

刘树堂,夏建平,高雪池,等. 压实土体试件动力学参数室内测试[J]. 长安大学学报(自然科学版),2022,42(4):1-9.

LIU Shu-tang, XIA Jian-ping, GAO Xue-chi, et al. Laboratory test of kinetic parameters of compacted soil specimen[J]. Journal of Chang'an University(Natural Science Edition), 2022, 42(4): 1-9.

DOI:10.19721/j.cnki.1671-8879.2022.04.001

压实土体试件动力学参数室内测试

刘树堂¹, 夏建平², 高雪池², 杨广亮², 孙振浩¹, 曹卫东¹

(1. 山东大学 齐鲁交通学院, 山东 济南 250002; 2. 山东高速集团有限公司, 山东 济南 250000)

摘 要:为了获得压实土体试件的无阻尼固有频率、阻尼比及刚度系数等动力学参数,给现场施工压实质量控制和碾压工艺改进提供技术参考,依据振动理论,将试件简化为依靠自身重力固定在振动台台面的有阻尼单自由度系统,首先基于台面位移振幅恒定时基础振动引起的试件系统运动微分方程,给出了利用位移、速度和加速度共振条件求解试件动力学参数的基础思路。其次,针对试验用振动台台面振幅随振动频率增大而减小的特点,依据台面振幅不变时的位移共振条件,形成了台面位移变幅情况下试件系统的位移幅值和速度有效值的理论表达式;根据试验过程中频率共振区试件发生偏移的状况,采用手持式测振仪测得的非共振区试件的位移峰峰值和速度有效值,通过最小二乘原理,建立了压实试件动力学参数识别方法。结果表明:基于位移峰峰值得到的压实度为 94% 时,土体试件的无阻尼固有频率为 45.9 Hz,阻尼比为 0.988 1,刚度系数为 382 860.5 N/m,黏性阻尼系数为 2 625.7 N·s/m,幅值不变的基础振动引起的位移共振频率为 32.6 Hz。

关键词:道路工程;压实土体试件;无阻尼固有频率;阻尼比;刚度系数

中图分类号:U416.1

文献标志码:A

文章编号:1671-8879(2022)04-0001-09

Laboratory test of kinetic parameters of compacted soil specimen

LIU Shu-tang¹, XIA Jian-ping², GAO Xue-chi², YANG Guang-liang²,
SUN Zhen-hao¹, CAO Wei-dong¹

(1. School of Qilu Transportation, Shandong University, Jinan 250002, Shandong, China;

2. Shandong Hi-speed Group Co., Ltd., Jinan 250000, Shandong, China)

Abstract: In order to obtain the kinetic parameters such as undamped natural frequency, damping ratio and stiffness coefficient of compacted soil specimen, and to provide technical support for the quality control of compaction and the improvement of rolling process in the field construction, according to the vibration theory, the specimen was simplified as a damped single-degree-of-freedom system fixed on the surface of the shaking table by its own gravity. Firstly, based on the differential equation of motion of the specimen system caused by the foundation vibration when the displacement amplitude of the mesa was constant, the basic idea of solving the dynamic parameters of the specimen by the resonance conditions of displacement, velocity and acceleration

收稿日期:2021-11-29

基金项目:国家自然科学基金项目(52108374)

作者简介:刘树堂(1964-),男,山东临朐人,教授,博士研究生导师,E-mail:gtreesl@sdu.edu.cn.

通讯作者:曹卫东(1972-),男,山东嘉祥人,副教授,博士研究生导师,E-mail:CWD2001@sdu.edu.cn.

was given. Secondly, according to the characteristics that the amplitude of the vibration table decreases with the increase of the vibration frequency, and according to the displacement resonance condition when the amplitude of the vibration table was constant, the theoretical expressions of the displacement amplitude and the effective value of the velocity of the test specimen system, under the condition that the displacement amplitude of the vibration table changes were respectively formed. In view of the deviation of the specimen in the frequency resonance region during the test, the displacement peak-peak value and the effective value of velocity of the specimen in the non-resonance region measured by the hand-held vibrometer were adopted, and the identification method of the vibration mechanics parameters of the compacted specimen was established by the least square principle. The results show that for the compacted specimen with 94% compactness the undamped natural frequency, damping ratio, stiffness coefficient and viscous damping coefficient are respectively 45.9 Hz, 0.988 1, 382 860.5 N/m and 2 625.7 N · s/m, according to the peak-peak displacement. The displacement induced by the base vibration with constant amplitude has a resonance frequency of 32.6 Hz. 1 tab, 6 figs, 20 refs.

Key words: road engineering; compacted soil specimen; undamped natural frequency; damping ratio; stiffness coefficient

0 引言

不论是公路路基、铁路路基还是大坝等土木工程基础设施建设,施工压实质量均受到严格控制。反映压实质量的指标较多,其中压实度就是道路工程中被广泛采用的基本指标之一。但压实度传统检测方法(如灌砂法、核子仪法)存在:①只能在碾压结束后才可进行,效率低;②依据抽检频率进行最少数量的点状检测,无法掌握大面积压实状况。鉴于这些不足,建立碾压过程中压实质量实时监测技术就显得十分必要,这已成为多年来的研究热点^[1-6],也是智能压实所需。由于压路机的振动碾压本质上是动力学过程,因此有关振动与信号分析的理论就常用来研究压实问题。国外较早提出将压实计值(CMV)作为一个压实指标用于压实质量监测^[7],研究表明,对于黏性土质碎石与低塑性黏土而言,压实度与 CMV 之间具有很强的线性相关性,但对于级配良好的粉土砂而言,线性相关性降低^[8];不论是处于干燥、潮湿还是最佳含水率状态,砂土、砂砾石类材料压实度或回弹模量与 CMV 之间均无显著的相关性^[9];对沥青混合料压实而言,也存在 CMV 与芯样密度无相关性的情况,同时 CMV 还受到被碾压层基础支撑状况的影响^[10]。文献[11]以 CMV 作为压实质量监测指标,基于 RBP 神经网络建立了堆石料压实质量评估模型,认为 CMV 与堆石料的相对密度具有显著相关性,模型具有较高的预测精度。总之,用 CMV 表征压实质量还存在争议^[12]。振动

压实值(VCV)是基于振动压路机在碾压过程中振动轮竖向振动响应信号所建立的反映路基结构压实状态的参数,可作为一个连续压实控制使用的评定指标^[13],类似于 CMV,也需建立其与传统压实控制指标之间的相关关系,但这种相关性因材料而异,也存在相关性不显著的情形;不显著的相关关系式不能用于评价和控制压实质量。

基于振动理论,将压路机-被压实材料体简化为有阻尼的两自由度线性系统,是关于压路机性能和压实质量研究常采用的力学模型^[14-15],通过建立与求解系统的运动常微分方程,获得的振动轮加速度解析式表明,加速度幅值是被压实层的刚度系数与黏性阻尼系数的复杂函数;而这 2 个系数的大小又是压实质量的直接反映,因此反映压实质量的压实度与加速度之间必然具有内在联系,这为建立两者之间的统计关系式提供了物理基础;但研究也表明^[16],压实度与加速度幅值之间并非总是呈现较强的相关性,相关系数尽管有时也较大,但不能通过显著性检验,数据的离散性十分明显,这严重影响了统计关系式的使用。

综上所述,对压实质量连续控制问题的研究,一方面将注意力主要集中到了压实度指标上,另一方面又主要采用回归分析技术建立压实度与直接测试指标或输出指标之间的回归关系式,但却存在回归关系式并非总是有效或效果不理想的情况;因此,对压实质量进行实时评价与控制的指标有必要进行转换。注意到路基是一个承受路面结构与交通荷载的

受力体,对每层压实度的控制根本上是为了保障其整体力学性能符合要求;所以,对压实质量的控制由压实度指标可调整为被压实层的刚度系数和黏性阻尼系数(或阻尼比)等动力学参数,上述的加速度幅值与动力学参数之间的解析表达式为此提供了理论基础。这需要确定压实质量合格时被压实层的动力学参数应该达到的技术标准,而建立室内测定这些动力学参数的方法就成为该问题研究的一种基础性内容,目前尚未发现相关报道。

本文借助室内振动台与手持式测振仪,基于动力学理论,力图建立一种测试压实土体试件动力学参数的初步方法,为通过动力学参数实现对压实质量的评价与控制提供基本的理论与技术参考。

1 试验方法与原理

1.1 试验方法

1.1.1 试件准备

试验用土为粉质黏土,其塑限为 7.7%,液限为 23.9%,塑性指数为 16.2%,不同粒组颗粒含量分别为黏粒(粒径小于 0.005 mm)18.3%,粉粒粒径(0.005,0.075]mm 为 77.8%,细砂粒径(0.075,0.25]mm 为 3.9%,中砂粒径(0.25,0.5]mm 及以上颗粒为 0%;不均匀系数 $C_u=11.0$,曲率系数 $C_c=1.9$;重型击实试验测定的最大干密度为 1.83 g/cm³,最佳含水率为 13.5%。依据《公路土工试验规程》(JTG 3430—2020)击实法制备土体试件,如图 1 所示,压实度拟定为不高于 95%。试件的直径为 15.2 cm,高度为 13 cm。制件时分 3 层装填进试模内,每层击实 78 次;实测、计算得到试件的压实度为 94.0%,含水率为 13.6%,试件质量 $M=4.610\ 5\text{ kg}$ 。

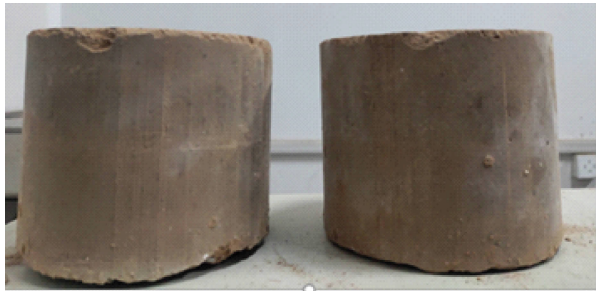


图 1 振动试验用压实土体试件

Fig.1 Compacted soil samples for vibration test

1.1.2 仪器设备与试验方案

利用变频仪、振动台和手持式测振仪作为基本测试仪器。通过振动台和变频仪进行变频振动试

验;借助某品牌手持式测振仪可测试土体试件表面的位移幅值、速度幅值(或有效值)或加速度幅值。测振仪位移测量范围 0.001~1.999 mm 峰-峰值,速度测量范围 0.1~199.9 mm/s 有效值,加速度测量范围 0.1~199.9 m/s²,速度和位移范围能达到加速度 199.9 m/s² 的极限值;位移、速度和加速度测量频率范围均为 10~1 000 Hz;测量误差为 $\pm 10\%+2\text{ digits}$,具有较好的精度。

测试时将试件置于振动台台面中央,试件通过自身重力与台面紧密接触;用 1 个内径大于试件直径 1 mm 的定制金属圆筒套住试件,但避免试件与筒壁接触;金属圆筒通过 3 个电磁铁块紧紧地固定于台面,防止试件在试验过程中因振动产生可能的移动发生跌落。将手持式测振仪的测头置于试件上部顶面接近圆心的固定测点,为保证测试数据的准确性,测试过程中通过手臂施加适当力保持测头与测点的连续接触,但不可用力过大,以免影响试件和振动台的振动特性。

1.1.3 合适的振动频率范围确定

试验正式开始前,需进行振动测试准备,目的在于考察振动台放置和不放置试件时的振动特性,以确定合适的试验振动频率范围。在台面不放置任何物体的前提下,通过变频仪调整输入频率,测试台面位移幅值,发现当输入频率接近 10.8 Hz 时台面振幅明显加大,表明进入了振动台自身系统的共振频率附近;放置备用试件(非正式测试用试件)、套筒及电磁铁块,再进行类似测定,发现当输入频率超过 27.0 Hz 时,电磁铁块难以固定套筒,试件整体振动明显加大,且有跳离台面和发生轻微偏移的趋势,导致试件与台面不能紧密接触,这会使得力学模型失效,导致测量不准确。因此,为远离振动台的自身共振频率,并避免试件与振动台的分离,将正式测试的起始输入频率定为 22.0 Hz,最大输入频率不超过 27.0 Hz,以获得较稳定的振动测量值。在 22.0~27.0 Hz 范围内,按 0.50 Hz 幅度增加(但仪器实际显示会稍有偏差)进行各振动频率的测试,每一频率振动持续时间 40 s,确保试件系统进入稳态振动和获得稳态测试结果,如图 2 所示。

1.2 试验原理与试件系统参数获取

1.2.1 试验原理

(1)单自由度系统模型

利用动力学的原理求解试件系统的动力学参数。从动力学角度讲,压实土体试件实质为一个具有一定体积的连续体,理论上具有无限多个自由度



图2 试件系统位移峰-峰值或速度有效值测量

Fig. 2 Measurements of displacement peak-peak or velocity effective values of specimen system

和无限多阶固有频率,但考虑到土体试件尺寸较小,且可能为大阻尼系统,即使有多阶模态,当频率密集时也很难在频响函数中判断出来,因此,可将压实试件简化为一个质量为 m 、刚度系数为 k 及黏性阻尼系数为 c 的单自由度质量弹簧系统。将该系统固定在振动台上,通过振动台的周期性振动获得测试数据,来识别试件的动力学参数,如图 3 所示。

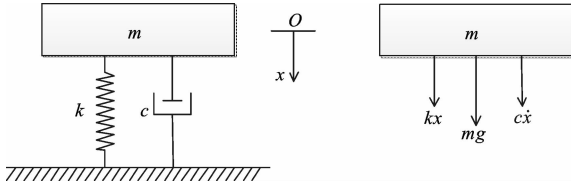


图3 有阻尼单自由度试件系统模型

Fig. 3 Specimen system model with damped single degree of freedom

(2) 运动微分方程建立

建立图 3 中所示的坐标系,选取台面静止时试件的静平衡位置为坐标原点。假设振动台的振动为振幅恒定的简谐运动,台面的运动方程为

$$z = b \sin(\omega t)$$

式中: z 为台面的位移(mm); ω 为振动台振动的圆频率(rad/s); t 为时间(s); b 为振幅(mm)。

对运动的土体试件进行受力分析,根据牛顿第二定理,建立试件的运动常微分方程为^[17]

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = c \dot{z} + kz$$

即

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = kb \sin(\omega t) + cb \omega \cos(\omega t)$$

式中: x 、 \dot{x} 、 \ddot{x} 分别为试件位移、速度与加速度; \dot{z} 为台面的速度。

对上式进一步变形得

$$\ddot{x} + 2n \dot{x} + p_n^2 x = b \sqrt{p_n^4 + (2n\omega)^2} \sin(\omega t + \varphi) \quad (1)$$

式中: $p_n = \sqrt{k/m}$, 为试件系统的无阻尼固有圆频率; $2n = c/m$ 为衰减系数; φ 为相位差(rad)。

$$\tan(\varphi) = 2n\omega / p_n^2 = 2\lambda\xi \quad (2)$$

式中: $\lambda = \omega / p_n$, 为频率比; $\xi = n / p_n$, 为阻尼比, 当 $\xi \geq 1$ 时, 试件系统不能做振动运动。

令 $B = b \sqrt{p_n^4 + (2n\omega)^2}$, B 为幅值, 则式(1)可变为

$$\ddot{x} + 2n \dot{x} + p_n^2 x = B \sin(\omega t + \varphi) \quad (3)$$

(3) 运动微分方程求解

用复指数法解微分方程式(3), 构造微分方程

$$\ddot{x} + 2n \dot{x} + p_n^2 x = B e^{j(\omega t + \varphi)} \quad (4)$$

式中: j 为虚数单位, $j = \sqrt{-1}$ 。

参数求解利用的是试件系统的稳态振动特性。线性时不变系统, 对谐波输入信号的响应将是同频率的谐波信号, 因此可假设方程式(4)稳态解为

$$x = \bar{B} e^{j(\omega t + \varphi)} \quad (5)$$

式中: \bar{B} 为复振幅。

代入式(4)解得

$$\bar{B} = \frac{B}{p_n^2 - \omega^2 + j2n\omega} \quad (6)$$

将式(6)代入式(5), 根据微分方程的理论^[18], 得到方程式(3)特解 x^*

$$x^* = \frac{B(p_n^2 - \omega^2)}{(p_n^2 - \omega^2)^2 + (2n\omega)^2} \sin(\omega t + \varphi) - \frac{2Bn\omega}{(p_n^2 - \omega^2)^2 + (2n\omega)^2} \cos(\omega t + \varphi)$$

上式进一步化简得到

$$x^* = A \sin(\omega t + \varphi + \phi) \quad (7)$$

$$A = b \sqrt{\frac{1 + (2\lambda\xi)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\lambda\xi)^2}} \quad (8)$$

$$\tan(\phi) = \frac{2\lambda\xi}{1 - \lambda^2} \quad (9)$$

式中: A 为试件的振幅(mm); ϕ 为相位差(rad)。

由式(2)、式(9)得

$$\tan(\varphi + \phi) = -\frac{2\lambda^3\xi}{1 - \lambda^2 + (2\lambda\xi)^2}$$

1.2.2 试件系统参数识别

理论上, 单自由度试件系统的固有频率、刚度系数及黏性阻尼系数等物理参数, 既可以通过试件系统的共振特性获取, 也可以根据实测试件系统在非共振区的位移幅值、速度幅值(或有效值)或加速度幅值借助优化理论得到。前者适用于土体试件系统的阻尼比小于 1 且可形成共振的情况, 需利用位移、速度及加速度的幅频曲线来判断发生共振时的频率, 当振动台台面的振动位移幅值不随振动频率变

化时较为方便;后者需要实测的位移峰-峰值、速度有效值或加速度幅值及其对应的频率,通过优化理论识别参数。

(1) 振动台面振幅与频率无关时

当振幅 b 保持恒定时,基于式(8),令位移放大系数 $\beta = A/b$,则有

$$\beta = \sqrt{\frac{1 + (2\lambda\xi)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\lambda\xi)^2}} \quad (10)$$

式(10)表明,位移放大系数 β 为关于 λ 、 ξ 的函数。理论上,利用位移共振、速度共振及加速度共振条件中的 2 个即可求得试件系统的固有频率、刚度系数及黏性阻尼系数。但基于振动台的上述共振,尚未见到有文献给出共振方程,本文分情况予以建立。

① 位移共振方程

利用位移共振,可获得共振时输入的激励频率。式(10)两端求 β 关于 λ 的导数,并令导数值为零,在不认为 ξ 的高次方近似为零的情况下,经推导得到位移共振条件

$$f_n^4 - f_x^2 f_n^2 - 2\xi^2 f_x^4 = 0 \quad (11)$$

式中: f_x 为位移发生共振时的频率(Hz),可由试验获得; f_n 为试件系统的固有频率(Hz),待求。

② 速度共振方程

速度幅值的放大系数为 $\omega\beta$,注意到 $\omega = p_n \lambda$,则有

$$\frac{\omega\beta}{p_n} = \sqrt{\frac{\lambda^2 + 4\xi^2 \lambda^4}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\lambda\xi)^2}} \quad (12)$$

式(12)两端求关于 λ 的导数,并令导数值为零,同样,在不认为 ξ 的高次方近似为零的情况下,得到速度共振条件

$$f_n^4 + 8f_x^2 \xi^2 f_n^2 - f_x^4 (1 + 8\xi^2 - 16\xi^4) = 0 \quad (13)$$

式中: f_x 为速度发生共振时的频率(Hz)。

③ 加速度共振方程

加速度幅值的放大系数为 $\omega^2 \beta$,同理,得

$$\frac{\omega^2 \beta}{p_n^2} = \sqrt{\frac{\lambda^4 [1 + (2\lambda\xi)^2]}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\lambda\xi)^2}} \quad (14)$$

同样,对式(14)两端求关于 λ 的导数,并令导数为零,在不认为 ξ 的高次方近似为零的情况下,得到加速度共振条件

$$f_n^6 - f_x^2 (1 - 8\xi^2) f_n^4 - 8f_x^4 \xi^2 (1 - 2\xi^2) f_n^2 + 2f_x^6 \xi^2 = 0 \quad (15)$$

式中: f_x 为加速度发生共振时的频率(Hz)。

需要求得的参数仅为固有频率与阻尼系数,因此利用式(11)、式(13)及式(15)中 2 个方程即可得

到结果,另一个方程可作为检验使用。

由式(11)与式(13)组成方程组,消去 ξ ,得到关于 f_n 的一元高次方程

$$4f_x^4 f_n^8 + 4f_x^2 f_x^2 (f_x^2 - 2f_x^2) f_n^6 + f_x^6 (f_x^2 - 4f_x^2) f_n^4 + 4f_x^6 f_x^4 f_n^2 - f_x^8 f_x^4 = 0$$

f_n 的求解通过试算方法进行,解得 f_n 后,可由式(13)求得 ξ

$$\xi = \frac{f_n}{f_x^2} \sqrt{\frac{f_n^2 - f_x^2}{2}}$$

可将求得的 f_n 与 ξ 代入式(15)检验;当然,检验的效果还与各测试结果的准确性有关。

上述过程表明了通过 3 类共振条件获得动力学参数的基本原理与方法。该方法的准确性取决于 3 个共振频率确定值的准确性,而共振频率的确定又取决于对共振现象的准确判断。但实际测试中,当输入频率接近试件系统的共振频率或共振频率区域时,振幅明显加大,这时仅通过自身重力与台面紧密接触的试件是否还能与台面保持紧密接触就成为该方法是否可行的前提,如果试件有发生跳离台面的趋势或移动,便会影响测量值的准确读取与共振频率的精准确定,导致该方法的误差加大,甚至失效。因此,该方法理论上可行,实际操作上或许存在难度。

(2) 振动台面振幅与频率有关时

由于振动台的结构问题,台面振幅随振动频率的变化发生或大或小的变化是可能的,该种情况下式(11)、式(13)及式(15)等共振条件不再适用,需给出新方法。

① 基于位移幅值的参数识别

试验前首先对台面位移幅值进行检测,如果振幅与振动频率有关,则试验中也必需同时对台面振幅进行检测、记录。假设在试件测试中频率比为 λ_i 时实测的台面位移振幅为 b_i ,则由式(8)得,此时预测的试件系统顶面位移振幅为

$$A_i = b_i \sqrt{\frac{1 + (2\lambda_i \xi)^2}{(1 - \lambda_i^2)^2 + (2\lambda_i \xi)^2}} \quad (16)$$

式中: A_i 为频率比是 λ_i 时预测的位移幅值(mm)。

结合实测的各频率的试件顶面与台面的位移幅值,即可利用式(16)通过最小二乘法获得试件系统的固有频率与阻尼比,进而获得试件的刚度系数与黏性系数等参数。还可利用实测的速度有效值求取试件参数。

② 基于速度有效值的参数识别

由式(16)得

$$v_i = 0.707b\lambda_i p_n \sqrt{\frac{1 + (2\lambda_i \xi)^2}{(1 - \lambda_i^2)^2 + (2\lambda_i \xi)^2}} \quad (17)$$

式中, v_i 为速度有效值(mm/s)。

同理, 基于实测的各频率的台面位移幅值和试件顶面的速度有效值, 即可利用式(17)通过最小二乘法获得试件系统需要的参数。

2 振动测试结果与参数识别

2.1 测试数据及参数识别

2.1.1 测试数据

分别进行了位移峰-峰值和速度有效值的测试, 根据其中任何一种结果均可识别试件系统的参数。为尽可能减小人为因素造成的测量误差, 对每频率分别进行振动试验 3 次, 由同一人依次测试台面的位移峰-峰值、试件顶面的位移峰-峰值及速度有效值; 台面测试结果如表 1 所示, 其余结果见图 4 与图 5。

表 1 不同频率下试件顶面位移峰-峰值

Tab. 1 Peak-peak displacement values of top surface of specimen at different frequencies

输入振动频率/Hz	22.10	22.50	23.45	24.15	24.60	25.20
振动台台面位移峰-峰值/mm	0.447	0.436	0.438	0.426	0.430	0.425

2.1.2 参数识别

(1) 基于位移峰-峰值参数识别

将表 1 各个频率的台面位移峰-峰值除以 2 得到位移振幅值, 分别代入式(16), 得到各频率试件顶面的预测位移幅值, 进而得到其与实测峰-峰值之半的误差平方和, 根据最小二乘原理进行“折线拟合”, 拟合效果见图 4, 得到试件无阻尼固有频率 $f_n = 45.90$ Hz, 阻尼比 $\xi = 0.988$ 1, 据此得, 有阻尼固有频率 $f_d = f_n \sqrt{1 - \xi^2} = 7.0$ Hz, 刚度系数 $k = (2\pi f_n)^2 m = 382\ 860.5$ N/m, 黏性阻尼系数 $c = 4\pi f_n \xi m = 2\ 625.7$ N · s/m。

(2) 基于速度有效值参数识别

试件系统的上述动力学参数也可根据测得的速度有效值结果来识别, 需要说明的是, 速度测试与上述位移测试是 2 个独立的测试过程。采用上述类似的“折线拟合”方法进行拟合, 效果见图 5, 获得的无阻尼固有频率为 46.12 Hz, 阻尼比为 0.922 1, 据此得刚度系数 $k = 387\ 156.3$ N/m, 黏性阻尼系数 $c = 2\ 463.9$ N · s/m。

2.2 参数识别结果分析

2.2.1 两种方法的参数识别结果比较

跟基于位移峰-峰值识别的结果相比, 利用速度

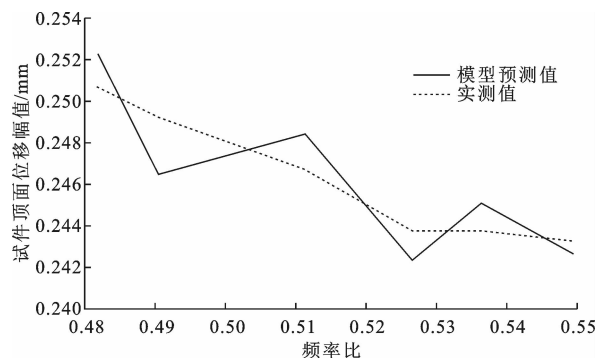


图 4 试件顶面实测位移幅值与预测值的折线拟合

Fig. 4 Broken line fitting of measured displacement amplitudes and predicted values on top surface of specimen

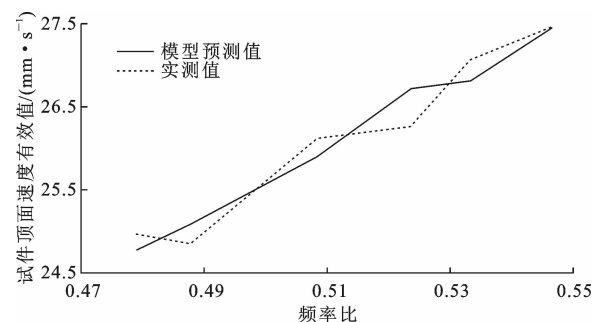


图 5 试件顶面实测速度有效值与预测值的折线拟合

Fig. 5 Broken line fitting of effective values of measured velocity on top surface of specimen and predicted values

有效值识别得到的固有频率、阻尼比、刚度系数及黏性阻尼系数分别变化 0.5%、-6.7%、1.1% 和 -6.2%。可见, 2 种测试方法得到的无阻尼固有频率十分接近, 总体结果的偏差在可接受范围内, 因此后文分析以前者结果为依据。需指出, 因为尚未检索到类似方法测试的同类土质相同压实度时的动力学参数, 参数识别结果的重现性有待验证。

2.2.2 振动台共振条件的检验

若将试件放置在一个振幅不变的振动台上, 则可基于式(10)绘制其位移幅频特性曲线, 如图 6 所示。依据位移峰-峰值识别结果, 由式(11)获得位移共振频率 f_x 为

$$f_x = \frac{f_n \sqrt{(1 + 8\xi^2)^{\frac{1}{2}} - 1}}{2\xi} = 32.6 \text{ Hz}$$

即, 当振动台频率为 32.6 Hz 时, 试件系统受到振动台的激励形成共振, 此时对应的位移幅值放大系数将达到最大值 1.16; 但振幅最大时试件能否仍依靠自身重力跟台面紧密接触则可能存疑; 事实上, 本次在变振幅的振动台试验中, 当振动台频率达到 27.0 Hz 时(对应位移幅值放大系数为 1.15, 见图 6), 试件因振动发生偏移已比较明显, 因而可认为位

移幅值放大系数 1.15 确定的频率范围 27.0~38.2 Hz 为试件在振幅不变的振动台上进行振动时产生的位移“共振区”频率。

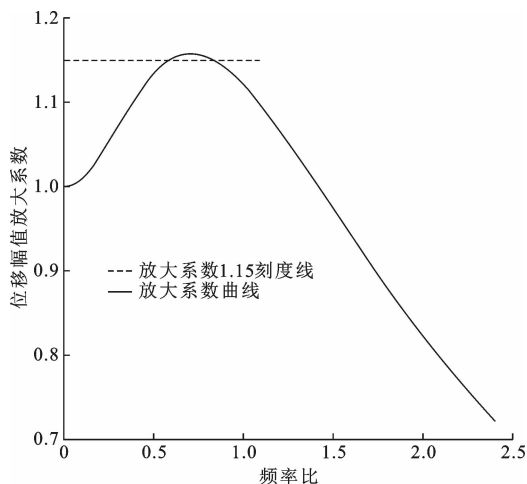


图6 位移幅频特性曲线

Fig. 6 Displacement amplitude-frequencies characteristic curve

基于位移峰-峰值识别的参数,检验式(13)与式(15),2个方程均不成立,即无解,表明当阻尼较大时,在振幅不变的振动台上,试件系统无法形成速度和加速度共振,计算发现,只有当阻尼比不大于0.346 7、0.619 2时才能分别形成速度共振和加速度共振。因而利用速度共振和加速度共振识别动力学参数的方法不可行,这间接表明本文依据非共振区试验数据进行参数识别是一种可行或有效的途径。

2.2.3 适宜的压实频率区间

路基路面施工压实的基本过程是:选择不同吨位的压路机,采用不同工作频率与不同振幅的碾压工艺对被压实层进行多次碾压,直到达到要求的压实度为止。在碾压过程中,被压实层由松散逐渐变得密实、坚硬,刚度系数逐渐增大,阻尼比逐渐减小,固有频率也不断变化。碾压过程就是被压材料的动力学参数及状态变化的过程。为了达到理想的最终压实效果,碾压过程中特别是每层材料的压实后期,应精准化、动态性、实时调整压路机的工作频率,这对于无级变频压路机而言有条件实现,但需注意或解决几个问题:①基于“压路机-被压实材料体”有阻尼两自由度模型微分方程的压实力解析式表明^[19],压路机的压实力是被压材料的刚度系数、黏性阻尼系数及激振力频率等诸多参数的复杂函数,仿真计算发现在材料的刚度系数、黏性阻尼系数等参数不变的情况下,随着工作频率的增大,压实力幅值增大,在两阶频

率处形成2个峰值,且第2个峰值高于第1个,2个峰值之间出现一个较低的波谷值,经过第2个峰值后压实力迅速下降,而后平稳变化不再增大,因而当压路机的工作频率处于第2个峰值时可产生最大的压实力,压实效果最好;②由于被压材料的刚度系数与黏性阻尼系数是影响压实力的变量,因此实时感知这2个不断变化的系数并分析其对压实力的影响,可为压路机工作频率或最大压实力的实时调整提供理论依据;③对于压路机碾压部位周边已被压实层而言,振动的压路机就是一个振动源,该振动源对已被压实层形成一种潜在的振动破坏作用,不恰当的工作频率或较大的振实力幅值均可能给其带来过大的变形或松散作用^[20],造成可能的破坏。综上所述,如何实时调整压路机的工作频率使其既能保证对压实度有进一步的提升作用,又能最大程度地将振动引起的不利影响降到最低,是一个需要深入研究的技术问题。

对于案例的压实土体试件系统,其无阻尼固有频率为45.9 Hz,有阻尼固有频率为7.0 Hz,预测的振幅不变振动台位移共振频率为32.6 Hz,在该共振频率下土体路基因振动产生的位移变形最大,较大的振动变形不利于已压实土体结构的整体稳定性;如果将振动压路机振动产生的影响近似看作振动台,那么现场压实达到相当于试件压实状态时,继续作业的振动压路机的工作频率偏离32.6 Hz是必要的。因此,就避免压路机振动源对其周边已压实土体的振动影响而言,文献中^[14,21-22]对土质路基推荐的25~30 Hz的工作频率范围是适宜的,该工作频率范围也表明了所识别参数结果的合理性。

3 结 语

(1)针对试验用振动台自身的共振频率及台面振幅随振动频率增加而减小的特性,基于将压实土体试件近似为有阻尼的单自由度系统模型,给出台面变振幅条件下试件系统的位移幅值和速度有效值的理论表达式;利用手持式测振仪实测非共振区试件位移峰-峰值和速度有效值,依据最小二乘原理建立压实土体试件系统的室内动力学参数识别方法。

(2)试验用土体试件采用实测的位移峰-峰值与速度有效值获得的动力学参数结果较为接近,基于前者得到的试件无阻尼固有频率为45.9 Hz,

阻尼比为 0.988 1,刚度系数为 382 860.5 N/m,黏性阻尼系数为 2 625.7 N·s/m;基于后者得到的无阻尼固有频率为 46.12 Hz,阻尼比为 0.922 1,刚度系数为 387 156.3 N/m,黏性阻尼系数为 2 463.9 N·s/m。

(3)试验用土体试件的阻尼较大,在振幅不变振动台上将不会形成速度共振与加速度共振,形成这 2 种共振的共同条件是试件的阻尼比不大于 0.346 7。

(4)本文方法虽然具有简便可行的特点,但还需注意其局限性:试验用的振动台固有频率特性造成了可操作的工作频率范围偏小,导致测试数据量偏少;台面振幅随振动频率的变化而变化,可能带来测试数据的额外误差;以及试件通过自身重力与台面耦合的程度不足等。所有这些因素,一定程度地影响了测试结果的准确性。因此,本文方法还需进一步完善,研制专用振动台,改进现有振动台的振动属性及试件与台面的耦合条件与程度,以获得较为完整的位移频响函数曲线;此外,将试件看作多自由度系统,利用试验模态分析的理论与技术研究其各阶模态参数也是必要的。

参考文献:

References:

- [1] FORSSBLAD L. Compaction meter on vibrating rollers for improved compaction control[C]//ICC. Proceedings of International Conference on Compaction. Paris:Presses Pon-tset Chaussees,1980:541-546.
- [2] BOARD T R. Intelligent soil compaction systems [M]. Washington DC: Transportation Research Board,2010.
- [3] XU Q W,CHANG G K,GALLIVAN V L,et al. Influences of intelligent compaction uniformity on pavement performances of hot mix asphalt[J]. Construction and Building Materials,2012,30:746-752.
- [4] 叶阳升,蔡德钧,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.
YE Yang-sheng,CAI De-gou,ZHU Hong-wei,et al. Research on new continuous compaction control index of high-speed railway subgrade based on vibration energy[J]. Journal of the China Railway Society,2020,42(7):127-132.
- [5] MEEHAN C L,CACCIOLA D V,TEHRANI F S,et al. Assessing soil compaction using continuous compaction control and location-specific in situ tests

- [J]. Automation in Construction,2017,73:31-44.
- [6] HU W,HUANG B S,SHU X,et al. Utilising intelligent compaction meter values to evaluate construction quality of asphalt pavement layers[J]. Road Materials and Pavement Design,2017,18(4):980-991.
- [7] THURNER H. A new device for instant compaction control[C]//ICC. Proceedings International Conference on Compaction. Paris: Presses Pon-tset Chaussees,1980:1-20.
- [8] CAI H B,KUCZEK T,DUNSTON P S,et al. Correlating intelligent compaction data to in situ soil compaction quality measurements [J]. Journal of Construction Engineering and Management, 2017, 143 (8):04017038.
- [9] ANJAN K S,ALDOURI R,NAZARIAN S,et al. Accelerated assessment of quality of compacted geomaterials with intelligent compaction technology[J]. Construction and Building Materials,2016,113:824-834.
- [10] HU W,JIA X Y,ZHU X Y,et al. Investigating key factors of intelligent compaction for asphalt paving:A comparative case study[J]. Construction and Building Materials,2019,229:116876.
- [11] 安再展,刘天云,皇甫泽华,等. 利用 CMV 评估堆石料压实质量的神经网络模型[J]. 水力发电学报,2020,39(4):110-120.
AN Zai-zhan,LIU Tian-yun,HUANGPU Ze-hua,et al. Neural network model for evaluating compaction quality of rockfill materials by compaction meter value [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2020, 39 (4):110-120.
- [12] 徐光辉,雒泽华. 连续压实控制技术中压实计方法的谐波比指标的局限性问题研究[J]. 筑路机械与施工机械化,2015,32(8):39-42.
XU Guang-hui,LUO Ze-hua. Research on limitation of harmonic ratio of compaction meter for continuous compaction control[J]. Road Machinery & Construction Mechanization,2015,32(8):39-42.
- [13] 徐光辉. 路基连续压实控制动力学原理与工程应用 [M]. 北京:科学出版社,2016.
XU Guang-hui. Dynamics principle and engineering application for continuous compaction control of fill engineering of subgrade[M]. Beijing:Science Press,2016.
- [14] 秦四成. 振动压路机[M]. 北京:化学工业出版社,2006.
QIN Si-cheng. Vibratory roller[M]. Beijing:Chemical Industry Press,2006.
- [15] 张青哲,杨人凤,戴经梁. 振动压实过程土体参数识别方法研究[J]. 公路交通科技,2009,26(8):6-10,27.
ZHANG Qing-zhe,YANG Ren-feng,DAI Jing-liang.

- Study on identification of soil parameters in vibrating compaction[J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2009, 26(8): 6-10, 27.
- [16] 曹源文,周 博,李升连,等. 压实度实时检测技术的研究[J]. 重庆交通大学学报(自然科学版), 2020, 39(4): 80-85, 97.
- CAO Yuan-wen, ZHOU Bo, LI Sheng-lian, et al. Real-time detection technology of compaction degree[J]. Journal of Chongqing Jiaotong University (Natural Science), 2020, 39(4): 80-85, 97.
- [17] 刘习军,贾启芬,张素侠. 振动理论及工程应用[M]. 2版. 北京:机械工业出版社, 2018.
- LIU Xi-jun, JIA Qi-fen, ZHANG Su-xia. Vibration theory and engineering application[M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 2018.
- [18] 王高雄,周之铭,朱思铭. 常微分方程[M]. 3版. 北京:高等教育出版社, 2006.
- WANG Gao-xiong, ZHOU Zhi-ming, ZHU Si-ming. Ordinary differential equation[M]. 3rd ed. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [19] 黄志福,梁乃兴,赵 毅,等. 路面压实度自动连续检测技术[J]. 长安大学学报(自然科学版), 2015, 35(6): 24-32, 55.
- HUANG Zhi-fu, LIANG Nai-xing, ZHAO Yi, et al. Automatic and continuous detection technology of pavement compaction degree[J]. Journal of Chang'an University (Natural Science Edition), 2015, 35(6): 24-32, 55.
- [20] 陈忠达,李万鹏. 风积沙振动参数及振动压实机理[J]. 长安大学学报(自然科学版), 2007, 27(1): 1-6.
- CHEN Zhong-da, LI Wan-peng. Vibratory parameters and vibratory compacting mechanism of eolian sand[J]. Journal of Chang'an University (Natural Science Edition), 2007, 27(1): 1-6.
- [21] 沙爱民,陈开圣,马 峰. 黄土室内振动压实特性试验[J]. 长安大学学报(自然科学版), 2008, 28(1): 1-5.
- SHA Ai-min, CHEN Kai-sheng, MA Feng. Indoor test on physical-mechanical properties of loess under vibration compaction[J]. Journal of Chang'an University (Natural Science Edition), 2008, 28(1): 1-5.
- [22] 李 冰,焦生杰. 振动压路机与振动压实技术[M]. 北京:人民交通出版社, 2001.
- LI Bing, JIAO Sheng-jie. Vibratory roller and vibratory compaction[M]. Beijing: China Communications Press, 2001.