种箱、排种部件、传动部件等,而是采用拉伸体图库建立了支座模型,并且通过合并工具与后杆连接成一个构件,通过构件特性修改对话框来改变播种单体的质量使其与实际情况一致,既保证了机构的性能,又省去了不必要的复杂构件的建模。

几何模型建立后,可以通过各种约束限制构件之间的某些相对运动,并以此将不同构件连接起来组成一个机械系统。上下拉杆与前后杆之间通过铰接运动副连接,开沟器与后支座通过固定副连接。由于在播种机上前杆是与机架固连在一起,工作时相对地面向前平动,所以前杆与大地用平移运动副连接,添加平动驱动,设置沿 x 轴移动的速度为播种机前进速度。仿形轮与后支座实际为铰接,但仿真时为了保证地面施加在仿形轮的滚动摩擦力始终位于其与地面的接触点,建模时对仿形轮与后支座之间通过固定副连接,忽略了其自身的转动,结果表明这样处理对系统的性能没有影响。仿形轮沿地面的运动可以用线-线接触运动副约束来实现,在仿形轮的圆周轮廓线和地面的轮廓线之间创建,为了减少仿真误差,应使用足够多的点来定义地面轮廓线^[10]。仿真条件设置为上下仿形量最大为 80 mm。

添加约束后,还需要根据实际情况对系统施加

载荷。采用单作用力工具施加作用在开沟器上的水平方向的工作阻力和铅直方向的工作阻力以及仿形轮上的滚动摩擦力。根据相关资料,开沟器水平阻力为 443 ~ 787 N,铅直阻力为 686 ~ 980 N^[11]。仿真过程中开沟器水平阻力取 600 N,铅直阻力取 800 N。仿形轮上的滚动摩擦力通过函数编辑器来定义,即等于仿形轮滚动摩擦系数与地面对仿形轮的支反力的乘积,其中仿形轮滚动摩擦系数取 0.2^[12],地面对仿形轮的支反力通过 ADAMS 提供的约束力函数 CVCV 来返回线-线接触运动副上的力来获得。仿形机构上的弹簧通过使用拉压弹簧阻尼器工具来实现,在上拉杆的后铰接点和前杆的下铰接点创建,在修改属性对话框中设置为无阻尼,则弹簧阻尼器就变为一个没有阻尼的纯弹簧,同时也可设置弹簧刚度系数和预载荷。本文建立的仿形机构虚拟样机如图 3 所示。

模型自检结果表明,所建立的样机自由度为零,系统有确定的运动。

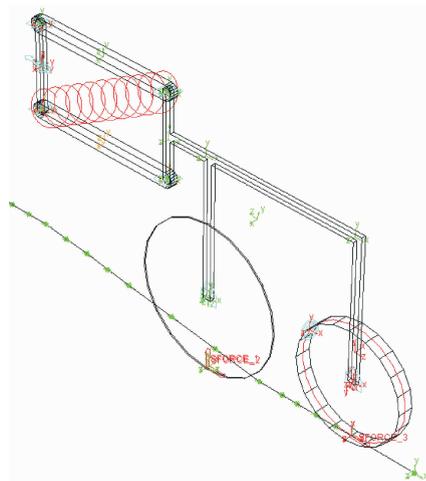


图 3 仿形机构虚拟样机

Fig.3 Virtual prototype of profiling mechanism

3.2 仿形机构参数优化

3.2.1 创建设计变量 由式(3)可知,弹簧刚度、预拉力、播种单体质量对仿形轮压力有显著影响,取这三个因素作为优化的设计变量。创建表示弹簧刚度系数的设计变量 DV_1,将其标准值设为 $10 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$,最小值和最大值设为 $6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ 和 $14 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$;表示弹簧预拉力的设计变量 DV_2,将其标准值设为 600 N,最小值和最大值设为 400 N 和 800 N;创建表示播种机单体质量的设计变量 DV_3,将其标准值设为 120 kg,最小值和最大值设为 100 kg 和 140 kg。

3.2.2 定义目标函数 根据前面的分析可知,上仿

形时仿形轮压力太大会使仿形轮下陷严重而使播种深度变深,当镇压轮作为仿形轮时会造成镇压压强太大而影响出苗。因此,以最大仿形轮压力为目标函数,使其在满足约束的条件下尽可能小。使用已经存在的测试作为目标函数,取仿真过程中的最大值作为目标函数的优化值。

3.2.3 创建设计约束 在免耕播种机设计中,通常采用镇压轮起仿形限深作用。东北垄作地区特别强调重镇压,使种子与土壤中湿土紧密接触,减少水分蒸发,提高出苗率,为此至少要进行 32 kPa 强度的镇压。以 2BG-2 免耕播种机为例,镇压轮着地面积为 80 cm^2 ^[13-14],则可知镇压轮压力在下仿形时不得小于 256 N。

建立设计约束 OPT_CONSTRAINT_1,定义类型为采用已有的测试^[15]。事先建立的测试 FUNCTION_MEA_1 为函数测试,在函数编辑器中输入的表达式如下: $-((.model_1.DV_3 * 9.8 - 800 - 600 * 0.23 + .model_1.DV_1 * 200 * (1 - (403 - (- .model_1.DV_2) / .model_1.DV_1) / 361) * 0.95) / (1 + 0.2 * 0.23) - 256)$ 。

3.2.4 优化结果分析 在 ADAMS/View 菜单栏中,选择“Design Evaluation Tools”,在弹出的对话框中输入设计目标 OBJECTIVE_1,添加设计变量 DV_1、DV_2、DV_3,设计目标选择 Minimize Des. Meas/Objective 项,即寻找仿形轮最大压力的最小值,设计约束输入 OPT_CONSTRAINT_1^[16]。

图 4 为各次迭代过程中仿形轮压力的变化曲线,图 5 为各次迭代运算过程中所对应的最大仿形轮压力。同时在信息窗口给出了优化分析报告,其中主要结论如表 1 所示。

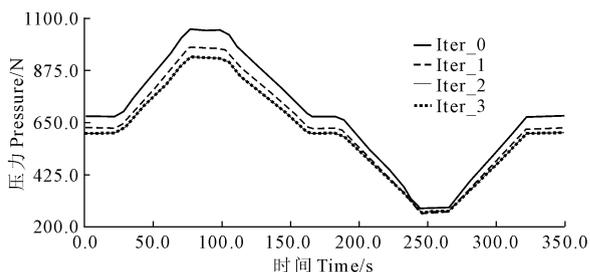


图 4 仿形轮压力变化曲线

Fig. 4 Change curves of profiling wheel pressure

优化结果表明,经过 4 次迭代,ADAMS 找到一个最优点,使仿形轮最大压力从 1054 N 降低为 934 N,播种单体质量从 120 kg 减少为 102.6 kg,弹簧刚度系数从 $12 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ 下降为 $10 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ 。可见,通过合理选择弹簧的刚度系数和预拉力,在保证开沟

深度稳定的同时,还可以降低播种单体质量。

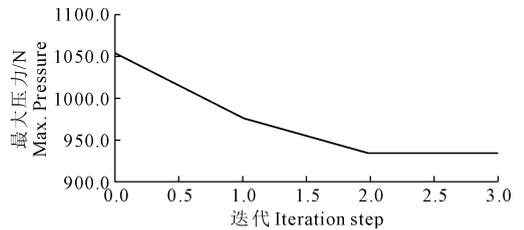


图 5 各次迭代的最大压力值

Fig. 5 Maximal pressure value of each iteration

表 1 优化分析结果

Table 1 Result of optimal analysis

优化指标 Optimization index	仿形轮最大压力 Maximal pressure of profiling wheel/N	弹簧刚度 Spring stiffness /($\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$)	弹簧预拉力 Spring preload /N	播种单体质量 Seeder unit mass /kg
初值 Initial value	1054.5	12	600	120
优化值 Optimization value	934.1	10	800	102.6

4 结 论

1) 建立了四杆仿形机构安装拉力弹簧的免耕播种机播种单体受力模型,分析指出,安装拉力弹簧有利于免耕播种机的轻量化,为了保证播种机在下仿形时能工作可靠,选择弹簧时,弹簧刚度系数应大于某一值。

2) 建立了四杆仿形机构安装拉力弹簧时的免耕播种机开沟深度稳定性数学模型,分析表明,安装拉力弹簧有利于开沟深度稳定,弹簧刚度系数越大,最大偏角越小,开沟深度变化就越小。

3) 采用 ADAMS 软件建立了免耕播种机仿形机构的虚拟样机,对 2BG-2 免耕播种机的仿形机构参数进行了优化分析,结果表明,当弹簧刚度为 $12 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$,弹簧预拉力为 800 N,播种单体质量为 102.6 kg 时,仿形轮最大压力为 934 N。该方法适用于同类型的其它免耕播种机。

参 考 文 献:

- [1] 张德文,李林,王惠民.精密播种机械[M].北京:农业出版社,1982.
- [2] 张守勤,胡树荣,马成林.精密播种单体的动力学分析[J].农业机械学报,1984,(4):26-33.
- [3] 张守勤,马成林,马旭,等.精密播种单体仿形机构的计算机仿真[J].农业工程学报,1994,10(1):50-55.
- [4] 蒋金琳,龚丽农,王明福.免耕播种机单体工作性能试验研究[J].农业工程学报,2000,16(5):64-66.

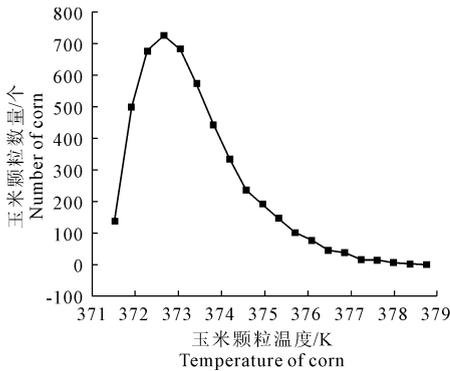


图 6 玉米处于不同温度场数量分布图

Fig. 6 Distribution picture for corn be in different temperature field

3.2 气固合速度分布

图 7 所示(见 277 页彩图)为干燥箱内空气和玉米模型的速度分布云图,空气速率分布区间为 $0 \sim 0.6259 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,其最大值 $0.6259 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 大于入风口空气速率 $0.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,这是由于滚筒内置帘板的转动对空气进行了扰动加速,使处于粒子帘产生处的空气速率明显高于空气进出口处,这样更有利于玉米模型与气体之间的热交换效率。同时,从图 7 中看出滚筒内壁帘板对空气的扰动使空气行走路线发生改变。在此过程中热空气与玉米籽粒有热量和水分交换,产生的废气经干燥箱气体出口排出。

4 结论

1) 通过 CFD - EDEM 耦合模块仿真模拟小区玉米帘式滚筒干燥箱内玉米干燥过程及气固耦合作用下气固热传递及气流场的分布状态。由仿真结果气固热传递云图可知:在 1.5 s 的仿真过程中,玉米模型处于不同温度场数量分布符合正态分布,其中处于 373 K 的玉米模型数量为 735 个左右,大约 75 个玉米模型温度上升了 7.9 K,说明气固热传递数值

模拟的可行性。

2) 由速度云场分析可知,帘板附近空气速度由入口的 $0.50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 上升至 $0.63 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,滚筒内的帘板的转动对空气有扰动加速作用,有利于热空气将热量传导至玉米。

参考文献:

- [1] 中华报告网. 2007—2008 年中国玉米及其种业发展研究报告 [EB/OL]. <http://www.ccmnet.com/B7/200804/17669.asp>. (2008-03-22)[2014-10-10].
- [2] 石德权,郭庆法,汪黎明,等.我国玉米品质现状、问题及发展优质食用玉米对策[J].玉米科学,2001,9(2):3-7.
- [3] 潘永康.现代干燥技术[M].北京:化学工业出版社,1998.
- [4] 吴文福,刘春山,韩峰,等.中国粮食产地干燥的发展现状及趋势[J].农业工程学报,2011,27(14):321-325.
- [5] 师建芳,刘清,谢奇珍,等.新型混流式粮食干燥机的应用[J].农业工程学报,2011,27(14):15-19.
- [6] 黄正明,谭鹤群,陆锐.大型立式干燥机械布料装置设计与试验[J].农业工程学报,2012,28(13):251-256.
- [7] 李长友.粮食热风干燥系统烟评价理论研究[J].农业工程学报,2012,28(12):1-6.
- [8] 周红,刘光蓉,管庶安.数字图像处理技术在玉米种子轮廓检测中的应用[J].种子,2004,23(9):90-92.
- [9] 赵工,宋晓明.SolidWorks 设计与应用教程[M].北京:清华大学出版社,2009.
- [10] 池宁骏,赵立杉.SOLIDWORKS 2007 产品设计教程[M].西安:西北工业大学出版社,2008.
- [11] 张玉荣,周显青.热风 and 真空干燥玉米的品质评价与指标筛选[J].农业工程学报,2010,26(3):346-352.
- [12] 许斌,孙相荣,靳钟江.干燥温度对玉米储存品质的影响[J].粮油食品科技,2009,17(3):4-6.
- [13] 王红英,李倪薇,高蕊,等.不同前处理对饲料玉米比热的影响[J].农业工程学报,2012,28(14):269-276.
- [14] Resort G S, Nevada C R. Material and interaction properties of selected grains and oil seeds for modeling discrete particles [C]// ASABE Annual International Meeting, 2009:3-16.

(上接第 272 页)

- [5] 李宝筏,刘安东,包文育,等.东北垄作滚动圆盘式耕播机[J].农业机械学报,2006,37(5):57-59.
- [6] 林静,刘安东,李宝筏,等.2BG-2 型玉米垄作免耕播种机[J].农业机械学报,2011,42(6):43-46.
- [7] 高焕文,李洪文,姚宗路.我国轻型免耕播种机研究[J].农业机械学报,2008,39(4):78-82.
- [8] 宋殿香.精密播种机开沟深度稳定性研究[J].莱阳农学院学报,1995,12(4):311-315.
- [9] 李军,邢俊文,覃文浩.ADAMS 实例教程[M].北京:北京理工大学出版社,2002.
- [10] 杜岳峰,毛恩荣,宋正河,等.基于 ADAMS 的玉米植株收获过程仿真[J].农业机械学报,2012,43(增):106-111.
- [11] Gratton J, Chen Y, Tessier S. Design of a spring-loaded downforce

- system for a no-till seed opener [J]. Canadian Biosystems Engineering, 2003,45:229-235.
- [12] Magalhaes P S, Bianchim A, Braunbeck O A. Simulated and experimental analyses of a toothed rolling coulter for cutting crop residues [J]. Biosystems Engineering, 2007,96(2):193-200.
- [13] 包文育.东北垄作免耕播种机关键部件研究与整机设计[D].沈阳:沈阳农业大学,2009.
- [14] 王庆杰,李洪文,徐狄娟,等.大垄双行玉米免耕播种技术研究[J].干旱地区农业研究,2007,25(2):17-20.
- [15] 彭霞,徐为民,曹杰.基于 ADAMS 的番茄翻秧机的仿真分析[J].农机化研究,2012,(2):157-159.
- [16] 刘海柱,雷秀,李扬,等.基于 ADAMS 锻造操作机铧杆机构的优化设计[J].锻压技术,2008,33(3):106-108.