

文章编号:1000-582X(2012)05-022-07

## 多功能摊铺机振捣压实机构动力学仿真

罗文军<sup>1</sup>, 罗天洪<sup>2</sup>, 甘信富<sup>3</sup>

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044; 2. 重庆交通大学 机电与汽车工程学院, 重庆 400074;  
3. 武桥重工集团股份有限公司, 武汉 430050)

**摘要:**针对多功能摊铺机在工作过程中单偏心块振动器会产生水平力而影响摊铺质量的问题,提出了双偏心块振动器机构。建立了双偏心块振动压实机构 4 自由度振动系统的微分方程,对系统的固有频率进行了分析。基于现代控制理论,建立了压实机构的状态空间模型,利用 MatLab/Simulink 进行仿真,研究了振捣器、压实梁和振动器的参数变化对该系统动态特性的影响。理论分析和仿真结果表明双偏心块振动器机构既能平衡水平力,又能产生双倍的压实力;系统的固有频率将会随着熨平板质量的增加而减小;振捣器和压实梁的参数对熨平压实装置的影响很大,而振动器的参数对熨平压实装置的影响相对较小。所以振捣器和压实梁的参数应该进行重点调节,以获得最佳摊铺效果。

**关键词:**摊铺机;固有频率;状态空间方法;仿真;动力学分析

**中图分类号:**U415.52

**文献标志码:**A

## Dynamics simulation of compacting mechanism for multi-function paver

LUO Wen-jun<sup>1</sup>, LUO Tian-hong<sup>2</sup>, GAN Xin-fu<sup>3</sup>

(1. The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University,  
Chongqing 400044, P. R. China;

2. College of Mechantronics & Automobile Engineering, Chongqing Jiaotong University,  
Chongqing 400074, P. R. China;

3. Wuhan Bridge Heavy Industries Group Co., Ltd., Wuhan 430050, P. R. China)

**Abstract:** To solve the problem that single-eccentric vibrator causes horizontal-direction force, a double-eccentric vibrator is proposed and differential equations of the 4-DOF vibration system of the compacting mechanism are established to analyze the system's natural frequencies. The state space model of compacting mechanism is constructed and the parameter variety's influence of tamper, vibrator and compacting beam on the dynamic characteristics is analyzed by MatLab/Simulink. The results indicate that double-eccentric vibrator provides double pressure, and the system's natural frequency reduces while the quality of screed increases. Besides, the parameters of compacting-beams and tamper have more influence on the dynamic characteristics of compacting mechanism than that of vibrator. Therefore, the parameter adjustment of tamper and compacting-beam should be paid more attention to obtain optimal effect.

**Key words:** paver; natural frequencies; state space methods; simulation; dynamical analysis

收稿日期:2011-12-17

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50805148);博士点基金新教师基金项目(200806111035)

作者简介:罗文军(1978-),女,重庆大学讲师,博士,主要从事精密传动、数字化仿真设计与分析等方面的研究,  
(E-mail)wjluo@cqu.edu.cn.

发展重大工程技术装备的研究和开发是中国长期的发展规划和目标之一。多功能摊铺机作为路面施工不可缺少的机种之一,广泛应用于公路、城市道路、码头和大型停车场的沥青混凝土摊铺作业中<sup>[1]</sup>。熨平压实机构<sup>[2]</sup>作为多功能摊铺机的主要工作装置之一,它的结构是否合理,参数选择是否合适将直接影响到摊铺路面的平整度和密实度<sup>[3]</sup>。目前,在压实机构中一般采用单个偏心块的振动器,这将产生水平分力,从而改变摊铺机行进速度,进而使摊铺质量变差<sup>[4-5]</sup>。

笔者针对以上缺陷,提出了双偏心块振动压实机构,通过理论分析证明了其优越的性能。同时,在建立了振动压实机构的多自由度振动微分方程后建立了状态空间模型,利用 MatLab/Simulink 进行仿真,研究了振捣器、压实梁和振动器的参数变化对该系统动态特性的影响,得出了各组参数的最佳匹配。

## 1 双偏心块振动器的提出

振动器是熨平压实机构中的一个十分重要的装置,其性能的好坏将直接影响到摊铺路面的质量。传统的振动器一般只含有 1 个偏心块,其结构简图如图 1 所示<sup>[6]</sup>。

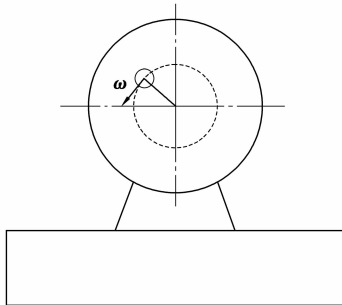


图 1 含一个偏心块的振动器示意图

对其进行受力分析可知其离心力  $F = m\omega^2 r$ 。其中  $m$  为偏心块的质量;  $\omega$  为偏心块的转动角速度;  $r$  为偏心距。力  $F$  可以分解成水平方向的力  $F \cos(\omega t)$  和垂直方向的力  $F \sin(\omega t)$ 。其中垂直分力使熨平板产生垂直方向的振动,它可以对路面进行压实,而水平分力将会使摊铺路面的质量变坏<sup>[7-8]</sup>。

假设偏心块的质量  $m$  为 6 kg; 偏心块的转动频率  $f$  为 50 Hz; 偏心距  $r$  为 3.5 mm, 可以从上面的分析得出振动器所产生的水平方向上的分力的幅值为 20.705 kN, 而摊铺机在稳定行驶时其牵引力大小一般为 35 kN, 通过比较可以看出振动器所产生

的水平力将会严重影响摊铺机行驶的稳定性和根据文献<sup>[3]</sup>的公式

$$\Delta h(t) = (kv(t) \sin \alpha - \frac{P}{m_t}) \frac{t^2}{2}, \quad (1)$$

式中:  $k$  表示熨平板垂直方向分力与速度变化量之间的比例系数;  $t$  表示时间;  $\Delta h(t)$  表示摊铺厚度的瞬时变化量;  $\alpha$  表示熨平板仰角;  $v(t)$  表示摊铺机行进速度;  $m_t$  表示熨平板的质量;  $P$  表示熨平板自重、料的阻力在垂直方向上的合力。由于水平力的存在,将使摊铺机的牵引力发生周期性的改变,从而使摊铺机的行进速度也发生相应的改变。由式(1)可知,随着摊铺机的行进速度的变化,摊铺层的厚度也会发生相应的变化<sup>[9-10]</sup>。为了解决由于水平力而使路面质量变坏的情况,笔者提出了以一对偏心块代替单个偏心块的解决方案。其结构简图如图 2 所示。

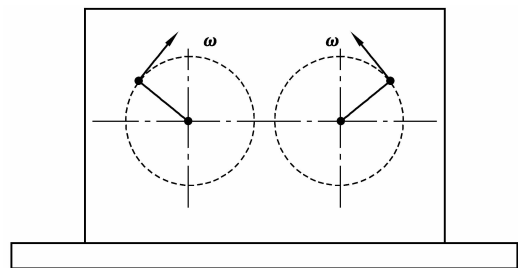


图 2 含一对偏心块的振动器示意图

该结构采用 2 个完全相同的偏心块进行同速度反向旋转,使水平力得到抵消,即  $F_x = 0$ ; 在垂直方向产生力  $F_y = 2m\omega^2 r \sin(\omega t)$ , 即摊铺机将不会产生水平分力,从而提高了摊铺层的平整度。

## 2 振捣压实机构动力学模型建模

为了研究振捣器、压实梁和振动器中各参数对熨平压实装置的影响,根据熨平压实装置的结构和工作过程,建立动力学模型如图 3 所示<sup>[13]</sup>。

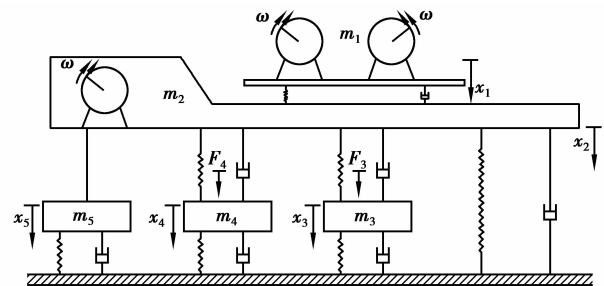


图 3 熨平压实机构模型

图中:  $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$  分别表示振动器、熨平板平台、后压实梁、前压实梁和振捣器的质量;  $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5$  分别表示它们相应的位移;  $F_3$  和  $F_4$  分别表示后液压激振器和前液压激振器对平台和压实梁的作用力。

对前、后压实梁进行分析, 根据牛顿第二定律可得微分方程

$$m_4 \ddot{x}_4 - c_4^* \dot{x}_2 + (c_4 + c_4^*) \dot{x}_4 - k_4^* x_2 + (k_4 + k_4^*) x_4 = F_4, \quad (2)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 - c_3^* \dot{x}_2 + (c_3 + c_3^*) \dot{x}_3 - k_3^* x_2 + (k_3 + k_3^*) x_3 = F_3, \quad (3)$$

式中:  $k_3, k_4$  和  $c_3, c_4$  分别表示后、前压实梁处介质的刚度和阻尼系数;  $k_3^*, k_4^*$  和  $c_3^*, c_4^*$  分别表示后、前压实梁的恢复弹簧刚度和阻尼系数。

对振动器进行分析, 根据牛顿第二定律可得微分方程

$$m_1 \ddot{x}_1 - c_1 \dot{x}_2 + c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_2 + k_1 x_1 = 2m\omega^2 r \sin(\omega t), \quad (4)$$

式中  $k_1$  和  $c_1$  分别表示振动器与熨平板的连接体的刚度和阻尼系数。

对振捣梁进行分析, 根据牛顿第二定律可得微分方程

$$m_5 \ddot{x}_5 + c_5 \dot{x}_5 + k_5 x_5 = F_5, \quad (5)$$

式中:  $k_5$  和  $c_5$  分别表示振捣梁处介质的刚度和阻尼系数;  $F_5$  表示熨平板对振捣器的作用力。

对模型进行分析, 由相对运动原理有

$$x_5 = x_2 + e \sin(\omega_5 t), \quad (6)$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 + m_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 + c_5 + c_3^* + c_4^* & -c_3^* & -c_4^* \\ 0 & -c_3^* & c_3 + c_3^* & 0 \\ 0 & -c_4^* & 0 & c_4 + c_4^* \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 + k_5 + k_3^* + k_4^* & -k_3^* & -k_4^* \\ 0 & -k_3^* & k_3 + k_3^* & 0 \\ 0 & -k_4^* & 0 & k_4 + k_4^* \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 2m\omega^2 r \sin(\omega t) \\ -F_3 - F_4 + (m_5 e \omega_5^2 - k_5 e) \sin(\omega_5 t) - c_5 e \omega_5 \sin\left(\omega_5 t + \frac{\pi}{2}\right) \\ F_3 \\ F_4 \end{bmatrix},$$

式中:  $e$  表示振捣锤的回转偏心距;  $\omega_5$  表示振捣器回转角速度。由式(6)代入式(5)得

$$F_5 = m_5 \ddot{x}_2 + c_5 \dot{x}_2 + k_5 x_2 - m_5 e \omega_5^2 \sin(\omega_5 t) + k_5 e \sin(\omega_5 t) + c_5 e \omega_5 \sin\left(\omega_5 t + \frac{\pi}{2}\right). \quad (7)$$

对熨平板进行分析, 根据牛顿第二定律可得微分方程

$$m_2 \ddot{x}_2 + (c_1 + c_2 + c_3^* + c_4^*) \dot{x}_2 - c_1 \dot{x}_1 - c_3^* \dot{x}_3 - c_4^* \dot{x}_4 + (k_1 + k_2 + k_3^* + k_4^*) x_1 - k_2 x_2 - k_3^* x_3 - k_4^* x_4 = -F_3 - F_4 - F_5, \quad (8)$$

式中  $k_2$  和  $c_2$  分别表示熨平板平台处介质的刚度和阻尼系数。将式(7)代入式(8)有

$$(m_2 + m_5) \ddot{x}_2 + (c_1 + c_2 + c_5 + c_3^* + c_4^*) \dot{x}_2 - c_1 \dot{x}_1 - c_3^* \dot{x}_3 - c_4^* \dot{x}_4 + (k_1 + k_2 + k_5 + k_3^* + k_4^*) x_2 - k_1 x_1 - k_3^* x_3 - k_4^* x_4 = -F_3 - F_4 + (m_5 e \omega_5^2 - k_5 e) \sin(\omega_5 t) - c_5 e \omega_5 \sin\left(\omega_5 t + \frac{\pi}{2}\right). \quad (9)$$

### 3 系统自振频率分析

为了对系统的自振频率进行分析, 首先应将微分式子写成矩阵的形式, 联立式(2)、(3)、(4)和(9)可得

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K} \mathbf{x} = \mathbf{Q}, \quad (10)$$

其中:

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix}, \dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix}, \ddot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \end{bmatrix}。$$

虽然实际系统总是有阻尼的,但是阻尼只在共振区附近影响响应的值,对自振频率的影响可忽略不计,因此可以将系统的无阻尼自振频率作为系统的自振频率。即令  $\mathbf{C}=0, \mathbf{Q}=0$ , 所以式(10)可变为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = 0。 \quad (11)$$

根据系统的实际情况,选取振捣压实机构的力学模型的结构参数如表1所示。

表1 结构参数

参数	数值
$k_2/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$4 \times 10^6$
$c_2/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	3 200
$m_2/\text{kg}$	$(1.4 \sim 4.0) \times 10^3$
$m/\text{kg}$	6
$e/\text{m}$	$6 \times 10^{-3}$
$r/\text{m}$	$3 \times 10^{-2}$
$m_1/\text{kg}$	80
$k_1/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$1.1 \times 10^7$
$c_1/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	$1.8 \times 10^4$
$m_3/\text{kg}$	250
$k_3/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$8.5 \times 10^5$
$c_3/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1 200
$m_4/\text{kg}$	250
$k_4/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$1.8 \times 10^6$
$c_4/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1 200
$m_5/\text{kg}$	250
$k_5/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$8.5 \times 10^5$
$c_5/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1 200
$k_3^*/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$1.1 \times 10^4$
$k_4^*/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$1.1 \times 10^4$

将系统的各参数代入质量矩阵和刚度矩阵可以求出当熨平板的质量变化时系统的各阶固有频率的变化情况,如图4所示。

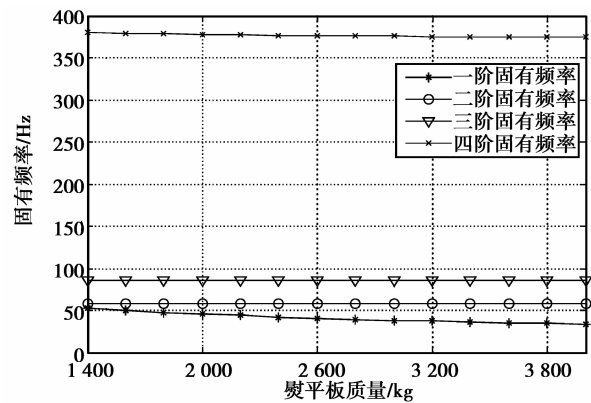


图4 系统各阶固有频率

从图4中可以看出随着熨平板质量的增加,系统的1阶固有频率和4阶固有频率有所下降,而2阶和3阶固有频率几乎没有变化。为了不使系统产生共振,系统的激振频率应该远离系统的固有频率。减轻熨平板的重量可使系统的固有频率有所提高。当熨平板的质量由4000 kg减少到1400 kg时系统的1阶固有频率将从34 Hz增加到53 Hz,这对提高系统的稳定性具有重要的意义。

#### 4 系统状态空间模型建模

多自由度有阻尼系统强迫振动的响应需要求解微分方程组,由于这是4个自由度相耦合的微分方程组,直接求解比较复杂,所以采用了数值解法求解此微分方程组<sup>[14-15]</sup>。为了得出振捣器、压实梁和振动器在不同激振频率及振幅下熨平压实系统的各个响应曲线,将微分方程组转化为状态空间方程

$$\dot{\mathbf{Z}} = \mathbf{AZ} + \mathbf{BU}, \quad (12)$$

$$\mathbf{Y} = \mathbf{DZ} + \mathbf{EU}, \quad (13)$$

式中: $\mathbf{Z}$ 表示系统的状态空间向量; $\mathbf{Y}$ 表示系统的输出变量列阵; $\mathbf{U}$ 表示系统的输入变量列阵; $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{B}$ 表示状态空间方程的系数矩阵; $\mathbf{D}$ 、 $\mathbf{E}$ 为输出方程的系数矩阵。

取摊铺机压实机构的状态变量如下: $z_1$ 为振动器的垂直运动位移, $z_1 = x_1$ ;  $z_2$ 为振动器的垂直运动速度, $z_2 = \dot{x}_1$ ;  $z_3$ 为熨平板平台的垂直运动位移, $z_3 = x_2$ ;  $z_4$ 为熨平板平台的垂直运动速度, $z_4 = \dot{x}_2$ ;  $z_5$ 为后压实梁的垂直运动位移, $z_5 = x_3$ ;  $z_6$ 为后压实梁的垂直运动速度, $z_6 = \dot{x}_3$ ;  $z_7$ 为前压实梁的垂直运动位移, $z_7 = x_4$ ;  $z_8$ 为前压实梁的垂直运动速

度,  $z_8 = \dot{x}_4$ 。将上面各式代入相应的向量和矩阵有

$$\dot{\mathbf{Z}} = [\dot{z}_1 \quad \dot{z}_2 \quad \dot{z}_3 \quad \dot{z}_4 \quad \dot{z}_5 \quad \dot{z}_6 \quad \dot{z}_7 \quad \dot{z}_8]^T,$$

$$\mathbf{Z} = [z_1 \quad z_2 \quad z_3 \quad z_4 \quad z_5 \quad z_6 \quad z_7 \quad z_8]^T,$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_1}{m_2+m_5} & \frac{c_1}{m_2+m_5} & -\frac{k_1+k_2+k_5+k_3^*+k_4^*}{m_2+m_5} & -\frac{c_1+c_2+c_5+c_3^*+c_4^*}{m_2+m_5} & \frac{k_3^*}{m_2+m_5} & \frac{c_3^*}{m_2+m_5} & \frac{k_4^*}{m_2+m_5} & \frac{c_4^*}{m_2+m_5} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & -\frac{c_1}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} & \frac{c_1}{m_1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_3^*}{m_3} & \frac{c_3^*}{m_3} & -\frac{k_3+k_3^*}{m_3} & -\frac{c_3+c_3^*}{m_3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{k_4^*}{m_4} & \frac{c_4^*}{m_4} & 0 & 0 & -\frac{k_4+k_4^*}{m_4} & -\frac{c_4+c_4^*}{m_4} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{m_1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_2+m_5} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{m_3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_4} \end{bmatrix}, \mathbf{U} = \begin{bmatrix} 2m\omega^2 r \sin(\omega t) \\ -F_3 - F_4 + (m_5 e \omega_5^2 - k_5 e) \sin(\omega_5 t) - c_5 e \omega_5 \sin(\omega_5 t + \frac{\pi}{2}) \\ F_3 \\ F_4 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{Y} = [y_1 \quad y_2]^T (\text{其中 } y_1 = z_1, y_2 = z_2), \mathbf{D} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{E} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

根据以上状态空间模型,采用 Simulink 工具箱中 Continuous 模块库中的 State-Space 模块,根据已知条件设置状态空间的参数矩阵  $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{B}$ 、 $\mathbf{D}$ 、 $\mathbf{E}$  和初始条件,可以很容易地得到仿真模型,从而得到结果。

### 5 压实机构仿真与分析

为了得到振捣器、压实梁和振动器各参数变化时熨平压实装置的响应曲线,笔者采用 MatLab/Simulink 对熨平压实机构进行仿真,利用 4 阶和 5 阶龙格-库塔方法进行求解。

前压实梁的激振力为  $F_3 = 9\ 000 \sin \omega_3 t (N)$ ,后压实梁比前压实梁落后半个周期。不考虑弹簧的阻尼系数,即令  $c_3^* = c_4^* = 0$ 。频率  $f$ 、 $f_3$ 、 $f_4$ 、 $f_5$  与角速度  $\omega$ 、 $\omega_3$ 、 $\omega_4$ 、 $\omega_5$  相对应。

当后、前压实梁的频率  $f_3 = f_4 = 25 \text{ Hz}$ ,振捣器转动频率  $f_5 = 25 \text{ Hz}$ ,振动器偏心块的转动频率  $f = 25 \text{ Hz}$ ,系统稳定后在 1.5 s 时间内的波形如图 5 所示。

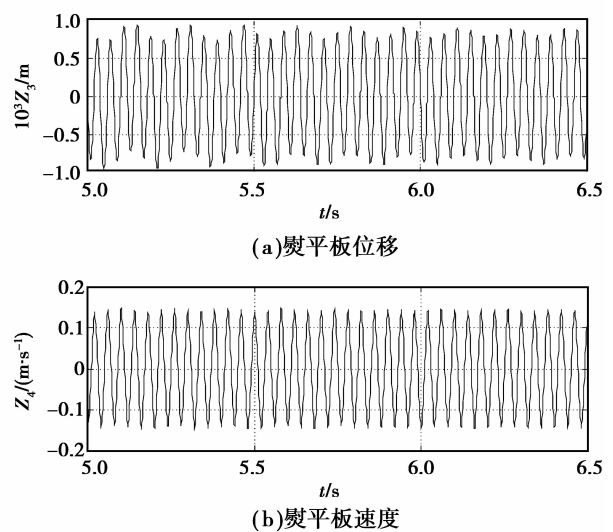


图 5  $f_3 = f_4 = 25 \text{ Hz}$ ,  $f_5 = 25 \text{ Hz}$ ,  $f = 25 \text{ Hz}$  仿真结果

其他条件不变,  $f_3 = f_4 = 25$  Hz,  $f_5 = 15$  Hz,  $f = 25$  Hz, 系统稳定后在 1.5 s 时间内的波形如图 6 所示。

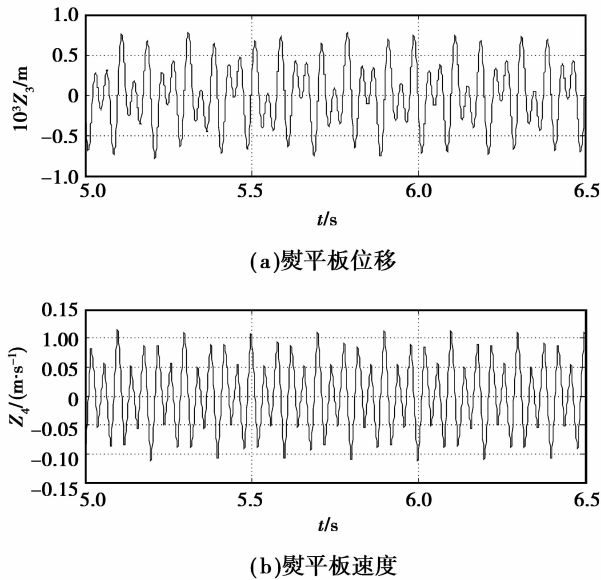


图 6  $f_3 = f_4 = 25$  Hz,  $f_5 = 15$  Hz,  $f = 25$  Hz 仿真结果

其他条件不变,  $f_3 = f_4 = 25$  Hz,  $f_5 = 25$  Hz,  $f = 50$  Hz, 系统稳定后在 1.5 s 时间内的波形如图 7 所示。

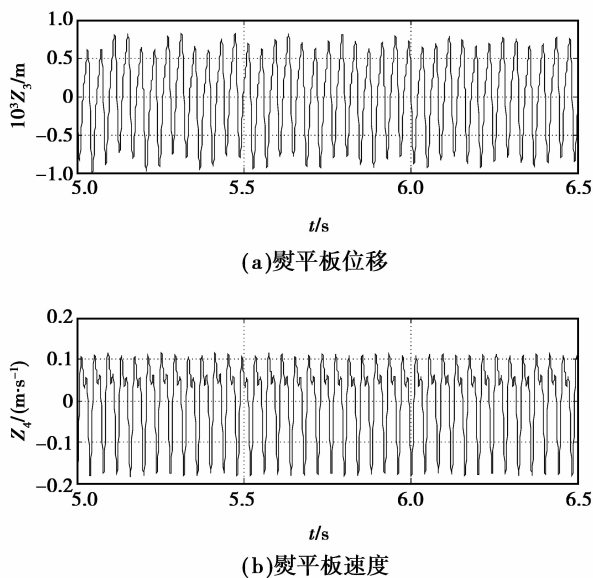


图 7  $f_3 = f_4 = 25$  Hz,  $f_5 = 25$  Hz,  $f = 50$  Hz 仿真结果

其他条件不变,  $f_3 = f_4 = 40$  Hz,  $f_5 = 25$  Hz,

$f = 25$  Hz, 系统稳定后在 1.5 s 时间内的波形如图 8 所示。

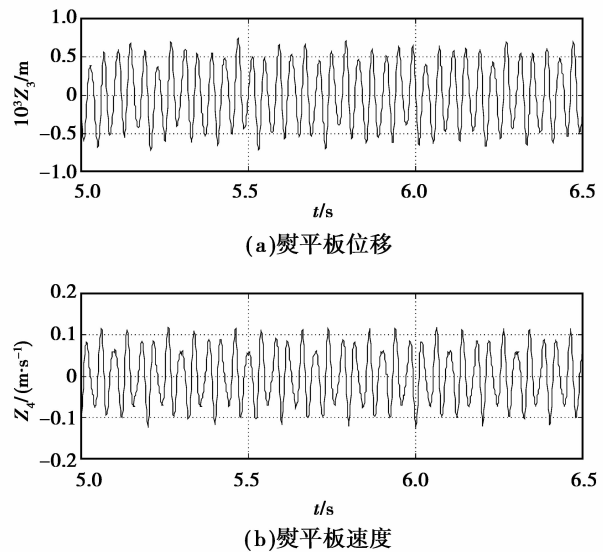


图 8  $f_3 = f_4 = 40$  Hz,  $f_5 = 25$  Hz,  $f = 25$  Hz 仿真结果

由于熨平板平台同时受到 1 个振捣器、2 个激振油缸, 1 个振动器的作用, 其频率成分十分复杂, 主要由振捣频率成分、脉冲频率成分和振动频率成分组成, 从上面各图可以看出当振捣器、压实梁和振动器采用不同频率时, 熨平板平台的响应是不同的。从图 5 可以看出, 熨平板的振动情况与实际工况相符, 而从图 6 的分析结果来看, 振捣器转动频率低, 系统稳定性差。通过对比图 5 和图 6, 可以得出振捣器的振捣频率对系统性能的影响较大。对比图 6 和图 7, 可以得出振捣器的激振频率对系统的动态性能有一定的影响, 但是影响不大; 对比图 5 和图 8, 可以看出压实梁的激振频率对系统的动态性能影响较大。因此, 对路面摊铺效果影响较大的应该是振捣器和振捣梁的振捣频率, 当后、前压实梁的频率  $f_3 = f_4 = 25$  Hz, 振捣器转动频率  $f_5 = 25$  Hz, 振动器偏心块的转动频率  $f = 25$  Hz 时可以得到较好的摊铺效果。

## 6 结 论

1) 提出了双偏心块振动器机构以克服单偏心块振动器会产生水平力而影响摊铺质量的问题。建立了状态空间模型, 利用状态变量分析法不但可以同时具有多个输入激励的振动系统的各响应进行研究, 同时, 在仿真时振动系统还可以具有任意初始状态条件, 十分方便。

2)通过对熨平板工作的运动分析可知,当振动器设计不合理(即在水平方向产生周期性的水平力)将会引起摊铺机摊铺速度的不断变化从而使摊铺层表面平整度下降。

3)通过对系统固有频率的分析,可以知道当熨平板的质量减少时系统的固有频率会有所增加。

4)通过对熨平压实装置的仿真分析可知,当采用接近物料的固有频率时,即:后、前压实梁的频率  $f_3 = f_4 = 25$  Hz,振捣器转动频率  $f_5 = 25$  Hz,振动器偏心块的转动频率  $f = 25$  Hz时,不但系统的动态特性较好,而且频率选用合适,可以摊铺出较好的路面。

5)利用计算机仿真得到一系列的仿真结果,经过比较分析,可以指导摊铺机的设计、改进和使用。

#### 参考文献:

- [1] LUO T H, GAN X F, LUO W J. Nonlinear dynamics simulation of compacting mechanism with double-eccentric vibrator of asphalt-paver[C]// Proceedings of the 2010 International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation, May 11-12, 2010, Changsha, China. [S. l.]: IEEE Press, 2010, 2: 800-803.
- [2] 李冰, 焦生杰. 沥青混凝土摊铺机与施工技术[M]. 北京: 人民交通出版社, 2007.
- [3] LUO T H, GAN X F, LUO W J. Simulation technologies for tamper system of asphalt-paver based on AMESim[J]. Advanced Materials Research, 2010, 129/131: 1098-1103.
- [4] 于槐三. 摊铺机熨平板仰角的形成及仰角组件的受力分析[J]. 筑路机械与施工机械化, 2008, 25(10): 44-46.  
YU HUI-SAN. Formation of screed's elevation angle and force analysis of elevation angle module[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2008, 25(10): 44-46.
- [5] 汤振周. 沥青混凝土摊铺机熨平板工作状况分析[J]. 装备制造技术, 2008(11): 48-50.  
TANG ZHEN-ZHOU. The analysis of working status of asphalt paver attachment [J]. Equipment Manufacturing Technology, 2008(11): 48-50.
- [6] AVRAMOV K V. Analysis of forced vibrations by nonlinear modes [J]. Nonlinear Dynamics, 2007, 53(1-2): 117-127.
- [7] CHEN D, BOGY D B. Six-DOF vibrations of partial contact sliders in hard disk drives[J]. Microsystem Technologies, 2009, 15(10): 1539-1546.
- [8] KOHL B H, NAGARAJIAH S, PHAN M Q. Reconstructing structural changes in a dynamic system from experimentally identified state-space models[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008, 22(1): 103-112.
- [9] ALPAY D, GOHBERG I. The state space method generalizations and applications[J]. Integral Equations and Operator Theory, 2005, 53(1): 145-148.
- [10] YANO K. A self-organizing state space model and simplex initial distribution search[J]. Computational Statistics, 2008, 23(2): 197-216.
- [11] 邵忍平. 机械系统动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [12] 姚俊, 马松辉. Simulink 建模与仿真[M]. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2002.
- [13] OZDEMIR U, KAVSAOGLU M S. Linear and nonlinear simulations of aircraft dynamics using body axis system[J]. Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 2008, 80(6): 638-648.
- [14] 管迪, 陈乐生. 振动压路机的一种非线性动力学建模与仿真[J]. 系统仿真学报, 2007, 19(24): 5809-5813.  
GUAN DI, CHEN LE-SHENG. Nonlinear dynamic modeling and simulation of vibratory roller system[J]. Journal of System Simulation, 2007, 19(24): 5809-5813.

(编辑 张 苹)