

宋艳芳,汤东亚,杨茵. 换向阀驱动活塞位置反馈激振器设计及参数优化[J]. 湖南科技大学学报(自然科学版), 2025, 40(1):55-59. doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2025.01.008

SONG Y F, TANG D Y, YANG Y. Design and Parameter Optimization of Piston Position Feedback Shaker Driven by Reversing Valve [J]. Journal of Hunan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2025, 40(1):55-59. doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2025.01.008

换向阀驱动活塞位置反馈激振器设计及参数优化

宋艳芳^{1,2*}, 汤东亚³, 杨茵⁴

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201800; 2. 河南工业职业技术学院 汽车工程学院, 河南 南阳 473000;
3. 河南工业职业技术学院 产教融合发展中心, 河南 南阳 473000; 4. 洛阳拖拉机研究所有限公司, 河南 南阳 471000)

摘要: 为了提高激振器位置控制精度和降低成本设计了具有位置反馈的激振器, 只需要利用激振换向阀和振动活塞位置信息反馈结果便能够实现活塞的自动换向, 可以在一个较宽的区间调控激振频率与活塞行程. 基于 AMESim 平台开展仿真分析, 并对关键参数进行优化. 研究表明: 逐渐提高系统流量的过程中, 活塞达到了 50 Hz 的最大激振频率, 活塞冲程和系统激振能都发生明显升高. 提高激振器压力后, 获得了 53 Hz 的最大激振器频率, 激振器活塞行程与活塞动作仿真测试结果相符. 当活塞反馈孔间距增加后, 激振器达到了更大的活塞动作行程, 表现为线性增长. 反馈孔间距达到 25 mm 以上时, 获得了相对稳定的冲程末速度.

关键词: 激振器; 位置反馈; 参数优化; 仿真分析

中图分类号: TH137

文献标志码: A

文章编号: 1672-9102(2025)01-0055-05

Design and Parameter Optimization of Piston Position Feedback Shaker Driven by Reversing Valve

SONG Yanfang^{1,2}, TANG Dongya³, YANG Yin⁴

(1. School of Automotive Engineering, Tongji University, Shanghai 201800, China;

2. School of Automotive Engineering, Henan Vocational and Technical College of Industry, Nanyang 473000, China;

3. Industry and Education Integration Development Center, Henan Vocational and Technical College of Industry, Nanyang 473000, China;

4. Luoyang Tractor Research Institute Co., Ltd., Nanyang 471000, China)

Abstract: In order to improve the position control accuracy and reduce the cost of the shaker, a hydraulic shaker with position feedback is designed. The automatic reversing of the piston can be realized only by using the feedback results of the exciting reversing valve and the position information of the vibrating piston, and the vibration frequency and piston stroke can be controlled in a wide range. Simulation analysis is carried out based on AMESim platform, and the key parameters are optimized. The results show that the piston reaches the maximum excitation frequency of 50 Hz during the process of increasing the system flow rate. The piston stroke and excitation energy of the system have increased obviously. After increasing the shaker pressure, the maximum shaker frequency of 53 Hz is obtained. The piston stroke of the shaker agrees with the simulation test results of

收稿日期: 2021-04-24

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50775157)

* 通信作者, E-mail: s18338186508@163.com

piston action. As the distance between piston feedback holes increases, the shaker reaches a larger piston stroke, showing a linear increase. When the feedback hole spacing reaches more than 25 mm, a relatively stable end stroke velocity is obtained.

Keywords: shaker; position feedback; parameter optimization; simulation analysis

液压激振是利用高速换向阀来实现液压缸两腔的交替通油过程,由此形成具有特定波形与幅度的激振状态^[1-2].因其具有微控和高输出的特点,被广泛应用于高频加压等加工领域.由于液压激振可以实现大功率密度、快速起振、高稳定性、快速降温以及过载保护的功能,被广泛应用于激振装备领域^[3-6].陈辉等采用液压激振方法进行振动打桩,同时开发了一种更高效的激振器来克服偏心式振动打桩机存在的参振质量大以及结构过于复杂的缺陷^[7].

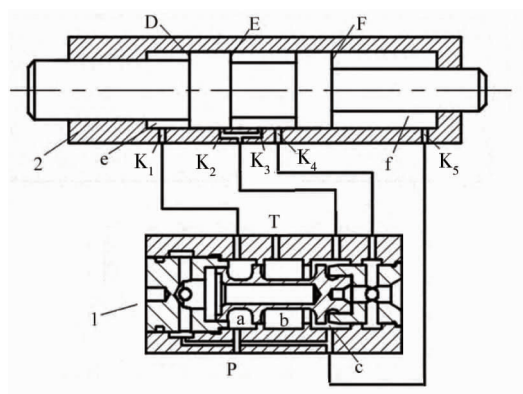
目前,多数激振是利用高频伺服阀控制流体通断来实现振动^[8-10].韩冬等^[11]通过实验分析发现,当振动波形存在较高要求时,振动频率将被限制在一个较小的区间,最后针对这种旋转阀芯电液激振器形成的振动波形进行了理论研究;阮健等^[12]利用并联方式组合 2D 转阀式激振阀和伺服阀来实现对激振液压缸的控制;付克军^[13]设计了一种通过两位三通激振阀与单作用缸构建得到的高频电液颤振器,使激振频率获得显著提升,但这种系统结构过于复杂,同时需为转阀式激振阀外接伺服电机进行驱动.本文设计了一种具有位置反馈的激振器,这种系统的组成结构较简单,不需要为其额外建立复杂的伺服控制系统,只需要利用激振换向阀和振动活塞位置信息反馈结果便能够实现活塞的自动换向,可以在一个较宽的区间调控激振频率与活塞行程.

1 激振器设计

1.1 激振器结构设计

文献[14]所述的转阀式液压激振器实现了液压缸的周期双向动作,但不具备位置调节能力,也就是说不具备振幅调节能力.考虑到液压缸的运动位置控制需要信号来处理,因此提出了一有具有位置反馈功能的激振器.

从图 1 中可以看到具有位置反馈的激振器工作原理.该系统包含了激振换向阀与一个双台肩类型的双作用液压缸.以下给出了该系统的工作原理.



1-换向阀;2-液压缸

图 1 位置反馈激振器结构原理

激振换向阀阀芯右端面与回油口之间通过油道 K_3 , K_4 连接,活塞后腔 f 依次通过油道 K_5 以及阀体控制腔 b 、低压腔 c 连接回油口 T .当活塞受到前腔压力后将发生往右加速的过程.活塞沿右向加速动作至 D 面并越过反馈孔道 K_2 的过程中,活塞前腔 e 中的高压油经孔道 K_2 到达激振换向阀阀芯右腔,当阀芯在右面高压下发生往左换向时,阀体控制腔 b 和高压腔 a 发生连接,活塞前后腔都跟高压油进行连通.由于活塞后腔 F 面具备比前腔 D 面更大受力面积,使活塞发生差动连接,发生往右减速的过程,直到速度减小至

0.为活塞左移换向提供准备.

活塞完成右移后,换向阀芯右端面继续受到高压油作用而保持左侧位置.此时前后腔形成了差动连接,同时活塞受压力差作用发生左向加速.随着活塞 E 面往左越过换向控制孔道 K_3 之后,阀芯右腔中的高压油通过孔道 K_3, K_4 连通低压腔 c 并完成回油过程,不再继续保持高压状态,之后换向阀进入往右换向的过程.活塞左移发生减速直到结束,激振器重新到达回程初始状态.

1.2 激振器数学模型

对激振器构建模型时是一种系统动力学过程,需要对高压油流量平衡方程进行略微调整^[15].

$$Q_i = Q_p + Q_v + Q_e;$$
$$Q_p = \begin{cases} A_1 \frac{dx_p}{dt}(a); \\ (A_2 - A_1) \frac{dx_p}{dt}(b); \end{cases}$$
$$Q_v = \begin{cases} A_3 \frac{dx_p}{dt}(c); \\ (A_4 - A_3) \frac{dx_p}{dt}(d). \end{cases}$$

式中: Q_i 为泵供油流量; Q_p, Q_v 为对应流过活塞与阀的流量.

Q_e 为压力波动所导致的油液和进油高压胶管容积改变形成的补偿流量.

$$Q_e = \frac{V_k}{K_E} \frac{dp}{dt}.$$

式中: V_k 为进油管高压油腔容积; K_E 为体积弹性模量.

2 仿真结果分析

2.1 仿真模型建立

根据激振器工作方式建立反馈激振器 AMESim 模型,结果见图 2.表 1 为仿真参数.针对影响活塞动作的关键参数(流量,压力以及反馈孔间距)展开优化分析.

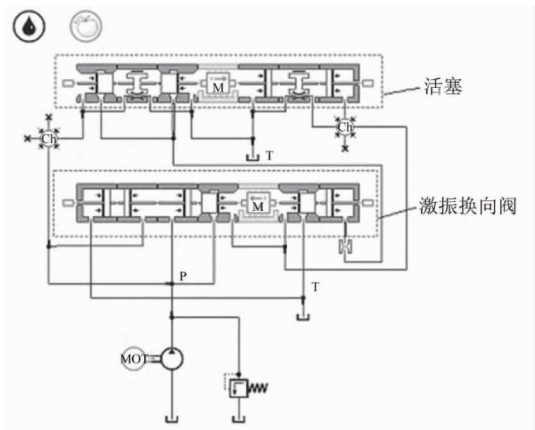


图 2 仿真模型

表 1 仿真参数

参数名称	数值
泵排量/(L · min ⁻¹)	100
活塞/换向阀芯质量/kg	5.2/0.2
活塞直径/mm	50
左腔/右腔活塞杆直径/mm	52/41
换向阀阀芯外径/mm	30
换向阀左端/右端面直径/mm	26/18
反馈孔距离/mm	8
换向阀最大行程/mm	10
系统压力/MPa	16
采样频率/s	0.001

2.2 系统流量分析

测试不同输入流量下的激振器性能曲线,结果见图 3 和图 4.供油流量介于 20~120 L/min 之间时,逐渐提高系统流量的过程中,活塞达到了 50 Hz 的最大激振频率.活塞冲程的末速度从 2.18 m/s 提高到了 5.14 m/s.系统激振能由 12 J 提高至 73 J,都发生明显升高.活塞行程则总体上保持相对稳定的状态,只提高了 1.65 mm.

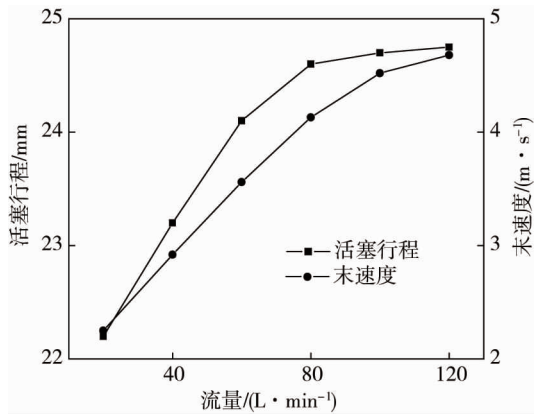


图3 活塞行程和动作末速度随流量变化

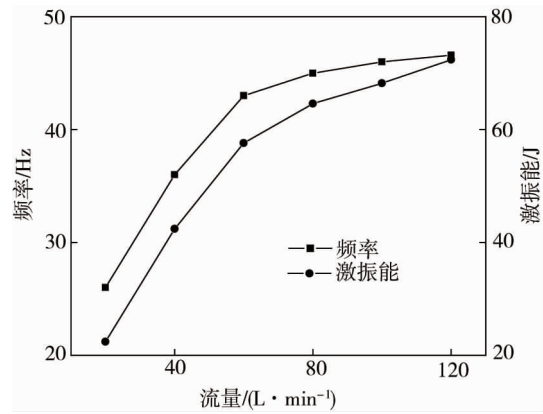


图4 活塞频率和激振能随流量变化

2.3 系统压力分析

其他各项参数恒定的条件下,设定不同系统压力后再经过仿真测获得激振器的性能指标曲线,具体见图5与图6.根据图5~图6可知:当系统压力介于20~200 bar之间时,提高激振器压力后,获得了53 Hz的最大激振器频率.活塞末速度从0.92 m/s上升至5.31 m/s,可以在9~79 J范围内灵活调节激振能,从而获得更大的增幅.激振器活塞行程与活塞动作仿真测试结果相符.

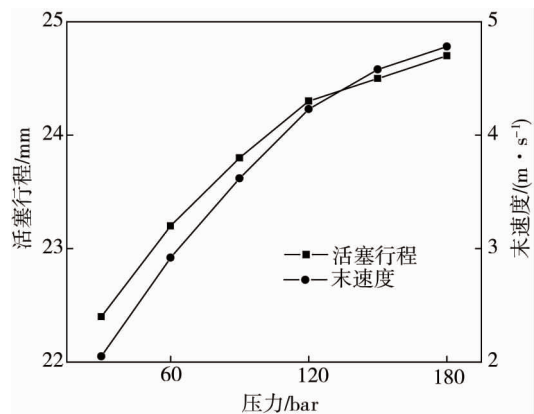


图5 活塞行程和动作末速度随系统压力变化

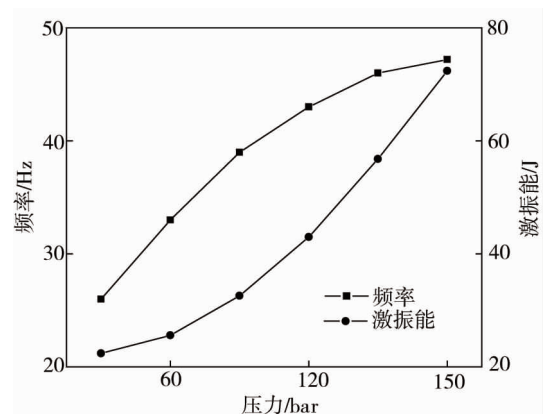


图6 活塞频率和激振能随系统压力变化

供油流量与系统压力这2个因素引起激振器出现了相近的性能指标变化趋势.同时还可以发现,供油压力、活塞结构、换向阀以及设计参数共同影响系统流量,当激振器的供油流量增加后,随着激振缸流量不断提高后,系统获得了更高的压力,两者表现为正相关的变化特征.系统的供油流量与系统偏大的话会造成系统运行不稳定以及加大成本,而且流量和压力之前也存在一定的关联,综合考虑,流量80 L/min和压力120 bar是相对比较合理的.

2.4 反馈孔间距分析

从工作原理层面进行分析可以发现,图1所示的反馈孔 K_2 位置对激振器活塞移动距离与周期起到了决定性作用,并对激振活塞性能指标造成直接影响.设定流量80 L/min和压力120 bar,调整反馈孔间距参数,获得图7与图8中的性能指标仿真测试结果.从图7~图8可以发现:当活塞质量保持恒定的条件下,当活塞反馈孔间距增加后,激振器达到了更大的活塞动作行程,表现为线性增长的趋势,同时活塞左移动作末速度也发生了增大.反馈孔间距达到25 mm以上时,获得了相对稳定的冲程末速度,两者表现为平方根的变化关系.反馈孔介于5~30 mm之间时,可以在36~92 Hz范围内调控激振工作频率,与反馈孔间距呈现反比变化规律.

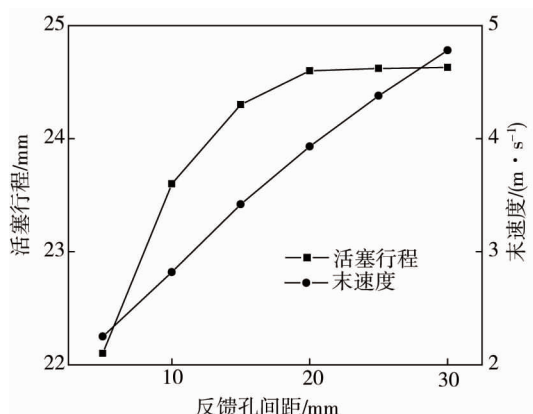


图7 活塞行程和动作末速度随反馈孔间距变化

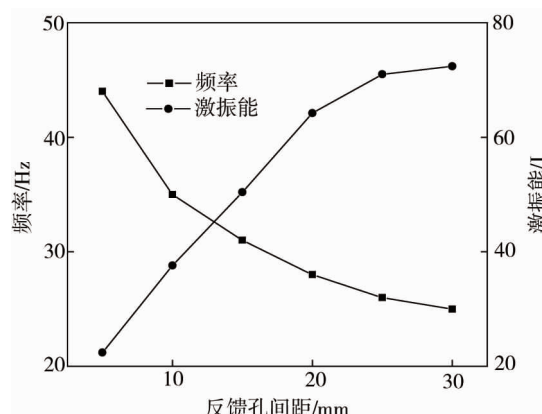


图8 活塞频率和激振能随反馈孔间距变化

3 结论

- 1) 逐渐提高系统流量的过程中,活塞达到了 50 Hz 的最大激振频率.活塞冲程和系统激振能都发生明显升高.
- 2) 提高激振器压力后,获得了 53 Hz 的最大激振器频率.
- 3) 当活塞反馈孔间距增加后,激振器达到了更大的活塞动作行程,表现为线性增长.

参考文献:

- [1] 姜志宏,李宇达,宣律伟,等. 基于 AMESim 的阀芯回转式液压激振器的动态特性研究[J]. 液压与气动, 2020, 44(3): 30-36.
- [2] 李明杰,武志斐,徐光钊. 蓄能器主要参数对液压激振台系统影响的仿真与试验研究[J]. 液压与气动, 2019, 43(9): 70-77.
- [3] 陈辉,陆春月,赵宏,等. 液压激振打桩系统动态特性研究[J]. 机床与液压, 2019, 47(10): 92-98.
- [4] 隋秀凇,陈彬,黄山云,等. 基于信号微分滑模控制的电液伺服激振器[J]. 液压与气动, 2016, 40(1): 118-121.
- [5] TANG Y, ZHU Z C, SHEN G, et al. Investigation on acceleration performance improvement of electro-hydraulic shake tables using parametric feedforward compensator and functional link adaptive controller[J]. ISA Transactions, 2018, 83: 290-303.
- [6] LIU Y, GONG G F, YANG H Y, et al. Regulating characteristics of new tamping device exciter controlled by rotary valve[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2016, 21(1): 497-505.
- [7] 吴万荣,徐世平,娄磊,等. 掘进机臂架的高频激振特性研究[J]. 计算机仿真, 2016, 33(11): 265-268.
- [8] 戎榕,邢彤,马宏杰,等. 振动钻削过程中液压颤振器的振动特性分析[J]. 机械设计与研究, 2015, 31(1): 111-114.
- [9] HU Q, YANG C H, ZHENG H, et al. Dynamic simulation and test research of impact performance of hydraulic rock drill with no constant-pressurized chamber[J]. Automation in Construction, 2014, 37: 211-216.
- [10] 卢胜东,王思瀚,赵子雁,等. 旋转式激振阀流热固多场耦合特性研究[J]. 机械强度, 2023, 45(1): 237-243.
- [11] 韩冬,龚国芳,刘毅,等. 激振技术波形饱和度研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(2): 334-339.
- [12] 阮健,李胜,裴翔,等. 2D 阀控电液激振器[J]. 机械工程学报, 2009, 45(11): 125-132.
- [13] 付克军,邢彤,戎榕,等. 高频电液颤振器振动特性仿真与实验[J]. 机械设计与研究, 2015, 31(4): 49-52.
- [14] 姜志宏,郭河舟,李宇达,等. 转阀式液压激振器低频特性研究[J]. 机械设计与研究, 2020, 36(4): 65-68.
- [15] 吴杏,张俊萍,赖成. 液压缸脉冲式激振系统数学建模及其实验测试研究[J]. 机床与液压, 2017, 45(16): 135-138.