doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.07.011

# 基于虚拟样机的桁架式喷洒车稳定性动力学仿真\*

汤 跃1 赵 进1 邱志鹏2 彭 涛2

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心,镇江 212013; 2. 江苏华源灌排有限公司,徐州 221500)

摘要:为了提高卷盘式喷灌机桁架式喷洒车爬坡和抗倾覆能力,克服喷洒车试验周期长、成本高、试验优化能力受限制的缺点,采用虚拟样机软件 ADAMS 建立 JP75 型喷灌机桁架式喷洒车的动力学参数化仿真模型,对喷洒车的纵向、横向抗倾覆性以及爬坡能力进行了仿真。分析了不同坡度角工况下影响桁架式喷洒车爬坡和抗倾覆能力的几种关键因素,采用二分法控制仿真坡度角的变化,对各因素的影响程度进行了仿真试验研究,提高了仿真速度。通过对影响爬坡和倾覆性能较大的地面粘附系数、质心高度、轮距等关键因素进行优化,使临界爬坡角比现有喷洒车提高了 21.48%。优化后新机型的试验运行结果表明,在同样坡度工况下新机型倾覆次数明显减少,能够达到的最大爬坡角得到提高,仿真优化取得明显效果。

关键词:卷盘式喷灌机 桁架式喷洒车 动力学仿真 车辆地面力学 中图分类号: S275.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2015)07-0072-07

## Dynamics Simulation of Stability of Spraying Vehicles Based on Virtual Prototype

 $Tang \ Yue^1 \quad Zhao \ Jin^1 \quad Qiu \ Zhipeng^2 \quad Peng \ Tao^2$ 

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China
 2. Jiangsu Huayuan Irrigation and Drainage Co., Ltd., Xuzhou 221500, China)

Abstract: Truss type sprinkler cart is one of the main parts of traveller irrigation machine, which plays an important role in modern agricultural irrigation. However, the sprinkler cart may get overturned or broken in the fields because of its large spraying arm span, unreasonable span setting between wheels and/or excessive moisture of the fields. Thus, a parameterized dynamics simulation model was established for type JP75 sprinkler cart in the software ADAMS to improve its abilities of slope-climbing and anti-overturning. Qualitative performances of the sprinkler cart were analyzed based on the proposed model. The slope angle was taken as an evaluation index of slope-climbing and anti-overturning abilities. Several key factors affecting the climbing abilities greatly were optimized, such as attachment coefficient, wheel spacing and centroid height. The bisection method was firstly brought into the simulation of sprinkler cart to accelerate the algorithm convergence. Compared with the current machine, simulation results show that the optimized sprinkler cart improves its stability by increasing the slope angle with 21. 48%. Moreover, a physical prototype was developed and a field test was conducted to confirm both the accuracy of the simulation and the validity of the methods adopted. Test results show that both the number of overturn and torsion extent of the cart were decreased greatly with the water distribution uniformity increased dramatically. The abilities of slope-climbing and anti-overturning of truss type sprinkler cart were improved significantly. This paper provides a new method for the design of truss type sprinkler cart. Key words: Traveller irrigation machine Truss type sprinkler cart Dynamics simulation Vehicle

terramechanics

收稿日期: 2014-12-13 修回日期: 2015-04-26

<sup>\*</sup> 江苏省农业厅科技支撑计划资助项目(BE2012385)、国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2011AA100506)和江苏省科技基础 设施建设计划资助项目(BM2012298)

作者简介:汤跃,研究员,主要从事节水灌溉装备及智能化研究, E-mail: tomt@ ujs. edu. cn

#### 引言

多喷头桁架式喷洒车是目前最为常见的卷盘式 喷灌机配套用喷洒车之一,和单喷头喷洒车相比,具 有能耗低、喷洒均匀度高等优点。但是由于桁架式 喷洒车跨距大,经常在泥泞的农田或者起伏不平的 坡地上运行,恶劣的作业环境使喷灌机的喷洒车通 过性变差,甚至发生喷洒车沿坡地下滑或者翻倾的 现象,破坏了灌溉的同步性和喷洒的均匀性,严重时 会造成喷洒车的损坏,耽误农时<sup>[1-2]</sup>。因而有必要 对这种形式的喷洒车在复杂路况下的运动和动力学 情况作深入分析。

常规的喷灌机械试验手段受天气、场地等多因 素制约,试验成本高,周期长,设计参数依靠经验,效 果往往不理想<sup>[3]</sup>。运用 CAE 仿真的方式,在开发新 型喷洒作业机械过程中,对已设计好的机械进行多 种力学性能分析,可以快速检验设计方案,并进行多 参数优化,达到节省成本、获得最大经济效益的目的。

本文就国内典型 JP75 型桁架式喷洒车参数原型,针对在 23.5°纵向坡度角和 9.5°横向坡度角工 况下易发生翻倾和侧滑问题作分析优化。

#### 1 桁架式喷洒车结构与受力分析

如图 1 所示,桁架式喷洒车的整体结构是对称 的,车轮两侧喷头均匀对称分布,喷洒反作用力相互 抵消。喷洒车中间为薄壁不锈钢管,上部为焊接在 一起的固定桁架,中间焊接有供水三通,供水前管连 接 PE 管供水。下部有 3 个车轮支点的稳定性结 构。根据文献[4],JP75 型喷灌机的喷洒车横向跨 度选为 30 m。



#### 1.1 临界坡度角分析

取桁架的伸展方向为横向,行走方向为纵向。 当喷洒车停放在纵向或横向坡地上时,其抵抗纵向 翻倾和横向滑移的能力通常用临界坡度角来衡 量<sup>[5]</sup>,纵向坡的翻倾临界坡度角记为 $\alpha_z$ ,横向坡的 滑移临界坡度角记为 $\alpha_h$ 。图2和图3分别是喷洒 车在纵向和横向坡地上的受力情况。图2中,G为 喷洒车的重力, $F_q$ 为喷洒车的驱动力, $F_{f1}$ 、 $F_{f2}$ 分别 为前后轮纵向滚动阻力, $Z_{q1}$ 、 $Z_{q2}$ 分别为土壤对车轮 的垂直反力,R为驱动轮的动力半径,H为喷洒车的 质心高度,L为喷洒车前后轮距,L'为中轴线与后车 轮心沿坡度方向上的距离,v 为沿坡度方向的行走 速度, $\alpha$  为坡度角。图 3 中, $F_{\beta}$ 、 $F_{\beta}$ 、 $F_{\beta}$ 为三支点受 横向坡侧滑阻力。当喷洒车的后两轮制动静止,前 轮刚好抬离地面时,此时得到不发生倾覆的最大坡 度角为纵向坡的翻倾临界坡度角  $\alpha_z$ ,对  $O_2$  点取矩, 可得到

 $HG\sin\alpha_z = L'G\cos\alpha_z \tag{1}$ 

即



图 2 项四半往纵问圾地上交刀小息图

Fig. 2 Stress of sprayer on longitudinal slope



图 3 喷洒车在横向坡地上受力示意图

Fig. 3 Stress of sprayer on transverse slope

当喷洒车在横向路面上匀速移动,如图3所示, 前后轮刚好发生滑移的临界坡度角<sup>[6]</sup>关系式为

 $G \sin \alpha_h = \mu_d G \cos \alpha_h \tag{3}$ 

 $\alpha_h = \arctan \mu_d$ 

式中  $\mu_d$ ——滑动摩擦因数

#### 1.2 爬坡时车轮受力分析

喷洒车的牵引力来自连接卷盘车的 PE 管,在 喷洒车纵向爬坡工况下,其爬坡能力也用坡度角 α<sub>i</sub> 来衡量。当牵引力足够大时,地面能够给车轮提供 的最大附着力,是喷洒车能够前进不拖行的极限。 在运行过程中,必须考虑地面和车轮之间的相互作 用,根据地面-车辆动力学分析理论<sup>[7]</sup>,经典的车辆 轮胎和地面相互作用的力学模型是 1950—1952 年 Bekker 提出的土壤剪切应力应变关系式。在轮胎 充满气,土壤相对足够松软的情况下,可以将车轮看 成刚性体,如图 4 所示,压力-沉陷公式为

$$\sigma_0 = \left(\frac{k_c}{b} + k_\varphi\right) z_0^n \tag{5}$$

其中

即

 $z_0 = \frac{3P}{\left(k_c + bk_{\varphi}\right)\sqrt{D}(3-n)}$ 

(2)

(4)



Fig. 4 Force of wheel and ground

车轮在向右行走过程中,车轮受到底部压实土 壤的支撑力δ,以及轮缘所受的土壤的切向力τ。根 据实际情况,忽略轮胎大变形,车轮受到行走阻力和 行走推力两种作用力。行走阻力主要由压实阻力、 推土阻力和坡度阻力组成<sup>[8-9]</sup>。行走推力主要由地 面摩擦力提供。当行走推力大于行走阻力时,车辆 向前行走。

## 1.2.1 车轮受到土壤的推力

车轮受到土壤最大的推力 F<sub>w</sub><sup>[10]</sup>可以表示为

 $F_w = cA + P \sin \varphi$ 其中  $A = 2b \sqrt{Dz_0 - z_0^2}$ 式中 A——轮缘与土壤的接触面积

c-----土壤内聚力系数

φ----土壤内摩擦角

1.2.2 车轮受到土壤的压实阻力

压实阻力为轮胎压实土壤时遇到的阻力<sup>[11]</sup>,弹 性轮胎压实阻力 *F<sub>Re</sub>*的计算公式为

$$F_{Rc} = \frac{bz_0^{n+1}}{n+1} \left( \frac{k_c}{b} + k_{\varphi} \right)$$
(7)

1.2.3 车轮受到土壤的推土阻力

车轮滚动时,除了垂直方向产生的压实阻力之 外,还需要克服向前推移时由于车轮滑转沉陷和车 轮前进形成的隆起土壤的阻力<sup>[12]</sup>。尤其是在松软 潮湿的农田土壤环境下,行走车辆的下陷以及阻力 较大。推土阻力计算公式为

$$F_{Rb} = b(cz_0K_{pc} + 0.5z_0^2\gamma K_{pr})$$
(8)  

$$\ddagger \psi \qquad K_{pc} = (N_c - \tan\varphi)\cos^2\varphi$$

$$K_{pr} = \left(\frac{2N_r}{\tan\varphi} + 1\right)\cos^2\varphi$$

式中 γ----土壤容积密度

N<sub>c</sub>、N<sub>r</sub>——土壤 Terzaghi 承载能力因数

1.2.4 车轮受到的坡度阻力

在一定的坡度上,车辆还需要克服重力在坡度 方向上形成的坡度阻力 *F<sub>ns</sub>*,计算式为

$$F_{R_{e}} = G \sin \alpha \tag{9}$$

#### 2 喷洒车仿真模型的建立

#### 2.1 虚拟样机模型与参数定义

以虚拟设计思想、复杂系统运动学和动力学基本理论方法和拓扑技术为基础,在计算机数字技术环境下进行的多体系统运动学和动力学的仿真分析,已经得到了许多商业分析软件的支持,其中最具代表性的产品是 MSC 公司的 MSC. ADAMS<sup>[13]</sup>。它采用拉格朗日方程的方法,用刚体*i*的质心笛卡尔坐标和反映刚体方位的欧拉角作为广义坐标,即 $q_i = [x, y, z, \psi, \theta, \varphi_1]_i^T, q = [q_1^T, q_2^T, \dots, q_n^T]^T, \psi \setminus \theta \setminus \varphi_1$ 为欧拉角的独立角参数,即进动角 $\psi$ 、章动角 $\theta$ 和自转角 $\varphi_1$ 。每个刚体采用6个广义坐标描述。求解的动力学方程为

$$\begin{cases} F(q, v, \dot{v}, \lambda, t) = 0\\ G(v, \dot{q}) = v - \dot{q} = 0\\ \boldsymbol{\Phi}(q, t) = 0 \end{cases}$$

式中 q——广义坐标矩阵

(6)

𝑢、q→−−广义速度矩阵

λ——约束力及作用力矩阵

F——系统动力学及用户自定义微分方程

G——非完整约束方程矩阵

●——完整约束方程矩阵

在三维建模软件 Pro/E 中建立桁架式喷洒车的 主要横梁和水管等部件,通过 x\_t 格式文件导入到 ADAMS 中,通过先构建参数点,再建立车架等部件 的方式,完成整个虚拟样机的建模和关键点的参数 化,便于下一步的优化仿真分析<sup>[14]</sup>。整个桁架喷洒 车的仿真模型质量为 m = 387.26 kg,驱动力半径 R = 0.2 m,桁架总长 30 m,初始的质心高度为 H =0.72 m,前后轮距 L = 1.15 m。根据 GB/T 21400.1—2008<sup>[15]</sup>推荐的试验数据,试验的最高行 走速度设置为 50 m/h。图 5 为桁架式喷洒车虚拟 样机模型。

其中,喷洒车的支腿和车轮之间采用旋转副连 接,地面与系统默认的大地之间采用旋转副连接。 其他都采用固定铰接的方式连接。车轮和地面之间 采用 solid-solid 定义接触。碰撞力接触算法采用基 于 Hertz 理论的 Impact 函数模型,它将实际物体的 碰撞过程等效为基于穿透深度的非线性弹簧-阻尼



x1----位移开关量

x-----接触物体之间的实测位移

x——穿透深度

ξ----非线性弹簧力指数

d——阻尼最大时两接触物体的穿深度

 $(x > x_1)$ 

C<sub>max</sub>——最大接触阻尼

接触部分需要定义相互之间的摩擦力,摩擦力 使用 Coulomb 法进行计算。实际仿真土壤参数采用 与我国相同纬度、相同土壤质地的美国 BEARDEN 地区 III Kent. Minnesota 测试点的农田土壤的地面力 学特性参数<sup>[16]</sup>,针对我国最常见的粘性土壤性质, 其中  $\gamma = 1$  256 kg/m<sup>2</sup>, c = 344.7 Pa,  $\varphi = 0.37$  rad,  $k_c = 97$  294 Pa/m<sup>-1/2</sup>,  $k_{\varphi} = 13$  680.3 Pa/m<sup>1/2</sup>,  $\xi = 0.5$ 。 根据 Terzaghi 承载能力系数随土壤内摩擦角的变化 关系图可以查出  $N_c = 17$ 、 $N_r = 5$ 。喷洒车的摩擦因 数的设定根据接触算法,参考文献[15]推荐的试验 数据和实际车轮滑移情况初步制定如表1所示。



parameters in ADAMS

参数	数值
	0.9
动摩擦因数 $\mu_d$	0.75
静滑移速度 v <sub>s</sub> /(m·s <sup>-1</sup> )	0.001
动滑移速度 $v_d/(\mathbf{m}\cdot\mathbf{s}^{-1})$	0.003

#### 2.2 控制策略

#### 2.2.1 速度控制

为了保证喷灌品质,获得良好的喷洒均匀度,喷 洒车的运动应该近似为匀速直线运动。在 ADAMS 中实现匀速控制的方法有速度控制和力矩控制两种 方式,此处为了适应变化的坡度角采用力矩控制方 法。 ADAMS 中车轮与路面之间是刚性接触,与实际的弹性车轮与土壤的接触有显著的区别<sup>[17]</sup>。根据上面的受力分析,将土壤对车轮的压实阻力和推土阻力作等效变换,如图 6 所示,车轮所受的沿轮缘方向的压应力和剪切应力可以等效为作用在一点上面的沿着轮缘法向力  $F_{\sigma}$ 和切向力  $F_{\tau}$ 。这 2 个力的合外力 F 同时又可以分解成沿竖直和水平方向的力 $F_{a}$ 和  $F_{h}$ 。将力  $F_{a}$ 和  $T_{h}$  平移到车轮与刚性路面接触点 C 处,得相等大小的力与一个反向力矩  $T_{f}$ 。将力矩等效为绕着车轮中心力矩和支腿力矩作分解,则有关系: $T_{b} = T_{f}$ 、 $T_{c} = T_{f}$ 。车轮所受阻力矩  $T_{c}$ 可以表示为车轮受到的压实阻力  $F_{Re}$ 和推土阻力  $F_{Rb}$ 之和与车轮半径 R的乘积,即

$$T_{c} = T_{f} = (F_{Rc} + F_{Rb})R$$
(11)





综上,车轮在受到牵引前进爬坡过程中,不发生 滑动,能从地面得到的最大牵引力 F<sub>a</sub> 可以表示为

$$F_{d} = F_{\omega} - F_{Rc} - F_{Rb} - F_{Rs}$$

$$F_{d} = F_{\omega} - \frac{T_{c}}{P} - F_{Rs} \qquad (12)$$

式中 *F<sub>Rs</sub>*为公式(9)的坡度阻力。在 ADAMS 中对车 轮施加与阻力方向相反的驱动力矩 *T*,定义车轮与 路面的相对有效摩擦因数为

$$f = \frac{F_h}{F_v}$$

则力矩控制的关系方程为

即

$$\begin{cases} F_{h} = \frac{T}{R} \\ F_{v}^{2} + F_{h}^{2} = F_{\sigma}^{2} + F_{\tau}^{2} \rightarrow T = Rf \sqrt{\frac{F_{\sigma}^{2} + F_{\tau}^{2}}{1 + f^{2}}} & (13) \\ f = \frac{F_{h}}{F_{v}} \end{cases}$$

在保证  $T_e \leq T \leq F_d R$  的情况下,控制 T 的大小。使 仿真以每帧 0.2 s 的速度检测 1 次车轮的速度,当车 轮速度低于或者超过设定标准转速,可以通过调整  $f = \pm 0.02$ 来增加或者减小  $\Delta T$ ,从而达到保持桁架 车匀速运动的目的。

## 2.2.2 坡度角控制

为了实时考察在一个连续变化的坡度角 $\alpha_i$ 下 喷洒车爬坡的真实情况,控制虚拟样机中的地面以 一支点为中心,在水平方向上旋转变化。控制坡度 角连续变化会导致喷洒车的线速度和旋转角速度耦 合失真,为了避免地面连续旋转角 $\omega$ 对喷洒车坡度 运动线速度的影响,旋转角大小的设定采用二分法, 从而对临界坡度角进行离散逼近。取从 90°到 0°为 初始上下边界范围, $v_z - R\omega < 0$  为车轮发生打滑的 判别条件,其中, $v_z$  为中间车轮沿纵向坡度的速度标 量。如果车轮发生打滑,则下一次的仿真坡度角取 本次坡度角和上次下边界坡度角之和的一半。反之 如果不发生打滑,则下一次的仿真坡度角取本次坡 度角与上一次上边界坡度角之和的一半。

最终的坡度角精度控制在 1°范围里。输出的 α<sub>3</sub>即为临界坡度角。整个坡度角仿真控制的流程 图如图 7 所示。



## 3 喷洒车典型运动工况仿真

## 3.1 纵向翻倾坡度角仿真

将喷洒车停靠在坡度上,后腿与路面用固定副 锁死,设置第1个传感器来监测中间轮和路面之间 的距离,采用二分法进行仿真计算,当监测到车轮刚 好脱离地面时,仿真停止,此时的坡度角即为纵向坡 的翻倾临界坡度角 α<sub>2</sub>。仿真次数和坡度角的关系 如图 8 所示。

仿真在第8次的时候停止,此时  $\alpha_z = 51.25^\circ$ 。

## 3.2 横向滑移角仿真

当喷洒车在一定坡度上以 v = 50 m/h 横向行驶时,逐渐增大横向坡度角,设置第 2 个传感器,当检测到车轮的横向滑移量大于等于 0.01 m 时,仿真停





止,测得此时的临界滑移坡度角  $\alpha_h$ 。坡度角和仿真 次数关系曲线如图 9 所示。



仿真在第 8 次的时候停止,此时的临界坡度角为  $\alpha_h = 6.38^\circ$ 。

## 3.3 纵向爬坡坡度角仿真与优化

在质心高度为 0.72 m,前后轮轮距 1.15 m,地 面的滑动摩擦因数即滑移系数  $\mu_d$  为 0.75 的初始状 态下,以最高速进行爬坡仿真,得临界坡度角为 28.40°。

以临界坡度角为喷洒车稳定性的主要评价指标,对影响爬坡和倾覆性能较大的地面粘附系数μ、 质心高度 H、轮距 L 等作为设计变量进行优化。分 析不同坡度角工况下影响桁架式喷洒车爬坡和抗倾 覆能力的几种关键因素的敏感程度。定义的优化目 标函数和约束条件为

 $\begin{cases} \text{Max } \alpha_i(\mu, H, L) \\ 0.25 < \mu < 0.95 \\ 0.22 < H < 1.32 \\ 0.65 < L < 1.65 \end{cases}$ (14)

对 $\mu$ 、H和L的变量取值范围设置 4 个默认水平,得 到 4 个分段点,然后进行 64 次 DOE 试验优化分析, 分段点的情况见表 2。

最终得到一个坡度角随试验次数的变化曲线如 图 10 所示。由图中明显的 4 个下降区段可以得出, 质心高度 H 对爬坡能力的影响程度最大,其次是前 后轮距 L 和地面动摩擦因数  $\mu$ 。当坡度角最大时,  $\mu = 0.48$ , H = 0.83 m, L = 1.35 m,  $\alpha = 34.58$ °。以坡 度角为稳定性指标,对比优化前后同一款机型配套 桁架式喷洒车的爬坡抗倾覆能力,优化后喷洒车的 爬坡能力比原始设计能力提高了 21.48%,下面以 试验验证爬坡能力提高的具体情况。

表 2 分段点的取值 Tab. 2 Values of segment points

变量名	$\mu$	Н	L	
分段点值	0.25,0.48,	0.22,0.58,	0.65,0.98,	
	0.7,0.95	0.95,1.32	1.32,1.65	
	35.0 34.5 34.0 金麗監 33.5 33.0 32.5 31.0 0 20	40 m	₩ 60 80	
图 10 爬坡角与试验次数的关系				
Fig. 10 Relationship between climbing angle				
and number of test				

#### 4 坡度通过性验证

依据本文优化后的参数结果,重新改进了 JP75 型喷洒车,原理如图 11 所示,其中坡度采用可旋转 调节斜坡平台配合可调校高度的支腿模拟。



图 11 坡度台架原理图

Fig. 11 Schematic diagram of bench for slope test 1. 旋转铰链 2. 可调高度支腿

经实地运行,在原有 23.5°纵向坡度角和 9.5° 横向坡度角通过 10 次时,发生纵向翻倾和横向打滑 的次数由 3 次下降到零次翻倾、1 次侧滑,翻倾情况 得到较为明显改观。新机型在 35°坡度角的工况下 10 次往复上下坡,纵向翻倾次数为 1 次。表 3 为通



图 12 坡度通过性验证 Fig. 12 Verification of climbing ability

过性试验统计表。其中"Y"代表顺利通过,"N"代 表翻倾或打滑。证实了仿真优化取得了良好的实际 效果。

表 3 坡度通过性验证 Tab. 3 Verification of climbing ability

试验	改进后斜坡试验		35° 披度试验
14、199.	以近府府极风迎		- 3.5 观皮风迥
编号	纵向坡度角/(°)	通过性	通过性
1	32.0	Y	Y
2	32.5	Y	Y
3	33.0	Y	Y
4	33.5	Y	Y
5	34.0	Ν	Y
6	34. 5	Y	Y
7	35.0	Y	Ν
8	35.5	Y	Y
9	36.0	Ν	Y
10	36.5	Ν	Y

#### 5 结论

(1) ADAMS 中控制坡度角连续变化会导致喷洒车的线速度和旋转角速度耦合失真问题。采用二分法控制角度变化可以加快仿真的速度同时保证精确性。

(2)以 JP75 型喷灌机配套用的桁架式喷洒车 在实际路况下的行走受力情况为例,对影响稳定性, 可能导致倾覆的地面粘附系数、质心高度和轮距尺 寸进行了分析优化。优化后喷洒车的爬坡能力比原 始设计能力提高了 21.48%。实际的运行试验表 明,优化后的新机型在同样坡度工况下倾覆次数明 显减少,能够达到的最大爬坡角得到提高,证实修改 后机型抗倾覆能力得到了提升,仿真优化取得了良 好的效果。

参考文献

- 1 Edling R J. Variation of center pirot operation with field slope[J]. Transactions of the ASAE, 1979, 22(5):1039-1043.
- 2 袁寿其,李红,王新坤,等.中国节水灌溉装备发展现状、问题、趋势与建议[J].排灌机械工程学报,2015,33(1):78-92. Yuan Shouqi, Li Hong, Wang Xinkun. et al. Status, problems, trends and suggestions for water-saving irrigation equipment in China[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015,33(1):78-92. (in Chinese)

- 3 郭永,韩宝生,丁海泉,等.双旋转臂直行自走式微喷灌机的研制[J]. 农机化研究,2007 (3):69-71. Guo Yong, Han Baosheng, Ding Haiquan, et al. Design of a straight-advance self-propelled minimum sprinkler with double rotation arm[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2007(3):69-71. (in Chinese)
- 4 SL 280-2003 卷管牵引绞盘式喷灌机使用技术规范[S]. 2003.
- 5 严海军,金宏智,李军叶,等. 圆形和平移式喷灌机塔架车的纵向稳定性[J]. 农业机械学报,2005,36(11):42-45. Yan Haijun, Jin Hongzhi, Li Junye, et al. Longitudinal stability analysis of towers of center-pivot and linear-move irrigation system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005,36(11):42-45. (in Chinese)
- 6 范永申, 黄修桥, 李金山, 等. 喷灌和软管灌溉两用轻小机组洒水车稳定性分析[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(3): 256-259.
  - Fan Yongshen, Huang Xiuqiao, Li Jinshan, et al. Stability analysis on light weight and small size watering cart for dual purpose of both sprinkling irrigation and hose irrigation [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(3): 256 259. (in Chinese)
- 7 张克健. 车辆地面力学[M]. 北京:国防工业出版社, 2002: 22-31.
- 8 陈浩,吴伟蔚,刘新田,等. 轮胎压实对机具牵引阻力的影响[J]. 农业机械学报,2010,41(2):52-57,98.
   Chen Hao, Wu Weiwei, Liu Xintian, et al. Effect of wheel traffic on working resistance of agricultural machinery in field operation [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(2):52-57, 98. (in Chinese)
- 9 刘平义,高金成,李海涛,等.农用全地形仿形行走底盘地面力学特性[J].农业机械学报,2012,43(10):36-40.
- Liu Pingyi, Gao Jincheng, Li Haitao, et al. Terramechanics of all terrain adaptive locomotion chassis for farmland [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10): 36-40. (in Chinese)
- 10 杜岳峰,朱忠祥,毛恩荣,等. 基于 ADAMS 的丘陵山地小型玉米收获机仿真 [J]. 农业机械学报, 2011, 42(12):1-5. Du Yuefeng, Zhu Zhongxiang, Mao Enrong, et al. Simulation on small-scale corn harvester for hilly area based on ADAMS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(12):1-5. (in Chinese)
- 11 陈百超.月球车新型移动系统设计[D].长春:吉林大学,2009.
- 12 Wong J Y. Theory of ground vehicles [M]. New York: John Wiley & Sons, 2001.
- 13 石博强, 申焱华, 宁晓斌, 等. ADAMS 基础与工程范例教程[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2007.
- 14 李增刚. ADAMS 入门详解与实例 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2007.
- 15 GB/T 21400.1-2008 绞盘式喷灌机第1部分:运行特性及实验室和田间试验方法[S].2008.
- 16 贝克 M G. 地面-车辆系统导论 [M]. 北京:机械工业出版社, 1978: 198.
- 17 左艳蕊,宗志坚,刘忠途,等. 基于多体接触碰撞的松软地面车轮沉陷仿真[J]. 农业机械学报,2009,40(10):33-38,23. Zuo Yanrui, Zong Zhijian, Li Zhongtu, et al. Numerical simulation of wheel sinkage on soft terrain based on multibody contact problem[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(10): 33-38, 23. (in Chinese)