

文章编号:1671-8879(2018)04-0111-08

# 双钢轮振动压路机行走速度稳定性分析

朱武威<sup>1,2</sup>, 李 雨<sup>1,2</sup>, 姚运仕<sup>1,2</sup>, 冯忠绪<sup>1,2</sup>

(1. 长安大学 公路养护装备国家工程实验室, 陕西 西安 710064;

2. 长安大学 道路施工技术装备教育部重点实验室, 陕西 西安 710064)

**摘 要:**为了改进双钢轮振动压路机行走速度的稳定性,进一步提高路面的压实质量,从组成行走系统各部件工作特性对行走速度稳定性的影响进行理论分析和试验研究。通过对双钢轮振动压路机行走系统分析,得到影响压路机行走系统速度稳定性的若干因素;通过频域分析得到双钢轮振动压路机行走液压驱动系统的数学模型,给出了双钢轮振动压路机行走系统速度刚度的理论公式和行走系统的传递函数模型。研究表明:双钢轮振动压路机行走系统速度稳定性的主要影响因素有行走系统各组成部分的减速比、行走液压系统的动态特性、轮边减速器的工作效率以及发动机的调速及匹配特性;通过对压路机行走系统进行合理匹配,提高行走液压系统及轮边减速器的工作效率,改善发动机的调速特性以及微调行走泵排量等措施,能够在一定程度上提高双钢轮振动压路机行走系统的速度稳定性;压路机行走系统由比例部分、一阶微分部分、二阶微分部分构成,其中比例部分参数取决于钢轮的轮边减速器,一阶微分部分是由行走液压系统的油液泄漏及其体积压缩引起的,二阶微分部分是一个比较复杂的二阶系统,主要受液压系统参数和行走系统结构参数等的影响。该分析为双钢轮振动压路机行走系统的参数匹配和性能优化提供了理论依据。

**关键词:**机械工程;压路机;速度刚度;系统特性;传递函数

中图分类号:U415.521

文献标志码:A

## Analysis of speed stability of traction system of double-drum vibratory roller

ZHU Wu-wei<sup>1,2</sup>, LI Yu<sup>1,2</sup>, YAO Yun-shi<sup>1,2</sup>, FENG Zhong-xu<sup>1,2</sup>

(1. National Engineering Laboratory for Highway Maintenance Equipment, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China; 2. Key Laboratory of Road Construction Technology and Equipment of Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China)

**Abstract:** The main factors influencing the speed stability of the travelling system of double-drum vibratory rollers were studied, with the aim of improving the speed stability of the system as well as the compaction quality of pavements. By analyzing the control principle of the travelling system of a double-drum vibratory roller, the kinematics and dynamics of the components of the system were analyzed. Several factors affecting the speed stability were determined by analyzing the components of the travelling system, and a mathematical model of the hydraulic power system of the traction system was obtained via frequency domain analysis. Finally, a theoretical formula for speed stiffness and a transfer function model of the travelling system of vibratory rollers were

收稿日期:2018-01-11

基金项目:国家自然科学基金项目(51208044, 51508031);陕西省自然科学基金基础研究计划项目(2017JM5105);

中央高校基本科研业务费专项资金项目(310825163408, 310825171011)

作者简介:朱武威(1979-),男,河南睢县人,讲师,工学博士研究生,E-mail:14348201@qq.com。

obtained. The results of show that the main factors influencing the speed stability of the travelling system include the reduction ratio of the components of the travelling system, the working efficiency of the travelling hydraulic system and the wheel reducer, and the speed regulation and matching features of the engine. Methods such as matching the parameters of the travelling system, improving the working efficiency of the travelling system and the wheel edge reducer, improving the speed regulating characteristics of the engine, and fine-tuning the pump displacement are considered to improve the speed stability of the travelling system of the double-drum vibratory roller. The model of the travelling system of the vibratory roller consisted of a proportional link, first-order differential link, and second-order differential link. The parameters of the proportional link depend on the wheel edge reducer. The first-order differential link is driven by oil leakage and the volume compression of the hydraulic power system. The second-order differential link is a complex system, mainly influenced by the parameters of the hydraulic system and the structural parameters of the vibratory roller. The results provide a theoretical basis for parameter matching and performance optimization of the travelling system. 2 tabs, 6 figs, 26 refs.

**Key words:** mechanical engineering; vibratory roller; speed stiffness; system performance; transfer function

## 0 引言

压路机是一种公路施工中常用的机械设备<sup>[1-4]</sup>,作为一种非牵引式工程机械,压实质量是评价其性能的主要指标<sup>[5-6]</sup>,而压实过程中行走速度的稳定性是影响压路机压实质量的主要因素<sup>[7-10]</sup>。行走速度稳定性对压实质量的影响主要表现为:实际平稳压实作业过程中,由于铺层材料特性及压实工艺的需要,压路机行走系统所受的外界负载不断波动<sup>[11-13]</sup>,而压路机实际的行走速度也处于时刻波动的状态,影响着铺层压实度的纵向均匀性,且容易造成推料等现象<sup>[14-16]</sup>。

目前国外学者对于行走速度稳定性的研究主要集中于高速行驶的车辆上,对压路机行走速度稳定性的研究较少。例如 Ang 等研究了地基刚度变化、列车运行速度及轨道不平行度等因素对高速列车速度稳定性的影响,并分析了跳轮对列车动力响应的影响<sup>[17]</sup>。Okada 等研究了气动外形与高速行驶车辆速度稳定性的关系,阐明了车辆转向过程中所受的空气动力对车辆速度的影响<sup>[18]</sup>。Jang 等研究了航空动力上的主动磁力轴承控制改进速度带来的稳定性问题,阐明了主动磁力轴承转速不稳定现象发生的时机<sup>[19]</sup>。Feng 等针对速度控制系统问题,提出了将非耦合算法转换为耦合算法,以提高收敛速度非耦合算法的稳定性,来解决其速度稳定性问题<sup>[20]</sup>。以上研究成果给出了影响高速列车速度稳

定性的相关因素,但不适用于压路机这类非牵引式工程机械,因此,无法用于解决压路机行走速度稳定性的问题。

中国学者对于行走速度稳定性的研究主要集中在摊铺机、铣刨机上。顾海荣等对影响铣刨鼓切削速度稳定性的因素进行了研究,指出铣刨液压系统的速度刚度是影响铣刨鼓切削速度稳定性的重要因素<sup>[21]</sup>。文献[22]中提出了一种参数自适应模糊比例-积分-微分(PID)控制算法用于摊铺机的恒速控制,通过仿真证明了该控制算法能够改善摊铺效果。郝守庆等提出通过对高速档下电子踏板控制曲线进行柔性设定,进一步提高行驶系统的稳定性<sup>[23]</sup>。

以上文献针对系统组成、控制策略等方面开展了研究工作,提供了相关思路,但是未结合压路机的特点进行行走系统的机理分析,未从系统特性层面分析行走系统速度稳定性的影响因素。本文在对双钢轮振动压路机进行系统分析的基础上,得出了其行走系统的传递函数模型。通过对模型进行分析,进一步阐明了影响其行走速度稳定性的各因素。

## 1 双钢轮振动压路机行走系统分析

为了研究压路机压实过程中的速度稳定性,对双钢轮振动压路机行走系统的速度刚度进行定义。压路机行走系统的速度刚度是指行走系统速度对外负载变化的敏感程度,其计算式为

$$K = \frac{\partial F}{\partial V} \quad (1)$$

式中:  $K$  为压路机行走系统的速度刚度;  $\partial F$  为一段时间内行走系统所受外界阻力的变化值;  $\partial V$  为该段时间内由于外界阻力变化导致的压路机行驶速度的波动值。

双钢轮振动压路机外观如图 1 所示。振动压路机行驶过程中, 液压行走系统所受的行走阻力主要为钢轮与地面之间的摩擦阻力。为了分析压路机行走系统速度刚度的主要影响因素, 对双钢轮振动压路机行走系统进行力学分析, 如图 2 所示。其中,  $G_1$ 、 $G_2$  分别为作用在前、后钢轮上的重力;  $M_{d1}$ 、 $M_{d2}$  分别为前、后钢轮液压马达提供的驱动扭矩;  $F_{k1}$ 、 $F_{k2}$  分别为地面对前、后钢轮的反作用力;  $F_{f1}$ 、 $F_{f2}$  分别为前、后钢轮所受的摩擦阻力;  $N_1$ 、 $N_2$  分别为地面对前、后钢轮的支撑力。双钢轮前后钢轮基本一致, 液压件规格相同, 所以有:  $M_{d1} = F_{t1} r_{g1}$ ,  $M_{d2} = F_{t2} \cdot r_{g2}$ ;  $r_{g1} = r_{g2}$ ,  $F_{t1} = F_{t2}$ ,  $F_T = F_{t1} + F_{t2}$ 。因此, 可以认为双钢轮驱动力前后一致, 总驱动力是单轮驱动力的 2 倍, 所以总驱动扭矩  $M_d = F_T r_g$ 。其中:  $F_T$  为行走液压马达提供的总驱动力;  $F_{t1}$ 、 $F_{t2}$  分别为行走液压马达对前、后钢轮的驱动力;  $r_{g1}$ 、 $r_{g2}$  分别为前、后钢轮的动力半径。



图 1 双钢轮振动压路机外观

Fig. 1 View of double-drum vibratory roller

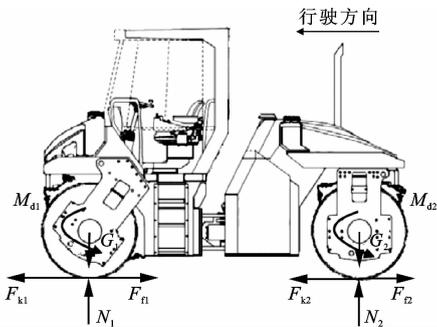


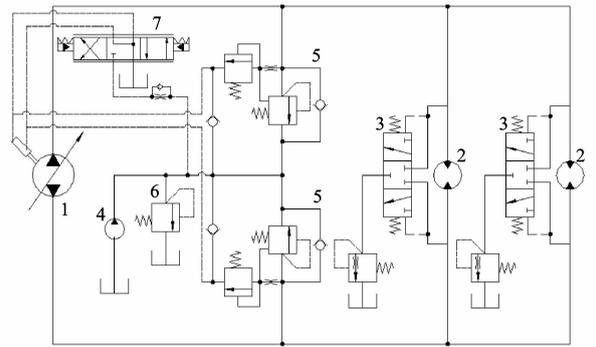
图 2 双钢轮振动压路机行走系统受力分析

Fig. 2 Load conditions of travelling system of double-drum vibratory roller

双钢轮振动压路机行走液压系统如图 3 所示<sup>[24]</sup>。由图 3 可知, 柴油发动机驱动行走泵 1 工作, 液压油经液阀和液压管路将动力传至行走液压马达 2, 行走液压马达通过振动钢轮的轮边减速器将动力传递给钢轮, 并驱动钢轮转动<sup>[25]</sup>。行驶过程中, 前后行走液压马达提供的总驱动力  $F_T$  可表示为

$$F_T = 2 \frac{\Delta p q_m i}{20 \pi r_g} \eta_{mj} \eta \quad (2)$$

式中:  $\Delta p$  为平稳作业过程中压路机行走液压系统高低压腔压差;  $q_m$  为前后行走液压马达的工作排量;  $\eta_{mj}$  为液压马达的机械效率;  $i$  为钢轮轮边减速器的速比;  $\eta$  为传动效率;  $r_g$  为钢轮的动力半径。



1-行走泵; 2-行走液压马达; 3-冲洗阀; 4-补油泵; 5-单向溢流阀; 6-旁路溢流阀; 7-变量伺服阀

图 3 双钢轮振动压路机行走系统液压

Fig. 3 Hydraulic circuit of traction system of double-drum vibratory roller

由于前后钢轮行走液压马达的型号相同, 因而假设在平稳压实过程中前后轮行走液压马达的转速和容积效率相同, 则由流量连续性方程可得

$$\frac{n_p q_p}{60} \eta_{pr} = \frac{2 n_m q_m}{60 \eta_{mr}} \quad (3)$$

式中:  $n_p$  为行走泵转速;  $q_p$  为行走泵工作排量;  $\eta_{pr}$  为行走泵容积效率;  $n_m$  为前后轮行走液压马达的转速;  $\eta_{mr}$  为前后轮行走液压马达的容积效率。

双钢轮振动压路机的实际行走速度  $V$  为

$$V = \frac{n_m r_g \pi}{30 i} \quad (4)$$

联立式(3)、式(4)可得

$$V = \frac{\pi r_g n_p q_p \eta_{pr} \eta_{mr}}{60 q_m i} \quad (5)$$

对于行走泵, 由于其动力输入轴直接与发动机相连, 考虑到行走泵的机械效率, 则在平稳作业中, 发动机分配至行走驱动泵的扭矩可以表示为

$$M_p = \frac{\Delta p q_p}{20 \pi \eta_{pj}} \quad (6)$$

式中: $M_p$  为发动机分配至行走驱动泵的扭矩; $\eta_{pi}$  为行走泵的机械效率。

联立式(2)、式(6)可得

$$F_T = \frac{4q_m i M_p \eta_{pi} \eta_{mi} \eta}{q_p r_g} \quad (7)$$

由于在平稳压实过程中,发动机输出扭矩主要集中在行走系统及振动系统。假设发动机用于克服振动系统工作负载的扭矩值恒定,其用于克服行走系统工作负载的扭矩与转速  $n_p$  之间的关系函数  $f(n_p)$  为

$$M_p = f(n_p) \quad (8)$$

联立式(5)、式(7)、式(8)可得,压路机行走系统平稳作业时,行走系统的总驱动力与实际行走速度之间的关系为

$$F_T = \frac{240q_m^2 i^2 \eta_{pi} \eta_{mi} \eta f(n_p)}{\pi q_p^2 r_g^2 \eta_{pr} \eta_{mr} n_p} V \quad (9)$$

由此可得,压路机行走系统的速度刚度为

$$K = \frac{240q_m^2 i^2 \eta_{pi} \eta_{mi} \eta f(n_p)}{\pi q_p^2 r_g^2 \eta_{pr} \eta_{mr} n_p} \quad (10)$$

## 2 双钢轮振动压路机行走速度刚度

对式(10)进行分析,可知:

(1)行走系统的各部分减速比是其速度刚度的主要影响因素之一,行走液压系统及轮边减速器的减速比越大,则压路机的行走系统速度刚度就越高。钢轮的动力半径越小,则压路机行走过程中的速度刚度越大,而其各组成部分的减速比取决于压路机的设计参数及发动机与行走液压系统的合理匹配,因而合理配置压路机行走系统的减速比对于提高其速度刚度有十分重要的意义。

(2)行走液压系统及轮边减速器的工作效率是影响压路机行走系统速度刚度的另一因素。由于作业过程中外界负载的波动造成行走液压系统的工作效率不断变化,从而影响压路机行走系统的速度刚度。因此,选用制造精度较高的液压元件,将各元件的常用工况匹配到高效区内,能够在一定程度上提高行走系统的速度刚度。

(3)发动机的调速特性同样也对压路机的行走系统速度刚度有重要影响。一般的,为了保证压路机的作业质量,其作业过程中所受的负载平均值应匹配到发动机的调速区段内,同时需要保证作业过程中所受负载的最大值也尽可能在调速区段内。在此基础上,选用调速性能更好的发动机有助于提高压路机行走系统的速度稳定性。

(4)增大行走变量泵的排量可在一定程度上提升行走系统的速度刚度。压路机实际作业过程中行走泵及行走液压马达的排量不变,但是通过式(10)可以发现,当压路机行走系统的工作阻力上升时,其实际行走速度会有一定程度的下降;若此时适当增大行走变量泵的工作排量,则可一定程度上缓和实际行走速度的下降幅度,从而使双钢轮振动压路机的行走速度保持稳定。因而,对行走泵排量进行微调能够在一定程度上改善行走系统的速度刚度。

可见,影响压路机行走系统速度稳定性的因素主要有行走系统各组成部分的减速比,行走液压系统及轮边减速器的工作效率,以及发动机的调速及匹配特性。因而提高行走系统速度刚度的方法主要有:对压路机行走系统进行合理匹配,提高行走液压系统及轮边减速器的工作效率,改善发动机的调速特性以及微调行走液压马达排量。然而,上述对于压路机行走系统速度刚度的分析均是基于静态下考虑的,无法从系统特性角度分析系统参数对速度刚度的影响。因而,对双钢轮振动压路机行走液压驱动系统的特性进行分析非常必要。

## 3 压路机行走液压驱动系统的特性

双钢轮振动压路机的行走系统主要由轮边减速器、钢轮和行走液压驱动系统组成<sup>[26]</sup>。为分析压路机行走液压驱动系统的特性,笔者建立了行走液压驱动系统的传递函数模型。

由上述的理论分析可知,双钢轮振动压路机的结构参数、路面状况基本是不可调整的,且发动机工作参数、减速器的速比等一旦选定,调整难度较大。因此,为了改善双钢轮振动压路机的行走系统特性,应优先调整液压系统参数,如泵、液压马达的排量及排量变化规律。由此可见,正确建立控制行走变量泵排量变化的电信号和行走液压马达转速之间的传递函数是研究行走液压系统特性的关键。行走变量泵的工作排量为

$$D_p = K_p \gamma(s) \quad (11)$$

式中: $K_p$  为泵的排量梯度; $\gamma(s)$  为泵的斜盘倾角函数, $s$  为变量参数; $D_p$  为泵的弧度排量。

假设前后钢轮的行走液压马达的工作状态和受力情况一样,不考虑低压腔的外泄,仅考虑行走液压马达高压油路和行走变量泵引起的流量变化,依据流量连续性方程可得

$$K_p \omega_p \gamma(s) = 2D_m \omega_m(s) + \left( C_t + \frac{V_0}{\beta_e} s \right) P_p(s) \quad (12)$$

式中: $\omega_m(s)$ 为行走液压马达的角速度函数; $D_m$ 为行走液压马达的弧度排量; $\omega_p$ 为行走泵的角速度; $C_t$ 为行走泵及前后钢轮行走液压马达的泄露系数之和; $V_0$ 为行走液压系统高压油路的总容积; $P_p(s)$ 为行走泵的进出口压差函数; $\beta_c$ 为液压油等效体积弹性模量。

忽略行走液压马达输出轴的弹性变形,可得行走液压马达力矩平衡方程的增量拉普拉斯变换式为

$$2D_m P_p(s) = (J_m s + B_m) \omega_m(s) + T_L(s) \quad (13)$$

式中: $B_m$ 为前后钢轮行走液压马达及负载折算到行走液压马达输出轴上的等效黏性阻尼系数之和; $J_m$ 为前后钢轮行走液压马达及负载折算到液压马达输出轴上的等效转动惯量之和; $T_L(s)$ 为作用在前后钢轮行走液压马达输出轴上的外负载扭矩之和。

综合(12)、式(13)可得

$$\omega_m(s) = \left[ 2D_m K_p \omega_p \gamma(s) - \left( C_t + \frac{V_0}{\beta_c} s \right) T_L(s) \right] \cdot \left[ \frac{V_0 J_m}{\beta_c} s^2 + \left( C_t J_m + \frac{V_0 B_m}{\beta_c} \right) s + C_t B_m + 4D_m^2 \right]^{-1} \quad (14)$$

压路机实际作业中行走液压马达提供的驱动力 $F_T$ 和液压马达输出轴上的负载扭矩之间的关系为

$$T_L = \frac{F_T r_g}{i \eta} \quad (15)$$

斜盘倾角 $\gamma$ 与控制电信号 $U(s)$ 间的比例系数为 $k_t$ ,根据式(15)、式(14)可得,控制电信号与实际速度的传递函数关系 $V(s)$ 为

$$V(s) = \left[ \frac{2r_g D_m K_p \omega_p k_t}{i} U(s) - \left( C_t + \frac{V_0}{\beta_c} s \right) \frac{r_g^2}{i^2} F_f(s) \right] \cdot \left[ \frac{V_0 J_m}{\beta_c} s^2 + \left( C_t J_m + \frac{V_0 B_m}{\beta_c} \right) s + C_t B_m + 4D_m^2 \right]^{-1} \quad (16)$$

可知,控制行走变量泵排量变化的电信号是行走液压系统的激励,振动钢轮的行驶阻力是其干扰,而压路机的实际行走速度是响应。输入信号 $U(s)$ 与 $F_T$ 同时作用于行走液压驱动系统时,其总输出是两输出的线性叠加,故可得控制电信号与速度响应的传递函数关系 $G_1(s)$ 为

$$G_1(s) = \frac{V(s)}{U(s)} = \frac{2r_g D_m K_p \omega_p k_t}{i} \cdot \left[ \frac{V_0 J_m}{\beta_c} s^2 + \left( C_t J_m + \frac{V_0 B_m}{\beta_c} \right) s + C_t B_m + 4D_m^2 \right]^{-1} \quad (17)$$

外负载 $F_f(s)$ 与速度信号之间的传递函数关系 $G_2(s)$ 为

$$G_2(s) = \frac{V(s)}{F_f(s)} = - \left( C_t + \frac{V_0}{\beta_c} s \right) \frac{r_g^2}{i^2 \eta} \cdot \left[ \frac{V_0 J_m}{\beta_c} s^2 + \left( C_t J_m + \frac{V_0 B_m}{\beta_c} \right) s + C_t B_m + 4D_m^2 \right]^{-1} \quad (18)$$

由上述分析可以发现,式(18)描述了外负载进入压路机行走速度的形式,因而能够从一定程度上描述外负载对压路机行走速度的影响。考虑到对于液压系统而言,一般情况下 $C_t B_m \ll D_m^2$ ,因而式(18)可以化简为

$$G_2(s) = \frac{V(s)}{F_f(s)} = - \left( C_t + \frac{V_0}{\beta_c} s \right) \frac{r_g^2}{4i^2 D_m^2 \eta} \cdot \left[ \frac{V_0 J_m}{4D_m^2} s^2 + \left( \frac{C_t J_m}{4D_m^2} + \frac{V_0 B_m}{4\beta_c D_m^2} \right) s + \frac{C_t B_m}{4D_m^2} + 1 \right]^{-1} \approx \left[ - \frac{C_t r_g^2}{4D_m^2 i^2 \eta} \left( 1 + \frac{s}{\omega_1} \right) \right] \left[ \frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\xi_n s}{\omega_n} + 1 \right]^{-1} \quad (19)$$

式中: $\omega_n$ 为行走液压系统的固有频率, $\omega_n = \sqrt{4\beta_c D_m^2 / V_0 J_m}$ ;  $\xi_n$ 为系统的阻尼系数, $\xi_n = \frac{C_t}{4D_m} \sqrt{\frac{\beta_c J_m}{V_0}} + \frac{B_m}{4D_m} \sqrt{\frac{V_0}{\beta_c J_m}}$ ;

$\omega_1$ 为该液压系统的容积滞后频率, $\omega_1 = \frac{\beta_c C_t}{V_0}$ 。

由式(19)可知:

(1)压路机作业过程中所受阻力 $F_f(s)$ 对实际行走速度 $V(s)$ 的传递函数能够在系统层面上表征行走系统的速度刚度。从理论上讲,优化压路机行走系统的工作特性参数能够提高其速度稳定性。

(2)由传递函数的表达式可知,该传递函数由比例部分 $\left( -\frac{C_t r_g^2}{4D_m^2 i^2 \eta} \right)$ 、一阶微分部分 $\left( 1 + \frac{s}{\omega_1} \right)$ 、二阶微分部分 $\left( \frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\xi_n s}{\omega_n} + 1 \right)$ 构成。其中,传递函数中的比例部分是由钢轮的轮边减速器引起的,一阶微分部分是由行走驱动液压系统的油液泄漏及其体积压缩引起的;二阶微分部分是一个比较复杂的二阶系统,主要受液压系统参数( $D_m, V_0, \beta_c$ )、行走系统的结构参数( $B_m, J_m$ )等影响。

由上述分析可知,行走系统特性同样是影响压路机行走系统速度刚度的重要因素。对其特性参数进行优化能够在一定程度上提高压路机行走系统的速度刚度,且优化时还要考虑对行走系统其他工作参数的影响。

## 4 样机行走液压驱动系统试验

在理论分析的基础上,对双钢轮振动压路机行走系统的性能进行试验验证。试验样机为中国产某13 t双钢轮振动压路机,见图4,样机基本参数如表1所示。在试验过程中,由于双钢轮振动压路机结构、工作质量以及发动机型号难以进行调整。因此,

在综合分析双钢轮振动压路机行走系统特性的基础上,采用节流抑制的方式调整斜盘变化规律和行走液压马达排量,以改善试验样机的速度刚度。



图4 某13t双钢轮振动压路机行走速度试验

Fig.4 Speed test of 13 t double-drum vibratory roller

表1 试验样机基本参数

Tab.1 Basic parameters of double-drum vibratory roller

参数	工作质量/kg	前后轮分配质量/kg	行走泵排量/(mL·r <sup>-1</sup> )	一档行走液压	二档行走液压	发动机额定功率/kW	发动机额定转速/(r·min <sup>-1</sup> )
				马达排量/(mL·r <sup>-1</sup> )	马达排量/(mL·r <sup>-1</sup> )		
参数值	13 500	6 850/ 6 650	55	46	22	93	2 200

在平坦水泥路面上分别对试验样机进行一档、二档行驶速度测试,获得平稳运动时钢轮行走液压马达转速的时域曲线,然后依据理论分析和试验结果,对试验样机行走系统特性进行改进。主要采用节流抑制的方式调整斜盘,并对行走液压马达排量进行微调,然后在相同的路段上进行试验,获得改进后两档位下的行走液压马达转速的时域曲线,如图5、图6所示。改进前后的行走液压马达转速值对比如表2所示。

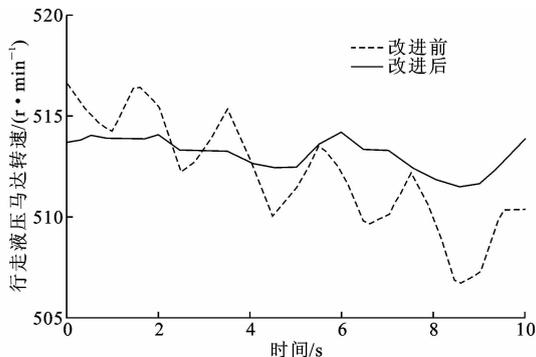


图5 一档工况行走液压马达转速对比

Fig.5 Comparisons of speed of travelling motor under 1st gear

通过试验对比分析可知:行走液压马达转速在一档工况改进后波动幅值比改进前最大降低了

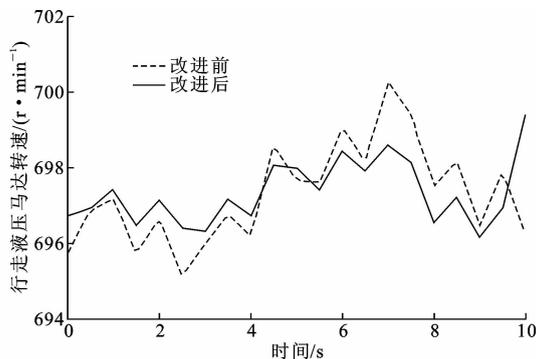


图6 二档工况行走液压马达转速对比

Fig.6 Comparisons of speed of travelling motor under 2nd gear

表2 改进前后行走液压马达转速对比

Tab.2 Comparisons of speed test of travelling motor r·min<sup>-1</sup>

工况	改进前转速测试值			改进后转速测试值		
	最大值	最小值	均值	最大值	最小值	均值
一档	517	506	511	514	511	512
二档	700	695	697	699	697	698

72.7%;二档工况改进后波动幅值比改进前最大降低了60%。由此可见,调整行走系统特性参数在一定程度上能够改善其速度刚度,提高压实速度的稳定性。

## 5 结语

(1)压实过程中压路机的速度稳定性是影响压实质量的重要因素。通过分析压路机的速度刚度表达式可知,影响压路机速度稳定性的因素主要有行走系统各组成部分的减速比,行走液压系统及轮边减速器的工作效率,以及发动机的调速特性。

(2)建立了双钢轮振动压路机行走系统的传递函数模型,通过分析可知,行走系统是一个由比例部分、一阶、二阶微分部分组成的二阶系统,该系统的固有频率及阻尼系数主要取决于液压系统的参数( $D_m, V_0, \beta_c$ )及行走系统的结构参数( $\beta_m, J_m$ )。从理论上讲,优化压路机行走系统的特性参数能够提高其速度稳定性。

(3)压路机行走系统传递函数模型中相关参数的合理取值需要进一步通过试验环节确定。此外,传递函数模型与压路机行走系统实际动态特性的偏差也需要通过试验进一步修正。该传递函数模型给出了一种研究压路机行走液压系统速度稳定性的方法,对压路机行走系统的参数优化具有一定的指导意义。

(4)基于双钢轮振动压路机行走系统的理论分

析,对某 13 t 样机进行了速度测试,改进前后的试验结果表明,采用节流孔抑制方式改变斜盘动态特性以及对行走液压马达排量进行微调能够改善双钢轮振动压路机的速度刚度,提高行走速度的稳定性,但其影响规律有待进一步深入研究。

## 参考文献:

### References:

[1] 冯建生,冯忠绪,胡碧阳. 振动压路机振动轮上机架的偏振分析[J]. 长安大学学报:自然科学版,2016,36(5):103-109.

FENG Jian-sheng, FENG Zhong-xu, HU Bi-yang. Polarization analysis of vibratory roller wheel frame[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2016, 36(5): 103-109.

[2] 沈培辉,林述温. 双钢轮压路机的非线性建模及其传动干扰分析[J]. 郑州大学学报:工学版,2017,38(2):66-71.

SHEN Pei-hui LIN Shu-wen. Nonlinear modeling and interference analysis for double-steel-wheel vibratory roller[J]. Journal of Zhengzhou University: Engineering Science, 2017, 38(2): 66-71.

[3] TAN Yi-qiu, WANG Hai-peng, MA Shao-jun, et al. Quality control of asphalt pavement compaction using fibre Bragg grating sensing technology[J]. Construction and Building Materials, 2014, 54: 53-59.

[4] 刘健. 钢轮振动式压路机的参数对压实工作的影响[J]. 中国公路, 2017(15): 98-99.

LIU Jian. The influence of the parameters of the steel wheel vibrating type roller on the compaction work[J]. China Highway, 2017(15): 98-99.

[5] YAO Yun-shi, FENG Zhong-xu, CHEN Shi-bin, et al. Design and fabrication of a road roller with double-frequency composed vibration and its compaction performance[J]. Arabian Journal for Science and Engineering, 2014, 39(12): 9219-9225.

[6] LU P, WANG X, LIU Z, et al. Porosity-and reliability-based evaluation of concrete-face rock dam compaction quality[J]. Automation in Construction, 2017, 81: 196-209.

[7] 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.

[8] JEON I, KUMAR A, VANDAMME T F, et al. Dry granulation and tableting of St. John's wort dry ex-

tract: Effect of roll compaction variables, excipients, and tableting speed on granule and tablet properties [J]. Journal of Drug Delivery Science and Technology, 2010, 20(2): 111-118.

[9] MANDAL A, GONTHIER K A. Thermomechanics of transient oblique compaction shock reflection from a rigid boundary [J]. Shock Waves, 2015, 25(6): 589-610.

[10] SUN C C. Dependence of ejection force on tableting speed - A compaction simulation study [J]. Powder Technology, 2015, 279: 123-126.

[11] 赵丽萍,李雨,沈建军. 双钢轮振动压路机行走系统速度刚度研究[J]. 山东交通学院学报, 2013, 21(3): 76-79, 84.

ZHAO Li-ping, LI Yu, SHEN Jian-jun. Investigation into speed stiffness for travel system of double-drum vibratory roller [J]. Journal of Shandong Jiaotong University, 2013, 21(3): 76-79, 84.

[12] WANG Long, XIE Xiao-guang, LUAN Hai. Influence of laboratory compaction methods on shear performance of graded crushed stone [J]. Journal of Materials in Civil Engineering, 2010, 23(10): 1483-1487.

[13] 赵素素,孟凡虎,宋丽娟,等. 基于BP神经网络的沥青路面压实度检测[J]. 公路与汽运, 2016(6): 127-129, 132.

ZHAO Su-su, MENG Fan-hu, SONG Li-juan, et al. Measurement of compaction degree of asphalt pavement based on BP neural network [J]. Highways & Automotive Applications, 2016(6): 127-129, 132.

[14] MEDDAH A, BEDDAR M, BALI A. Use of shredded rubber tire aggregates for roller compacted concrete pavement [J]. Journal of Cleaner Production, 2014, 72: 187-192.

[15] 王龙,解晓光. 振动压实能力与道路基层材料可压实性评价[J]. 同济大学学报:自然科学版, 2013, 41(2): 203-207.

WANG Long, XIE Xiao-guang. Evaluation of vibration compaction ability and road-base materials compaction performance [J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2013, 41(2): 203-207.

[16] 王英,刘运新,杜银飞. 高等级沥青路面碾压方式的优化[J]. 重庆交通大学学报:自然科学版, 2013, 32(2): 211-214.

WANG Ying, LIU Yun-xin, DU Yin-fei. RCC optimization of high-grade asphalt pavement [J]. Journal of Chongqing Jiaotong University: Natural Sciences, 2013, 32(2): 211-214.

[17] ANG K K, DAI J. Response analysis of high-speed

- rail system accounting for abrupt change of foundation stiffness [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2013, 332(12): 2954-2970.
- [18] OKADA Y, NOUZAWA T, TSUBOKURA M, et al. Characteristics of unsteady flow around a vehicle affecting its high-speed stability during a dynamic steering action [J]. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 2014, 80: 1-17.
- [19] JANG H D, KIM J, HAN D C, et al. Improvement of high-speed stability of an aerostatic bearing-rotor system using an active magnetic bearing [J]. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2014, 15(12): 2565-2572.
- [20] FENG X, KONG X, MA H, et al. A solution of speed-stability problem in noncoupled neural network algorithms [C] // *IEEE. Proceedings of 2015 Chinese Automation Congress*. New York: IEEE, 2015: 1945-1950.
- [21] 顾海荣, 焦生杰. 全液压铣刨机铣刨系统速度刚度问题研究 [J]. *中国工程机械学报*, 2010, 8(1): 14-16, 34.  
GU Hai-rong, JIAO Sheng-jie. Investigation into speed stiffness for milling system of totally-hydraulic milling machine [J]. *Chinese Journal of Construction Machinery*, 2010, 8(1): 14-16, 34.
- [22] LU Qi-hui. The application of fuzzy-adjustable-PID control on the hydraulic walking system of the asphalt paver [J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2008, 2: 134-136, 139.
- [23] 郝守庆, 王晓璐, 杨祥庆. 轮胎摊铺机行驶系统柔性控制 [J]. *建筑机械*, 2018(1): 61-63.  
HAO Shou-qing, WANG Xiao-lu, YANG Xiang-qing. Flexible control of driving system of tyre paver [J]. *Construction Machinery*, 2018(1): 61-63.
- [24] 沈建军, 冯忠绪, 侯劲汝, 等. 双钢轮压路机行走液压系统参数的匹配 [J]. *长安大学学报: 自然科学版*, 2009, 29(5): 122-126.  
SHEN Jian-jun, FENG Zhong-xu, HOU Jin-ru, et al. Parameters matching of hydraulic driving system of tandem vibratory roller [J]. *Journal of Chang'an University: Natural Science Edition*, 2009, 29(5): 122-126.
- [25] 冯忠绪, 侯劲汝, 沈建军, 等. 双钢轮振动压路机功率的配置 [J]. *长安大学学报: 自然科学版*, 2009, 29(6): 107-110.  
FENG Zhong-xu, HOU Jin-ru, SHEN Jian-jun, et al. Power balance of double-drum vibratory roller [J]. *Journal of Chang'an University: Natural Science Edition*, 2009, 29(6): 107-110.
- [26] 朱武威, 李雨, 冯忠绪, 等. 基于闭环控制的压路机行走系统改进 [J]. *中国公路学报*, 2017, 30(5): 152-158.  
ZHU Wu-wei, LI Yu, FENG Zhong-xu, et al. Improvement of roller running system based on closed-loop control [J]. *China Journal of Highway and Transport*, 2017, 30(5): 152-158.
- (上接第 70 页)
- WU Guang-yu. Nonlinearity analysis theory and ultimate bearing capacity calculation study on long-span prestressed concrete bridge [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2006.
- [19] 张剑, 叶见曙, 张峰, 等. 基于混合壳单元法预应力混凝土 T 梁的受力性能 [J]. *交通运输工程学报*, 2007, 7(4): 79-83.  
ZHANG Jian, YE Jian-shu, ZHANG Feng, et al. Mechanical behavior of prestressed concrete T beam based on mixed shell element method [J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2007, 7(4): 79-83.
- [20] 叶见曙, 张剑, 黄剑峰. 预应力混凝土多 T 梁桥的极限承载力 [J]. *东南大学学报: 自然科学版*, 2009, 39(1): 106-111.  
YE Jian-shu, ZHANG Jian, HUANG Jian-feng. Analysis of ultimate loads of prestressed concrete multi-T girder bridge [J]. *Journal of Southeast University: Natural Science Edition*, 2009, 39(1): 106-111.
- [21] 周林仁, 欧进萍. 钢筋混凝土结构裂缝损伤状态模型建模方法与分析 [J]. *大连理工大学学报*, 2012, 52(3): 399-405.  
ZHOU Lin-ren, OU Jin-ping. Modeling method and analyses for state model of reinforced concrete structure with crack damage [J]. *Journal of Dalian University of Technology*, 2012, 52(3): 399-405.
- [22] 刘小燕, 颜东煌, 张峰, 等. 预应力高强混凝土梁极限承载力分析 [J]. *中国公路学报*, 2006, 19(1): 58-61, 79.  
LIU Xiao-yan, YAN Dong-huang, ZHANG Feng, et al. Ultimate load analysis of prestressed high strength concrete beam [J]. *China Journal of Highway and Transport*, 2006, 19(1): 58-61, 79.
- [23] 姜庆远, 叶燕春, 刘宗仁. 弥散裂缝模型的应用探讨 [J]. *土木工程学报*, 2008, 41(2): 81-84.  
JIANG Qing-yuan, YE Yan-chun, LIU Zong-ren. Investigation on applying the smeared crack model [J]. *China Civil Engineering Journal*, 2008, 41(2): 81-84.