第 35 卷　第 1 期　　石家庄铁道大学学报(自然科学版)　　Vol. 35　No. 1
2022 年 3 月　Journal of Shijiazhuang Tiedao University(Natural Science Edition)　Mar. 2022

振动压实中跳振影响因素的分析

商祥志[1]，　路永婕[2]，　张俊宁[3]，　刘景旭[1]，　韩寅锋[1]

(1. 石家庄铁道大学 机械工程学院，河北 石家庄　050043；
2. 石家庄铁道大学 省部共建交通工程结构力学行为与系统安全国家重点实验室，河北 石家庄　050043；
3. 上海大学 力学与工程科学学院，上海　200444)

摘要：振动压实过程中跳振现象时有发生，使得土壤压实度不均匀，从而造成路面易产生裂缝、沉陷等伤损，影响行车安全。考虑随振土体的质量，建立 3 自由度振动压路机-土系统动力学模型，推导接地工况下的动力方程解，建立跳振工况下的动态力分段线性方程，分析改变振动压路机的激振力、激振频率以及土壤刚度的变化对振动压实的影响。结果表明，合理改变振动压路机的激振力、激振频率和土壤刚度，可有效抑制跳振产生。所建模型及研究方法为施工作业中合理配置工作参数提供参考和理论支持。

关键词：跳振；动力学分析；3 自由度振动系统

中图分类号：U415　**文献标志码**：A　**文章编号**：2095-0373(2022)01-0064-06

截至“十三五”末，全国公路总里程达到 519.8 万 km，较“十二五”末增长 62.1 万 km[1]。由此可见，公路建设仍处于高速发展中。在公路建设过程中，依赖于振动原理的振动压实机在土方工程和路面建筑中非常重要[2]。在施工过程中，路面的压实度决定了路面的使用性能[3]，跳振会造成路面压实度不达标，使路面产生差异沉降问题，进而诱发桥头跳车，给车辆的安全运行带来严重影响[4]。

目前，国内外基于振动压实的研究已有很多。叶阳升等[5]结合能量守恒定律，提出 CEV 能量指标在路基压实控制中是可行的；马涛等[6]基于有限元方法，得到跳振不仅会引起次谐波分量，同时会导致谐波分量量值的减小；Dobrescu C F et al[7]利用流变模型描述振动压路机冲击载荷下的土体响应参数，优化了压实工艺；Prokopev A et al[8]为了描述压实材料的特性，通过 Matlab/Simulink 证实了黏弹性开尔文-沃伊特体的流变模型适用性。赵江等[9]分析沥青路面下的接地工况和跳振工况，得到“振动压实设备-沥青路面”模型能够较好地表征振动轮加速度随时间变化的规律；王大群等[10]基于 PFC2D 颗粒流程序，建立考虑块石破碎的土石混合料振动压实模型，得到土石混合料试样的最大干密度随泥岩砂岩块石混合比的增大逐渐增大，随含石量的增加先增大后减小，60%含石量为其最优含石量；杨志浩[11]通过击实试验验证了采用湿法得到级配碎石最优击实振幅为 1.4～1.6 mm；程志强等[12]通过加速度传感器分析 3 种振动压实控制指标，得到不同材料(即路基土、水泥稳定碎石及沥青混合料)在振动压实过程中，对压实功的动态响应具有一定差异。

以上研究主要基于不同的被压材料，对振动压实进行一系列研究，本文对被压材料为土体进行了梳理。马培新[13]提出的 3 自由度振动模型考虑了前后 2 个振动轮的振动对机架产生的不同影响；牛祝平等[14]通过试验验证当轮土接触力为零时，振动压路机发生跳振；何建和等[15]建立了具有二级减振系统的 3 自由度非线性动力学模型，揭示了系统混沌运动的运动学机理；黄杰[16]通过建立正常与“跳振”状态下振动压路机与被压材料的动力学模型，得出“跳振”程度判断方法，提出在压实作业时应避免压路机出现“跳振”；管迪等[17]通过建立可以反映土壤弹塑性变形和振动轮跳振的不同压实阶段特点的土壤非线性动

收稿日期：2021-12-15　**责任编辑**：车轩玉　DOI：10.13319/j.cnki.sjztddxxbzrb.20210268
基金项目：国家自然科学基金(11572207，11872255)；河北省自然科学基金(A2016210103)
作者简介：商祥志(1995—)，男，硕士研究生，研究方向为振动压路机的智能压实与控制研究。E-mail：3033913966@qq.com
商祥志，路永婕，张俊宁，等. 振动压实中跳振影响因素的分析[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版)，2022，35(1)：64-69.

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

力学模型,得出了通过合理调整激振频率和激励幅度可以有效抑制混沌。但是,文献中对于如何抑制“跳振”并没有展开更深入的研究。因此,论文通过采用分段线性函数对振动轮与土体之间的动态力进行分析,通过合理调节振动轮激振频率、激振力和土壤刚度,可以有效抑制跳振的产生,为之后研究如何抑制“跳振”奠定了基础。

1　振动轮压路机-土系统动力学模型

建立振动轮-土体动力学模型,如图 1、图 2 所示。在建立模型之前应保证以下假设均成立[18]:

(1)振动轮中滑动偏心块以角速度 ω 绕轮心轴旋转,ω 为一常数;

(2)振动轮与机架被看成质量集中的刚性体;

(3)在振动轮-土壤模型中所有用到的阻尼元件和弹性元件都是无质量的;

(4)振动轮的偏心块旋转运动产生的离心力作用在模型上只有垂直方向的分量。

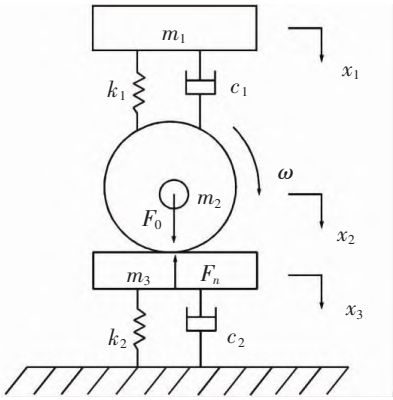

图 1　振动压路机-土系统接地工况动力学模型

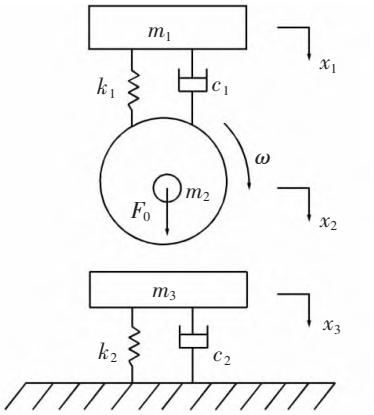

图 2　振动压路机-土系统跳振工况动力学模型

对图 1 中的接地工况进行受力分析,可以写出其动力学方程

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1+c_1(\dot{x}_1-\dot{x}_2)\dot{x}_1+k_1(x_1-x_2)=m_1g \\ m_2\ddot{x}_2+c_1(\dot{x}_2-\dot{x}_1)\dot{x}_1+k_1(x_2-x_1)+F_n=F_0\mathrm{e}^{i\omega t}+m_2g \\ m_3\ddot{x}_3+c_2\dot{x}_3+k_2x_3=F_n+m_3g \end{cases} \tag{1}$$

式中,m_1、x_1 分别为压路机上车机架的质量和位移;k_1、c_1 分别为机架和振动轮之间的减振器的刚度和阻尼;m_2、x_2 分别为振动轮的质量和位移;m_3、x_3 分别为随振土体的质量和位移;k_2、c_2 分别为土壤的刚度和阻尼;F_0、w 分别为在振动轮中产生的激振力幅值和激振频率为;F_n 为振动轮与地面接触的动态作用力;$\dot{x}_1$、$\dot{x}_2$、$\dot{x}_3$ 分别为机架、振动轮、参振土体的速度;$\ddot{x}_1$、$\ddot{x}_2$、$\ddot{x}_3$ 分别为机架、振动轮、参振土体的加速度。

2　动力学方程的求解

2.1　接地工况的动力学方程求解

当振动压路机与被压实材料在相互接触时,可以忽略动态作用力的存在,此时取静平衡位置为坐标原点,则动力学方程式(1)可改写成

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2+m_3 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1+c_2 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1+k_2 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0 \\ F_0\mathrm{e}^{i\omega t} \end{bmatrix} \tag{2}$$

因为模型是线性非时变模型,振动轮在简谐激振力 $F_0\mathrm{e}^{i\omega t}$ 的作用下,其稳态响应也可以简谐形式来表示。进行动力学方程(2)的求解,设

$$\begin{cases} x_1=X_1\mathrm{e}^{i(\omega t-\alpha_1)} \\ x_2=X_2\mathrm{e}^{i(\omega t-\alpha_2)} \end{cases} \tag{3}$$

式中,X_1、X_2 分别为位移 x_1、x_2 的振幅;α_1、α_2 分别为位移 x_1、x_2 落后于激振力的相位角。

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

将 $\dot{x}_1=i\omega x_1$、$\dot{x}_2=i\omega x_2$ 且 $\ddot{x}_1=-\omega^2 x_1$、$\ddot{x}_2=-\omega^2 x_2$ 代入式(3)中得

$$(k_1-m_1\omega^2+ic_1\omega)X_1\mathrm{e}^{i(\omega t-\alpha_1)}-(k_1+ic_1\omega)X_2\mathrm{e}^{i(\omega t-\alpha_2)}=0 \tag{4}$$

$$[k_1+k_2-(m_2+m_3)\omega^2+i(c_1+c_2)\omega]X_2\mathrm{e}^{i(\omega t-\alpha_2)}-(k_1+ic_1\omega)X_1\mathrm{e}^{i(\omega t-\alpha_1)}=F_0\mathrm{e}^{i\omega t} \tag{5}$$

由式(4)可得

$$X_2\mathrm{e}^{i(\omega t-\alpha_2)}=\frac{(k_1-m_1\omega^2+ic_1\omega)}{k_1+ic_1\omega}X_1\mathrm{e}^{i(\omega t-\alpha_1)} \tag{6}$$

把式(6)代入式(5)中可得

$$X_1\mathrm{e}^{-i\alpha_1}=F_0\frac{A+iB}{C+iD} \tag{7}$$

因此,根据复数运算规则 $\mathrm{e}^{-i\alpha_1}=\cos(-\alpha_1)+i\sin(-\alpha_1)$ 得 $X_1=F_0\left(\frac{A_1^2+B_1^2}{C^2+D^2}\right)^{\frac{1}{2}}$,$\alpha_1=\arctan\frac{D}{C}-\arctan\frac{B_1}{A_1}$;$X_2=F_0\left(\frac{A_2^2+B_2^2}{C^2+D^2}\right)^{\frac{1}{2}}$,$\alpha_1=\arctan\frac{D}{C}-\arctan\frac{B_2}{A_2}$。其中,$A_1=k_1$;$B_1=c_1\omega$;$A_2=k_1-m_1\omega^2$;$B_2=c_1\omega$;$C=(k_1-m_1\omega^2)[k_2-(m_2+m_3)\omega^2]-\omega^2(c_1c_2+k_1m_1)$;$D=\omega\{c_1[k_2-(m_2+m_3)\omega^2-m_1\omega^2]+c_2(k_1-m_1\omega^2)\}$。

2.2 接地跳振工况的动态力分析

当土体刚度较大时,振动碾压机在碾压过程中可能出现振动轮与土体脱离的现象,即"跳振"现象[19-20]。此时不可忽略动态作用力的存在,由式(1)可知:$\begin{cases}m_2\ddot{x}_2+c_1(\dot{x}_2-\dot{x}_1)+k_1(x_2-x_1)+F_n=F_0\mathrm{e}^{i\omega t}+m_2g\\ m_3\ddot{x}_3+c_2\dot{x}_3+k_2x_3=F_n+m_3g\end{cases}$。

当振动压路机与被压实材料在相互接触时,存在 $x_2=x_3$,则 $\dot{x}_2=\dot{x}_3$,$\ddot{x}_2=\ddot{x}_3$。通过消去 x_3、$\dot{x}_3$、$\ddot{x}_3$ 可得接地时动态力方程为:$F_n=\frac{1}{m_2+m_3}[m_3F_0\sin(\omega t)-m_3k_1(x_2-x_1)+m_2k_2x_2-m_3c_1(\dot{x}_2-\dot{x}_1)+m_2c_2\dot{x}_2]$。

当振动轮发生跳振时,振动轮加速度与路基存在不接触的情况,此时两者不存在力学关系,则 $F_n=0$。因此,可得当处于接地跳振工况下,动态力的分段非线性方程为

$$F_n=\begin{cases}\frac{1}{m_2+m_3}[m_3F_0\sin(\omega t)-m_3k_1(x_2-x_1)+m_2k_2x_2-m_3c_1(\dot{x}_2-\dot{x}_1)+m_2c_2\dot{x}_2] & x_2\leqslant x_3\\ 0 & x_2>x_3\end{cases} \tag{8}$$

3 仿真分析

3.1 接地工况

以CC624HF型号振动压路机为研究对象,车体的振动参数:激振力 F_0 为 1.36×10^5 N;机架质量 m_1 为 3 558 kg;振动轮质量 m_2 为 2 542 kg;随振质量 m_3 为 29.74 kg;机架与振动轮之间的缓冲减振器刚度 k_1 为 1.63×10^8 N/m;阻尼 c_1 为 7.754×10^5 N·s/m;车速 v 为 3.6 km/h[9];激振频率 f 为 39 Hz。压实初期土壤刚度 k_2 为 6.0×10^7 N/m,土壤阻尼 c_1 为 7.0×10^4 N·s/m,由式(3)可求得在 $F_0\mathrm{e}^{i\omega t}$ 作用下系统的位移、加速度响应,如图3和图4所示。

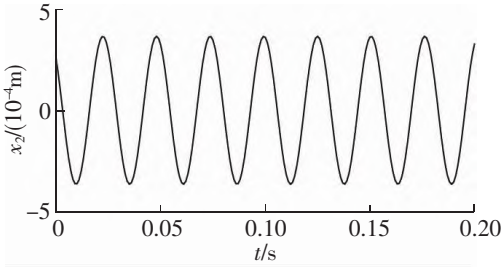

图3 接地工况下振动轮位移响应

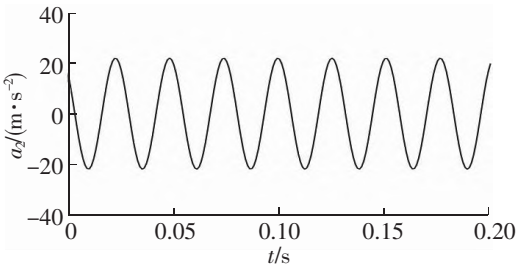

图4 接地工况下振动轮加速度响应

分析图3、图4仿真结果可知,机架和振动轮位移、加速度幅值分别为 3.6×10^{-4} m 和 21.7 m/s^2,且均趋于稳定的正弦函数,表明该阶段振动轮不产生跳振而处于接地工况。

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

3.2　跳振工况

当处于压实后期时，土壤的刚度 k_2 为 1.5×10^8 N/m，土壤阻尼 c_2 为 2×10^4 N·s/m。此时可根据跳振工况下动态力分析得到振动轮位移、加速度响应图，如图 5、图 6 所示。

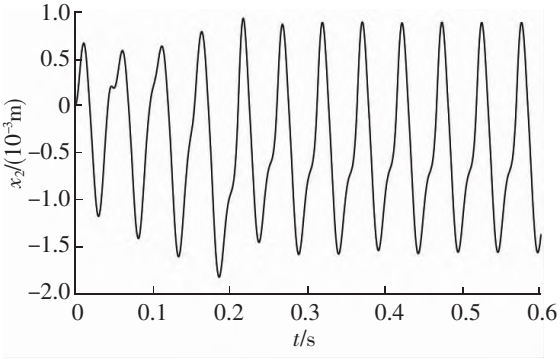

图 5　跳振工况下振动轮位移响应

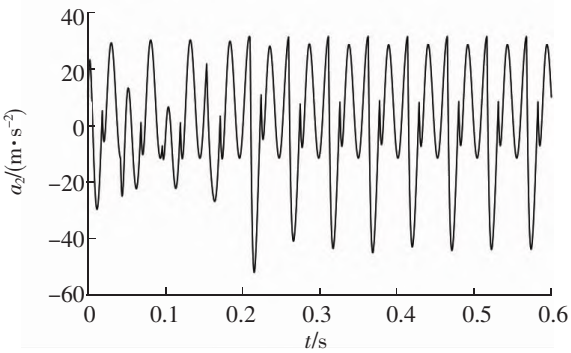

图 6　跳振工况下振动轮加速度响应

由图 6 可以看出振动轮位移时域图中出现“消顶”现象，表明振动轮处于跳振工况[3]。此时，可明显看出跳振时振动轮的幅值变大，表明振动轮振动更剧烈，易造成路基过压现象。因此，抑制跳振可以有效地保证行车安全，本文主要讨论了振动压路机的激振频率、激振力和土壤刚度对于跳振的影响。

当改变振动轮激振频率时，通过观察振动轮位移和加速度的变化来判断振动轮激振频率变化对跳振的影响。针对该型振动压路机在其余参数相同的情况下，分别取振动轮振动频率为 $f_1=39$ Hz、$f_2=59$ Hz、$f_3=79$ Hz 进行讨论。

由图 7 可知，当振动轮激振频率由 f_1 增加到 f_2 时，振动轮位移振幅有较大幅度的衰减，但振动轮激振频率由 f_2 增加到 f_3 时，振动轮位移振幅衰减程度较小，表明振动轮激振频率增大到一定程度后，其对振动轮位移的振幅影响变小。但由图 8 可知随着激振频率的增加，加速度幅值在不断增加，且振动轮激振频率由 f_1 增加到 f_2 和由 f_2 增加到 f_3 时幅值变化情况相当，则表明激振频率对加速度的幅值影响比较稳定。振动轮的振动位移响应和加速度响应都越来越趋于稳定，表明振动轮激振频率的增加对跳振有明显的抑制作用。

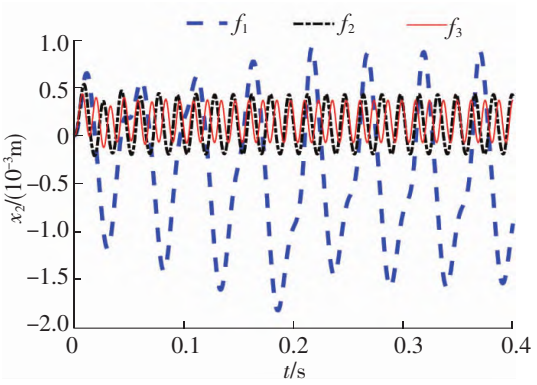

图 7　不同频率下振动轮位移响应

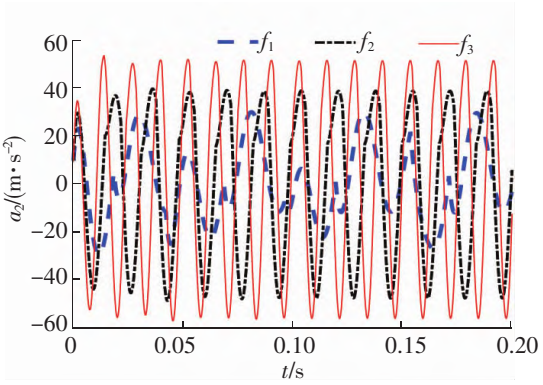

图 8　不同频率下振动轮加速度响应

当改变振动轮激振力时，通过观察振动轮位移和加速度的变化来判断振动轮激振力变化对跳振的影响。针对该型振动压路机在其余参数相同的情况下，分别取振动轮激振力 $F_{01}=3.4\times10^4$ N、$F_{02}=1.36\times10^5$ N、$F_{03}=5.44\times10^5$ N 进行讨论。

由图 9 可知随着振动轮激振力的降低，位移幅值在不断增加，且振动轮激振力由 F_{03} 降低到 F_{02} 和由 F_{02} 降低到 F_{01} 时幅值变化情况相当，则表明激振频率对加速度的幅值影响比较稳定。但由图 10 可知，当振动轮激振力由 F_{03} 降低到 F_{02} 时，振动轮加速度振幅有较大幅度的衰减，但振动轮激振力由 F_{02} 降低到 F_{01} 时，振动轮位移振幅衰减程度较小，表明振动轮激振力降低到一定程度后，其对振动轮加速度的振幅影

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

响变小。振动轮的振动位移响应和加速度响应都越来越趋于稳定,表明振动轮激振力的降低对跳振有明显的抑制作用。

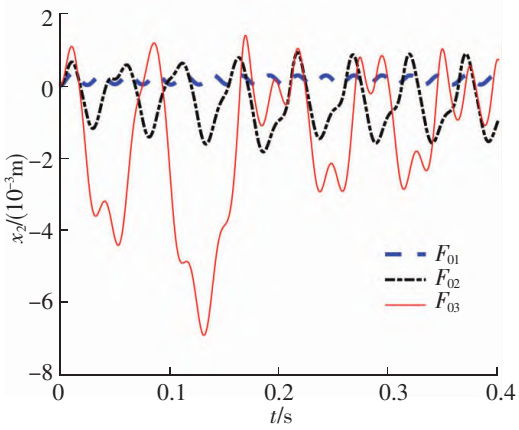

图 9 不同激振力下振动轮位移响应

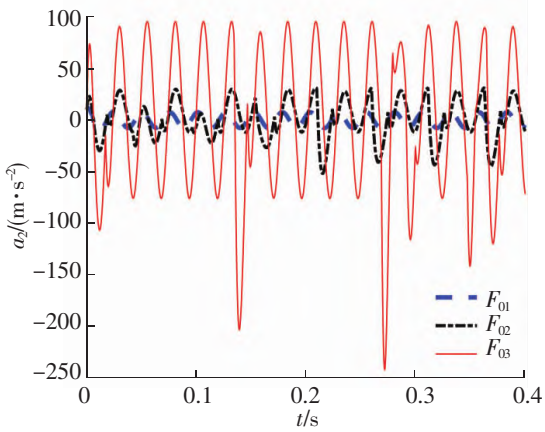

图 10 不同激振力下振动轮加速度响应

当改变土壤刚度时,通过观察振动轮位移和加速度的变化来判断土壤刚度变化对跳振的影响。针对该型振动压路机在其余参数相同的情况下,分别取土壤刚度 $k_{21}=7.5\times10^{7}$ N/m、$k_{22}=1.5\times10^{8}$ N/m、$k_{23}=3.0\times10^{8}$ N/m 进行讨论。

由图 11、图 12 可知,当土壤刚度不断减小,由 k_{23} 降低到 k_{22} 和 k_{22} 降低到 k_{21} 时幅值变化情况相当,则表明土壤刚度对振动轮位移和加速度的幅值影响比较稳定,且都越来越趋于稳定,表明土壤刚度降低对跳振有明显的抑制作用。

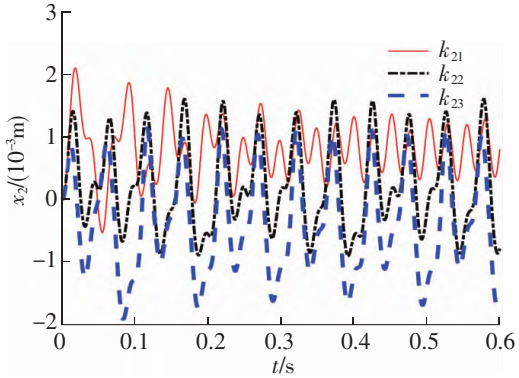

图 11 不同土壤刚度下振动轮位移响应

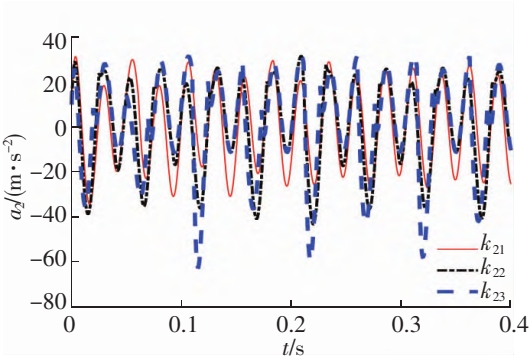

图 12 不同土壤刚度下振动轮加速度响应

4 结论

(1)通过建立 3 自由度的振动压路机-土系统动力学模型,分析跳振时位移仿真图,得到跳振会导致路基发生过压。

(2)在其余参数相同的情况下,合理提高振动压路机的激振频率、降低振动压路机的激振力和减小土壤刚度均可抑制跳振发生,为施工作业中合理配置工作参数提供参考和理论支持。

参 考 文 献

[1]佚名.“十三五”国评成绩单出炉[J].中国公路,2021(15):35-39.

[2]Peihui S,Shuwen L. Mathematic modeling and chaotic identification for practice construction in vibratory compacting[J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2018, 6(1):1-13.

[3]郑书河,林述温.考虑跳振现象的压实系统振动轮的滞回响应特性研究[J].中国机械工程,2014,25(11):1530-1534.

[4]曾志兵.公路路基路面不均匀沉降的成因及预防措施[J].中国公路,2021(7):105-106.

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

[5]叶阳升,蔡德钩,朱宏伟,等. 基于振动能量的新型高速铁路路基压实连续检测控制指标研究[J]. 铁道学报,2020,42(7):127-132.
[6]马涛,方周. 路基振动压实动力学响应仿真分析[J/OL]. 中国公路学报:1-18[2021-12-09]. https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1313.u.2021028.1531.003.html.
[7]Dobrescu C F, Brăguţă E. Optimization of vibro-compaction technological process considering rheological properties [C]//Acoustics and Vibration of Mechanical Structures—AVMS-2017. [S.l.]:Springer, Cham, 2018: 287-293.
[8]Prokopev A, Nabizhanov Z, Ivanchura V, et al. The object model for cyber-physical system's in state space (on the example of the pavement compaction process)[C]//2019 International Multi-Conference on Engineering, Computer and Information Sciences (SIBIRCON). [S.l.]:IEEE, 2019: 85-89.
[9]赵江,曾晟,杨清华,等. 沥青路面振动压实过程动力学仿真分析[J]. 公路交通技术,2021,37(3):8-12.
[10]王大群,秦金桥. 基于颗粒流程序的土石混合料振动压实特性数值分析[J]. 路基工程,2020(5):99-104.
[11]杨志浩. 粗颗粒土击实特性试验研究[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版),2019,32(3):24-26,33.
[12]程志强,张德,谢胜加. 路基路面材料室内振动压实动态响应特征分析[J]. 上海公路,2021(3):108-114,157.
[13]马培新. 振动压路机三自由度振动模型分析[J]. 筑路机械与施工机械化,2008(8):43-45.
[14]牛祝平,阚常壮. 连续压实质量检测中振动压路机的跳振分析[J]. 水利水电技术,2019,50(S1):34-40.
[15]何建和,严世榕. 基于 MATLAB 的振动压路机计算机仿真[J]. 计算机仿真,2004(6):57-59.
[16]黄杰. 振动压路机跳振状态动力学仿真及试验研究[J]. 筑路机械与施工机械化,2014,31(8):73-75.
[17]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(24):5809-5811,5817.
[18]王光勇,于浩,孙岳,等. MATLAB/Simulink 仿真模型中加速度与压实度的相关性研究[J]. 公路交通科技(应用技术版),2020,16(10):90-94.
[19]辛丽丽, 梁继辉, 闻邦椿. 振动轮跳振现象的振动压路机系统的动力学特性分析[J]. 中国工程机械学报, 2008(2):6.
[20]何锃, 张仲甫. 振动压路机跳振过程的数字仿真与机械和振动参数选取方法的研究[J]. 武汉工学院学报, 1992, 14(4):9.

Analysis on the Influencing Factors of Jump Vibration in Vibration Compaction

Shang Xiangzhi[1], **Lu Yongjie**[2], **Zhang Junning**[3], **Liu Jingxu**[1], **Han Yinfeng**[1]

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;
2. State Key Laboratory of Mechanical Behaviour and System Safety of Traffic Engineering Structures, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;
3. School of Mechanics and Engineering Science, Shanghai University, Shanghai 200444, China)

Abstract: Vibration jumping occurs frequently in the process of vibration compaction, which makes the soil compaction uneven, resulting in cracks, subsidence and other damage on the road, affecting traffic safety. In this paper, considering the mass of vibrating soil, the dynamic model of 3-DOF vibratory roller-soil system was established, the solution of dynamic equation under grounding condition was derived, and the piecewise linear equation of dynamic force under vibration jump condition was established. The influence of changing the excitation force, excitation frequency and soil stiffness of vibratory roller on vibration compaction was analyzed. The results show that reasonably changing the excitation force, excitation frequency and soil stiffness of vibratory roller can effectively suppress the occurrence of vibration jump. The established model and research methods might provide reference and theoretical support for the rational allocation of working parameters in construction operations.

Key words: jump vibration; dynamic analysis; 3 DOF vibration system

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net