

# 轮胎压路机质心与其工作性能

张晓波<sup>1</sup>, 冯忠绪<sup>1</sup>, 唐红彩<sup>2</sup>

(1. 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;

2. 徐工集团 徐州重型机械有限公司, 江苏 徐州 221004)

**摘要:**为了研究质心对轮胎压路机工作性能的影响,分析了质心与轴载荷的动态分配、压实作业质量、直线行驶、滚动阻力等参数之间的关系,并对 26 t 轮胎压路机整机性能的测试结果进行了验证。结果表明:质心的高度影响轴载荷的动态分配,质心高度应尽量取较低值,当质心较高时,不仅影响前、后桥动态附着能力的大小,而且影响整机的起步加速和爬坡性能;质心应尽量布置于整机的几何中心线上,使前后桥轮胎两旁的重叠度对称,有利于保证整机的直线行驶性能和有较小的滚动阻力;质心在几何中心线上位置应使前、后轮的平均接地比压接近,保证压实的效率与均匀性。

**关键词:**机械工程;轮胎压路机;质心;轴荷;作业质量;直线行驶;滚动阻力

**中图分类号:**U415.521

**文献标志码:**A

## Effects of tyre roller mass center on working performance

ZHANG Xiao-bo<sup>1</sup>, FENG Zhong-xu<sup>1</sup>, TANG Hong-cai<sup>2</sup>

(1. Key Laboratory for Highway Construction Technology and Equipment of Ministry of Education,

Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China; 2. Xuzhou Heavy Machinery Co Ltd,

Xuzhou Construction Machinery Group, Xuzhou 221004, Jiangsu, China)

**Abstract:** In order to study the effects of mass center on working performance of tyre roller, this paper analyzed the effects of mass center on dynamic distribution of axle-load, compaction operating quality, straight-line running and rolling resistance, and the analysis was also verified by the testing of 26 t tyre roller. The results show that: the height of mass center influences the dynamic distribution of axle-load, and a lower height of mass center is better, otherwise it will not only affect the adhesion ability of front and rear axle but also affect the start accelerating and climbing performance of whole machine; the mass center should be in the machine's geometric centerline to make sure the symmetry of the overlapping front and rear wheels, which is conducive to the straight-line running and less rolling resistance; the horizontal position of mass center in the machine's geometric centerline between front and rear wheel axis should be sure to make the average unit pressure of ground of front and rear wheels alike, which can ensure the compaction efficiency and uniformity. 5 tabs, 3 figs, 8 refs.

**Key words:** mechanical engineering; tyre roller; mass center; axle-load; operating quality; straight-line running; rolling resistance

0 引言

轮胎压路机是通过充气轮胎对铺层材料施加静力压实和揉搓作用的压实机械,通过反复碾压使得压实层均匀密实,且不会造成集料破碎。轮胎气压可进行人工或自动调节,或通过增减配重,可以改变轮胎的接地比压,从而扩大轮胎压路机的使用范围,能够满足不同类型材料的压实作业,并能保证路面的碾压质量。因此,轮胎压路机在道路施工中得到了广泛的使用。

轮胎压路机是依靠自身质量压实的,质心是它的一个基本参数。但是,现有的文献主要是分析质心对压路机稳定性的影响,而质心的高度会影响轴荷的动态分配,在起步停车和爬坡过程中,不仅影响前、后桥附着能力的大小,而且影响整机的起步加速和爬坡性能;在水平面,质心与整机几何中心线的重叠与否,对整机的直线行驶性能和滚动阻力将产生较大影响<sup>[1-3]</sup>。为此,本文主要探讨质心对轴载荷的动态分配、压实作业质量、直线行驶、滚动阻力等工作性能的影响,为压路机的设计与使用提供依据。

1 轴载荷的动态分配

轴载荷在前后驱动桥上的分配不但决定了轮胎的接地比压,而且决定了每个轴上可以获得的附着力的多少,直接影响整机的加速性能和爬坡性能。

依据轮式车辆行驶理论,轮胎压路机前、后轮的运动中心的理论速度  $V_g$ 、 $V_t$  及整机的质心理论速度  $V_T$  是相等的<sup>[4]</sup>。即

$$V_T = V_t = V_g \tag{1}$$

将式(1)对时间  $t$  进行求导,可得

$$\frac{dV_T}{dt} = \frac{dV_t}{dt} = \frac{dV_g}{dt} \tag{2}$$

从而可得加速度  $a$  为

$$a = (1 - \delta_t)\epsilon_t R_t = (1 - \delta_g)\epsilon_g R_g \tag{3}$$

式中:  $\epsilon_t$ 、 $\epsilon_g$  分别为后轮、前轮旋转角加速度 ( $\text{rad/s}^2$ );  $\delta_t$ 、 $\delta_g$  分别为后轮、前轮的滑转率(%);  $R_t$ 、 $R_g$  分别为后轮、前轮的动力半径(m)。

压路机在起步加速阶段,其加速惯性阻力  $F$  等于平移质量惯性阻力  $F_i$  和旋转质量惯性阻力  $F_j$  之和,即

$$F = F_i + F_j \tag{4}$$

由于轮胎既平动又转动,故当轮胎加速滚动时,总的惯性阻力为

$$F = F_i + F_j = Ma + \frac{J_t \epsilon_t}{R_t} + \frac{J_g \epsilon_g}{R_g} \tag{5}$$

式中:  $J_t$ 、 $J_g$  分别为后轮、前轮的转动惯量 ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ );  $M$  为整机质量 ( $\text{kg}$ )。

联立式(3)、式(5),可得

$$F = Ma + \left( \frac{J_g a}{R_g^2 (1 - \delta_g)} + \frac{J_t a}{R_t^2 (1 - \delta_t)} \right) = \left[ 1 + \frac{1}{M} \left( \frac{J_g}{R_g^2 (1 - \delta_g)} + \frac{J_t}{R_t^2 (1 - \delta_t)} \right) \right] Ma \tag{6}$$

令

$$\lambda = 1 + \frac{1}{M} \left( \frac{J_g}{R_g^2 (1 - \delta_g)} + \frac{J_t}{R_t^2 (1 - \delta_t)} \right) \tag{7}$$

则式(6) 可记为

$$F = \lambda Ma \tag{8}$$

式中:  $\lambda$  为当量惯性质量换算系数,即为将旋转质量的惯性力等效地叠加到平移质量上时,使平移质量扩大的倍数。

轮胎压路机在水平地面上 ( $\theta = 0, a \neq 0$ ) 起步停车,爬坡 ( $\theta \neq 0, a = 0$ ) 匀速工况下受力分析如图 1 所示。

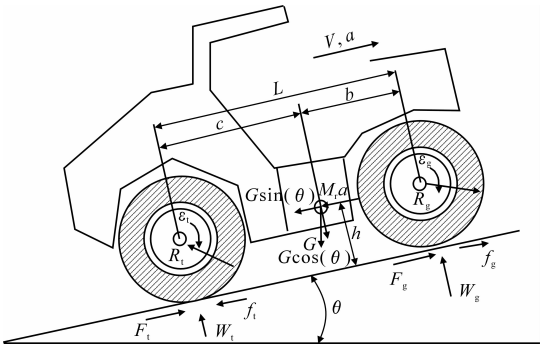


图 1 轮胎压路机受力分析

图 1 中:  $\theta$  为地面与水平面夹角( $^\circ$ );  $L$  为前后轮轴距(m);  $b$ 、 $c$  分别为前、后轮轴到质心的水平距离(m);  $h$  为质心高度(m);  $G$  为压路机整机重力(N);  $f_g$ 、 $f_t$  分别为前轮胎和后轮胎所受地面行驶阻力(N);  $F_g$ 、 $F_t$  分别为由前、后轮驱动液压马达扭矩所产生的切线牵引力(N);  $W_g$ 、 $W_t$  分别为前、后轮所受沿路面法向方向上的作用力(N);  $M_r a$  为压路机起步加速或停车减速阶段所产生的惯性力(N),作用在质心,其方向与加速度方向相反;  $V$  为行驶速度。

由于压路机行驶速度较低,故可忽略空气阻力。

(1) 当压路机在水平地面上静止或匀速行驶时,  $\theta = 0, a = 0$ , 当量质量  $M_r = M$ , 前、后车轴载荷  $W_{g0}$ 、 $W_{t0}$  分别为

$$\left. \begin{aligned} W_{g0} &= G \frac{c}{L} \\ W_{t0} &= G \frac{b}{L} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

(2) 当压路机起步加速或停车减速时,  $\theta = 0$ ,  $a \neq 0, M_r \neq M$ , 利用达朗伯原理分别对轮胎接地点(设为 A、B ) 取矩

$$\left. \begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ \sum M_B &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

即

$$\left. \begin{aligned} M_r a h - G c + W_g L &= 0 \\ M_r a h - G b + W_t L &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

又  $M_r = \lambda M$ , 从而可得前、后轴载荷分别为

$$\left. \begin{aligned} W_g &= (G c - \lambda M a h) / L \\ W_t &= (G b - \lambda M a h) / L \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

前、后轴载荷变化分别为

压路机起步加速( $a > 0$ )

$$\left. \begin{aligned} \Delta W_g &= W_g - W_{g0} = -\lambda M a h / L \\ \Delta W_t &= W_t - W_{t0} = \lambda M a h / L \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

压路机停车减速( $a < 0$ )

$$\left. \begin{aligned} \Delta W_g &= W_g - W_{g0} = \lambda M |a| h / L \\ \Delta W_t &= W_t - W_{t0} = -\lambda M |a| h / L \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

(3) 当压路机以速度  $V$  爬坡行驶时,  $\theta > 0, a = 0, M_r = M$ , 计算得前、后轴载荷分别为

$$\left. \begin{aligned} W_g &= (G c \cos(\theta) - G h \sin(\theta)) / L \\ W_t &= (G b \cos(\theta) - G h \sin(\theta)) / L \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

前、后轴载荷变化分别为

$$\left. \begin{aligned} \Delta W_g &= W_g - W_{g0} = G \frac{c(\cos(\theta) - 1) - h \sin(\theta)}{L} \\ \Delta W_t &= W_t - W_{t0} = G \frac{b(\cos(\theta) - 1) + h \sin(\theta)}{L} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

从以上分析可以看出, 由于整车质心高度  $h$  等参数的影响, 起步停车过程和爬坡过程中, 前、后轴载荷是动态变化的, 而且前轮轴载荷减少(或增加)的载荷与后轮增加(或减少)的载荷相等。这说明压路机总的质量在起步停车和爬坡过程中进行重新分配, 导致了两车轴载荷的动态变化: 起步加速时后轮轴载荷增大, 前轮轴载荷减小, 即部分质量向后轮转移; 停车减速时前轮轴载荷增大, 后轮轴载荷减小, 即部分质量向前轮转移, 转移量即为前、后轴载荷相对于平稳状态的差值。

行走系统的驱动力与前后轮附着能力有关, 由于轮胎压路机前、后轮附着系数的不同, 同样的附着质量会产生不同的切线牵引力。因此, 前、后轮荷载

的变化会使前、后轮的路面附着能力产生显著的差异, 同时由于后桥承重的动态变化, 会引起轮胎动力半径的动态变化。对于大吨位的轮胎压路机来说, 由于其质量较大, 当质心高度  $h$  较大时, 前、后轮轴载荷的变化值也较大, 在起步停车和爬坡过程中, 不仅影响前、后桥附着能力的大小, 而且影响整机的起步加速和爬坡性能<sup>[5]</sup>。

## 2 作业质量

表 1 是某前 5 后 6 轮胎的 26 t 轮胎压路机的整机质量参数测定结果<sup>[6-7]</sup>; 图 2 是测得的质心水平坐标图。由于该压路机的质心偏离了它的几何中心线, 导致前后轮胎两旁的重叠度不对称, 测试结果见下页表 2 及图 3。前后轮胎两旁的重叠度不对称的直接影响, 会造成路面压实度的不均匀。须指出, 在沥青路面的最终成型压实时, 特别是沥青路面表面层的压实中, 轮胎压路机是路面的终压设备, 它的压实平整度和均匀性是作业质量的主要追求。另外, 质心在前、后轮轴线之间的位置, 决定了前、后轮轴载荷的大小比例, 在轮胎充气压力和轮胎数目一定的情况下, 也就决定了前、后轮的平均接地比压是否相同。下页表 3 为平均接地比压测试结果。结果表明, 因轮胎压路机质心与几何中心线的偏离, 致使前、后轮的平均接地比压相差近 6%, 这无疑影响了压实均匀性与压实效率<sup>[8]</sup>。

表 1 整机质量参数测定结果

项目	测试值	
	工作质量	最大工作质量
整机质量/kg	24 800	25 560
前桥分配质量/kg	10 300	10 616
后桥分配质量/kg	14 500	14 944
左侧分配质量/kg	12 238	12 614
右侧分配质量/kg	12 562	12 946

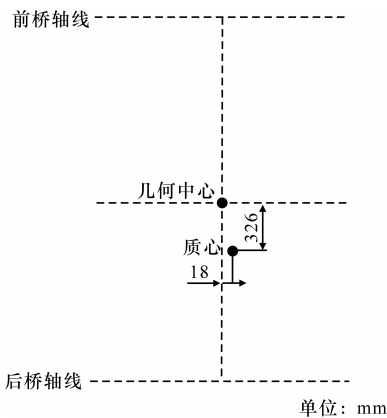


图 2 质心水平坐标

表 2 轮胎充气压力为 0.35 MPa 时重叠度测定结果

前轮 编号	后轮 编号	第一次测量/ mm	第二次测量/ mm	平均/ mm
1	1	65	56	60.5
	2	42	48	45.0
2	2	57	54	55.5
	3	41	44	42.5
3	3	56	57	56.5
	4	36	42	39.0
4	4	40	56	48.0
	5	47	35	41.0
5	5	57	52	54.5
	6	39	42	40.5
平均值		48	48.6	48.3

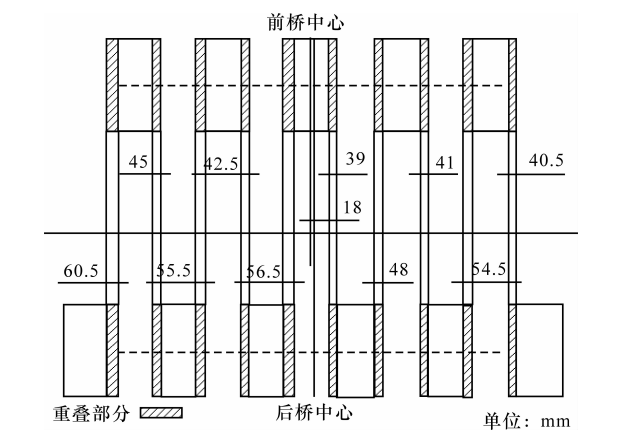


图 3 轮胎充气压力为 0.35 MPa 时前、后轮重叠度

表 3 轮胎充气压力为 0.35 MPa 时平均接地比压测定结果

桥荷/t		轮胎号	最大工作质量时					
			接地面积/ cm <sup>2</sup>	均值/ cm <sup>2</sup>	差值	标准 差	平均接地比 压/kPa	
前 桥	11.42	前 轮	1	578.7	578.2	0.46	20.2	387.1
			2	589.7		11.46		
			3	553.7		−24.54		
			4	609.4		31.16		
			5	559.7		−18.54		
后 桥	14.52	后 轮	1	611.3	654.3	−42.97	30.1	362.5
			2	712.0		57.73		
			3	660.0		5.73		
			4	644.0		−10.27		
			5	655.2		0.93		
			6	643.1		−11.17		

注:轮胎号顺序是从左至右。

3 直线行驶性能

一般来说,中国产的轮胎压路机只有后轮驱动。因此,如图 2 所示,当压路机的质心偏离了它的几何中心线时,后轮的牵引力将对质心形成一个力矩,这

将导致压路机直线行驶时跑偏,直线行驶性能变差,操作性能变差。实测试验在平坦的沥青路面上进行,结果见表 4,因质心偏离位于几何中心线右后侧,在直线行驶时则向左跑偏,且正向跑偏较反向跑偏严重。

表 4 直线行驶性能试验结果

方向	项目				
	行驶长度/ m	行驶速度/ (m·s <sup>−1</sup> )	跑偏 角度	跑偏距离/ m	备注
正向	46.13	0.761	3°55′51″	3.17	偏左
反向	46.15	0.649	1°52′27″	1.51	偏左

4 滚动阻力

一般情况下,测得以速度 1.5 m/s 行驶的压路机行驶阻力系数在 0.01~0.02 范围内,当压路机的质心偏离了它的几何中心线时,所造成的另一后果是压路机的滚动阻力变大。表 5 为本试验机在平坦沥青路面上的实测结果,其中前进、后退时的行驶阻力系数均大于 0.03,较正常值高,将导致能耗和尾气排放量增加。

表 5 I 档 1.5 m/s 直线行驶阻力的试验结果

方 向	次数/ 次	项目					
		行驶速 度/ (m·s <sup>−1</sup> )	高压腔 压力/ MPa	低压腔 压力/ MPa	驱动液压 马达转速/ (r·min <sup>−1</sup> )	行驶 阻力/ kN	行驶 阻力 系数
前 进	1	1.525	6.6	2.5	1 450	8.2	0.033
	2	1.565	7.3	2.5	1 488	9.6	0.038
	3	1.558	6.3	2.5	1 481	7.6	0.030
	平均	1.549	6.7	2.5	1 473	8.5	0.034
后 退	1	1.569	6.6	2.5	1 492	8.2	0.033
	2	1.494	6.7	2.4	1 421	8.6	0.034
	3	1.496	6.1	2.5	1 423	7.2	0.029
	平均	1.520	6.5	2.5	1 445	8.0	0.032

5 结 语

(1)质心的高度会影响轴载荷的动态分配,当质心较高时,前后轮载荷的变化值也较大,在起步停车和爬坡过程中,不仅影响前、后桥附着能力的大小,而且影响整机的起步加速和爬坡性能。因此,从整机稳定性和轴载荷的动态分配来看,质心高度应尽量取较低值。

(2)在水平面,质心应在整机的几何中心线上,使前、后轮胎两旁的重叠度对称,这不仅对路面压实的平整度和均匀性有利,而且有利于保证整机的直线行驶性能和有较小的滚动阻力。

(3)在水平面,在轮胎充气压力和轮胎数目一定的情况下,应按前、后轮轴荷的大小比例,决定质心在前、后轮轴线之间的位置,使前、后轮的平均接地比压接近,保证压实的效率与均匀性。

参考文献:

References:

[ 1 ] 吴永平,姚怀新. 工程机械设计[M]. 北京:人民交通出版社,2005.

[ 2 ] 徐永杰. 轮胎压路机压实特性的分析与作业参数的确定[J]. 公路,2006(10):141-144.

XU Yong-jie. Compaction characteristics and operation parameters determination of tyre roller[J]. Highway,2006(10):141-144.

[ 3 ] 周保刚,王继贤,杜西义. 轮胎压路机驱动方式的对比分析[J]. 筑路机械与施工机械化,2009,26(1):67-68.

(上接第 100 页)

机所搅拌混凝土的宏观匀质性指标不合格;在 20 s 时,双螺旋轴搅拌机所搅拌的混凝土抗压强度比双卧轴搅拌机在 30 s 时所搅拌的混凝土抗压强度提高 2.4%;在相同的搅拌条件下,双螺旋轴搅拌机搅拌混凝土时,电机的电流平均值比双卧轴搅拌机降低 6.9%。

参考文献:

References:

[ 1 ] 赵利军. 双卧轴搅拌机参数优化及其试验研究[D]. 西安:长安大学,2002.

[ 2 ] 姚运仕. 双叶片搅拌机参数优化及其试验研究 [D]. 西安:长安大学,2004.

[ 3 ] 江建卫. 周期式振动搅拌机的试验研究[D]. 西安:长安大学,1998.

[ 4 ] 赵利军,杜占领,冯忠绪. 新型振动搅拌装置的试验研究[J]. 中国公路学报,2005,18(2):120-122.

ZHAO Li-jun,DU Zhan-ling,FENG Zhong-xu. Experimental research on new vibratory mixer[J]. China Journal of Highway and Transport,2005,18(2):120-122.

[ 5 ] 冯忠绪,赵利军,姚运仕,等. 搅拌机低效区及其消除

ZHOU Bao-gang,WANG Ji-xian,DU Xi-yi. Comparison and analysis of drive mode of tyre roller[J]. Road Machinery & Construction Mechanization,2009,26(1):67-68.

[ 4 ] 姚怀新. 工程机械底盘及其液压传动理论[M]. 北京:人民交通出版社,2002.

[ 5 ] 唐红彩,刘 龙,沈建军,等. 单钢轮振动压路机惯性载荷的探讨[J]. 建筑机械,2009(11):68-70.

TANG Hong-cai,LIU Long,SHEN Jian-jun,et al. Investigation of inertial load on full hydraulic single drum vibratory rollers[J]. Construction Machinery,2009(11):68-70.

[ 6 ] JB/T 10473—2005,轮胎压路机[S].

[ 7 ] GB/T 18148—2000,压实机械压实性能试验方法[S].

[ 8 ] 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.

方法[J]. 长安大学学报:自然科学版,2005,25(6):82-85.

FENG Zhong-xu,ZHAO Li-jun,YAO Yun-shi,et al. Mixing inefficient zone of concrete mixer and its eliminating methods[J]. Journal of Chang'an University : Natural Science Edition,2005,25(6):82-85.

[ 6 ] 朱春光. 混凝土“抱轴”产生的原因与消除浅析[J]. 建筑机械,2001(7):64.

ZHU Chun-guang. The reason of “concrete embrace axis” and its eliminating methods[J]. Construction Machinery,2001(7):64.

[ 7 ] 刘亚娟. 双螺带搅拌机搅拌参数的试验研究[D]. 西安:长安大学,2007.

[ 8 ] GB/T 9142—2000,混凝土搅拌机[S].

[ 9 ] 许 安,崔建飞,江建卫,等. 混凝土搅拌机性能评定指标的探讨[J]. 西安公路交通大学学报,1999,19(2):70-72.

XU An,CUI Jian-fei,JIANG Jian-wei,et al. Discussion of the evaluating index of the concrete mixer performance[J]. Journal of Xi'an Highway University,1999,19(2):70-72.

[10] 王卫中. 双卧轴搅拌机工作装置的试验研究[D]. 西安:长安大学,2004.