

文章编号:1671-6833(2017)02-0066-06

双钢轮压路机的非线性建模及其传动干扰分析

沈培辉¹, 林述温²

(1. 福建船政交通职业学院 机械工程系, 福建 福州 350007; 2. 福州大学 机械工程及自动化学院, 福建 福州 350002)

摘要: 根据双钢轮振动压路机的整机结构特点和双激振工作特性, 充分考虑前后随振土对压实系统的非线性振动耦合, 建立了 7 自由度动力学跳振模型, 基于周期内连耦—脱耦—再连耦的分解思路, 以 YZC12 型压路机为算例, 分析在平稳接触、轻微碰撞和强烈碰撞 3 种不同压实工况下系统的非线性振动响应。结果表明, 前后轮跳振产生的运动偏移量是产生传动干扰的主要原因, 随着代表不同密实度的压实进程土壤参数变化, 系统时域波形出现简谐波式畸变, 一阶、二阶和四阶频谱出现分数倍亚谐波和高次超谐波非线性响应直至进入混沌, 同时行驶速度主要影响前后随振土的力学参数, 进而影响前后轮的运动差异。通过主动控制机架与振动轮的一级减振系统参数可以明显弱化系统的非线性振动响应和前后轮的压实传动干扰。

关键词: 双钢轮振动压路机; 非线性跳振模型; 随振土; 传动; 干扰

中图分类号: TU663 **文献标志码:** A **doi:**10.13705/j.issn.1671-6833.2017.02.015

0 引言

振动压实机械广泛应用于公路、港口和建筑等密实工程中^[1-3]。土壤振动压实过程分析中存在不可避免的非线性动力学问题。文献[4]首先根据连耦和跳振两个代表性压实工况提出了分段线性跳振模型, 之后文献[5-7]发展了该模型并应用于压实的全过程动力学跳振分析, 但都是以忽略随振土质量为前提讨论的。然而, 跳振之后再耦合振动时, 随振土并非静止等待振动钢轮的再次接触连耦, 而是周期内作单自由度的自由衰减运动, 再次连耦属典型的动力学碰撞问题。文献[8]明确指出, 随振土质量是影响压实系统振动稳定性的重要因素, 但该文献没有进一步分析跳振过程中的碰撞问题。到目前为止, 针对双钢轮压路机的整体跳振模型研究鲜见报道。

长安大学刘本学等^[9-10]通过试验发现双钢轮压路机在压实过程中存在特有的拍振现象和减振系统动态性能远比单钢轮压路机复杂, 但没有建立整体的非线性跳振模型。现有单钢轮跳振模型未能很好地解释双钢轮振动压路机作业过程中存在的整体跳振碰撞非线性问题, 更难以描绘前

后两轮之间的传动干扰动力学特性, 使得双钢轮振动压路机的研究与应用缺乏很好的理论支撑。因此, 笔者在充分考虑随振土质量的前提下, 提出了 7 自由度的双钢轮振动压路机整体跳振非线性模型, 并系统分析在压实行进中不同土壤参数变化时前后轮的碰撞及其相互干扰的传动非线性特性, 且探索一级、二级减振系统参数的主动控制效果。

1 建模与分析

1.1 非线性动力学模型的建立

建立整车 7 自由度动力学振动模型, 如图 1 所示。基本假设: ①假设前后振动轮、机架、驾驶室质量分别为 m_1 、 m_2 、 m_3 、 m_4 ; 考虑前后随振土质量 m_{s1} 、 m_{s2} 对耦合振动的影响, 参考文献[8]取振动轮质量的 20% 分析。②假设前后轮与机架之间的减振块具有相同的线性刚度和阻尼分别为 k_3 、 c_3 , 驾驶室与机架之间的二级减振块刚度和阻尼分别为 k_4 、 c_4 , 考虑到前后随振土具有本征差异的集中刚度和阻尼为 k_1 、 c_1 和 k_2 、 c_2 。③假设前后振动轮偏心块产生的激振力只以垂直方向的分量 F_{e1} 、 F_{e2} 作用在模型上, 以静平衡为系统零点, 建立动力学方程如下:

收稿日期:2016-05-19; 修订日期:2016-06-19

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51175086); 福建省高校杰出青年科研人才培育计划资助项目(JA11299); 福建省自然科学基金资助项目(2015J01186)

作者简介: 沈培辉(1977—), 男, 福建诏安人, 福建船政交通职业学院副教授, 博士, 主要从事工程机械研究, E-mail: shenph315@163.com.

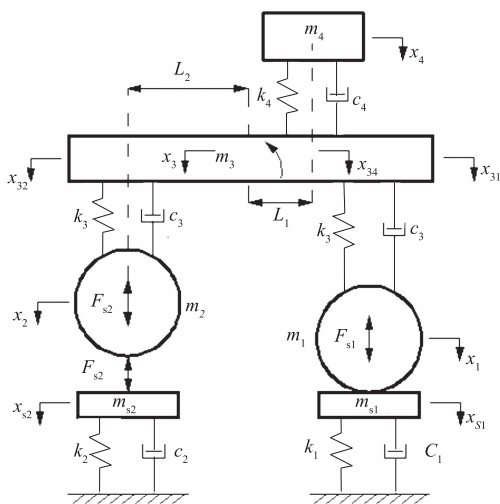


图1 7自由度动力学跳振模型

Fig.1 Seven-degrees-of-freedom jump model

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_{31}) + k_3 (x_1 - x_{31}) + F_{s1} = F_{e1} \cos(\omega_1 t + \phi_1) \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_{32}) + k_3 (x_2 - x_{32}) + F_{s2} = F_{e2} \cos(\omega_2 t + \phi_2) \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_3 (\dot{x}_{31} - \dot{x}_1) + k_3 (x_{31} - x_1) + c_3 (\dot{x}_{32} - \dot{x}_2) + k_3 (x_{32} - x_2) + c_4 (\dot{x}_{34} - \dot{x}_4) + k_4 (x_{34} - x_4) = 0 \\ m_4 \ddot{x}_4 + c_4 (\dot{x}_4 - \dot{x}_{34}) + k_4 (x_4 - x_{34}) = 0 \\ J\ddot{\theta} + c_3 (\dot{x}_{32} - \dot{x}_2)L_2 + k_3 (x_{32} - x_2)L_2 - c_4 (\dot{x}_{34} - \dot{x}_4)L_1 - k_4 (x_{34} - x_4)L_1 - c_3 (\dot{x}_{31} - \dot{x}_1)L_2 - k_3 (x_{31} - x_1)L_2 = 0 \\ m_{s1} \ddot{x}_{s1} + c_1 \dot{x}_{s1} + k_1 x_{s1} - F_{s1} = 0 \\ m_{s2} \ddot{x}_{s2} + c_2 \dot{x}_{s2} + k_2 x_{s2} - F_{s2} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中:前后轮、机架、驾驶室位移分别为 x_1 、 x_2 、 x_3 、 x_4 ;前后轮和驾驶室处的机架位移为 x_{31} 、 x_{32} 、 x_{34} ;机架绕质心的转动惯量和转角为 J 、 θ ;驾驶室和前后轮到机架中心的距离为 L_1 、 L_2 ;前后轮的激振频率和相位初角分别为 ω_1 、 ω_2 和 ϕ_1 、 ϕ_2 。

1.2 系统响应分析

当前后轮与随振土连耦时,由方程(1), m_1 、 m_{s1} 和 m_2 、 m_{s2} 可视为一整体,即 $x_1 = x_{s1}$ 、 $x_2 = x_{s2}$,由振动理论可得系统的稳态响应^[11]

$$x_2(t) = q_{20} \cos(\omega_2 t - \phi_{20}), \quad (2)$$

式中:

$$q_{20} = \frac{Q_{20}}{\omega_{20}^2} \cdot \frac{1}{\left[\left\{ 1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_{20}} \right)^2 \right\}^2 + \left(2\zeta_2 \frac{\omega_2}{\omega_{20}} \right)^2 \right]^{1/2}};$$

$$\phi_{20} = \arctan \frac{2\zeta_2 \frac{\omega_2}{\omega_{20}}}{1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_{20}} \right)^2}, \text{ 其中: } Q_{20}、\omega_{20} \text{ 和 } \zeta_2 \text{ 分别为}$$

后振动轮的广义力矢量、第2阶固有频率和固有模态阻尼比,可由式(1)化为矩阵获得。

由于随振土不能提供拉力,所以当压实反力

$F_{s2} = m_{s2} \ddot{x}_{s2} + c_2 \dot{x}_{s2} + k_2 x_{s2} > F_{e2} \cos(\omega_2 t + \phi_2) - m_2 \ddot{x}_2 - c_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_{32}) - k_3 (x_2 - x_{32})$ 时,振动轮跳离随振土向上运动.假设发生在 t_0 时刻,并在 t_1 时刻重新接触随振土,同时后振动轮的激振力与跳振前滞后相位角 ϕ_{F2} ,则该脱耦时段内的系统响应分解为两个独立运动:①对于后振动轮:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_{31}) + k_3 (x_1 - x_{31}) + F_{s1} = F_{e1} \cos(\omega_1 t + \phi_1) \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_{32}) + k_3 (x_2 - x_{32}) - m_2 g = F_{e2} \cos(\omega_2(t - t_0) + \phi_2 + \phi_{F2}) \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_3 (\dot{x}_{31} - \dot{x}_1) + k_3 (x_{31} - x_1) + c_3 (\dot{x}_{32} - \dot{x}_2) + k_3 (x_{32} - x_2) + c_4 (\dot{x}_{34} - \dot{x}_4) + k_4 (x_{34} - x_4) = 0 \\ m_4 \ddot{x}_4 + c_4 (\dot{x}_4 - \dot{x}_{34}) + k_4 (x_4 - x_{34}) = 0 \\ J\ddot{\theta} + c_3 (\dot{x}_{32} - \dot{x}_2)L_2 + k_3 (x_{32} - x_2)L_2 - c_4 (\dot{x}_{34} - \dot{x}_4)L_1 - k_4 (x_{34} - x_4)L_1 - c_3 (\dot{x}_{31} - \dot{x}_1)L_2 - k_3 (x_{31} - x_1)L_2 = 0 \\ m_{s1} \ddot{x}_{s1} + c_1 \dot{x}_{s1} + k_1 x_{s1} - F_{s1} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

②对于后随振土:

$$m_{s2} \ddot{x}_{s2} + c_2 \dot{x}_{s2} + k_2 x_{s2} - m_{s2} g = 0. \quad (4)$$

略去重力项的常值分量,式(3)在 $t_0 \rightarrow t_1$ 时段内的解可表示为:

$$x'_2(t) = q'_{20} \cos(\omega_2(t - t_0) - \phi'_{20} + \phi_{F2}). \quad (5)$$

式中, $q'_{20} = \frac{Q'_{20}}{\omega_{20}'^2} \cdot \frac{1}{\left[\left\{ 1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_{20}'} \right)^2 \right\}^2 + \left(2\zeta_2' \frac{\omega_2}{\omega_{20}'} \right)^2 \right]^{1/2}},$

$$\phi'_{20} = \arctan \frac{2\zeta_2' \frac{\omega_2}{\omega_{20}'}}{1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_{20}'} \right)^2}, \text{ 其中: } Q'_{20}、\omega_{20}' \text{ 和 } \zeta_2' \text{ 分别为}$$

跳振后的后轮(不含随振土)的广义力矢量、第2阶固有频率和固有模态阻尼比.而式(4)在 $t_0 \rightarrow t_1$ 时段内的后随振土为单自由度带阻尼响应:

$$x'_{s2}(t) = e^{-\zeta_2 \omega_{s2} t} \left\{ \frac{x_{s2}(t_0) \cos \sqrt{1 - \zeta_2^2} \omega_{s2} t + \frac{\dot{x}_{s2}(t_0) + \zeta_2 \omega_{s2} x_{s2}(t_0)}{\sqrt{1 - \zeta_2^2} \omega_{s2}} \sin \sqrt{1 - \zeta_2^2} \omega_{s2} t}{\sqrt{1 - \zeta_2^2} \omega_{s2}} \right\}. \quad (6)$$

式中: $\omega_{s2} = \sqrt{c_2/k_2}$; $\zeta_2 = c_2 / \sqrt{m_{s2} k_2}$.

当 t_1 时刻振动轮重新接触随振土再次连耦振动时,则需 $x'_2(t_1) = x_{s2}(t_1)$,但此时 $\dot{x}'_2(t_1) \neq \dot{x}_{s2}(t_1)$.分别以代表压实初期、压实中期和压实后期的3种典型情况分析:① $\dot{x}'_2(t_1) \geq \dot{x}_{s2}(t_1)$,平稳接触连耦;② $|\dot{x}'_2(t_1)| \geq |\dot{x}_{s2}(t_1)|$,但 $\dot{x}'_2(t_1)$ 与 $\dot{x}_{s2}(t_1)$ 反向,轻微碰撞;③ $|\dot{x}'_2(t_1)| < |\dot{x}_{s2}(t_1)|$,且 $\dot{x}'_2(t_1)$ 与 $\dot{x}_{s2}(t_1)$ 反向,强烈碰撞.这3种情况下都会对前轮产生一个运动干扰 h_{F2} ,每种情况下的运动干扰量均不同,应采用数值模拟计算。

2 实例分析

根据图1的动力学模型,以厦工YZC12型双

钢轮压路机为仿真样机,参数如表 1 所示.参考文献[12-14],根据施工经验估算前后随振土的参

数差异系数 $\beta=1.2$,选取参数如表 2 所示.

表 1 压路机参数
Tab.1 Parameters of roller

参数	m_1/kg	m_2/kg	m_{s1}/kg	m_{s2}/kg	m_3/kg	m_4/kg	L_1/m	L_2/m	$k_3/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	$c_3/(\text{Ns}\cdot\text{m}^{-1})$	$k_4/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	$c_4/(\text{Ns}\cdot\text{m}^{-1})$
数值	3 000	3 000	3 000 $\times 0.2$	3 000 $\times 0.2$	5 750	550	0.53	1.64	1.7×10^5	1.1×10^3	1.2×10^4	0.8×10^2

表 2 随振土参数
Tab.2 Parameters of apparent soil

不同阶段 的模型参 数选取	压实初期				压实中期				压实后期			
	$k_1/(\text{MN}\cdot\text{m}^{-1})$	$c_1/(\text{kNs}\cdot\text{m}^{-1})$	$k_2/(\text{MN}\cdot\text{m}^{-1})$	$c_2/(\text{kNs}\cdot\text{m}^{-1})$	$k_1/(\text{MN}\cdot\text{m}^{-1})$	$c_1/(\text{kNs}\cdot\text{m}^{-1})$	$k_2/(\text{MN}\cdot\text{m}^{-1})$	$c_2/(\text{kNs}\cdot\text{m}^{-1})$	$k_1/(\text{MN}\cdot\text{m}^{-1})$	$c_1/(\text{kNs}\cdot\text{m}^{-1})$	$k_2/(\text{MN}\cdot\text{m}^{-1})$	$c_2/(\text{kNs}\cdot\text{m}^{-1})$
	数值	2.2	70	2.2×1.2	6.3	38	6.3×1.2	38/1.2	11	9	11×1.2	9/1.2

2.1 压实进程中的系统响应演变

采用式(1)~式(6)仿真,在前后轮使用 $F_{e1}=F_{e2}=168\text{ kN}$ 和 $\omega_1=2\pi\times 25$ 、 $\omega_2=2\pi\times 30$ 、 $\phi_1=\phi_2=0$,采用压实初期的前后随振土参数获得如图 2 所示的系统响应.由图 2(a)的驾驶室时域图和图 2(b)的频域图可以看出,驾驶室的振动响应为规律的拍振运动,与文献[9]试验结果吻合;图 2(c)的驾驶室相图比单自由度近圆复杂,图 2(d)为进一步采用周期取点频闪法分析的拍振 poince 截面,体现出规律的单周期特性;图 2(e)和图 2(f)为前后轮的相图,同样呈现出近圆的单周期振动,说明前后振动轮均尚未脱离随振土.

图 3 为采用压实中期参数获得的仿真效果图.从图 3(e)和图 3(f)可明显看出,前后轮同时呈现出双周期分叉跳振特性;同时图 3(a)比图 2(a)复杂,这说明压实中期驾驶室在前后轮跳振及随振土的耦合振动影响下,拍振运动的时域特性开始模糊,图 3(c)和图 3(d)也表明拍振截面已进入近混沌振动,而图 3(b)在发现明显激振频率 25 Hz 与 30 Hz 基频特性的同时,含有丰富的 1/2 及其高次的亚谐波成分,拍频($30-25=5\text{ Hz}$)首先进入连续谱响应.

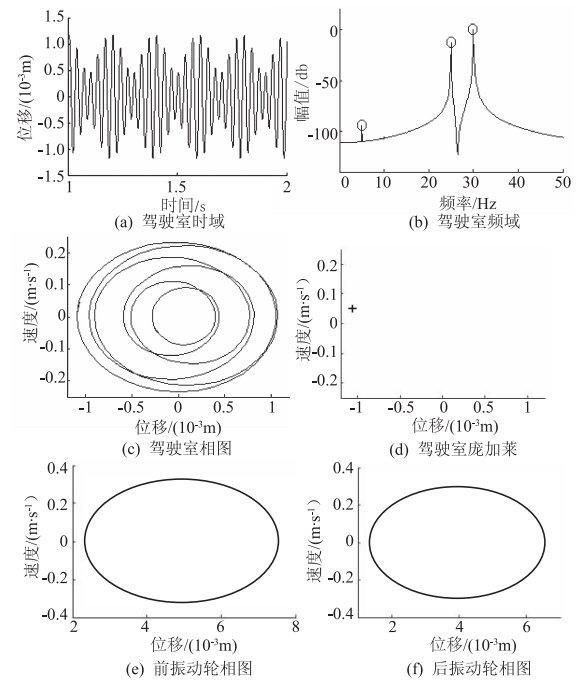


图 2 压实初期系统响应
Fig.2 Response of initial compaction system

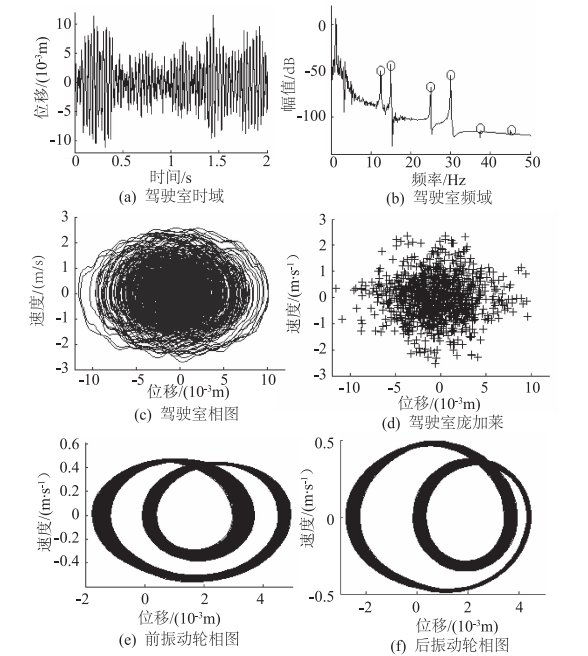


图 3 压实中期系统响应
Fig.3 Response of middle compaction system

采用压实后期的参数可获得如图 4 所示的系统响应.从图 4(a)发现已无固定的极差再现;图

4(c)含有奇怪吸引子和图 4(d)也体现出典型混沌振动特性;图 4(e)和图 4(f)产生激烈的跳振,并进入混沌运动;图 4(b)已成全频率段的连续谱。

2.2 系统响应的主动控制

当系统进入混沌运动时,现有单钢轮模型研究一般采取减小激振力和提高激振频率,但由于激振力和激振频率等工艺参数往往受施工质量和效率限制,这里探索采用减振参数的主动控制方法。

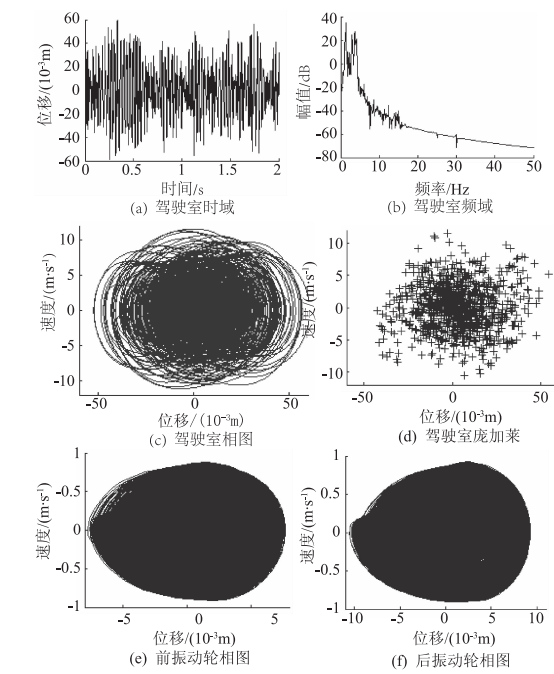


图 4 压实后期系统响应

Fig. 4 Response of later compaction system

首先提高 YZC12 的机架与振动轮减振系统参数为 $k_3 = 3.5 \times 10^5 \text{ N/m}$, $c_3 = 0.5 \times 10^3 \text{ Ns/m}$, 获得改善后的系统响应如图 5 所示. 图 5(e)由原来的混沌态回归为多周期分叉的带式相图;图 5(f)也回归为“心”形多周期分叉特性;且图 5(e)和图 5(f)的正向位移均大于负向位移,利于深度压实;图 5(c)在前后轮非线性分叉的耦合振动下仍然含有奇怪吸引子,图 5(d)发现,驾驶室运动属局部双周期分叉拍振响应(是两片“云”截面,而不是杂乱无章的);由图 5(a)可见,拍振的相对极差有明显减小的趋势,整体的振动幅值也相应地减小,驾驶员将获得较好的舒适度;图 5(b)回归为多频率成分的弱非线性响应,具体为双激振频率及其分数倍亚谐波和超谐波成分(12.5、15、37.5、45 Hz),以及拍频及其分数倍亚谐波和超谐波成分(2.5、7.5、10 Hz),主动控制效果有效。

因此,压实后期应当适当增加一级减振块的硬

特性参数,减小其软特性参数,以获得更好的压实质量和驾驶舒适度. 当主动控制二级减振系统参数时,压实系统的非线性响应特性基本保持不变。

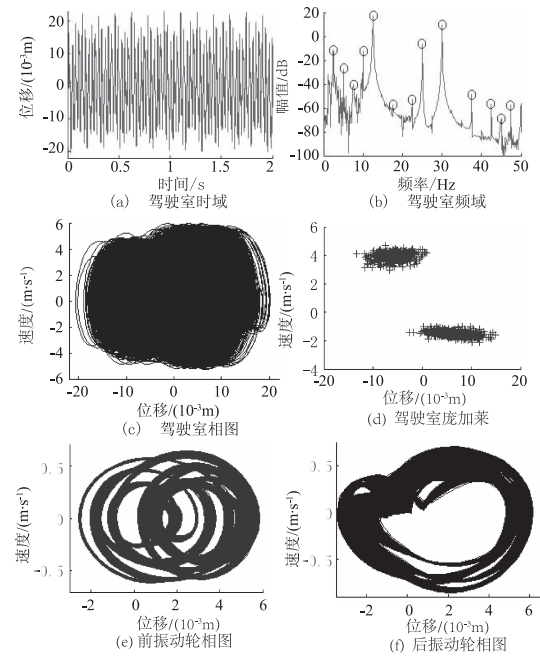


图 5 主动控制后的系统响应

Fig. 5 System response after active control

3 系统传动干扰分析

上述分析表明,前后轮跳振是驾驶室进入混沌振动的主要缘由,同时前后振动轮在进入下一个完整运动周期时的连耦碰撞必然相互干扰,会影响连续压实技术的密实度在线准确检测,值得进一步深入研究. 根据现场经验,后轮由于较易进入跳振模式而显示出更为复杂的非线性,限于篇幅,这里只分析后振动轮对前振动轮的运动干扰. 前后随振土的模型参数差异与压实施工行驶速度成反比,为了更显著地描绘前后振动轮的相互干扰机理,不失一般性,可假定较慢的行驶速度参数,即估算 $\beta = 1.8$ 。

3.1 不同压实进程的传动干扰特性

选取前振动轮跳振临界点时的随振土系数为 $k_1 = 4.8 \text{ MN/m}$, $c_1 = 52 \text{ kNs/m}$, 前后随振土的参数差异系数 $\beta = 1.2$ 时,获得如图 6(a)所示的前振动轮在运动干扰前的单周期相图响应(干扰前的后振动轮相图与前振动轮相似,这里略,下同),当选定较大的差异系数 $\beta = 1.8$ 时,后振动轮在较大刚度和较小阻尼系数的压实反力作用下产生明显的双周期分叉跳振,如图 6(b)所示“心”形相图,这时前振动轮的运动特性在后振动轮的强烈干扰下由原来的线性单周期响应演变为轻微跳振的拟单周期分叉,如图 6(c)所示。

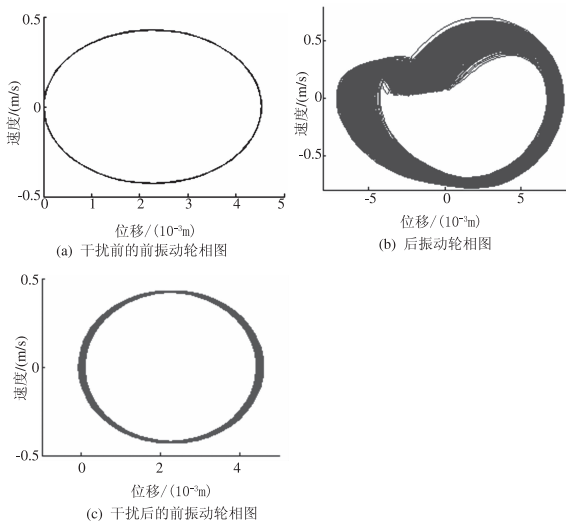


图6 后轮双周期分叉跳振对前轮的影响

Fig. 6 Double-bifurcation effect of rear wheel on front wheel

当选取压实中后期系数 $k_1 = 8.2 \text{ MN/m}$, $c_1 = 26 \text{ kNs/m}$, $\beta = 1.2$ 时, 获得前振动轮在干扰前的类“心”形双周期分叉跳振相图, 如图 7(a) 所示. 当选 $\beta = 1.8$ 时, 由图 7(b) 可发现, 后振动轮进入混沌, 同时前振动轮的相图在后振动轮的激烈跳振干扰下继续非线性强化, 并出现如图 7(c) 的逐渐通往混沌之路特性.

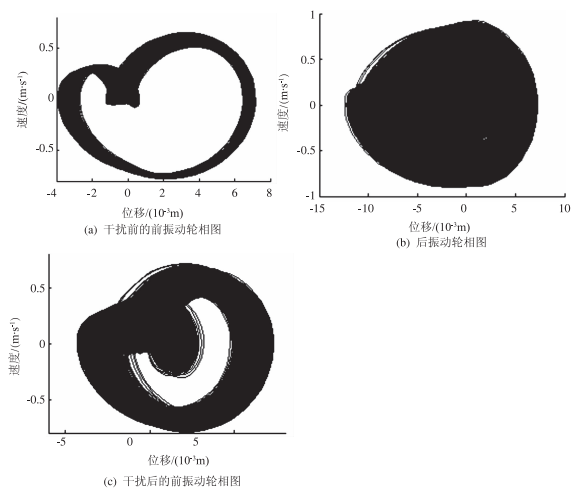


图7 后轮激烈跳振对前轮的影响

Fig. 7 The strong-jump effect of rear wheel on front wheel

当 $k_1 = 18 \text{ MN/m}$, $c_1 = 3 \text{ kNs/m}$, $\beta = 1.2$ 时, 获得如图 8(a) 的前振动轮在干扰前的强非线性“心”形双周期分叉跳振相图. 当 $\beta = 1.8$ 时, 图 8(b), 形成混沌吸引子运动. 由于后振动轮在周期内不只一次的强烈碰撞, 使得前振动轮在周期内受到多次干扰偏移量叠加, 导致前振动轮周期紊乱, 最终形成如图 8(c) 的混沌相图响应.

3.2 传动干扰的主动控制

同理在图 8 的基础上其他模型参数保持不变

时, 选取 $k_3 = 1.3 \times 10^5 \text{ N/m}$, $c_3 = 1.5 \times 10^3 \text{ Ns/m}$, 获得主动控制后的前振动轮相图如图 9 所示.

由图 9 可知, 主动控制后, 前振动轮相图回归为接近于干扰前的“心”形双周期分叉跳振特征, 同时负向幅值也相应地减小, 跳振激烈程度有所缓解, 这说明适当减小一级减振系统的硬特性和增加其软特性时, 后轮对前轮的干扰特性明显弱化. 主动控制二级减振系统参数时, 前后轮的相互干扰特性几乎没有变化.

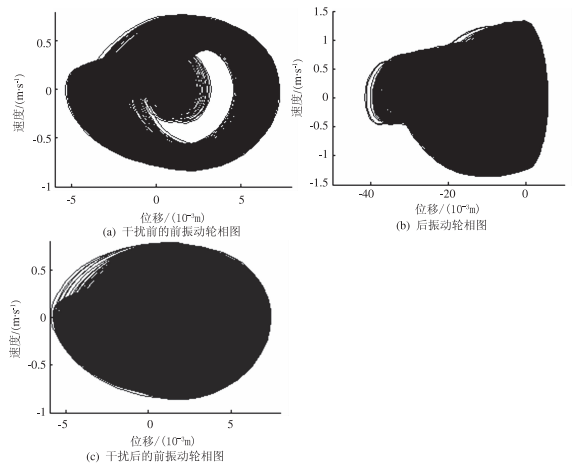


图8 后轮刚性跳振对前轮的影响

Fig. 8 The rigid-jump effect of rear wheel on front wheel

图9 主动控制后的前振动轮相图

Fig. 9 Phase diagram of the front wheel after active control

4 结论

(1) 振动轮随着土壤逐渐密实, 由单周期发展为双周期分叉直至混沌运动, 而驾驶室在前后轮综合传动耦合下拍振截面首先进入非线性运动直至混沌, 且双激振频率的分数倍亚谐波响应和高次超谐波共振是压实系统进入混沌行为的非线性演变必由之路.

(2) 前后轮跳振碰撞及土壤参数差异所引起的振动偏移量是压实系统非线性传动的主要缘由, 选择不同行驶速度对系统的动力学响应有着重要的影响. 主动控制设计隔振装置的力学参数可以兼顾振动压实深度和施工操作舒适性.

参考文献:

- [1] 陈金刚,张树勋,张景飞,等. 非全充填裂隙的动态变形模量实验研究[J]. 郑州大学学报(工学版), 2014, 35(3): 90-93.
- [2] COMMURI S, ANH T, ZAMAN M. Neural network-based intelligent compaction analyzer for estimating compaction quality of hot asphalt mixes[J]. Journal of construction engineering and management, 2011, 137(9): 634-644.
- [3] MURO T, TRAN D T. Effects of vertical exciting force of a tracked vehicle on the dynamic compaction of a high lifted decomposed granite[J]. Journal of terramechanics, 2006, 43(4): 365-394.
- [4] ANDEREGG R, KAUFMAN K. Intelligent compaction with vibratory rollers: Feedback control systems in automatic compaction and compaction control[J]. Journal of the transportation research board, 2004, 1868(1): 124-134.
- [5] BEAINY F, COMMURI S, ZAMAN M, et al. Viscoelastic-plastic model of asphalt-roller interaction[J]. International journal of geomechanics, 2013, 13(5): 581-594.
- [6] 沈培辉,林述温. 基于混沌识别的振动压实系统动态设计分析[J]. 系统仿真学报, 2016, 28(5): 1232-1241.
- [7] BEAINY F, COMMURI S, ZAMAN M. Dynamical response of vibratory rollers during the compaction of asphalt pavements[J]. Journal of engineering mechanics, 2014, 140(7): 1-12.
- [8] SUSANTE P J, MOONEY M A. Capturing nonlinear vibratory roller compactor behavior through lumped parameter modeling[J]. Journal of engineering mechanics, 2008, 134(8): 684-693.
- [9] 刘本学,冯忠绪,董秀辉. 双频振动在振动压实中的应用及试验研究[J]. 郑州大学学报(工学版), 2006, 27(3): 50-54.
- [10] 侯劲汝,冯忠绪,徐倩,等. 压路机双轮振动对整机减振性能的影响[J]. 郑州大学学报(工学版), 2010, 31(6): 69-72.
- [11] SINGIRESU S R 著. 机械振动[M]. 李欣业,张明路,编译. 北京:清华大学出版社, 2009.
- [12] SINGH D, BEAINY F, COMMURI S, et al. Application of intelligent compaction technology for estimation of effective modulus for a multilayered asphalt pavement. ICSCI 2014 [C]//International Conference on Sustainable Civil Infrastructure, Konya: ASCE, 2014: 51-58.
- [13] RONALD Y S, JERAMY C. A fundamental dual-zone continuum theory for dynamic soil-structure interaction[J]. Earthquake engineering and structural dynamics, 2011, 40(9): 1011-1025.
- [14] FENG H, PETTINARI M, STANG H. Study of normal and shear material properties for viscoelastic model of asphalt mixture by discrete element method[J]. Construction and building materials, 2015, 98(15): 366-375.

Nonlinear Modeling and Interference Analysis for Double-steel-wheel Vibratory Roller

SHEN Peihui¹, LIN Shuwen²

(1. Department of Mechanical Engineering, Fujian Chuanzheng Communications College, Fuzhou 350007, China;

2. College of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou 350002, China)

Abstract: According to the structural characteristics and double-excitation mode of the double-steel-wheel vibratory roller, a seven-degrees-of-freedom jump-vibration model was established fully considered the nonlinear coupling of apparent soil to the compacted system. Taking YZC12 compactor as an example and basing on the decomposition idea of coupling-decoupling-recoupling, the nonlinear vibration response of the system was analyzed in the three representative compaction conditions of smooth contact, slight impact and strong collision. Results showed that, the kinetic offsets between the front and rear wheels were the main reason of the transmission interference. With the change of soil parameters representing different density, the time domain waveform of system became harmonic distortions. The first order, second order and fourth order frequency would generate sub-harmonics and ultra-harmonics until into continuous spectrum of chaos the compaction process. In addition, driving speed mainly affected the vibratory parameters of the front back apparent soils, and then affected the movement interference of the front and rear wheels. Through active controlling the damping system parameters of the frame and the two wheels, the nonlinear vibration responses of the system could be obviously weakened, as well as the transmission interference of the front and rear wheels.

Key words: double-steel-wheel vibratory roller; nonlinear jump-vibration model; apparent vibratory soil; transmission; interference