

文章编号: 1673-5196(2019)03-0046-05

装载机定变量式工作液压系统动态特性与能耗分析

冀宏¹, 张建¹, 蔡铮², 蒋俊², 陈乾鹏¹

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 浙江高宇液压机电有限公司, 浙江 临海 317000)

摘要: 通过对某装载机定变量式工作液压系统组成与作业过程的分析, 利用 AMESim 仿真软件建立其机液联合仿真模型并进行动态仿真分析, 得出装载机在一个 I 型铲装循环作业过程中的动态特性, 并在此基础上对其输出功率及耗能情况进行计算分析. 研究表明: 在装载机工作过程中, 工作油缸运动速度稳定, 且具有较大的速度刚度; 变量泵输出流量匹配于工作负载流量需求, 与定量泵合流, 共同向工作系统供油; 改变多路阀阀口开度, 系统输出功率随之改变, 但系统效率基本恒定, 具有明显的节能效果.

关键词: 装载机; 定变量液压系统; 工作装置; 能耗

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A

Dynamic characteristics and energy consumption analysis of hydraulic system in loader working with fixed and variable-displacement cooperative mode

JI Hong¹, ZHANG Jian¹, CAI Zhen², JIANG Jun², CHEN Qian-peng¹

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China; 2. Zhejiang Gaoyu Hydraulic Machinery Co. Ltd., Linhai 317000, China)

Abstract: According to analysis of composition and working process of a gomeestic company-produced loader working with fixed/variable-displacement hydraulic system, a simulation model with hydraulic-mechanical cooperation was established with simulation software AMESim to carry out dynamic simulation analysis, the dynamic characteristics of the loader in a period of type I shoveling-loading cycle was obtained, and on this basis, its output power and energy dissipation were calculated and analysed. It was shown by the research result that in the operational process of the loader, the operational, oil cylinder would have stable moving speed and a greater unchanged speed, the output flow rate of the variable pump would be a match for the demand of flow rate of work load while supply oil to the work system together with the quantitative pump. By means of changing the opening of the orifice of multi-way valve, the system output power would consequently change, but the system efficiency would be basically constant, having an obvious energy saving effect.

Key words: loader; fixed and variable-displacement hydraulic system; working device; energy-saving

轮式装载机是集机械、液压和电子控制技术于一体的复杂非线性系统, 具有机动性好、作业速度快、操作轻便等优点. 它既能给火车、卡车等运输设备装物料, 还能独立完成推、铲、装、卸、运等工作^[1-3]. 装载机在工作过程中, 由于工况复杂, 工作装置的外负载变化频繁, 其动态特性直接影响到装载机的作业效率、操纵性能、零件寿命及整机能耗大小^[4].

本文以某装载机定变量式工作液压系统为研究对象, 运用 AMESim 软件中的液压库、液压元件设计库 (HCD)、信号元件库和平面机构库联合建模, 搭建装载机工作液压系统与工作机构, 建立其机液联合仿真模型. 运用该仿真模型, 对装载机定变量工作液压系统的动态特性及工作过程中的输出功率、能量损耗等进行计算分析.

1 定变量工作系统组成

图 1 为定变量型装载机工作系统的原理图, 该

收稿日期: 2017-08-25

基金项目: 国家自然科学基金(51575254)

作者简介: 冀宏(1972-), 男, 陕西宁陕人, 博士, 教授, 博导.

系统主要由负载敏感变量泵、流量转换阀组、定量泵、分流卸荷阀组、多路换向阀、节流阀、梭阀组等组成,其中流量转换阀组中有逻辑阀、顺序阀、液控换向阀等,分流卸荷阀组两位三通逻辑阀、压力控制阀,流量转换阀组中的 X_1 口接转向系统, LS_1 接转向系统负载 LS 反馈压力.其工作原理简述如下:

1) 变量泵优先向转向系统供油,再根据工作系统流量需求,向工作系统供油.

2) 工作液压系统中,动臂液压缸和转斗液压缸的运动由节流阀和换向阀共同控制,节流阀控制工

作系统流量大小,换向阀主要控制油液流动方向,只起相对简单的换向功能.

3) 当整机处于待机状态时,变量泵处在最小排量,定量泵通过两位三通型定差减压阀低压卸荷.

4) 随着工作负载流量需求的逐渐增大,定量泵与变量泵顺次开始向工作系统供油.

当小流量时($q_v < 150$ L/min),只由定量泵向工作系统供油;当负载需求流量增大($q_v \geq 150$ L/min),定量泵与变量泵双泵合流,共同向工作系统供油.

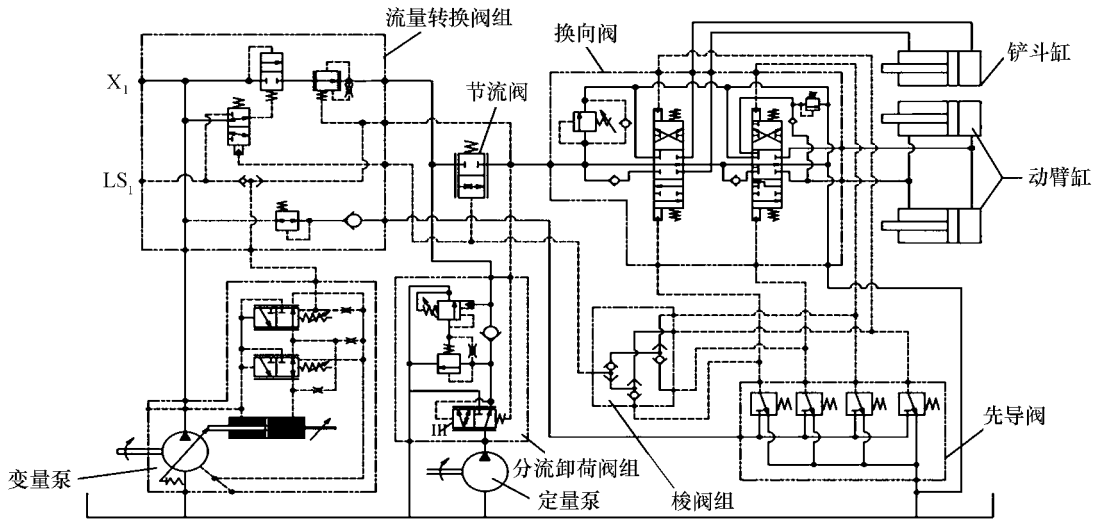


图 1 液压系统原理图

Fig.1 Schematic diagram of hydraulic system in loader working with fixed-and variable-displacement cooperative mode

2 机液工作系统仿真模型

2.1 工作机构模型

装载机铲掘和装卸物料作业是通过工作装置的动作得以实现,目前国内外装载机工作装置最常见的结构形式是六连杆机构.以某企业 5 t 载机为研究对象,通过测绘获得装载机各个部件的实际尺寸,包括铲斗、动臂、摇臂、动臂液压缸、连杆等.在 Solidworks 中建立各部件的三维模型,并根据各部件的相对位置关系和运动情况进行装配,得到如图 2 所示装载机的三维几何模型.通过 Solidworks 中的测量工具,得到每个机构的重心坐标以及各连接点的坐标,最后,利用 AMESim 软件中的 planar mechanical 库,选用相应的 joints、bodies 建立装载机的工作机构,如图 2 所示.

2.2 机液工作系统仿真模型

利用 AMESim 软件中的液压库及液压元件设计库 (HCD),搭建系统中的负载敏感变量泵、流量转换阀组等各元件的仿真模型,根据装载机定变量

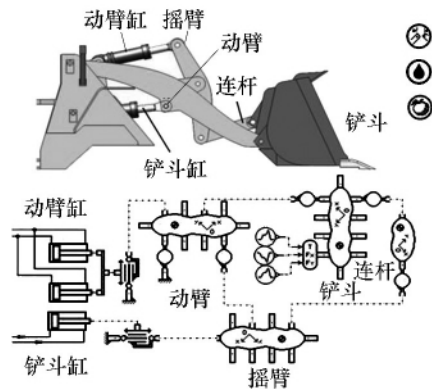


图 2 装载机工作机构模型

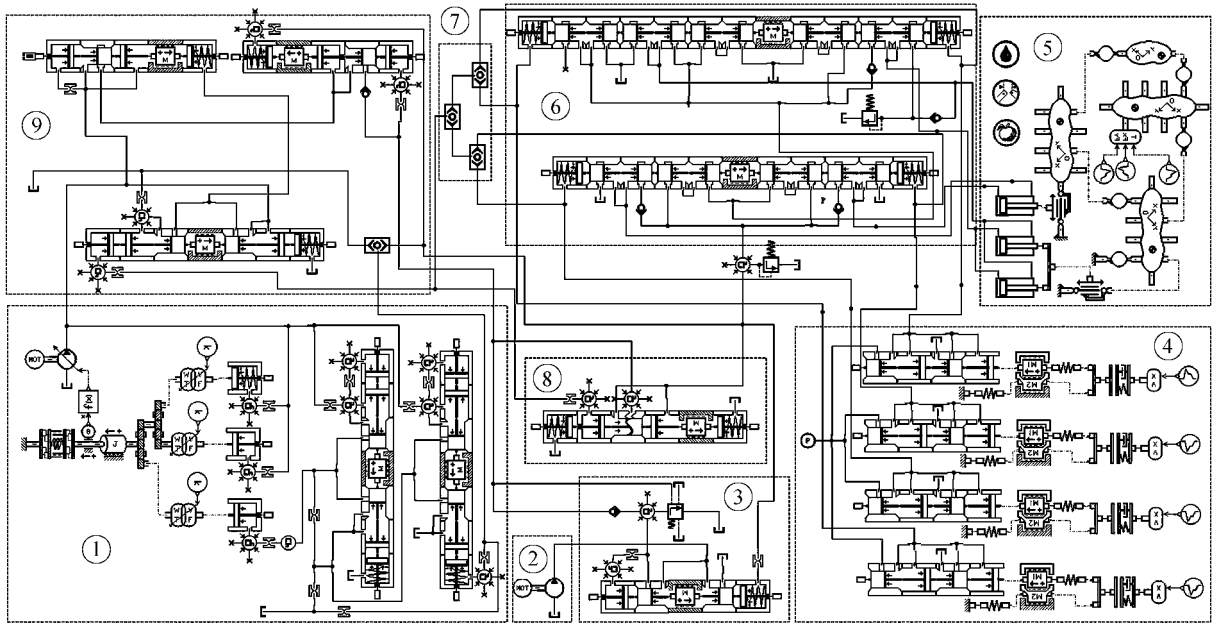
Fig.2 Model of operator in loader

液压系统原理图 1,建立系统的机液联合仿真模型,如图 3 所示.

2.3 工况设置与负载模拟

2.3.1 负载模型

在收斗过程中,铲斗主要受到三个力的作用,分别是铲斗自重、物料重量,还有因铲斗翻转受到物料堆所给的阻力矩.铲斗自重、物料重量假设在收斗过



1. 变量泵; 2. 定量泵; 3. 分流卸荷阀组; 4. 先导阀; 5. 工作系统执行机构; 6. 换向阀; 7. 梭阀组; 8. 节流阀; 9. 流量转换阀组

图3 装载机工作液压系统机液联合仿真模型

Fig.3 Simulation model of mechanical-hydraulic cooperative system for operation of loader

程中是恒定不变的,物料堆阻力矩在刚开始收斗时最大,当铲斗离开物料堆时减小到零.由文献[5~7]可知,在收斗过程中,最大阻力矩可根据下式计算:

$$M = 1.1F_x \left[0.4 \left(x - \frac{1}{3}l_p \right) + y \right] \quad (1)$$

式中: F_x 为刚转斗时的插入阻力; x 为铲斗旋转点距铲斗最前端的距离; y 为铲斗旋转点距地面的距离; l_p 为铲斗插入料堆的深度.

由经验公式计算得到最大掘起阻力为149 kN,在完成铲装后,崛起阻力减小到0,物料重力 F_g 达到最大值,这里取满载工况,即物料重力为50 kN,工作装置中各构件的重力不发生变化.构件重力可以在工作机构模型中直接设置,崛起阻力 F_x 和物料重力 F_g 则通过信号输入模块加载.图4为仿真过程中负载模拟结果.

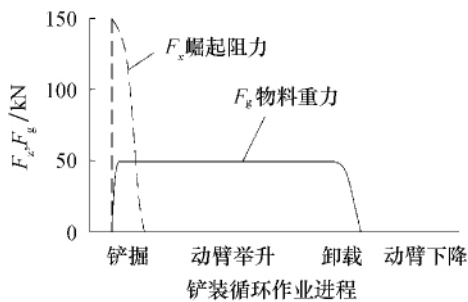


图4 负载模拟曲线

Fig.4 Simulation curve of load

2.3.2 工况设置

装载机在实际工作时,有多种铲装循环作业方式,有I型、V型、L型等多种形式^[8].本文针对装载机典型作业方式的I型铲装循环作业过程,即铲掘、动臂举升、卸料、动臂下降,进行一次循环作业仿真计算.

在仿真计算时,设置两种工况:工况一:换向阀最大开口(阀芯位移15 mm);工况二:换向阀半开口(阀芯位移8 mm).让工作装置分别在两种工况下完成I型铲装循环作业.

设置仿真时间为50 s,采样时间间隔为0.01 s,工况一中多路阀两联阀芯位移如图5所示,工况二中的与之类似,只是最大位移变为8 mm,仿真模式选择“stabilizing+dynamic”,进行仿真计算.

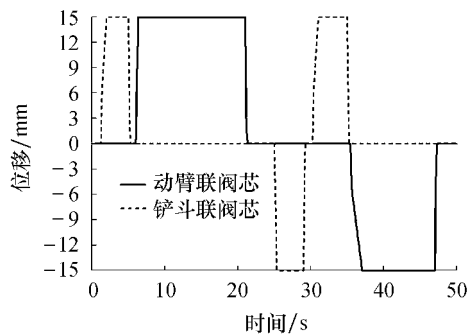


图5 换向阀阀芯位移曲线

Fig.5 Displacement curve of valve stem in reversing valve

3 仿真计算与结果分析

利用图 3 中的液压系统仿真模型,对装载机 I 型铲装循环作业进行仿真分析计算.计算参数设置见表 1.

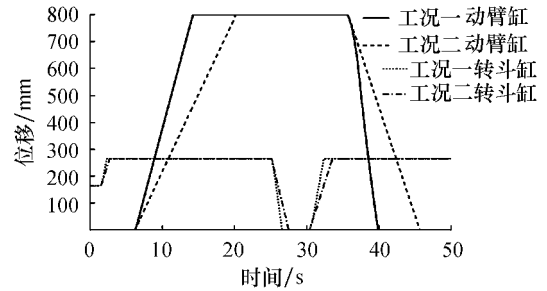
表 1 系统基本参数

Tab.1 Basic parameters of system

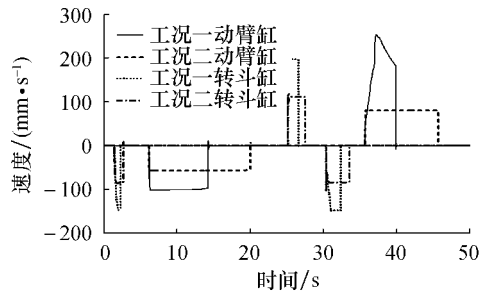
参数	数值
液压油密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	850
环境温度/ $^{\circ}\text{C}$	35
油液运动黏度/($\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)	36
定量泵转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	2 000
定量泵排量/($\text{mL} \cdot \text{r}^{-1}$)	75
变量泵转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	2 000
变量泵排量/($\text{mL} \cdot \text{r}^{-1}$)	65
工作系统额定工作压力/MPa	23.5
转向系统额定工作压力/MPa	18
动臂油缸大径/mm	170
动臂油缸小径/mm	90
转斗油缸大径/mm	160
转斗油缸小径/mm	80

图 6 为 I 型铲装循环作业系统各参数变化特性曲线.从图 6a 和图 6b 可以看出,液压缸活塞杆的位移和速度与换向阀的操纵信号相对应,且当换向阀开口减小,液压缸运动的速度明显减小.在两种工况下,动臂举升时速度基本保持稳定,动臂下降时,在工况一中,随着动臂下降,其速度逐渐减小,而在工况二中,动臂下降速度基本保持恒定.转斗缸伸出及缩回速度要比动臂缸运动速度大,在转斗下翻时,其速度最大为 146 mm/s 左右.图 6c 是在整个工作循环中,变量泵输出流量曲线.从图中可以看出,在工况一中,在转斗缸或动臂缸动作时,变量泵工作在最大流量 130 L/min 的状态,而在工况二中,在转斗缸或动臂缸动作时,变量泵输出流量为 14 L/min ,这说明改变多路阀阀芯位移,能够使变量泵流量跟随负载需求变化,当工作油缸达到顶缸时,变量泵流量都是 130 L/min .图 6d 是工作系统的 LS 压力,其反馈的是在作业过程中油缸进油腔的压力.由图中可以看出,在转斗上翻及动臂举升时,其压力随缸伸出而增大,而在转斗下翻及动臂下降时,其压力为 1 MPa 左右,这说明在转斗下翻及动臂下降时,其有杆腔压力恒大于 0 MPa ,保证有杆腔不会出现负压,活塞杆不会被拉伤.

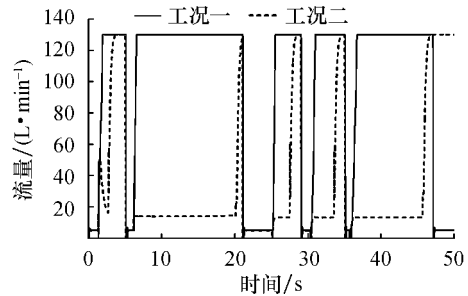
图 7 为一个 I 型铲装循环工况中变量泵与定量泵输出总功率曲线.从图中可知,两种工况转斗上翻过程中,工况二的泵输出功率要比工况一的小,而达到顶缸后,系统输出功率都为 57.6 kW .动臂举升过



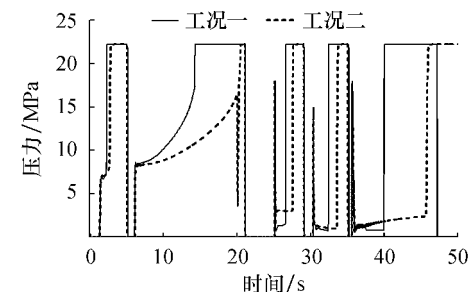
(a) 液压缸位移曲线



(b) 液压缸速度曲线



(c) 变量泵流量曲线



(d) 工作系统LS压力曲线

图 6 I 型铲装循环作业系统特性曲线

Fig.6 Characteristic curve of type I shoveling-loading cycle operation system

程中,系统输出功率都是随着缸运动逐渐增大,但工况二的输出功率同样要比工况一的输出功率小,达到顶缸后,系统的输出功率都为 57.6 kW .这是因为,在定变量液压系统中,当换向阀在最大开口时(工况一),变量泵工作在最大排量,且与定量泵流量合流,全部供给工作系统;而当换向阀开口减小(工况二),变量泵输出流量减小,只输出负载需求流量,所以其输出功率减小,这也就避免了传统定量泵系统中在小流量工况下的高压溢流损失,所以该系统具有节能效果.在转斗下翻时及动臂下降时,系统输

入功率都非常小。

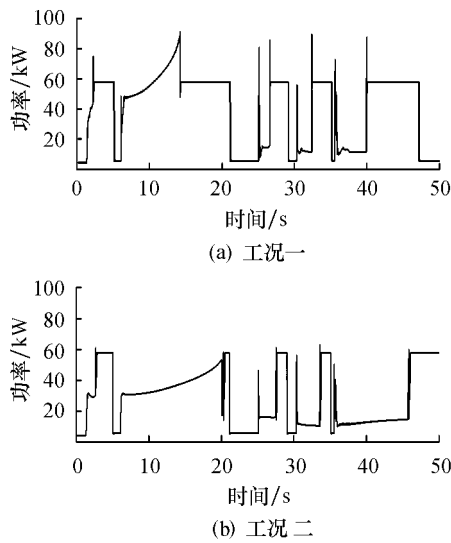


图 7 液压系的输出功率

Fig.7 Output power of hydraulic pump

图 8 为系统在工作时的具体能耗情况.在计算时,同样只取工作装置在运动过程中消耗的能量,不包含油缸达到顶缸后的系统耗能.

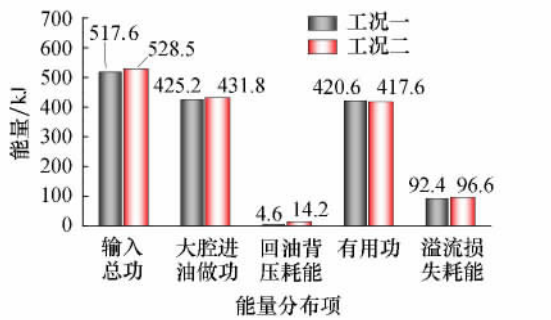


图 8 液压系统能耗分布

Fig.8 Distribution of energy consumption in hydraulic system

从图 8 可知:工况一液压系统效率 $\eta_1 = \text{有用功} / \text{总输入功} \times 100\% \approx 81.26\%$;工况二液压系统效率 $\eta_2 = \text{有用功} / \text{总输入功} \times 100\% \approx 79.02\%$.

由图 8 可以看出,在两种工况下,系统都有较高的效率.当多路阀位移减小,系统处在较小流量状态时(工况二),系统的效率并没有较大的下降,系统效率仍有 79.02%.工况二与工况一相比,系统输入总功比工况一多了 10.9 kJ,大腔进油做功多 6.6 kJ,

回油背压耗能增加 9.6 kJ,溢流损失耗能增加 4.2 kJ,而有用功减小 3.0 kJ.可以发现,随着系统工作流量的减小,系统的输入总功及回油背压的增幅都较小,而有用功基本也只有小幅减小,所以当系统在小流量工况下工作时,系统的效率没有较大的下降.这是因为,在该定变量系统中,当在小流量工况下,变量泵输出流量适应于负载需求,减小了多余油液高压溢流损失,所以在小流量工况下系统的效率仍然较高.

4 结论

1) 在动臂缸举升及转斗上翻、下翻时,其运动速度基本稳定,可较平稳地完成预定动作,且在不同阀口开度下,液压缸具有较大的速度刚度;在动臂缸下降时,其有杆腔压力为 1 MPa 左右,保证有杆腔不会出现负压,活塞杆不会被拉伤.

2) 定量泵与变量泵双泵合流,给工作系统供油,但变量泵输出流量完全匹配工作系统流量需求,系统具有节能效果.

3) 随着阀口开度的减小,系统的输出功率随之减小,但系统效率基本维持恒定,所以相比较于定量泵系统,该定变量液压系统尤其在小流量工况下更加节能.

参考文献:

- [1] 赵文祥,严世榕.基于 AMESim 的轮式装载机工作装置建模与仿真研究 [J].液压与机床,2014(1):123-127.
- [2] 杨 勇,罗艳蕾,康理茂.基于 AMESim 的轮式装载机全液压驱动系统建模与分析 [J].液压与气动,2013(10):105-109.
- [3] 石荣玲,赵继云,孙 辉.液压混合动力轮式装载机节能影响因素分析与优化 [J].农业机械学报,2011,42(3):31-35.
- [4] 侯 亮,潘勇军,郭 涛,等.装载机八杆机构工作装置多目标优化与仿真 [J].中国工程机械学报,2009,7(3):258-264.
- [5] 曾庆强,秦四成,赵腾云,等.装载机铲斗铲掘过程受力分析 [J].工程机械,2011,42(1):18-21.
- [6] 王得胜,周爱平.矿用装载机装载阻力的计算方法研究 [J].河南理工大学学报(自然科学版),2003,26(3):295-301.
- [7] HEMAMI A.Motion trajectory study in the scooping operation of an LHD-Loader [J].Transactions on Applied Superconductivity,1994,30(5):1333-1338.
- [8] 刘顺安.液压传动与气压传动 [M].长春:吉林科学技术出版社,1999.