

振动压路机振动轮振幅的探讨

赵利军, 冯忠绪, 赵丽萍, 魏文澜

(长安大学道路施工技术与装备教育部重点实验室, 陕西 西安 710064)

摘要: 振幅是振动压路机的一个主参数, 但国标中名义振幅的概念是基于质点振动理论给出的, 没有考虑振动轮振幅不均匀的问题, 也没有考虑它在压实过程中的变化. 通过分析与试验得到, 振幅分为设计振幅、名义振幅与实际振幅 3 种, 名义振幅与设计振幅比较接近, 实际振幅要比名义振幅稍大; 而且, 振动轮的实际工作振幅是不均匀的, 对此国标中没有指出, 也没有给出相应的测试标准. 因此, 建议国标中的名义振幅值采用沿轮宽方向多点振幅测试结果的平均值, 并增加振幅的不均匀度来衡量振幅的不均匀程度, 使得单钢轮不均匀度 $<5\%$, 双钢轮的单轮不均匀度 $<5\%$, 且前后轮之间的不均匀度 $<5\%$.

关键词: 振动压路机, 设计振幅, 名义振幅, 工作振幅, 平均值, 不均匀度

中图分类号: U415.522

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930(2014)02-0297-06

振动压路机是压实机械中的主导机型, 振幅是振动压路机的一个主参数^[1-2], 它既是设计参数, 也是工作参数, 对施工作业的质量和效率有着重要的影响. 为了便于振动压路机的设计、试验和比较, 国标中引入了名义振幅的概念^[3-5]. 名义振幅是基于质点振动理论给出的, 没有考虑振动轮振幅不均匀的问题, 也没有考虑它在压实过程中的变化. 笔者所在课题组在试验时发现, 振动轮振幅不均匀问题在我国压路机中普遍存在, 是目前国内外振动压路机性能的主要差距之一^[6]. 因此, 本文对振动压路机振动轮的振幅进行探讨, 并对国标中的名义振幅定义及测试方法提出完善的建议, 这对压路机的设计与使用有现实意义.

1 振动压路机振幅的理论分析

1.1 名义振幅与设计振幅

振动压路机振动时, 振动轮会在平衡位置产生微小的位移, 称作振动压路机的振幅. 同一台振动压路机, 在不同物料的条件下作业, 其工作振幅是不相同的. 为了便于设计和比较, 国标中引入名义振幅概念, 它是指将振动压路机振动轮悬空时测得的振动轮振幅, 在此相同的实验条件下, 可以比较不同振动压路机的振幅大小.

根据名义振幅定义, 可建立力学模型, 如下图 1 所示: 由图 1 可知, 振动轮的运动方程为:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = me\omega^2 \sin(\omega t) \quad (1)$$

式中: M 为振动压路机钢轮质量; k 为钢轮减振器的刚度系数; c 为钢轮减振器阻尼系数; x 为振动轮位移; m 为偏心块的质量; e 为偏心块的偏心距; ω 为激振频率.

令: $\omega_n = \sqrt{k/M}$, $\zeta = c/(2\omega_n M)$, $\lambda = \omega/\omega_n$ (2)

式中: ζ 为系统的阻尼比, ω_n 为系统的固有频率, λ 为频率比. 由振动理论可知方程(1)的稳态解为:

$$x = A \sin(\omega t - \varphi) \quad (3)$$

$$A = (me/M)(\lambda^2 / \sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}), \varphi = \tan^{-1}(2\zeta\lambda/(1-\lambda^2)) \quad (4)$$

式中: A 为钢轮振动的名义振幅, φ 为钢轮竖向位移和激振力的相位角. 当频率比 λ 趋近于无穷大时有:

$$A = \lim_{\lambda \rightarrow \infty} (me/M)(\lambda^2 / \sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}) = me/M \quad (5)$$

由(5)式计算得到的振幅即为设计振幅, 它是一个与名义振幅接近的确定值.

1.2 实际振幅

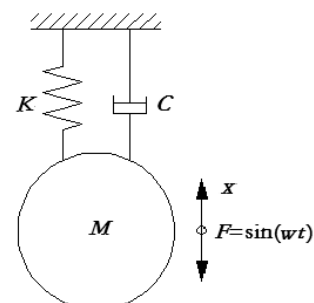


图 1 名义振幅力学模型
Fig.1 Dynamic model of nominal amplitude

收稿日期: 2013-10-31

修改稿日期: 2014-04-08

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51208044), 陕西省科学计划项目 (2010K01-106)

作者简介: 赵利军 (1976-), 男, 博士, 副教授, 主要从事工程机械理论、动态性能与作业质量控制方面研究. E-mail: zhaolj@chd.edu.cn

在实际作业工况中,钢轮与地面接触,其简化力学模型如下图2所示:

上图2所示振动压路机的工作方程^[7]为:

$$\begin{cases} m_2 x_2 + (C_1 + C_2) \dot{x}_2 + (K_1 + K_2) x_2 - C_1 \dot{x}_1 - K_1 x_1 = F_0 \sin \omega t \\ m_1 \dot{x}_1 + C_1 \dot{x}_1 + K_1 x_1 - C_2 \dot{x}_2 - K_2 x_2 = 0 \end{cases} \quad (6)$$

该微分方程组的解为:

$$x_1 = F_0 ((K_1^2 + (C_1 \omega)^2) / (p^2 + q^2))^{0.5} \sin(\omega t + \phi_1) \quad (7)$$

$$x_2 = F_0 ((K_1 - m_1 \omega^2)^2 + (C_1 \omega)^2 / (p^2 + q^2))^{0.5} \sin(\omega t + \phi_2) \quad (8)$$

式中: $p = K_1 K_2 - (m_1 K_1 + m_1 K_2 + m_2 K_1 + C_1 C_2) \omega^2 + m_1 m_2 \omega^4$

$$q = (K_1 C_2 + K_2 C_1) \omega - (m_1 C_1 + m_1 C_2 + m_2 C_1) \omega^3$$

$$\phi_1 = \arctan(B_1 / A_2) - \arctan(D / C)$$

$$\phi_2 = \arctan(B_2 / A_1) - \arctan(D / C)$$

根据该微分方程的解,实际振幅可以表示为:

$$A = F_0 ((K_1 - m_1 \omega^2)^2 + (C_1 \omega)^2 / (p^2 + q^2))^{0.5} \quad (9)$$

1.3 钢轮振幅的不均匀性

上述名义振幅与实际振幅的分析中,都是将钢轮简化为质点,实际上钢轮是一个实体,其振动过程中左右两端存在着振幅的不均匀性.由于实际作业中被压材料的刚度、阻尼随机变化,人为操控性很小,因此,下面主要从整机结构装配等可优化角度探讨钢轮振幅不均匀性.因钢轮悬空振动时,无需考虑被压材料的影响,依此工况为例分析机架两边刚度、阻尼不完全相等,钢轮质心与激振力作用点不重合等因素对振幅不均匀性的影响,建立钢轮模型如下图3所示.

钢轮系统的动力学方程如下:

$$\begin{cases} m \ddot{x} + C_1 \dot{x}_1 + C_2 \dot{x}_2 + K_1 x_1 + K_2 x_2 = F_0 \sin(\omega t) \\ J \ddot{\theta} - C_1 \dot{x}_1 (L - e) + C_2 \dot{x}_2 (L + e) - K_1 x_1 (L - e) + K_2 x_2 (L + e) = e F_0 \sin(\omega t) \end{cases} \quad (10)$$

由几何关系可知:

$$x = (x_1 (L + e) + x_2 (L - e)) / 2L, \quad \theta = (x_2 - x_1) / 2L$$

简化后的方程组为:

$$\begin{cases} \frac{m(L+e)}{2L} \ddot{x}_1 + \frac{m(L-e)}{2L} \ddot{x}_2 + C_1 \dot{x}_1 + C_2 \dot{x}_2 + K_1 x_1 + K_2 x_2 = F_0 \sin(\omega t) \\ \frac{J}{2L} \ddot{x}_1 - \frac{J}{2L} \ddot{x}_2 - C_1 \dot{x}_1 (L - e) + C_2 \dot{x}_2 (L + e) - K_1 x_1 (L - e) + K_2 x_2 (L + e) = e F_0 \sin(\omega t) \end{cases} \quad (11)$$

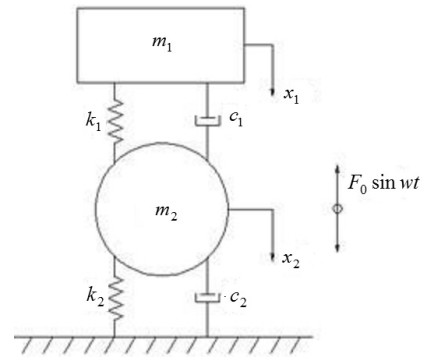
该微分方程的解,即钢轮两端的位移为:

$$x_1 = -\frac{(b+de)}{ad+bc} \cdot \frac{F_0}{\omega} \sin(\omega t), \quad x_2 = \frac{(a-ce)}{ad+bc} \cdot \frac{F_0}{\omega} \sin(\omega t) \quad (12)$$

其中:

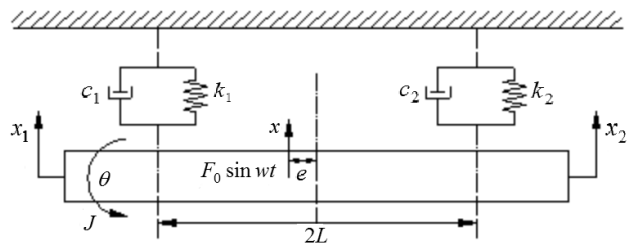
$$\begin{aligned} a &= \frac{m(e+L)}{2L} + C_1 t + \frac{1}{2} K_1 t^2, \quad b = \frac{m(L-e)}{2L} + C_2 t + \frac{1}{2} K_2 t^2, \\ c &= \frac{J}{2L} + C_1 (L-e) t + \frac{1}{2} K_1 (L-e) t^2, \quad d = \frac{J}{2L} + C_2 (L+e) t + \frac{1}{2} K_2 (L+e) t^2 \end{aligned} \quad (13)$$

由上述式(12)(13)及相关的推导分析进一步佐证了钢轮两端位移即两端振幅与机架两边的刚度、



m_1 —上车质量; m_2 —振动轮质量; K_1 —减振器刚度; K_2 —被压材料刚度; C_1 —减振器阻尼; C_2 —被压材料阻尼; F_0 —激振力; ω —激振力角频率; x_1 —上车架位移; x_2 —振动轮位移.

图2 振动压路机工作过程的数学模型
Fig.2 Mathematical model of vibratory roller in working process



m —振动轮质量; e —钢轮质心距激振力距离; $2L$ —左右减振块间距; K_1 —左侧减振器刚度; K_2 —右侧减振器刚度; C_1 —左侧减振器阻尼; C_2 —右侧减振器阻尼; F_0 —激振力; θ —钢轮质心转角; x_1 —左侧振动轮位移; x_2 —右侧振动轮位移.

图3 钢轮的力学模型
Fig.3 Mechanical model of vibratory drum

阻尼、钢轮中心与激振力作用点的重合度等有关，而机架两边减振器由于自身材料特性及安装等的微小差异导致其刚度、阻尼并不完全相等，且激振力的作用中心与钢轮的质心不重合等，最终导致沿钢轮宽度方向的振幅存在一定的差异，振幅不均匀。

2 振动压路机振幅的测试

2.1 测试设备及方法

压路机振动参数的测试一般是通过间接测试钢轮振动加速度，再通过相关计算及 FFT 变换得出钢轮振动频率及振幅值，各设备仪器间的连接如图 4 所示，仪器实物及测试项目如表 1 所示。



图 4 设备连接示意图
Fig.4 Diagram of equipment connection

表 1 试验测试项目及仪器
Tab.1 Test projects and instruments

测试项目	振动加速度	加速度、转速信号采集	振幅均匀性测试
测试仪器	加速度传感器标定器	DEWE-2010 数采仪	沿轮宽均匀布加速度传感器
实物			

测试可分为三种工况进行，各工况适于不同测试项目的进行，具体如表 2 所示。

表 2 试验工况说明
Tab.2 Explanation of test conditions

工况	说明	测试项目
悬空振动	机架支起，钢轮悬空处于无载状态	名义振幅测试
橡胶振动	钢轮置于橡胶轮胎上模拟压实时的加载振动	振幅均匀性测试
土槽压实	压路机在土槽内正常的行走压实 12 遍	实际振幅测试

2.2 名义振幅与实际工作振幅的测试

根据 1.1 中对于名义振幅的定义可知，名义振幅的测试一般在钢轮悬空工况下进行，测试时在试验样机的振动轮上均匀布设 5 个加速度传感器如图 5 所示^[8]；而实际振幅测试则在土槽压实工况，此时加速度传感器布置于振动轮不旋转处，压路机在土槽内压实 12 遍，每一遍压实中对钢轮振动加速度进行测试，再通过后续计算等得出每遍压实中钢轮振动频率及振幅，测试结果见图 6~7 及表 3~4。

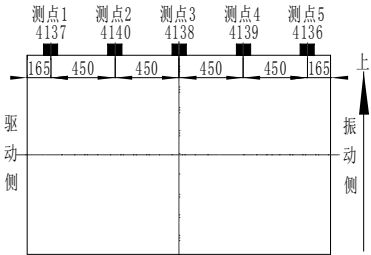


图 5 振动轮上均匀布置传感器
Fig.5 Sensors evenly arranged on the vibration wheel

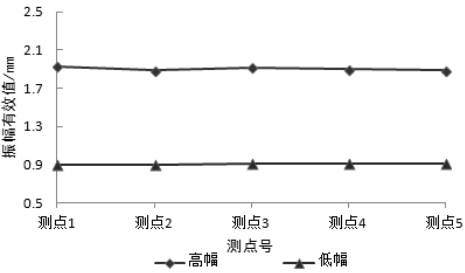


图 6 悬空振动时沿钢轮宽度振幅的变化
Fig.6 Amplitude variation along the vibration wheel width direction under the condition of vibration wheel suspended

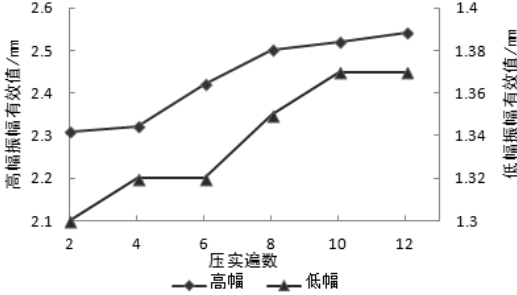


图 7 高、低幅作业工况振幅随压实遍数的变化
Fig.7 Amplitude change with compaction times

表 3 钢轮悬空振动加速度、振动频率及振动振幅试验结果

Tab.3 Test results of vibration acceleration, frequency and amplitude under the condition of vibration wheel suspended

工况	测点位置	振动频率/Hz	加速度有效值/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	加速度峰值/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	振幅(按有效值)/mm	振幅(按峰值)/mm
高幅档	1	28.1	42.4	60.2	1.93	1.93
	2	28.1	41.6	59.0	1.89	1.89
	3	28.1	42.4	60.1	1.92	1.93
	4	28.1	42.0	59.5	1.90	1.91
	5	28.1	41.6	58.9	1.89	1.89
	均值	28.1	42.0	59.5	1.90	1.91
低幅档	1	33.0	27.4	38.8	0.90	0.90
	2	33.0	27.4	38.7	0.90	0.90
	3	33.0	27.7	39.2	0.91	0.91
	4	33.0	27.6	39.0	0.91	0.91
	5	33.0	27.8	39.3	0.91	0.91
	均值	33.0	27.6	39.0	0.91	0.91

表 4 高、低幅作业工况振幅数据

Tab. 4 Test amplitude data in amplitude working condition

压实遍数	振动加速度有效值/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$		振动加速度峰值/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$		振幅(有效值)/mm		振幅(峰值)/mm		振动频率/Hz	
	高幅	低幅	高幅	低幅	高幅	低幅	高幅	低幅	高幅	低幅
1	38.3	30.1	63.5	48.1	2.31	1.26	2.7	1.42	24.4	29.3
2	38.3	31.1	62.8	50.2	2.31	1.3	2.67	1.48	24.4	29.3
3	38.4	31.4	63.3	49.1	2.31	1.31	2.7	1.45	24.4	29.3
4	38.5	31.6	62.8	49.5	2.32	1.32	2.67	1.46	24.4	29.3
5	39.1	31.8	63.2	49.8	2.36	1.33	2.69	1.46	24.4	29.3
6	40.1	31.7	62.8	47.8	2.42	1.32	2.67	1.41	24.4	29.3
7	41.5	32.3	64.5	50.6	2.5	1.35	2.75	1.49	24.4	29.3
8	41.5	32.3	65.4	49.6	2.5	1.35	2.79	1.46	24.4	29.3
9	41.8	32.7	66	50	2.52	1.37	2.81	1.48	24.4	29.3
10	41.8	32.8	66	48.8	2.52	1.37	2.81	1.44	24.4	29.3
11	41.9	32.8	64.4	50	2.52	1.37	2.74	1.48	24.4	29.3
12	42.1	32.9	61.1	47.7	2.54	1.37	2.6	1.41	24.4	29.3

该振动压路机设计的高幅振幅为 1.90 mm，设计的低幅振幅为 0.93 mm；由于实际振动轮不是质点，它的振幅沿轮宽是变化的，由表 3 及图 6 可知平均的名义振幅的高幅值为 1.91 mm，平均的名义振幅的低幅值为 0.91 mm；在实际压实工况下，其测试值如表 4 及图 7 所示，高幅振幅为名义振幅的 1.149~1.264 倍，低幅振幅为名义振幅的 1.167~1.269 倍。由于随着压路机压实遍数的增加，被压实材料的刚度增加，实际工作振幅亦增加，但压实到一定程度后变化就很小，其变化规律与(9)式相符^[12]。

2.3 钢轮的振幅均匀性测试

大量的试验发现，国产压路机与进口压路机的振幅的均匀性存在明显的差距^[9-11]。国产压路机振幅均匀性差，其是导致路面压实不均匀的主要原因之一，还会影响压路机的直线行驶性能，并造成振动能量的浪费。文章作者通过测试振动压路机在橡胶轮胎上的振幅均匀性来模拟钢轮在部分参振材料下的振动情况，试验现场图如图 8 所示，试验结果如图 9、10 所示：

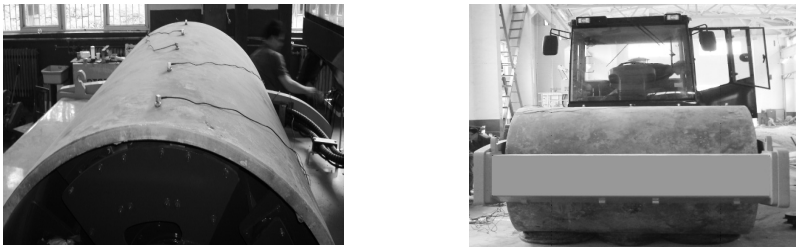


图 8 试验现场图
Fig.8 Test scene drawing

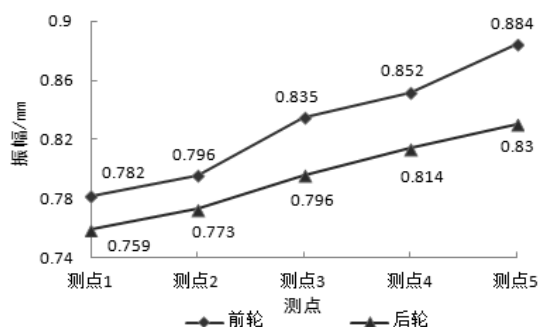


图9 双钢轮压路机振动轮高幅振幅分布图

Fig.9 High amplitude distribution diagram of double drum vibratory roller

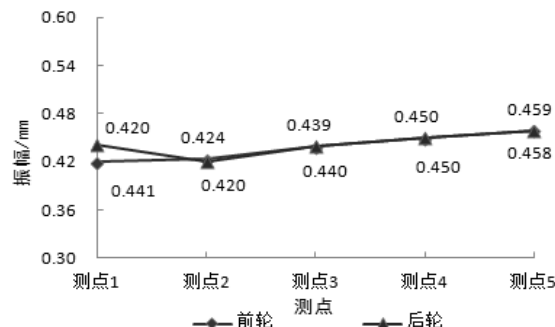


图10 双钢轮压路机振动轮低幅振幅分布图

Fig.10 Low amplitude distribution diagram of double drum vibratory roller

根据检测结果,前、后钢轮在高、低幅时均出现沿轮宽方向振幅不均匀现象,前轮振幅的不均匀度高幅时为7.1%,低幅时为6.8%;后轮振幅的不均匀度高幅时为6.8%,低幅时为6.2%;同时,在高幅时前后轮之间的振幅也存在明显的偏离.可见,名义振幅用一点处的振幅来表示整个钢轮的振幅并不准确.振动轮的振幅并不是一个值,用质点模型的振幅值不符合振动轮的实际情况.比较合理的办法是,振动轮的振幅应取各个测点振幅的平均值^[13].

由于振幅的不均匀性在我国振动压路机中普遍存在,且对压实性能有重要的影响,因此,建议名义振幅值采用测试结果的平均值,并以不均匀度,即平均值与测试值的最大偏差与平均值的比值的百分数来衡量振幅的不均匀程度:

$$E_{\text{名义}} = \sum_{i=1}^n A_i / n \quad (14)$$

$$\delta = \Delta E_{\text{名义}} / E_{\text{名义}} = (|E_{\text{名义}} - E_{i\text{max}}| / E_{\text{名义}}) \times 100\% \quad (15)$$

式中: $E_{\text{名义}}$ 为名义振幅; A_i 为第 i 个测点的振幅值; n 为钢轮宽度方向的测点个数; δ 为振幅不均匀度; $\Delta E_{i\text{max}}$ 为平均值与测试值的最大偏差; $E_{i\text{max}}$ 为所有测点中的最大测试值.

为了满足压实质量的要求,必须减小振动轮的不均匀振动.研究表明^{[8][10]},压路机振动轮激振力作用中心面与振动体质心的重合程度是影响振动轮振幅均匀性的关键因素,在压路机设计和制造时必须严格控制;振幅均匀性同时还与振动轮两侧的减振系统,减振后机架的附加质量大小等因素有关.根据国外压路机的技术指标与我国高速公路的施工要求,对于振动轮振幅的不均匀度提出如下参考范围:单钢轮不均匀度 $<5\%$;双钢轮的单轮不均匀度 $<5\%$,前后轮之间的不均匀度 $<5\%$.

3 结语

(1) 通过理论分析与试验可知,振动压路机的振幅分为设计振幅、名义振幅与工作振幅3种,3者相互区别又相互联系,名义振幅与设计振幅比较接近,实际工作振幅要比名义振幅稍大.由于名义振幅是具有可比性的一种振幅,故而在国标中给出了其定义与测试方法.但是国标中所给出的名义振幅是基于质点的振动理论,不能解释实际使用中出现的振幅及路面压实不均匀性问题.

(2) 圆柱形振动钢轮作为附属振动压路机的工作装置,它的名义振幅值不是唯一的,对此国标中没有考虑,并给出相应的测试标准.建议国标中的名义振幅值采用沿轮宽方向多点振幅测试结果的平均值.

(3) 沿钢轮宽度方向存在的振幅不均匀现象,是导致路面压实不均匀的主要原因之一,对此国标中没有考虑,并给出相应的限制.建议国标中增加振幅的不均匀度来衡量振幅的不均匀程度,单钢轮不均匀度 $<5\%$,双钢轮的单轮不均匀度 $<5\%$,且前后轮之间的不均匀度 $<5\%$.

参考文献 References

- [1] 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: 76-86.
LI Bing, JIAO Shengjie. Vibratory roller and vibration compaction technology[M]. Beijing: China Communications Press, 2001: 76-86.
- [2] 吴永平, 姚怀新. 工程机械设计[M]. 北京: 人民交通出版社, 2005: 141-143.
WU Yongping, YAO huaxin. Design of Engineering Machinery[M]. Beijing: China Communications Press, 2005: 141-143.

(下转第306页)