

不同激励源下宽幅喷雾机喷杆的动态特性分析

吴吉麟, 苗玉彬^{*}

(上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘要: 针对不同激励源下喷杆运动特性的分析问题, 该文根据宽幅喷雾机悬架和喷杆的几何特征建立了带弹簧阻尼器的悬架-喷杆模型, 在频域内对模型进行综合分析, 并根据其脉冲响应、阶跃响应和频率响应特性优选出理想的弹簧阻尼系数并对模型进行了动态仿真分析, 观察了模型在不同激励源下喷杆和悬架末端的位移变化情况。研究表明: 弹簧阻尼器的安装位置不是影响悬架性能的主要参数; 旋转运动对喷杆的影响远大于平移运动对喷杆的影响; 带弹簧阻尼器的模型可以满足设计要求。

关键词: 悬架, 动态分析, 农业机械, 旋转运动, 喷雾机, 喷杆

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2012.04.007

中图分类号: S493⁺.1

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2012)-04-0039-06

吴吉麟, 苗玉彬. 不同激励源下宽幅喷雾机喷杆的动态特性分析[J]. 农业工程学报, 2012, 28(4): 39—44.

Wu Jilin, Miao Yubin. Dynamic characteristic analysis of boom for wide sprayer with different exciting sources[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(4): 39—44. (in Chinese with English abstract)

0 引言

宽幅喷雾机在行走作业时, 不平地面的激励会导致喷杆的不规则运动, 从而影响喷雾效果, 降低农药的生物效应。为了保证植物的正常生长和产量, 通常采用加大农药剂量的方法来弥补这种不足。这不仅造成农药的浪费, 还会污染环境。因此, 抑制喷杆不规则运动在解决上述问题时具有显著效果。

大量的研究和田地测量结果表明: 由于喷杆的不规则运动, 其全面雾量分布的变异系数波动范围为 0~800% (理想的雾滴沉积为 100%)^[1-2]。因此, 在喷雾作业时, 应尽量优化悬架喷杆结构, 使喷杆能够随着机身的低频摆动而摆动, 以适应地面的起伏。而当外部激励引起喷雾机机身产生高频振动时, 悬架应能隔离这种高频振动, 使喷杆保持相对稳定, 以免喷雾质量恶化^[3-4]。

国外对喷雾机喷杆的运动特性研究较早。Jan Anthonis 与 Herman Ramon 等设计出可以抑制喷杆水平方向上的不规则运动的悬挂机构^[5-9]。Ooms 等则使用超声传感器和加速计测量喷杆的垂直运动^[10-11], Jeon 等利用泵来研究喷杆动态性能对喷雾均匀性的影响^[12], Clijmans 等运用仿真技术研究喷杆动态性能对喷雾效果的影响^[13-14]。但是, 针对不同激励源下的喷杆进行动态特性分

析的研究比较少。国内在喷杆动态特性方面的研究也相对较少。如江苏理工大学的张际先教授对“Patriot”大型喷雾机的悬架性能和优化曾进行过初步探索^[3-4]。本文针对宽幅喷雾机建立了悬架-喷杆模型, 主要研究了不同激励源下喷杆的动态特性。

1 材料与方法

1.1 模型的建立

影响喷雾输出的最主要的喷杆不规则运动有翻滚、偏转和振荡。如图 1 所示, 翻滚是指喷杆绕着平行于机体行进方向的水平轴做反对称的上下旋转晃动; 偏转是指喷杆绕着垂直于水平面的纵向轴做反对称的前后旋转晃动; 振荡则是指喷杆绕着平行于机体行进方向的水平轴做对称的前后摆振运动。喷杆的不规则运动都可以分解为水平运动 (偏转、振荡) 和垂直运动 (翻滚)。Clijmans 等的仿真结果表明, 无论是垂直还是水平方向的喷杆的变化, 都会严重干扰喷雾输出^[13-14]。所以, 研究喷杆的动态特性对于优化喷杆悬架机构, 实现喷雾精准控制, 改善喷雾输出都具有积极的作用。

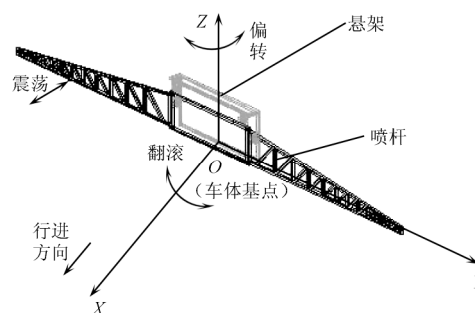


图 1 影响喷雾输出的喷杆主要不规则运动
Fig.1 Most erratic behavior of boom affecting spray distribution pattern

投稿日期: 2011-08-26 修订日期: 2011-12-20

基金项目: 国家自然科学基金(No.30971688); 上海市科技兴农重点攻关项目(沪农科攻字[2007]第 7-1 号)

作者简介: 吴吉麟 (1988—), 男, 江西宜春人, 研究方向为机械电子, 上海 上海交通大学机械与动力工程学院, 200240。

Email: zijinwenxiang@126.com

^{*}通信作者: 苗玉彬 (1973—), 男, 山东青岛人, 副教授, 博士, 主要从事智能装备和无线网络方面的研究。上海 上海交通大学机械与动力工程学院, 200240。Email: ybmiao@sjtu.edu.cn

为了研究从机体悬架到喷杆的运动传递情况, 首先根据宽幅喷雾机的几何特征建立悬架-喷杆模型。本文研究的宽幅喷雾机喷杆宽 25 m, 共分成 5 段, 每 5 m 一段, 机体两侧的两段喷杆都可以折叠。工作时喷杆全部张开。如图 1 所示。

模型中的悬架固定在机身上。若悬架与喷杆直接进行固定连接, 即为无弹簧阻尼器的悬架-喷杆模型 (如图 2a 所示)。为了抑制喷杆运动, 本文在喷雾机的喷杆和悬架之间加入了弹簧阻尼器, 即为带弹簧阻尼器的悬架-喷杆模型 (如图 2b 所示)。悬架通过 2 组 4 个弹簧阻尼器与喷杆连接。其中一组置于水平运动平面上, 用于限制喷杆在水平平面上的运动; 另外一组则置于垂直运动平面上, 用于限制喷杆在垂直平面上的运动。

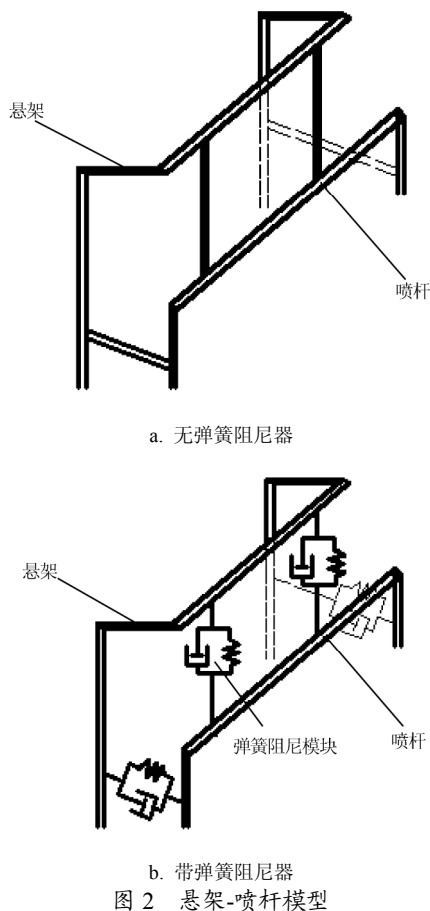
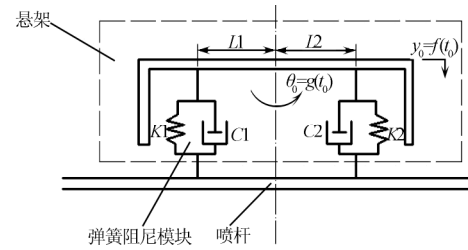


Fig.2 Boom-suspension model without spring-damper and with spring-damper

1.2 模型的分析

为了优选出弹簧阻尼系数, 本文先对模型进行分析。在带弹簧阻尼器的悬架-喷杆模型中, 如果将喷杆的不规则运动分解为水平平面上的运动和垂直平面上的运动, 则每个平面上的运动模型如图 3 所示。

由图 3 可知, 左边弹簧阻尼器的弹簧刚度系数和阻尼系数分别为 K_1 、 C_1 , 右边的为 K_2 、 C_2 , 这是影响悬架系统性能的 4 个主要参数。所使用的宽幅喷雾机喷杆的质量为 $m=500$ kg, 转动惯量为 $J=2\ 500\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 。



注: K_1 表示左边弹簧阻尼器的弹簧刚度系数, N/m; K_2 表示右边弹簧阻尼器的弹簧刚度系数, N/m。 C_1 表示左边弹簧阻尼器的阻尼系数, N·s/m; C_2 表示右边弹簧阻尼器的阻尼系数, N·s/m。 L_1 表示左边弹簧阻尼器中心到旋转中心的距离, m; L_2 表示右边弹簧阻尼器中心到旋转中心的距离, m。 x_0 表示悬架的运动位移, m。 t_0 表示时间, s。 θ_0 表示悬架的旋转角度, rad。 $x_0=f(t_0)$ 表示悬架运动位移 x_0 是关于时间 t_0 的函数; $\theta_0=g(t_0)$ 表示悬架旋转角度 θ_0 是关于时间 t_0 的函数。

图 3 平面运动模型

Fig.3 Model of plane motion

机体传递给喷杆的不规则运动有平移运动 $x_0=f(t_0)$ 和旋转运动 $\theta_0=g(t_0)$ 。下面先对平移运动进行讨论:

在平移运动中, 由于 2 个弹簧阻尼器是并联的, 可以将其看作是一个模块, 其弹簧阻尼系数分别为 (K_1+K_2) 、 (C_1+C_2) 。于是可以得到一个弹簧阻尼质量系统, 假设喷杆运动方向与悬架相同, 建立喷杆运动方程

$$(K_1+K_2)(x_0-x)+(C_1+C_2)(v_0-v)-ma=0 \quad (1)$$

式中, x_0 表示悬架的运动位移, m; x 表示喷杆的运动位移, m。 v_0 表示悬架的运动速度, m/s; v 表示喷杆的运动速度, m/s。 a 表示喷杆的运动加速度, m/s^2 。 K_1 表示左边弹簧阻尼器的弹簧刚度系数, N/m; K_2 表示右边弹簧阻尼器的弹簧刚度系数, N/m。 C_1 表示左边弹簧阻尼器的阻尼系数, N·s/m; C_2 表示右边弹簧阻尼器的阻尼系数, N·s/m。

假定初始条件

$$x(0)=0; \quad v(0)=0 \quad (2)$$

对式 (1) 进行 Laplace 变换, 可以求得悬架-喷杆系统的平移运动传递函数 $G(s)$

$$G(s)=\frac{x(s)}{x_0(s)}=\frac{(K_1+K_2)+s(C_1+C_2)}{(K_1+K_2)+s(C_1+C_2)+s^2m} \quad (3)$$

式中, $x_0(s)$ 表示对悬架位移 x_0 进行拉式变换后得到的复变函数; $x(s)$ 表示对喷杆位移 x 进行拉式变换后得到的复变函数。 s 表示复变量, 又称复频率。

在实际应用中, 通常采用 $K_1=K_2=K$, $C_1=C_2=C$ 。代入式 (3), 得

$$G(s)=\frac{2K+2sC}{2K+2sC+s^2m} \quad (4)$$

根据该传递函数, 可以分别得到在不同的弹簧刚度系数 K 和阻尼系数 C 下, 悬架-喷杆系统平移运动的单位脉冲响应、单位阶跃响应和频率响应的关键参数图, 如图 4 所示。

同样, 在旋转运动中, 根据 Kennes 等在 24 m 喷杆末端所测的数据: 翻滚和偏转角度范围是 $\pm 5^\circ$, 水平和垂直主要的旋转频率在 0.5 和 1 Hz 之间^[15-17]。因此, 悬架和喷杆的旋转运动可以看作小角度范围转动。通过计算可以得到悬架-喷杆系统旋转运动时的传递函数

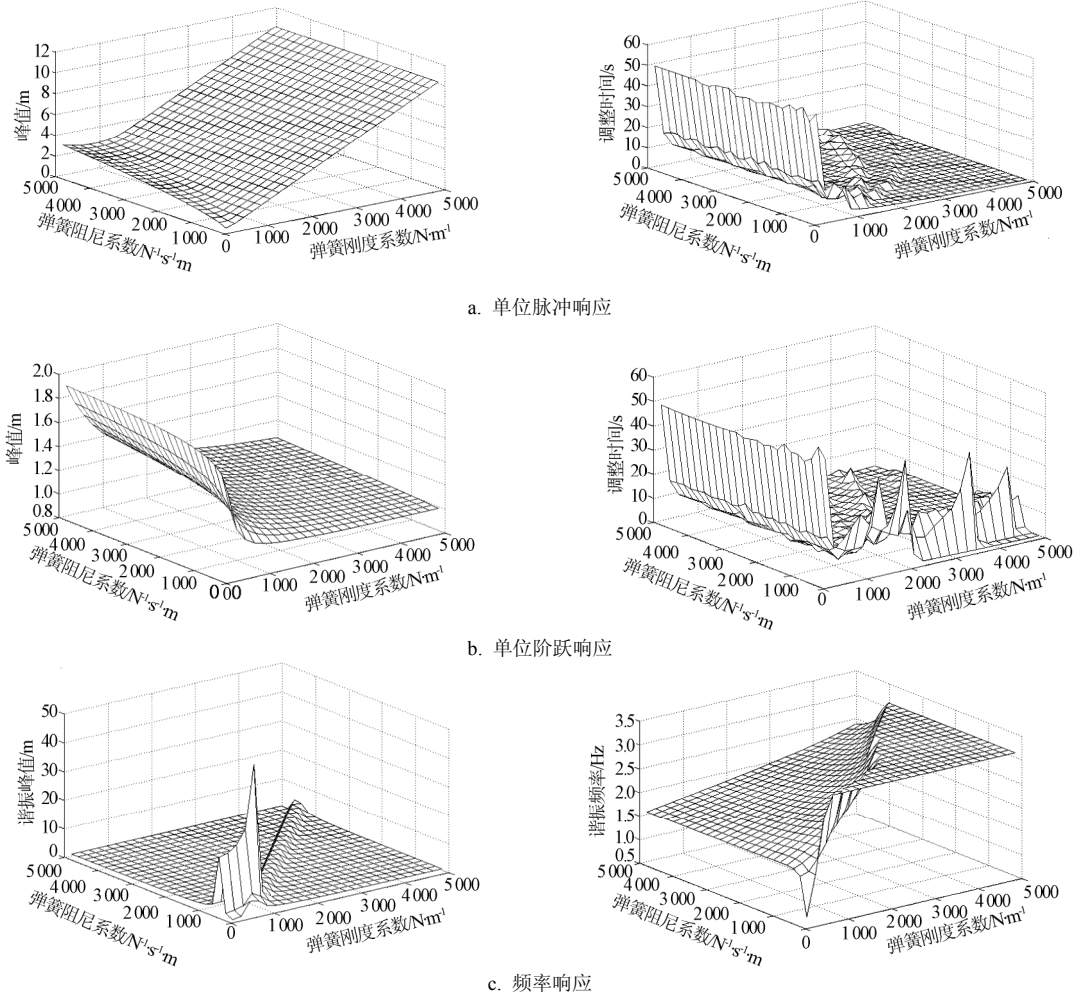


图4 不同参数下悬架-喷杆系统平移运动特性

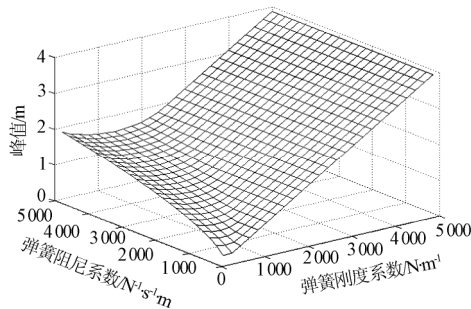
Fig.4 Translation motion character of boom-suspension system with different parameters

$$G'(s) = \frac{\theta(s)}{\theta_0(s)} = \frac{s(C_1 L_1^2 + C_2 L_2^2) + K_2 L_2^2 + K_1 L_1^2}{Js^2 + s(C_1 L_1^2 + C_2 L_2^2) + K_2 L_2^2 + K_1 L_1^2} \quad (5)$$

式中, θ_0 表示悬架的旋转角度, rad; θ 表示喷杆的旋转角度, rad。 $\theta_0(s)$ 表示对 θ_0 进行拉式变换后得到的复变函数; $\theta(s)$ 表示对 θ 进行拉式变换后得到的复变函数。 L_1 表示左边弹簧阻尼器中心到旋转中心的距离, m; L_2 表示右边弹簧阻尼器中心到旋转中心的距离, m。

将 $K_1=K_2=K$, $C_1=C_2=C$ 代入式 (5), 可得

$$G(s) = \frac{sC(L_1^2 + L_2^2) + K(L_2^2 + L_1^2)}{Js^2 + sC(L_1^2 + L_2^2) + K(L_2^2 + L_1^2)} \quad (6)$$

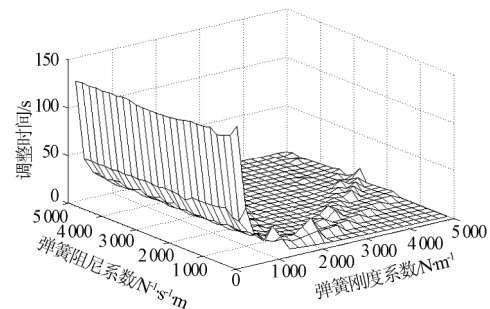


a. 单位脉冲响应

取 $L_2^2 + L_1^2 = L^2 = 8m^2$, 根据式 (6), 可以分别得到不同的弹簧刚度系数 K 和阻尼系数 C 下, 悬架-喷杆系统旋转运动的单位脉冲响应、单位阶跃响应和频率响应的关键参数图, 如图 5 所示。

要保证喷杆较好的相对稳定性, 应尽量减少喷杆的动态响应幅值和喷杆的动态响应时间。由式 (4) 和式 (6), 并结合图 4 和图 5, 可以得到比较理想的弹簧刚度系数和阻尼系数, 分别取值为: $K=2500 \text{ N/m}$, $C=3500 \text{ N·s/m}$ 。

为了观察 L_1 、 L_2 对悬架-喷杆系统的影响, 取 L 为未知量, K 、 C 为理想系数。根据式 (6) 做出不同参数 L 下 3 种响应的参数图, 如图 6 所示。



a. 单位脉冲响应

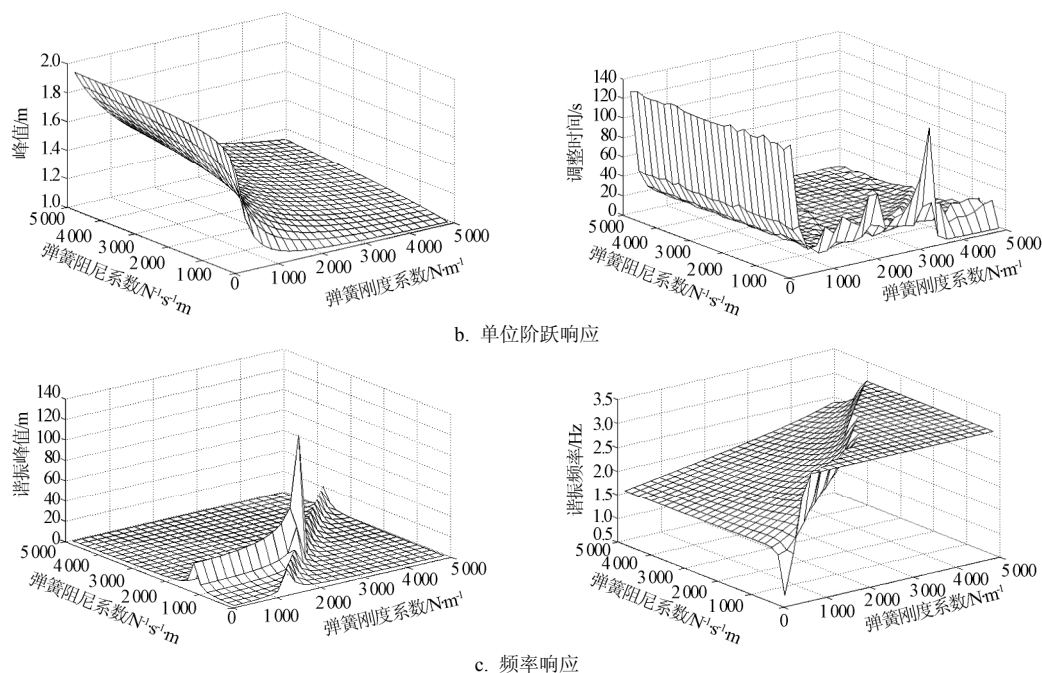
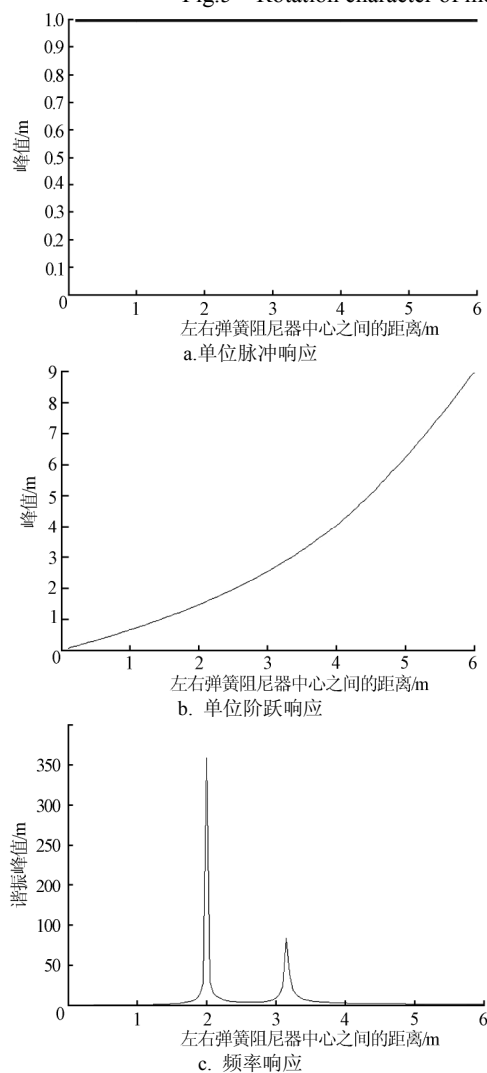


图 5 不同参数下悬架-喷杆系统旋转运动特性

Fig.5 Rotation character of motion boom-suspension system with different parameters

注: L 为左右弹簧阻尼器中心的距离。图 6 不同参数 L 下悬架-喷杆系统旋转运动特性Fig.6 Rotation motion character of boom-suspension system with different parameters of L

从图 6 可以发现, 弹簧阻尼模块的安装位置不是影响悬架性能的主要参数。

1.3 动态仿真分析

在理想的弹簧阻尼系数下对模型进行相应的动态仿真分析。以悬架末端和喷杆末端在垂直方向上的位移量为观察对象, 在不同激励源下平移运动的动态响应结果如图 7 所示。在不同激励源下旋转运动的动态响应结果如图 8 所示。

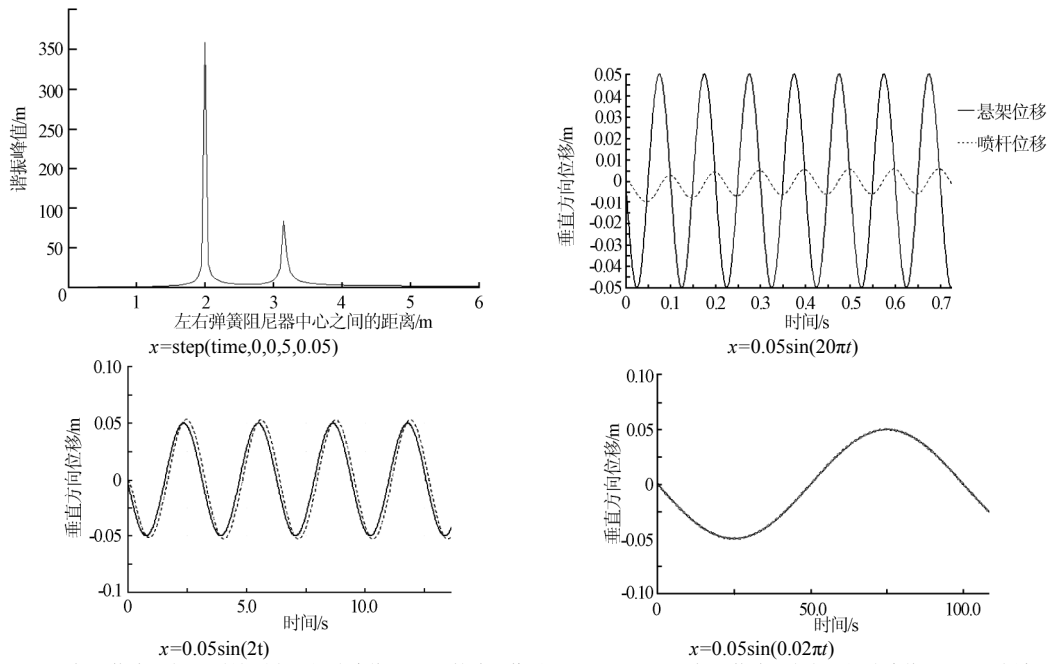
对比图 7 和图 8, 可以发现旋转运动对于喷杆的影响效果远大于平移运动对喷杆的影响。

根据 Frost 和 O'Sullivan 提出的喷杆悬架的设计准则^[3]: 机身摆动频率等于或小于 0.6 rad/s 时, 悬架应使喷杆跟随机身的摆动而摆动, 但当机身摆动频率高于 5.0 rad/s 时, 悬架应隔绝这种干扰, 而使喷杆保持稳定。从图 7 和图 8 可以发现, 弹簧阻尼器可以很好地隔绝高频信号对喷杆的影响; 对于频率在 $0.1 \sim 5 \text{ Hz}$ 之间的偏转信号, 弹簧阻尼器可以适当地减少其影响; 而对于频率更低的信号, 弹簧阻尼器可以让喷杆响应该信号对应的地面起伏。

1.4 试验验证

根据上述分析结果, 本文对喷雾机的悬架-喷杆模型进行了试验验证。对悬架施加频率范围为 $0.1 \sim 5 \text{ Hz}$ 的激励信号来模拟行走作业时的地面激励^[13-14], 并利用位移传感器实时测量喷杆末端到地面的距离变化。喷杆末端位移的测量结果和仿真结果曲线如图 9 所示。

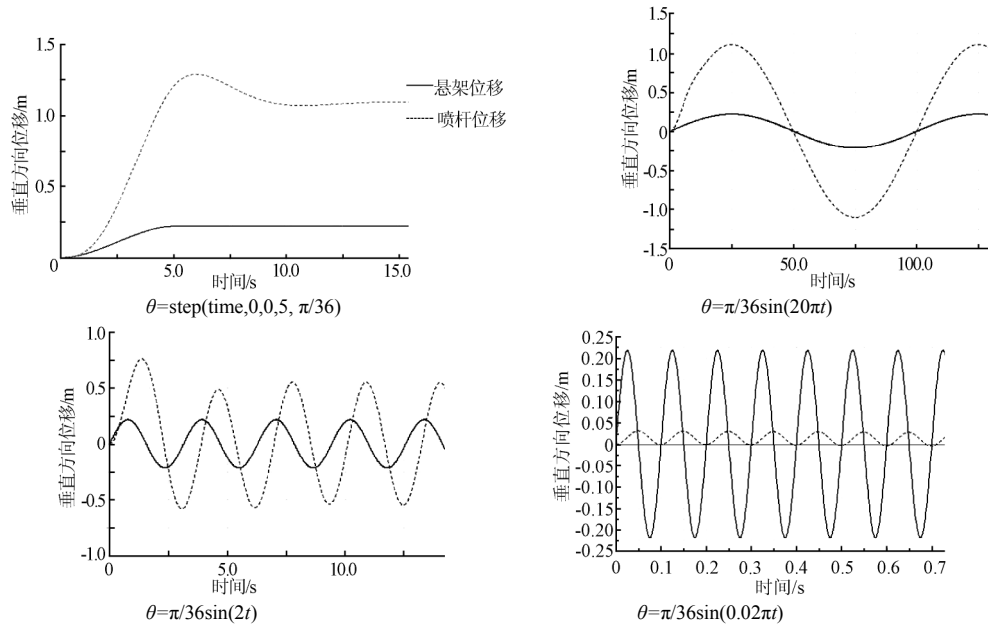
考虑到实际测量时将喷杆看作刚性体对待, 并且喷杆动态响应也会影响到测量结果的精确性^[18-21], 图 9 中的仿真结果与实际测量结果是相符合的。



注: $x=\text{step}(\text{time},0,0.5,0.05)$ 表示激励源为5s时达到水平位移峰值0.05m的阶跃信号; $x=0.05\sin(20\pi t)$ 表示激励源为水平位移峰值0.05m、频率0.01Hz的正弦信号; $x=0.05\sin(2t)$ 表示激励源为水平位移峰值0.05m、频率3.14Hz的正弦信号; $x=0.05\sin(0.02\pi t)$ 表示激励源为水平位移峰值0.05m、频率10Hz的正弦信号。

图7 悬架-喷杆系统平移运动的动态响应图

Fig.7 Dynamic response of translation motion for boom-suspension system



注: $\theta=\text{step}(\text{time},0,0.5,\pi/36)$ 表示激励源为5s时达到角度位移峰值 $\pi/36$ rad的阶跃信号; $\theta=\pi/36\sin(20\pi t)$ 表示激励源为角度位移峰值 $\pi/36$ rad、频率0.01Hz的正弦信号; $\theta=\pi/36\sin(2t)$ 表示激励源为角度位移峰值 $\pi/36$ rad、频率3.14Hz的正弦信号; $\theta=\pi/36\sin(0.02\pi t)$ 表示激励源为角度位移峰值 $\pi/36$ rad、频率10Hz的正弦信号。

图8 悬架-喷杆系统旋转运动的动态响应图

Fig.8 Dynamics response of rotation motion for boom-suspension system

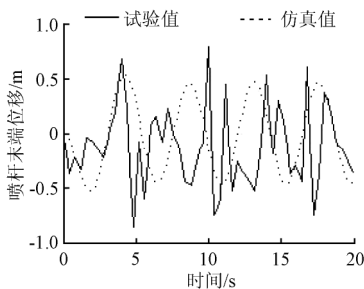


图9 仿真分析结果的验证

Fig.9 Validation of simulation analysis result

2 结论

本文根据宽幅喷雾机悬架和喷杆的几何特征建立了带弹簧阻尼器的悬架-喷杆数学模型,通过在频域上对宽幅喷雾机的悬架-喷杆结构的分析,优选出比较理想的弹簧阻尼系数。在此基础上对模型进行相关动态特性的仿真分析,绘制了喷杆末端和悬架末端的位移偏置曲线。曲线分析及试验表明带弹簧阻尼器的悬架-喷杆模型符合喷杆悬架的设计准则,可以有效地避开高频激励源的干扰,响应低频信号的激励。相关研究结果为宽幅喷杆悬架的设计提供了参考依据。

[参 考 文 献]

- [1] Ramon H, De Baerdemaeker J. Spray boom motions and spray distribution: Part 1 derivation of a mathematical relation[J]. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 1997, 66(1): 23—29.
- [2] Ramon H, Missotten B, De Baerdemaeker J. Spray boom motions and spray distribution: Part 2 experimental validation of the mathematical relation and simulations[J]. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 1997, 66(1): 31—39.
- [3] 张际先. 喷雾机喷臂悬架性能的动态分析[J]. *农业机械学报*, 1996, 27(2): 134—138.
Zhang Jixian. Dynamic analysis on sprayer boom suspension[J]. *Journal of Agricultural Machinery*, 1996, 27(2): 134—138. (in Chinese with English abstract)
- [4] 张际先. 喷雾机悬架的优化设计[J]. *农业机械学报*, 1995, 26(1): 50—55.
Zhang Jixian. Design optimization of sprayer uspension[J]. *Journal of Agricultural Machinery*. 1995, 26(1): 50—55. (in Chinese with English abstract)
- [5] Anthonis J, Ramon H. Design of an active suspension to suppress the horizontal vibrations of a spray boom[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 266(3): 573—583.
- [6] Jan Anthonis, Herman Ramon, Jorgen Audenaert. Design optimisation for the vertical suspension of a crop sprayer boom[J]. *Biosystems Engineering*, 2005, 90(2): 153—160.
- [7] Jan Anthonis, Herman Ramon. Comparison between active and passive techniques to stabilises an agricultural spray boom in horizontal direction[J]. *Proceedings of the International Congerence on Advanced Computational Methods in Engineering*, 1998, (2): 561—568.
- [8] Ramon H, De Baerdemaeker J. A modelling procedure for linearized motions of tree structured multibodies-1: Derivation of the equations of motion[J]. *Computer and Structure*, 1996, 59(2): 347—360.
- [9] Ramon H, De Baerdemaeker J. A modelling procedure for linearized motions of tree structured multibodies-2: Design of an active spray boom suspension on a spraying-machine[J]. *Computer and Structure*, 1996, 59(2): 361—375.
- [10] Ooms D, Ruter R, Lebeau F, et al. Measurements of the horizontal movements of a sprayer boom on the longitudinal spray distribution in field conditions[J]. *Crop Protection*. 2002, 22(1): 813—820.
- [11] Ooms D, Ruter R, Lebeau F, et al. Impact of the horizontal movements of a sprayer boom on the longitudinal spray distribution in field conditon[J]. *Crop Protection*. 2003, 22(1): 813—820.
- [12] Jeon H Y, Womac A R, Gunn J. Influence of 27 m sprayer boom dynamics on precision chemical application[C]. 2003 ASAE Annual Meeting, St Joseph, MI :the American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2003, 031158.
- [13] Clijmans L, Ramon H, Swevers J, et al. Sprayer boom motion: Part 1 derivation of the mathematical model using experimental system identification theory[J]. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 2000, 76(1): 121—128.
- [14] Clijmans L, Ramon H, Sas P, et al. Sprayer boom motion: Part 2 validation of the model and effect of boom vibration on spray liquid deposition[J]. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 2000, 76(2): 121—128.
- [15] Clijmans L. A model based approach to access sprayer's quality[C]// BelgiumL: Katholieke University Leuven Press, 2003, 135—139.
- [16] Clijmans L, Ramon H, De Baerdemaeker J. Structural modification effects on the dynamic behaviour of an agricultural tractor[J]. *Transactions of the ASAE*, 1998, 41(1): 5—10.
- [17] P Kennes, J Anthonis, L Clijmans, et al. Construction of a portable test rig to perform experimental modal analysis on mobile agricultural machinery[J]. *Journal of Sound and Vibration*. 1999, 228(2): 421—441.
- [18] Lardoux Y, Sinfort C, Enfalt P, et al. Test method for boom suspension influence on spray distribution: Part 1 experimental study of pesticide application under a moving boom[J]. *Biosystems Engineering*, 2007, 96(2): 161—168.
- [19] Y Lardoux, C Sinfort, P Enfalt, et al. Test method for boom suspension influence on spray distribution: Part 2 validation and use of a spray distribution model[J]. *Biosystems Engineering*, 2006, 10(1): 10—16.
- [20] Ramon H, Anthonis J, et al. Development of a slow active suspension for stabilizing the roll of spray booms: Part 1 hybrid modeling[J]. *Biosystems Engineering*, 2002, 81(2): 185—191.
- [21] Lebeau F, Hanus R, et al. Improvement of spray deposit homogeneity using a PWM spray controller to compensate horizontal boom speed variations[J]. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2004, 43(1): 149—161.

Dynamic characteristic analysis of boom for wide sprayer with different exciting sources

Wu Jilin, Miao Yubin^{*}

(School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: In order to learn boom movements under different excitation signals, the static suspension-boom models with spring-damper modular was set up in this paper based on the geometrics of a multifunctional wide sprayer worked on paddy field. The proper spring-damper parameters were obtained after the synthetical analysis of pulse response, step response and frequency response of the model in the frequency domain, dynamic simulation of the model was made under these parameters and the displacement of the tips of boom and boom suspension was observed under different excitation signals. The research showed that installation location of modular was not the prime parameter influences suspension performance, effect of rotation motion on the boom was greater than the translation motion. The model with spring-damper modular can meet the need of design requirements.

Key words: suspensions, dynamic analysis, agricultural machinery, rotation, sprayer, boom