

文章编号:1671-6833(2009)01-0156-05

振荡压实机动力学模型的建立及幅频特性研究

马学良¹, 孙祖望¹, 杨东来²

(1. 长安大学 工程机械学院, 陕西 西安 710064; 2. 广东省长大公路工程有限公司, 广东 广州 511431)

摘要: 在确立了振荡压实动力学模型的基础上, 对振荡压实过程中压路机的幅频特性进行了大量现场试验, 提出了动力学模型中被碾压材料的刚度和阻尼的动态识别方法. 通过对动力学模型的计算机仿真试验来模拟实际试验曲线, 对不同的刚度和阻尼用试凑法求取拟合曲线, 从而可确定出刚度和阻尼数值. 研究表明, 实际幅频特性的变化趋势凸显了振荡轮与热沥青混合料相互作用理论模型中二个自由度系统的特征, 利用动态识别方法所确定的刚度和阻尼与压实过程中被碾压材料的实际变化趋势相近.

关键词: 幅频特性; 动力学模型; 刚度和阻尼; 计算机仿真; 振荡压实

中图分类号: TU 663

文献标识码: A

0 引言

振荡压实技术在道路、桥梁等工程施工中日益彰显出独特的优点并逐渐得到了广泛应用. 由于振荡压实过程进展平缓无冲击, 因而不易压碎骨料、能防止面层振松, 这些特点对于压实 2~4 cm 薄层路面显得尤为重要. 振荡轮在作业过程中始终与地面接触, 能确保驱动轮与地面的附着力, 使驱动轮发挥出较大的驱动力矩, 这对压实坡度较大的路面非常有利. 此外, 作用于压实轮中轴心上的惯性力要比振动压路机小得多, 因此振荡压实能减少机架和邻近地面、结构物的振动、节省压实能量, 从而在改善驾驶员工作和环境条件、延长机器使用寿命、降低使用成本, 特别是在桥面压实方面也有着特殊的优越性^[1].

国外对振荡压实理论的研究始于 1980 年代^[2-3], 国内一些学者对这一新的压实理论也进行了不断探索研究^[6-9], 但在建立振荡压实动力学模型时做了大量的假设和简化, 且忽略了振荡压路机的水平位移, 特别是未曾考虑振荡轮与地面相互作用时存在的滑转问题, 因此无法解释在试验中得到的一些重要现象.

文献[10]以大量试验为基础, 建立了分阶段的振荡轮与地面相互作用的动力学模型, 作者基于该动力学模型在施工现场进行了大量试验, 对

模型中主要参数通过计算机仿真进行了识别.

1 振荡压实动力学模型的确定

与传统振动压路机的垂直激振力直接作用并传递给被压实材料不同, 振荡压路机施加给被压实材料的主要是剪切变形, 激振力矩是通过振荡轮与地面的摩擦作用传递给被压实材料的, 在一定条件下, 振荡轮与地面有可能存在滑转, 这对于振动能量的传递有着重要的影响. 车架质量对于驱动轮在垂直方向上仅受到减振元件弹性力的约束, 振荡轮除受到钢轮附着作用的约束外, 还要受到车架相联接的另一钢轮附着力的制约, 因此在多数情况下车架在水平方向的振动可以忽略不计. 考虑到上述特点, 文献[10]建立了振荡压路机振荡轮与地面相互作用的动力学模型如图 1 所示. 这是一个双自由度的强迫振动系统, 充分考虑了滑转在振荡轮与地面相互作用过程中的变化和影响.

在碾压开始时被压实材料的剪切刚度较小, 振荡轮与地面之间几乎没有滑转. 随着碾压遍数的增加, 当剪切刚度增大到一定数值时, 振荡轮与地面之间将产生明显的滑转, 系统的动力学过程将由连耦和脱耦两个工作阶段组成. 当材料被完全压实时, 其剪切刚度增大到接近于刚性基础, 系统将成为一个单自由度的振动系统. 因此, 振荡轮

收稿日期: 2008-09-15; 修订日期: 2008-10-30

基金项目: 国家“973”计划资助项目(2006CB605005)

作者简介: 马学良(1962-), 男, 河南郑州人, 高级工程师, 长安大学博士研究生. 研究方向: 机械设计与理论. E-mail: maxl555@sina.com

的动力学过程可分为两种情况来分析。

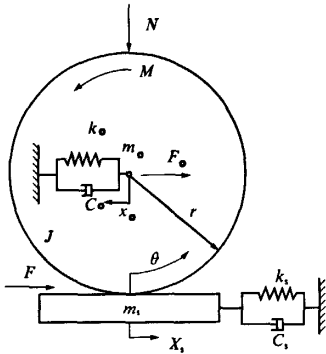


图1 振荡轮与地面相互作用的动力学模型

Fig.1 Dynamics modal of interaction between oscillatory drum and ground

1.1 振荡轮纯滚动工况

根据图1所示模型,在考虑纯滚动情况下,振荡轮与轮心的运动可由以下微分方程表达

$$\begin{cases} J\ddot{\theta} + r^2 C_1 \dot{\theta} + r^2 k_1 \theta - rc_1 \dot{x}_o - rk_1 x_o = M_A \sin \omega t \\ m_o \ddot{x}_o + (c_o + c_1) \dot{x}_o + (k_o + k_1) x_o - rc_1 \dot{\theta} - rk_1 \theta = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: J 为振荡轮绕 O 点转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; r 为振荡轮半径, m ; m_o 为振荡轮质量, kg ; k_1 为被压实材料的刚度, N/m ; C_1 为被压实材料的阻尼, $\text{N} \cdot \text{s/m}$; K_o 为机架减振器刚度, N/m ; C_o 为机架减振器阻尼, $\text{N} \cdot \text{s/m}$; M_A 为激振交变扭矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

$$\text{令: } a_c = \frac{r^2 c_1}{J}, a_k = \frac{r^2 k_1}{J}, b_c = \frac{rc_1}{J}, b_k = \frac{rk_1}{J}, q = \frac{M_A}{J},$$

$$d_c = \frac{c_o + c_1}{m_o}, d_k = \frac{k_o + k_1}{m_o}, c_c = \frac{rc_1}{m_o}, c_k = \frac{rk_1}{m_o}.$$

方程(1)的特殊解具有以下形式

$$\theta = B_1 \sin(\omega t - \varphi_\theta); x_o = B_2 \sin(\omega t - \varphi_{x_o})$$

其中:

$$\begin{cases} B_1 = q \\ \sqrt{\frac{(d_k - \omega^2)^2 + d_c^2 \omega^2}{[(p_1^2 - \omega^2)(p_2^2 - \omega^2) - \alpha \omega^2]^2 + [\beta + \gamma - (a_c + d_c) \omega^2]^2 \omega^2}} \\ \varphi_\theta = \text{tg}^{-1} \\ \frac{(d_k - \omega^2) \omega [\beta + \gamma - (a_c + d_c) \omega^2] - d_c \omega [(p_1^2 - \omega^2)(p_2^2 - \omega^2) - \alpha \omega^2]}{(d_k - \omega^2) [(p_1^2 - \omega^2)(p_2^2 - \omega^2) - \alpha \omega^2] + d_c \omega^2 [\beta + \gamma - (a_c + d_c) \omega^2]} \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} B_2 = q \\ \sqrt{\frac{c_k^2 + c_o^2 \omega^2}{[(p_1^2 - \omega^2)(p_2^2 - \omega^2) - \alpha \omega^2]^2 + [\beta + \gamma - (a_c + d_c) \omega^2]^2 \omega^2}} \\ \varphi_{x_o} = \text{tg}^{-1} \\ \frac{c_k \omega [\beta + \alpha c_o / m_o \omega^2 - (a_c + d_c) \omega^2] - c_o \omega [(p_1^2 - \omega^2)(p_2^2 - \omega^2) - \alpha \omega^2]}{c_k [(p_1^2 - \omega^2)(p_2^2 - \omega^2) - \alpha \omega^2] + c_o \omega^2 [\beta + \gamma - (a_c + d_c) \omega^2]} \end{cases} \quad (3)$$

式(2)、(3)中: $\alpha = a_c c_o / m_o$; $\beta = a_c k_o / m_o$; $\gamma = a_k c_o / m_o$; p_1, p_2 为系统无阻尼时的共振频率

$$p_1^2 p_2^2 = \frac{a_k + d_k}{2} \mp \sqrt{\left(\frac{a_k - d_k}{2}\right)^2 + b_k c_k}$$

由于没有滑转,所以在振荡轮、轮心和滑板的运动之间存在着以下关系

$$r\theta = x_o + x_i; r\dot{\theta} = \dot{x}_o + \dot{x}_i$$

$$\begin{aligned} x_i &= r\theta - x_o = rB_1 \sin(\omega t - \varphi_\theta) - B_2 \sin(\omega t - \varphi_{x_o}) \\ &= B_3 \sin(\omega t - \varphi_{x_i}) \end{aligned}$$

振幅 B_3 和相位角 φ_{x_i} 可利用矢量合成的方法解出

$$\begin{cases} B_3^2 = r^2 B_1^2 + B_2^2 - 2rB_1 B_2 \cos(\varphi_\theta - \varphi_{x_o}) \\ \varphi_{x_i} = \sin^{-1} \left[\frac{B_2 \sin(\varphi_\theta - \varphi_{x_o})}{B_3} \right] + \varphi_\theta \end{cases} \quad (4)$$

1.2 振荡轮滑转工况

振荡轮在半密实的被压实材料上工作时,滑转是不可避免的,此时振荡轮与地面相互作用的动力学过程可以分成连耦和脱耦两个阶段来研究和讨论。

当存在滑转时,在振荡轮和支承面开始连耦之后的某一时刻摩擦力 F 增大至等于其静摩擦力 F_s ,振荡轮开始打滑,并与支承面之间脱耦,振荡轮转角的弧长 $r\theta$ 不再等于轮心的位移 x_o 和滑板的位移 x_i 之和。在此情况下,振荡轮的摆振运动和轮心以及滑板的水平运动之间不再存在固定的约束关系,而将在各自外力的作用下独立运动,因而在 θ 与 x_o, x_i 之间也不可能再保持原有的相位关系 φ_θ 与 $\varphi_{x_o}, \varphi_{x_i}$ 。此时在振荡轮转角、轮心及滑板之间存在以下关系

$$r\theta = x_o + x_i + r\theta_s$$

式中: θ_s 为振荡轮滑转时产生的转角。

由于摩擦力和其它阻尼的作用滞后于激振力矩 M 一个相位角 φ_{M_o} ,因此 M 将具有以下形式

$$M = M_A \cos[\omega(t - t_o) + \varphi_{M_o}]$$

而连耦阶段的微分方程为

$$\begin{cases} \ddot{\theta} + a_c \dot{\theta} = a_k \theta - b_c \dot{x}_o - b_k x_o = q \cos[\omega(t - t_o) + \varphi_{M_o}] \\ \ddot{x} + d_c \dot{x} + d_k x_o - c_c \dot{\theta} - c_k \theta = 0 \end{cases} \quad (5)$$

如用系统的平衡位置作为 θ 和 x_o 的参考坐标,并设 $t = t_o$ 时, $\theta = \theta_o, x_o = x_{o_o}$,则方程(5)的解为

$$\begin{cases} \theta = \theta_o - B_1 \cos(\varphi_{M_o} - \varphi_\theta) + \\ B_1 \cos[\omega(t - t_o) + \varphi_{M_o} - \varphi_\theta] \\ x_o = x_{o_o} - B_2 \cos(\varphi_{M_o} - \varphi_{x_o}) + \\ B_2 \cos[\omega(t - t_o) + \varphi_{M_o} - \varphi_{x_o}] \end{cases} \quad (6)$$

根据 $x_i = r\theta - x_o$,不难写出滑板位移 x_i 为 $x_i = x_{i_o} - B_3 \cos(\varphi_{M_o} - \varphi_{x_i}) + B_3 \cos[\omega(t - t_o) + \varphi_{M_o} - \varphi_{x_i}]$

在连耦阶段,如不考虑连耦瞬间引起的系统扰动, θ 和 x_o 将按式(6)向负方向变化,也即从正向最大值逐渐减小, θ 和 x_o 从零向负方向逐渐增

大,而摩擦力 F 则从正向换至负向并逐渐增大,直至某一时刻 $t = t_1$ 时达到其静摩擦力 $F = F_s$,此时振荡轮与支承面再次发生脱耦。

在脱耦的情况下,振荡轮与支承面的极限摩擦力通常不再等于静摩擦力,而是摩擦副相对速度的函数。考虑到振荡轮的摆振幅度很小,它的平均速度只有 $0.2 \sim 0.3 \text{ m/s}$,所以可近似地假定极限摩擦力为一常数且等于静摩擦力 F_s 。从表达式(6)中可知,当 $t = t_1$ 时:

$$\begin{cases} \theta_1 = \theta_0 - B_1 \cos(\varphi_{M_0} - \varphi_\theta) + B_1 \cos[\omega(t_1 - t_0) + \varphi_{M_0} - \varphi_\theta] \\ \dot{\theta}_1 = -B_1 \omega \sin[\omega(t_1 - t_0) + \varphi_{M_0} - \varphi_\theta] \\ M_1 = M_A \cos[\omega(t_1 - t_0) + \varphi_{M_0}] = M_A \cos \varphi_{M_1} \\ \varphi_{M_1} = \omega(t_1 - t_0) + \varphi_{M_0} \end{cases}$$

同理对于 x_0 则有

$$\begin{cases} x_{01} = x_{00} - B_2 \cos(\varphi_{M_0} - \varphi_{x_0}) + B_2 \cos[\omega(t_1 - t_0) + \varphi_{M_0} - \varphi_{x_0}] \\ \dot{x}_{01} = -B_2 \omega \sin[\omega(t_1 - t_0) + \varphi_{M_0} - \varphi_{x_0}] \end{cases}$$

在脱耦之后振荡轮将可列出如下运动方程:

$$\ddot{\theta} = q \cos[\omega(t - t_1) + \varphi_{M_0}] + q_f \quad (7)$$

式中: $q = M_A/J$; $q_f = rF_s/J$

将方程(7)两次积分即可得初始条件 $t = t_1$ 时, $\theta = \theta_1, \dot{\theta} = \dot{\theta}_1$ 的解:

$$\begin{cases} \theta = \theta_1 + \frac{q}{\omega^2} \cos \varphi_{M_1} + (\dot{\theta}_1 - \frac{q}{\omega} \sin \varphi_{M_1})(t - t_1) + \frac{1}{2} q_f (t - t_1)^2 - \frac{q}{\omega^2} \cos[\omega(t - t_1) + \varphi_{M_1}] \\ \dot{\theta} = (\dot{\theta}_1 - \frac{q}{\omega} \sin \varphi_{M_1}) + q_f (t - t_1) + \frac{q}{\omega} \sin[\omega(t - t_1) + \varphi_{M_1}] \end{cases} \quad (8)$$

在脱耦阶段振荡轮将按式(8)继续运动直至在某时刻 t_2 , θ 达到其负方向的最大值而开始向反方向摆动。此时 $\dot{\theta} = 0$, 振荡轮与支承面重新连耦, 即当 $t = t_2$ 时 $\theta = -\theta_{\max}, \dot{\theta} = 0$ 。由式(8)可知

$$\begin{cases} \theta_2 = -\theta_{\max} = \theta_1 + \frac{q}{\omega^2} \cos \varphi_{M_1} + (\dot{\theta}_1 - \frac{q}{\omega} \sin \varphi_{M_1})(t_2 - t_1) + \frac{1}{2} q_f (t_2 - t_1)^2 - \frac{q}{\omega^2} \cos[\omega(t_2 - t_1) + \varphi_{M_1}] \\ \dot{\theta}_2 = (\dot{\theta}_1 - \frac{q}{\omega} \sin \varphi_{M_1}) + q_f (t_2 - t_1) + \frac{q}{\omega} \sin[\omega(t_2 - t_1) + \varphi_{M_1}] \end{cases} \quad (9)$$

以上是振荡轮从正向最大偏离位置摆至负向最大偏离位置的过程, 另外半个周期 θ 角将从负的最大值变化至正的最大值, 其过程完全相同。

在脱耦之后轮心将按典型的带阻尼单自由度

系统振动。此时轮心围绕其平衡位置作自由振动, 但由于减振元件的阻尼和支承面对振荡轮有着很大的摩擦力, 衰减作用十分强烈。如不考虑脱耦瞬间的扰动, 则可认为轮心和滑板在脱耦之后将保持在静摩擦力引起的位移量 x_{01} 和 x_{11} 上静止不动。

2 被碾压材料刚度和阻尼的动态确定方法

前面讨论的动力学模型及数学表达式中, 关键是式中各有关参数的确定。如果各个参数的取值确定了, 则方程的解可求出, 系统的固有频率便可算出。在理论模型中, 只需要知道被碾压材料刚度和阻尼即可。确定材料阻尼和刚度的方法可以用反算法来求出^[11]。

通过用理论计算的幅频特性对实测的机器幅频特性进行拟合的方法来识别混合料刚度和阻尼的步骤: ①选定 k_s 和 c_s 的初始估计值 k_{s0} 和 c_{s0} ; ②在阻尼不变的情况下, 从 $c_s = c_{s0}$ 开始, 取 n 个 k_s 值 ($k_{s0}, k_{s1}, \dots, k_{s(n-1)}$), 按理论模型求出 n 条理论幅频特性曲线; ③改变阻尼在不同的阻尼值下 $c_s = c_{s0}, c_{s1}, \dots, c_{s(n-1)}$, 对每一个阻尼重复步骤②, 可得出 $n \times n$ 条理论幅频特性曲线; ④设有 m 个不同频率下的实测振幅, 则对每一条理论曲线都可以求出

m 个理论振幅与实际振幅之差 ε_i , 并求出 $\sum_{i=1}^m \varepsilon_i^2$;

⑤按最小二乘法, 对于每一个阻尼值均可求出使 n 个刚度下的拟合振幅与实测振幅偏差之平方和 $\sum_{i=1}^m \varepsilon_i^2$ 最小的刚度 k_{sj}^0 , 对于 n 个阻尼就可以得到 n 个偏差平方和为最小的刚度 $k_{s1}^0, k_{s2}^0, \dots, k_{sn}^0$; ⑥进一步比较不同 k_{sj}^0 值的偏差平方和, 进一步求出使偏差平方和 $\sum_{i=1}^m \varepsilon_i^2$ 最小的 c_s^0 , 这样最终可求出一对

k_s^0 和 c_s^0 , 使其偏差的平方和为最小; ⑦用数学表达式来表为 $\partial \sum_{i=1}^m \varepsilon_i^2 / \partial k_s = 0, \quad \partial \sum_{i=1}^m \varepsilon_i^2 / \partial c_s = 0$

3 振荡压实的幅频特性试验

试验目的是通过测定振荡压实动力学系统的幅频特性, 利用参数识别的方法来确定振荡轮与热沥青混合料相互作用的动力学模型中, 沥青混合料在不同压实程度下的刚度和阻尼。

试验方法是①压路机采取前轮静碾, 后轮振荡的方式, 碾压速度为 3 km/h , 铺层厚度 5 cm 。取 5 种振幅、5 种频率和 6 遍压实遍数组成 150 个试验。振幅初步可定为: $0.75, 1, 1.25, 1.5, 1.8 \text{ mm}$ 等 5 种, 频率初步可定为: $20, 25, 28, 30, 32 \text{ Hz}$ 等

5 种. ②对每一种频率选定 5 段 30~50 m 长的试验路段, 分别按拟订试验程序测不同压实遍数下的幅频和相频特性. ③在每一碾压道选定 2~3 个测点, 用非核子密度仪紧随压路机测定每一压实遍数的压实密度. ④碾压完后用密度仪进行拉网检测. ⑤待混合料完全冷却后, 对每一试验段分别取三个钻芯样, 测定压实密度.

在湖北省武汉市绕城高速公路施工现场针对国外某知名品牌原装进口的振荡压路机进行试验, 试验路面为 SAM-13 沥青混凝土 4 cm 厚上面层路面. 针对国产振荡试验样机其现场试验分别是在江(门)珠(海)高速公路珠海斗门段, 试验路面为 AC-20 沥青混凝土 6 cm 厚中面层路面.

4 试验结果分析

图 2 展示了在不同试验条件下, 现场试验测定的振荡轮与热沥青混合料相互作用过程的幅频特性. 从图中可以看到尽管碾压的混合料结构不同、铺层厚度不同, 所用的压路机也不同, 但是它们的幅频特性却有着一些共同的特点: ①幅频特性的变化趋势都是振幅随着频率之增大而减小, 至某一最低值后则随频率之增大而上升, 当达到某一最高点后又随之缓慢下降. 这一发展趋势凸显了振荡轮与热沥青混合料相互作用二个自由度系统的特征; ②在幅频特性上与振幅的最高值相

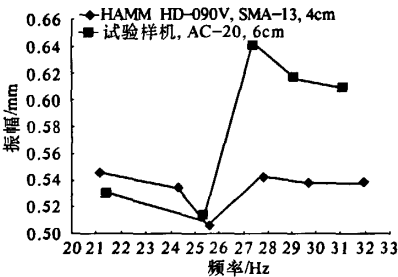


图 2 振荡轮与热沥青混合料相互作用的幅频特性
Fig.2 The amplitude - frequency characteristics of interactive between oscillatory drum and hot asphalt mixtures

应的频率虽然它的数值在不同的试验条件下有所不同, 但是它的变化范围是很窄的, 大体上都是在

30 Hz 左右变化; ③在幅频特性上, 从振幅的低谷上升的斜率远较从振幅的最高点下降的速率为高. 因此, 避开振幅低谷区的频率, 对振荡压路机频率的选择有着重要的意义.

5 振荡压实样机动力学模型中主要参数的动态识别

在对振荡压实样机的现场试验中获得的幅频特性之基础上, 通过对动力学模型的计算机仿真试验来模拟实际试验曲线, 对不同的刚度和阻尼用试凑法求取拟合曲线, 使拟合曲线与实际曲线各点偏差之平方和为最小.

图 3 是利用计算机数字仿真绘制的理论特性曲线与实际曲线的对比. 从图中可看到两者是比较接近的. 参数识别所获得的热沥青混合料的刚度和阻尼列于表 1 中.

表 1 热沥青混合料的刚度和阻尼

热沥青混合料参数	碾压遍数		
	第一遍	第三遍	第五遍
刚度/(N·m ⁻¹)	11.475×10 ⁶	20.07×10 ⁶	21.375×10 ⁶
阻尼/(Ns·m ⁻¹)	9.72×10 ⁴	5.64×10 ⁴	22.5×10 ⁴

从表 1 可以看到, 当沥青混合料很松软时, 在碾压第一遍时, 混合料的刚度很小, 阻尼则很大. 正是由于混合料的阻尼很大, 图 3 中压实第一遍的计算机仿真曲线上, 振幅的第二峰值表现得很不明显. 随着压实过程的进展, 由于压实密度的增大, 混合料的刚度在逐渐增大, 而阻尼则逐渐减小. 至压实第三遍时, 混合料的刚度增加了 75%, 而阻尼则减小了 58%. 由于混合料阻尼的减小, 图 3 第三遍的计算机仿真曲线上, 振幅的第二峰值就突显出来了. 在压实到第五遍时混合料的刚度已不再增加, 而阻尼则反而增至很大的数值. 显然, 第五遍的阻尼数值是不正确的, 这是因为压实到第五遍时铺层已基本压实, 振荡轮已完全打滑, 此时的数学模型已不能再按两个自由度来描述. 由于铺层已无弹性, 振荡压实过程的动力学模型将转变为一个自由度的模型.

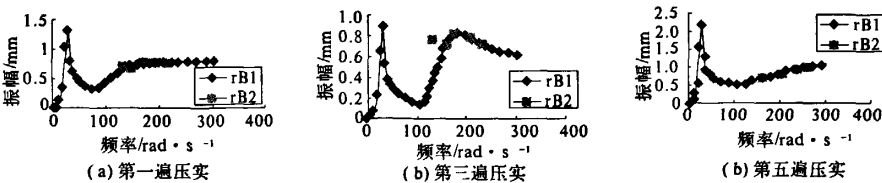


图 3 振荡轮幅频特性曲线与理论曲线的对比
Fig.3 Test curve and computer simulating curve of amplitude - frequency characteristics for oscillatory drum

6 结束语

(1) 振荡压路机与热沥青混合料相互作用过程的幅频特性试验表明, 建立在振荡轮与被碾压材料间存在滑转基础上的两自由度动力学模型是符合实际作用过程的。

(2) 大量试验表明, 振荡压实激振频率的变化范围是很小的, 大体上都是在 30 Hz (158.5 rad) 左右变化, 这一结果为在实际压实过程中搜索最佳频率指出了方向。

(3) 对振荡轮与被碾压材料相互作用过程的幅频特性进行计算机仿真, 可以作为识别被碾压材料特性参数和优化压实过程的基础。

参考文献:

- [1] Hamm in action, Job Report 31、32、33、34、38 [R]. Hamm Vision 2007.
- [2] THUNER H. A New Compaction Concept. Paper at the X VII th Road Congress [R]. Sydney Australia. 1984:229 - 236.
- [3] FLOSS R, KLOUBERT H. J. Newest developments in compaction technology [R]. Proceedings, Compaction of soil and granular materials, Paris, France. 2000:

247 - 262

- [4] THURNER H. Oscillatory Roller Geodynamik AB [R]. Stockholm, Sweden. 1982. 02. 23
- [5] QUIBEL A. FRONMENTIN M. The influence of the parameters of a vibrating roller on its efficiency [C]. Proceedings, International Conference on Compaction. Paris, France. 1980: 677 - 682
- [6] 李 冰, 孙祖望. 振荡压路机动力学理论模型 [J]. 西安公路学院学报. 1991, 11(1): 1 - 8.
- [7] 田丽梅, 杨春红, 王国安. 国内外振动振荡压路机动力学模型 [J]. 吉林大学学报, 2003. 33(2): 100 - 103.
- [8] 叶向东, 段志善. 一种自行式振荡压路机模型及 ADAMS 运动学仿真分析 [J]. 筑路机械与施工机械化, 2005, 22(4): 51 - 53
- [9] 杨小卫, 高行方. 振荡压实效果的理论分析 [J]. 筑路机械与施工机械化, 1998, (5): 7 - 10.
- [10] 孙祖望, 卫雪莉, 王 静. 振荡压实的动力学过程及其响应特性的研究 [J]. 中国公路学报, 1998, 11(2): 117 - 126.
- [11] 刘永跃. 振荡轮与介质相互作用动力学系统的参数识别 [D]. 西安公路交通大学工程机械学院学位论文, 1999, 6: 24 - 25.

Establishment of the Dynamics Modal for the Oscillatory Compaction and Study on Its Amplitude - frequency Characteristics

MA Xue - liang¹, SUN Zu - wang¹, Yang Dong - lai²

(1. School of Engineering Machinery Chang'an University, Xi'an 710064, China; 2. Guangdong Province Changda Highway Engineering Co. Ltd., Guangzhou 511431, China)

Abstract: Based on established dynamics modal of oscillatory compaction, a amount of spot tests of amplitude - frequency characteristics of oscillatory roller have been finished during compaction, the identification method of the stiffness and the damp of compaction materials in the dynamics modal is raised. Through computer simulating the actual test curve with computer, using cut and try method to get the simulation fitting curves, different stiffness and damp can be determined. The results show that the change trend of actual amplitude - frequency characteristics is in keep with dual degree of freedom system of the interactive dynamics model of oscillatory drum and hot asphalt mixtures, gain the stiffness and the damp through using the dynamic identification method are similar to the actual change trend of compaction materials in compaction process.

Key words: amplitude - frequency characteristics; dynamics modal; stiffness and damp; computer simulation; oscillatory compaction