

文章编号:1671-8879(2015)06-0103-07

# 振动压路机振动轮上机架的偏振分析

冯建生,冯忠绪,胡碧阳

(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:**为了提高路面压实质量及驾驶人的操作舒适性,针对国产振动压路机普遍存在的机架偏振现象,在实验室通过试验发现,压路机机架偏振问题主要是驱动侧与振动侧之间振动加速度的差距较大,驱动侧、振动侧每侧不同测点间振动加速度的差距也较大;在试验的基础上,通过理论分析建立了机架-减振器-振动轮-地面系统的力学模型,对模型求解结果进行分析,提出了消除机架与振动轮偏振的振动轮与机架设计原则是,激振器激振力作用点、减振器弹性力作用点、机架质心、钢轮质心与形心重合在一个垂向面内;按照得到的“五心合一”的振动轮与机架设计原则,对试验样机进行改进设计,并对改进后的样机在实验室进行了试验。研究结果表明:驱动侧、振动侧的振动加速度平均值与最大值的偏差明显减小;驱动侧、振动侧每侧不同测点间振动加速度的差距也明显减小;提出的“五心合一”的振动轮与机架设计原则能从设计源头上比较有效地消除目前普遍存在的机架偏振现象,按此原则设计的振动压路机减振效果变好,驱动侧、振动侧每侧不同测点间振动加速度的偏差减小了一半以上,驱动侧与振动侧之间振动加速度的偏差也减小了一半以上,为解决振动轮与机架的偏振问题给出了一种较好的设计原则与方法。

**关键词:**机械工程;振动压路机;机架;偏振;动力学模型

**中图分类号:**U415.521

**文献标志码:**A

## Polarization analysis of vibratory roller wheel frame

FENG Jian-sheng, FENG Zhong-xu, HU Bi-yang

(Key Laboratory of Highway Construction Technique and Equipment of Ministry of Education,  
Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China)

**Abstract:** In order to improve the compaction quality of pavement and the operating comfort of driver, an experiment was done aiming at the common phenomenon of polarization in domestic vibratory roller, and it was found that the main reasons for polarization of the roller's frame were the large gaps of vibration intensity existing between driving side and vibrating side, and also among every test point value on every side. Based on the experiment, a dynamic model of the frame-shock absorber-vibration wheel-ground system was established through theoretical analysis. Analyzing the results of the model solution, this paper proposed the design principle of vibration wheel and frame for eliminating the polarization between frame and vibration wheel. The steel wheel gravity center, exciting force center, shock absorber force center and steel wheel centroid were required coincidence, and the coincident point and frame gravity center must be in the same vertical plane. According to the design principle of “five center coincidence”, the design

收稿日期:2016-04-20

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:冯建生(1973-),男,陕西凤翔人,助理研究员,E-mail:fjs@chd.edu.cn.

of prototype was improved, and the improved prototype was tested in laboratory. The results show that the deviation of the mean value of vibration acceleration from the maximum value of driving side and vibration side is obviously decreased, and the vibration acceleration of different measuring points on driving side and vibration side is obviously reduced. The design principle of “five center coincidence” for vibration wheel and frame can effectively eliminate the prevailing polarization phenomenon. Vibration reduction of the whole machine has been improved. Every test point’s vibration acceleration has decreased more than half. The vibration acceleration deviation between driving side and vibrating side has also decreased more than half. This paper presents a better design principle and method for solving the problem of polarization of vibration wheel and the frame. 1 tab, 9 figs, 25 refs.

**Key words:** mechanical engineering; vibratory roller; frame; polarization; dynamical model

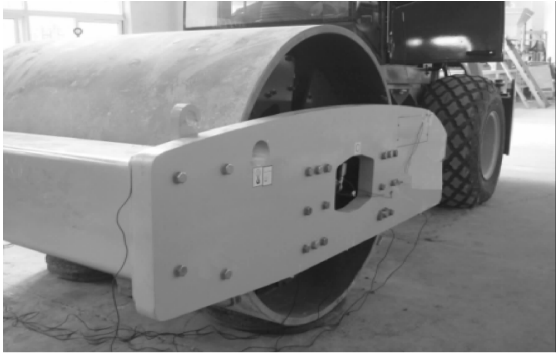
0 引言

振动压路机的振动轮与机架之间通过减振橡胶器连接,驾驶室等部件安装在机架上,机架质量又与振动轮的质量相近。机架的偏振不仅会引起驾驶室较大的振动,直接影响驾驶人的操作舒适性,而且机架的偏振也是振动轮产生振幅不均匀的原因之一,导致被压实材料与振动轮接触区间的线压力分布不均匀而影响压实质量和压实效率,并使压路机的行驶阻力增加,整机的直线行驶性能变差<sup>[1-6]</sup>。试验发现,中国企业生产的振动压路机普遍存在机架偏振现象,这也是中国振动压路机与国外振动压路机的主要差距之一,已引起了行业的关注<sup>[7]</sup>。但是,目前的相关研究主要集中在振动轮振幅不均匀性的问题上,还没有发现对机架偏振问题进行专题研究的相关报道<sup>[8-11]</sup>。为此,本文通过建立机架-减振器-振动轮-地面系统的力学模型,在对振动压路机振动轮与机架的振动系统产生偏振原因分析的基础上,提出了激振器激振力作用点、减振器弹性力作用点、机架质心、振动钢轮质心与形心重合在一个垂向面内的“五心合一”的设计原则。基于该设计原则对试验样机进行了重新设计与改进,试验结果表明按照理论分析的结论对压路机进行设计能较大幅度降低机架的偏振程度,为压路机行业全面解决振动轮与机架的偏振问题提出了一种设计原则与方法。

1 试验样机测试

试验样机为某 20 t 级的全液压双驱单钢轮振动压路机,试验按参考文献[12-13]进行,压路机振动钢轮置于弹性橡胶轮胎上,发动机工作在额定转速(2 200 r/min)。图 1 为试验样机与试验现场;下页图 2 为测试系统;下页图 3 为机架加速度传感器

布点(测点 1,2,⋯,6);试验结果见下页图 4、图 5,图中有效值为加速度有效值,频率单位为 Hz。从试验结果可以看出,试验压路机机架存在的主要问题是:驱动侧与振动侧之间振动加速度的差距较大;驱动侧、振动侧各 3 个测点间振动加速度的差距较大,机架偏振现象比较严重。



(a) 试验样机



(b) 数据采集仪

图 1 试验现场

Fig. 1 Test field

2 压路机机架偏振的动力学分析

机架是振动装置的一部分,机架的振动来源于振动轮,前人只对振动轮或振动轮-压实材料系统建立了力学模型,研究振动轮的振幅不均匀现

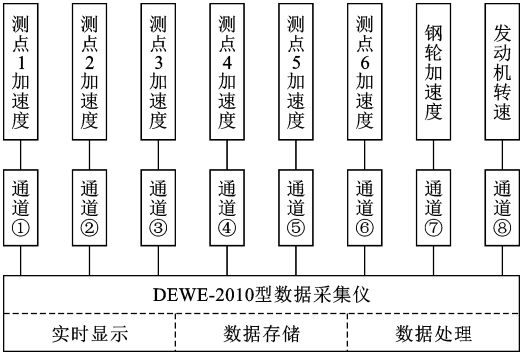


图 2 测试系统组成

Fig. 2 Composition of test system

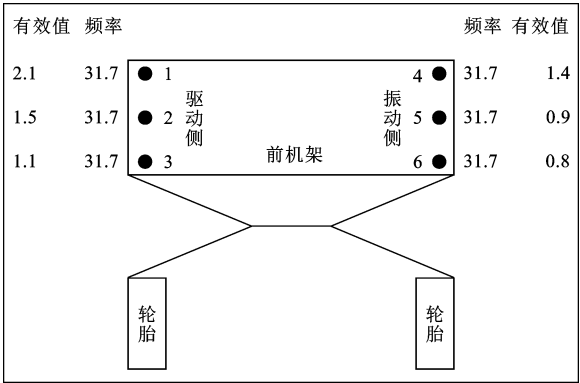


图 5 高频低幅加速度测试数据

Fig. 5 Test data of high frequency low amplitude

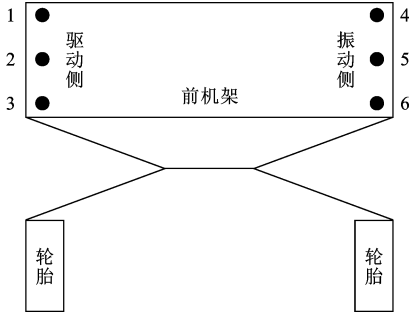


图 3 机架加速度传感器布点示意

Fig. 3 Stationing schematic of frame acceleration sensor

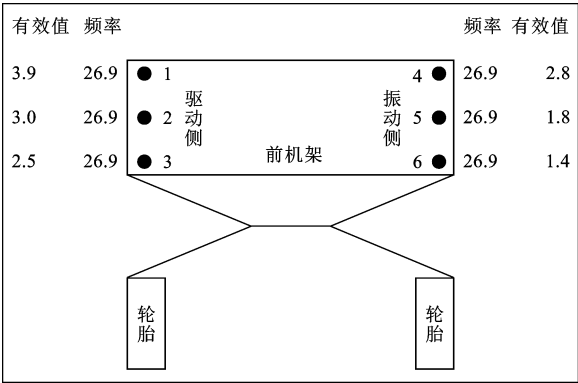


图 4 低频高幅加速度试验数据

Fig. 4 Test data of low frequency high amplitude

象<sup>[14-20]</sup>。振动轮一方面与压实介质接触,同时还通过减振器与机架相连接。比较合理的方法是建立压实介质与压路机钢轮、减振器、机架整个系统的力学模型,从钢轮静止与振动 2 种不同状态对压路机的振动轮、减振系统与机架的振动进行分析。

2.1 压路机钢轮静止时的受力

图 6 为钢轮静止时的受力状态,其中: $l_1$  为振动侧减振器到机架质心的距离; $l_2$  为驱动侧减振器到机架质心的距离; $l_3$  为振动侧减振器到机架和钢轮形心的距离; $l_4$  为驱动侧减振器机架和钢轮形心的距离; $q$  为被压实介质作用在钢轮上的载荷; $k_1$  为振动侧减振器刚度; $k_2$  为驱动侧减振器刚度; $c_1$  为振

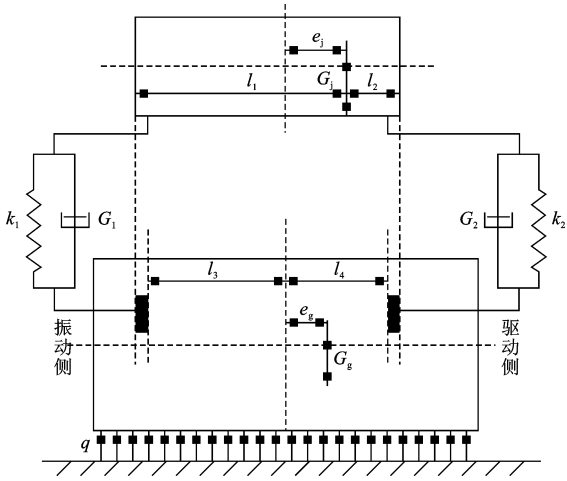


图 6 钢轮静止时的状态

Fig. 6 Road roller model under the static state

动侧减振器阻尼; $c_2$  为驱动侧减振器阻尼; $G_1$  为振动侧减振器重力; $G_2$  为驱动侧减振器重力; $G_g$  为钢轮重力; $G_s$  为机架重力; $e_g$  为钢轮质心到钢轮形心距离; $e_s$  为机架质心到机架形心距离。

钢轮静止时,若钢轮振动侧与驱动侧减振器的弹性静变形量相同,则机架处于水平位置而不会偏斜。对机架质心取矩,有

$$k_1 x_j + k_2 x_j = G_j \tag{1}$$

$$k_1 l_1 x_j - k_2 l_2 x_j = 0, \text{ 即 } k_1 l_1 = k_2 l_2 \tag{2}$$

式中: $x_j$  为减振器的弹性静变形量。

对钢轮和机架的质心处取矩,有

$$G_j e_j = k_1 l_3 x_j - k_2 l_4 x_j \tag{3}$$

$$M_q = k_1 l_3 x_j - k_2 l_4 x_j - G_g e_g \tag{4}$$

式中: $M_q$  为压实介质对钢轮质心的力矩。

压实介质对钢轮作用的是均布载荷, $M_q = 0$ ,可得到

$$G_g e_g = k_1 l_3 x_j - k_2 l_4 x_j \tag{5}$$

由式(3)和式(5)得

$$G_g e_g = G_j e_j \quad (6)$$

上述分析可知,钢轮静止不振动时,要保持机架水平,钢轮振动侧与驱动侧的刚度应满足式(2)。

## 2.2 钢轮振动时的受力分析

图 7 为钢轮振动时的受力状态,其中: $F$  为钢轮激振器的激振力; $e_f$  为激振力作用点与钢轮质心距离; $Q$  为压实介质作用在钢轮上的载荷; $L_g$  为钢轮宽度; $L_j$  为机架宽度; $J_g$  为钢轮转动惯量; $J_j$  为机架转动惯量; $l_5$  为钢轮振动侧减振器到钢轮质心距离; $l_6$  为钢轮驱动侧激振器到钢轮质心距离; $\theta_g$  为钢轮质心转角; $\theta_j$  为机架质心转角; $x_1$  为机架质心位移; $x_2$  为钢轮质心位移。

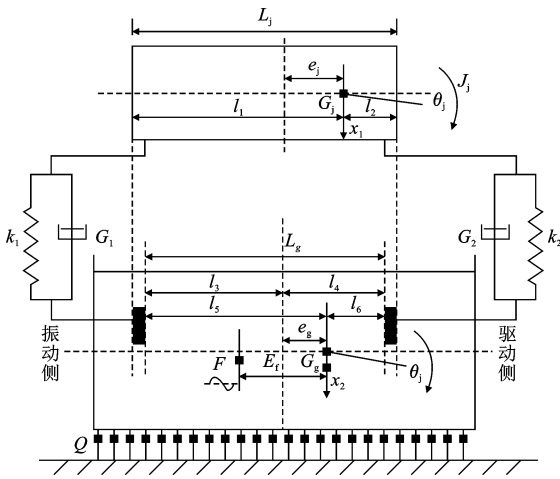


图 7 振动状态下压路机模型

Fig. 7 Road roller model under vibrating state

由图 7 中尺寸关系,可得

$$\begin{cases} l_5 = l_1 - e_j + e_g \\ l_6 = l_2 + e_j - e_g \end{cases} \quad (7)$$

分别对机架、钢轮质心处取矩得

$$J_j \ddot{\theta}_j = k_2 l_2 x_{qz} + c_2 l_2 \dot{x}_{qd} - k_1 l_1 x_{zz} - c_1 l_1 \dot{x}_{zd} \quad (8)$$

$$J_g \ddot{\theta}_g + F e_f + M_Q = k_2 l_6 x_{qz} + c_2 l_2 \dot{x}_{qd} - k_1 l_5 x_{zz} - c_1 l_5 \dot{x}_{zd} \quad (9)$$

式中: $x_{zz}$  为钢轮振动侧减振器的总变形; $x_{qz}$  为钢轮驱动侧激振器的总变形; $x_{zd}$  为钢轮振动侧减振器的动变形; $x_{qd}$  为钢轮驱动侧减振器的动变形; $M_Q$  为压实介质对钢轮质心的力矩。

减振器的总变形为机架重力使减振器产生的静变形与激振力使减振器产生的动变形之和,动变形量为钢轮振动时的实时位移和机架的实时位移,故设钢轮振动侧实时位移  $s_{gq}$ 、驱动侧实时位移  $s_{gz}$ ,对应机架左、右侧实时位移  $s_{jq}$ 、 $s_{jz}$  后,有关系式为

$$\begin{cases} x_{zz} = x_j + x_{zd} \\ x_{qz} = x_j + x_{qd} \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} x_{zd} = s_{gz} - s_{jz} \\ x_{qd} = s_{gq} - s_{jq} \end{cases} \quad (11)$$

式(10)、式(11)中,机架在振动侧的实时变形为  $s_{jz} = x_1 + l_1 \theta_j$ ,机架在驱动侧的实时变形为  $s_{jq} = x_1 - l_2 \theta_j$ ,故机架变形量满足关系式  $s_{jz} - s_{jq} = (l_1 + l_2) \theta_j = L_j \theta_j$ ;钢轮在振动侧的实时变形为  $s_{gz} = x_2 + l_3 \theta_g$ ,钢轮在驱动侧的实时变形为  $s_{gq} = x_2 - l_4 \theta_g$ ,故钢轮变形量满足关系式  $s_{gz} - s_{gq} = (l_3 + l_4) \theta_g = L_g \theta_g$ ,因此,  $\theta_g$ 、 $\theta_j$  满足

$$\begin{cases} \theta_g = (s_{gz} - s_{gq}) / L_g \\ \theta_j = (s_{jz} - s_{jq}) / L_j \end{cases} \quad (12)$$

联解式(1)、式(2)、式(7)~式(10),可得

$$J_j \ddot{\theta}_j = k_2 l_2 x_{qd} + c_2 l_2 \dot{x}_{qd} - k_1 l_1 x_{zd} - c_1 l_1 \dot{x}_{zd} \quad (13)$$

$$J_g \ddot{\theta}_g + F e_f + M_Q = (k_2 x_{qd} + c_2 \dot{x}_{qd})(l_2 + e_j - e_g) - (k_1 x_{zd} + c_1 \dot{x}_{zd})(l_1 - e_j + e_g) + G_j(e_j - e_g) \quad (14)$$

机架与钢轮不发生偏振的条件分别为  $s_{gz} = s_{gq}$ 、 $s_{jz} = s_{jq}$ ,结合式(11)、式(12)可得  $\theta_g = \theta_j = 0$ ,  $x_{zd} = x_{qd}$ ,将其代入式(13)、式(14)中,并与式(2)联解,可得

$$c_2 l_2 = c_1 l_1 \quad (15)$$

$$F e_f + M_Q = (k_1 x_{zd} + c_1 \dot{x}_{zd} + k_2 x_{zd} + c_2 \dot{x}_{zd} + G_j) \cdot (e_j - e_g) \quad (16)$$

理论上,满足式(2)、式(6)、式(15)、式(16),钢轮与机架就不会发生偏振。由于式(16)中  $M_Q$  的值随压实介质变化,要想使  $M_Q$  的值不随压实介质变化,只有使钢轮的质心与形心重合,即  $e_g = 0$ 。同时由于被压实介质对钢轮作用的是均布载荷,  $M_Q = 0$ 。这时联解式(6)、式(16),得  $e_j = 0$ 、 $e_f = 0$ 。

由上面的分析与计算可知,机架与钢轮不发生偏振,需满足以下关系式

$$\begin{cases} e_j = e_g = e_f = 0 \\ k_2 l_2 - k_1 l_1 = c_1 l_1 - c_2 l_2 = 0 \end{cases} \quad (17)$$

将钢轮驱动侧、振动侧减振器弹性作用力对钢轮力矩为 0 的点称为减振器弹性力作用点,那么式(17)的物理意义为:激振器激振力作用点、减振器弹性力作用点、机架质心、振动钢轮质心均应在钢轮形心的垂向面内。由以上分析与计算得到的这个设计原则称为“五心合一”原则。

但是,当减振器刚度满足  $k_2 l_2 - k_1 l_1 = 0$  时,阻尼  $c_1 l_1 - c_2 l_2$  的值并不一定为 0。为了保证式(17)也成立,最易实现的方法是,在钢轮驱动侧与振动侧减振器设计时,选取相同类型的减振器,只是个数不同而已。

若单个减振器的静刚度为  $k$ 、动刚度为  $k'$ 、阻尼

为  $c$ , 振动侧减振器的个数为  $n_1$ , 驱动侧减振器的个数为  $n_2$ , 则有如下关系

静止

$$\begin{cases} k_1 = n_1 k \\ k_2 = n_2 k \end{cases}$$

振动

$$\begin{cases} k_1 = n_1 k', & c_1 = n_1 c \\ k_2 = n_2 k', & c_2 = n_2 c \end{cases}$$

将式(18)代入式(17)可得

$$n_1 l_1 = n_2 l_2 \tag{19}$$

当钢轮振动侧与驱动侧选取相同类型的减振器时,减振器个数与减振器安装位置距形心的距离满足式(19),就可保证钢轮振动和静止 2 种状态时  $k_2 l_2 - k_1 l_1 = c_1 l_1 - c_2 l_2 = 0$ ,消除钢轮与机架的偏振现象。

3 样机改进后的测试结果

按照理论分析得到的“五心合一”设计原则,对试验样机进行了改进。对改进后的样机进行了测试,结果见图 8、图 9 和表 1,表中最大偏差为振动加速度的平均值与最大值的偏差,其机架偏振现象明显改善<sup>[21-22]</sup>。若进一步严格控制制造与安装中的误差,振动轮与机架的偏振现象还可进一步改善<sup>[23-25]</sup>。

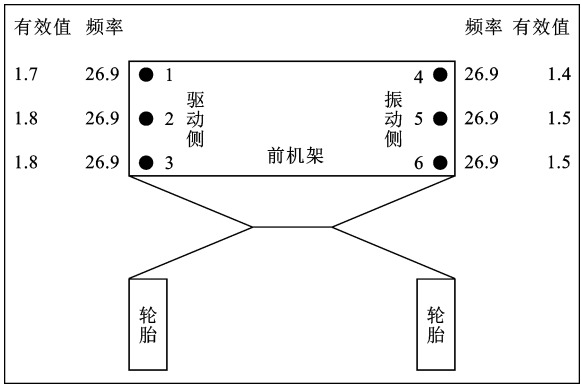


图 8 低频高幅加速度测试数据  
Fig. 8 Test data of low frequency high amplitude

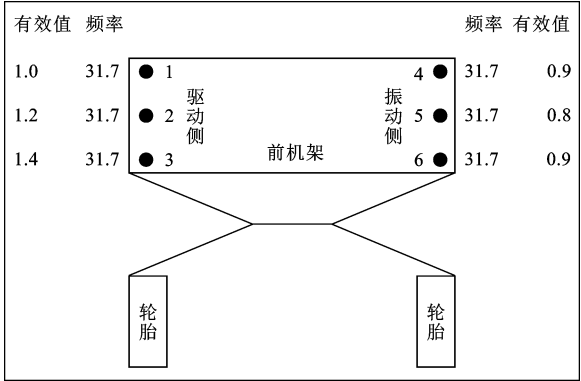


图 9 高频低幅加速度测试数据  
Fig. 9 Test data of high frequency low amplitude

表 1 改进前后机架振动加速度试验数据对照										
Tab. 1 Comparison on frame vibrating acceleration before and after improvement										
工况	位置	测点	改进前试验数据				改进后试验数据			
			频率/ Hz	加速度有效值/ (m · s <sup>-2</sup> )	平均值/ (m · s <sup>-2</sup> )	最大偏 差/%	频率/Hz	加速度有效值/ (m · s <sup>-2</sup> )	平均值/ (m · s <sup>-2</sup> )	最大偏 差/%
高幅	驱动侧	1	26.9	3.9	3.1	25.8	26.9	1.7	1.8	5.6
		2	26.9	3.0			26.9	1.8		
		3	26.9	2.5			26.9	1.8		
	振动侧	4	26.9	2.8	2.0	40.0	26.9	1.4	1.5	6.7
		5	26.9	1.8			26.9	1.5		
		6	26.9	1.4			26.9	1.5		
低幅	驱动侧	1	31.7	2.1	1.6	31.0	31.7	1.0	1.2	16.7
		2	31.7	1.5			31.7	1.2		
		3	31.7	1.1			31.7	1.4		
	振动侧	4	31.7	1.4	1.0	40.0	31.7	0.9	0.9	11.0
		5	31.7	0.9			31.7	0.8		
		6	31.7	0.8			31.7	0.9		

4 结 语

(1) 试验压路机机架工作时存在的主要问题是: 驱动侧与振动侧之间振动加速度的差距较大, 驱动侧、振动侧不同测点间振动加速度的差距较大, 偏振现象比较严重。

(2) 将机架偏振现象纳入机架-减振器-振动轮-地面系统中研究, 建立了机架-振动轮-地面系统的力学模型。通过分析提出了消除机架偏振的设计原则, 激振器激振力作用点、减振器弹性力作用点、机架质心、振动钢轮质心与形心 5 个点重合在一个垂向面内, 简称此设计原则为“五心合一”。

(3)按照“五心合一”的设计原则,对试验样机进行了重新设计,其机架偏振现象明显改善,主要表现在3个方面:驱动侧、振动侧的振动加速度平均值与最大值的偏差减小,整机减振效果变好;驱动侧、振动侧每侧3个测点间振动加速度的偏差减小到原来的一半以上;驱动侧与振动侧之间振动加速度的偏差也减小到原来的一半以上。

(4)振动轮与机架的加工与装配误差,以及多个减振器性能不相同等因素都会使“五心”不能完全“合一”,下一步研究应对这些影响因素进行控制,进一步消除机架偏振现象。

#### 参考文献:

#### References:

[1] 侯劲汝. 双钢轮振动压路机振幅不均匀性的试验研究[D]. 西安:长安大学,2008.  
HOU Jin-ru. Experimental study on double-drum vibratory roller uneven amplitude [D]. Xi'an: Chang'an University, 2008. (in Chinese)

[2] 冯忠绪,姚运仕,冯建生. 热沥青混合料碾压过程的离析现象[J]. 长安大学学报:自然科学版,2006,26(3): 96-99.  
FENG Zhong-xu, YAO Yun-shi, FENG Jian-sheng. Rolling segregation of hot asphalt mixture[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2006, 26(3): 96-99. (in Chinese)

[3] 郁录平,王丹,吴海龙. 两侧减振器的刚度差异对压路机压实轮振动的影响[J]. 筑路机械与施工机械化, 2012, 29(5): 77-79.  
YU Lu-ping, WANG Dan, WU Hai-long. Impact of damper stiffness difference on vibration of roller wheel[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2012, 29(5): 77-79. (in Chinese)

[4] 周宝刚. 双钢轮垂直振动压路机振动轮的设计[J]. 筑路机械与施工机械化, 2012, 29(3): 29-32.  
ZHOU Bao-gang. Design of vibration of double drum vertical vibratory roller[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2012, 29(3): 29-32. (in Chinese)

[5] 徐会敢,刘东明,周龙刚. 基于ADAMS的压路机试验台振动系统仿真分析[J]. 筑路机械与施工机械化, 2014, 31(1): 57-60.  
XU Hui-gan, LIU Dong-ming, ZHOU Long-gang. Simulation analysis of vibratory system of roller on test bench based on ADAMS[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2014, 31(1): 57-60. (in Chinese)

[6] 张衡. 考虑附加质量的全液压双钢轮振动压路机振动参数的仿真分析[J]. 筑路机械与施工机械化, 2015, 32(11): 95-98.  
ZHANG Heng. Simulation analysis of hydraulic double-drum vibratory roller parameters considering additional quality[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2015, 32(11): 95-98. (in Chinese)

[7] 李立民,冯忠绪,张艺莎,等. 中国与外国双钢轮振动压路机的主要差距[J]. 长安大学学报:自然科学版, 2011, 31(3): 102-106.  
LI Li-min, FENG Zhong-xu, ZHANG Yi-sha, et al. Main performance difference of double-drum vibration roller made in China compared with that made in other countries[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2011, 31(3): 102-106. (in Chinese)

[8] 侯劲汝,沈建军,徐倩. 双钢轮振动压路机振幅不均匀性的分析[J]. 长安大学学报:自然科学版, 2010, 30(1): 100-104.  
HOU Jin-ru, SHEN Jian-jun, XU Qian. Analysis on uneven amplitude of tandem vibratory roller[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2010, 30(1): 100-104. (in Chinese)

[9] 张兴旭. 振动压路机减振性能研究[D]. 西安:长安大学, 2009.  
ZHANG Xing-xu. Research on vibratory roller's damping performance [D]. Xi'an: Chang'an University, 2009. (in Chinese)

[10] FACAS N W, MOONEY M A, FURRER R, et al. Anisotropy in the spatial distribution of roller-measured soil stiffness[J]. International Journal of Geomechanics, 2010, 10(4): 129-135.

[11] GAUL L. The influence of damping on waves and vibrations[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1999, 13(1): 1-30.

[12] GB/T 18148—2000, 压实机械压实性能试验方法[S]. GB/T 18148—2000, Test method of the compaction performance of rollers and compactors[S]. (in Chinese)

[13] GB/T 8511—2005, 振动压路机[S]. GB/T 8511—2005, Vibratory roller[S]. (in Chinese)

[14] 孙祖望,卫雪莉,王鹊. 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.  
SUN Zu-wang, WEI Xue-li, WANG Que. The dynamic process of oscillatory compaction and its response characteristics [J]. China Journal of Highway and Transport, 1998, 11(2): 117-126. (in Chinese)

[15] 张志峰,徐会敢,刘东明,等. 基于ADAMS的振动压路机振幅均匀性仿真分析[J]. 筑路机械与施工机械

- 化,2012,29(11):28-31.
- ZHANG Zhi-feng, XU Hui-gan, LIU Dong-ming, et al. Simulation analysis on amplitude uniformity of vibratory roller based on ADAMS[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2012, 29(11): 28-31. (in Chinese)
- [16] 杨东来. 振荡轮与热沥青混合料相互作用动力学过程的研究[D]. 西安:长安大学, 2005.
- YANG Dong-lai. Study on dynamics process of interaction between oscillatory drum and hot asphalt mixtures [D]. Xi'an: Chang'an University, 2005. (in Chinese)
- [17] 姚运仕, 冯忠绪, 董秀辉, 等. 多频合成振动压实的机理[J]. 长安大学学报: 自然科学版, 2006, 26(1): 90-93.
- YAO Yun-shi, FENG Zhong-xu, DONG Xiu-hui, et al. Mechanism of multi-frequencies vibrating compaction[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2006, 26(1): 90-93. (in Chinese)
- [18] LANG Z Q, JING X J, BILLINGS S A, et al. Theoretical study of the effects of nonlinear viscous damping on vibration isolation of sdof systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 323(1/2): 352-365.
- [19] PACEJKA H B, Bakker E. The magic formula tyre model[J]. Vehicle System Dynamics, 2004, 21(S1): 1-18.
- [20] PACEJKA H B. Tyre and vehicle dynamics[M]; Butterworth; Heinemann Ltd, 2006.
- [21] 胡碧阳. 双驱单钢轮振动压路机减振系统性能的研究[D]. 西安:长安大学, 2013.
- HU Bi-yang. Research on damping performance of single drum vibration roller [D]. Xi'an: Chang'an University, 2013. (in Chinese)
- [22] 王福亮. 全液压双驱单钢轮振动压路机压实质量影响因素研究[D]. 西安:长安大学, 2013.
- WANG Fu-liang. Research on factors influencing the compaction quality of full hydrostatic single drum vibratory rollers[D]. Xi'an: Chang'an University, 2013. (in Chinese)
- [23] 王戈, 王贵慎, 张世英. 压实机械[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1992.
- WANG Ge, WANG Gui-shen, ZHANG Shi-ying. Compaction machinery [M]. Beijing: China Architecture & Press, 1992. (in Chinese)
- [24] 张志峰, 冯忠绪, 沈建军. 振动压路机施工噪声的传播规律及控制对策[J]. 长安大学学报: 自然科学版, 2006, 26(1): 94-96.
- ZHANG Zhi-feng, FENG Zhong-xu, SHEN Jian-jun. Spreading rule of noise and its control of vibratory roller [J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2006, 26(1): 94-96. (in Chinese)
- [25] MURO T, HOSSHIKA Y. Performance and compaction effect of a road roller running on a weak sandy soil[J]. Journal of Terramechanics, 1995, 32(5): 245-261.

(上接第 66 页)

- XIE Wan-li, WANG Yan-shou, MA Zhong-hao, et al. Research status and prospect of loess collapsibility mechanism[J]. Geoscience, 2015, 29(2): 397-407. (in Chinese)
- [17] 吴玮江, 谌文武, 宋丙辉, 等. 兰州原状  $Q_2$  黄土剪切试验研究[J]. 兰州大学学报: 自然科学版, 2012, 48(6): 21-25.
- WU Wei-jiang, CHEN Wen-wu, SONG Bing-hui, et al. Experiment on the shear characteristics of undisturbed  $Q_2$  loess in Lanzhou[J]. Journal of Lanzhou University: Natural Sciences, 2012, 48(6): 21-25. (in Chinese)
- [18] 严春杰, 唐辉明, 孙云志. 利用扫描电镜和 X 射线衍射仪对滑坡滑带土的研究[J]. 地质科技情报, 2001, 20(4): 89-92.
- YAN Chun-jie, TANG Hui-ming, SUN Yun-zhi. Study on the soil of slipping zone in landslides and its significance by scanning electron microscope and X-ray diffractometer[J]. Geological Science and Technology Information, 2001, 20(4): 89-92. (in Chinese)
- [19] LAMBE T W. A mechanistic picture of shear strength in clay [J]. University of Reading, 2014, 9(3): 219-224.
- [20] 李小伟, 吴益平, 张荣, 等. 滑带土抗剪强度特性的环剪试验研究[J]. 科学技术与工程, 2014, 14(27): 273-276, 282.
- LI Xiao-wei, WU Yi-ping, ZHANG Rong, et al. Research on shear strength behavior of slide zone soil in ring shear tests[J]. Science Technology and Engineering, 2014, 14(27): 273-276, 282. (in Chinese)