

负载敏感液压挖掘机作业循环时间建模与优化^{*}

邱清盈 陆 银 冯培恩 管 成 武建伟

(浙江大学机械工程学系, 杭州 310027)

【摘要】 针对负载敏感系统特点和挖掘机工作性能要求,以液压多路阀最大开口面积为主要设计变量,以作业循环时间为主要优化目标,以其他设计要求为主要约束,建立了负载敏感型液压挖掘机作业循环时间的分析和优化模型。以现有某型号挖掘机为例,采用仿生物进化法进行优化设计,结果表明该机作业循环时间由优化前的14.04 s缩短为12.61 s,即整机作业效率提高10.2%。与此同时,优化后的铲斗和斗杆最大实际挖掘力分别提高4.38 kN和3.61 kN,最大挖掘高度和最大挖掘半径分别增大189 mm和37 mm,从而实现了挖掘机全系统全性能的广义优化。

关键词: 负载敏感 液压挖掘机 作业循环 优化

中图分类号: TU621 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)10-0039-06

Modeling and Optimization of Working Cycle Time for Load Sensing Hydraulic Excavator

Qiu Qingying Lu Yin Feng Peien Guan Cheng Wu Jianwei

(Department of Mechanical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract

An optimization model for load sensing hydraulic excavator was established, in which the largest flow areas of hydraulic multi-way valves were taken as main design variables and working cycle time was taken as the main objective while the other design requirements were used as main constraint conditions. An optimizing example was presented. The result showed that the cycle time was reduced from 14.04 s to 12.61 s. Meanwhile, most of the other performance indexes were also improved. The largest optimized digging force of bucket cylinder and arm cylinder were increased by 4.38 kN and 3.61 kN, respectively. The largest digging height and the largest digging radius were increased by 189 mm and 37 mm, respectively. The generalized optimization of entire system and overall performance for excavator was realized.

Key words Load sensing, Hydraulic excavator, Working cycle, Optimization

引言

液压挖掘机以追求高工作性能、高效率、高可靠性和操作舒适性为研究目标。其中高效率一般以挖掘机作业循环时间为衡量指标,而作业循环时间的分析和优化与液压系统的工作原理密切相关。负载敏感液压系统由于能量损失小且操纵性能好,能更

好地满足复杂工况的要求,因此成为国内外大多数挖掘机生产企业的首选方案。文献[1]建立了负载敏感系统的 AMESim 仿真模型,并验证了系统的节能效果和操纵特性。文献[2]建立了负载敏感液压挖掘机机械与液压系统的动态联合仿真模型。文献[3]测试和分析了负载敏感系统的工作特性。文献[4]针对基于独立恒压供给控制器的负载敏感系

收稿日期: 2010-10-20 修回日期: 2011-03-01

^{*} 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2010AA044401、2008AA04Z114)、浙江省科技计划资助项目(2008C01033)和江苏省科技计划资助项目(BA2008031)

作者简介: 邱清盈,副教授,博士,主要从事机械产品创新设计及广义优化设计研究,E-mail: medesign@zju.edu.cn

统,建立了面向对象的数学模型。文献[5]建立了反铲液压挖掘机作业循环过程的计算机分析模型。但是针对具有负载敏感液压系统的挖掘机作业效率及其影响参数分析和优化的研究尚未见文献报道。根据负载敏感液压系统的特点,本文首次选择液压多路阀最大开口面积为设计变量,以缩短挖掘机作业循环时间,提高作业效率为重要目标,建立反铲液压挖掘机全性能优化模型,并通过实例验证优化的效果。

1 负载敏感液压系统模型

按压力补偿阀在主阀的前后位置,负载敏感系统分为初级负载敏感系统,即标准型 LS (load sensing)系统和次级负载敏感系统,即 LUDV (load independent flow distribution)系统。一般情况下,标准型 LS 系统与 LUDV 系统性能基本相同。本文以 LUDV 系统为研究对象。

在 LUDV 系统中,一个变量泵驱动多个执行元件(液压缸、液压马达等),各执行元件的动作相互独立。液压泵出口压力 p_{pump} 等于负载压力 p_L 加上调压差 Δp ,当多个执行元件复合动作时,则取最高负载压力,即

$$p_{\text{pump}} = p_{L_{\text{max}}} + \Delta p$$

各执行元件单独动作时的流量计算方程为

$$Q(A) = \begin{cases} \min \left(6000 C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, Q_{\text{max}} \right) & (p_{\text{pump}} \leq p_0) \\ \min \left(6000 C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \frac{60N}{p_{\text{pump}}} \right) & (p_0 < p_{\text{pump}} < p_{\text{max}}) \\ \min \left(6000 C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p'}, Q_0 \right) & (p_{\text{pump}} \geq p_{\text{max}}) \end{cases} \quad (1)$$

其中

$$\Delta p' = p_{\text{max}} - p_L$$

式中 Q ——执行元件的流量, L/min

C_d ——流量系数

A ——多路阀开口面积, cm^2

ρ ——流体密度, kg/m^3

Δp ——多路阀进出口压差, MPa

Q_0 ——液压泵变量终了流量, L/min

Q_{max} ——液压泵最大流量, L/min

p_0 ——液压泵起调压力, MPa

p_{max} ——液压泵最大工作压力, MPa

N ——液压泵功率, kW

当动臂、斗杆和铲斗液压缸两两复合动作时,执行元件的流量计算方程为

$$Q_{\Sigma}(A_1, A_2) = \begin{cases} \min \left(6000 C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, Q_{\text{max}} \right) & (p_{\text{pump}} \leq p_0) \\ \min \left(6000 C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \frac{60N}{p_{\text{pump}}} \right) & (p_0 < p_{\text{pump}} < p_{\text{max}}) \\ \min \left(6000 C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p'}, Q_0 \right) & (p_{\text{pump}} \geq p_{\text{max}}) \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} Q_1(A_1, A_2) = \frac{A_1}{A} Q_{\Sigma} \\ Q_2(A_1, A_2) = \frac{A_2}{A} Q_{\Sigma} \end{cases} \quad (3)$$

其中

$$A = A_1 + A_2 \quad \Delta p' = p_{\text{max}} - p_{L_{\text{max}}}$$

式中 Q_{Σ} ——执行元件总流量, L/min

Q_1, Q_2 ——执行元件 1、2 的流量, L/min

A_1, A_2 ——执行元件 1、2 的阀口面积, cm^2

当液压缸与回转马达复合动作时,回转优先考虑,执行元件的流量计算方程为

$$Q_m = \frac{30}{\pi} D_m \omega i_r \quad (4)$$

$$\omega_{\text{max}} = \frac{200\pi}{D_m i_r} C_d A_{V4} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (5)$$

$$Q_c(A_V, A_{V4}) = \begin{cases} \min \left(6000 C_d A_V \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, Q_{\text{max}} - Q_m \right) & (p_{\text{pump}} \leq p_0) \\ \min \left(6000 C_d A_V \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \frac{60N}{p_{\text{pump}}} - Q_m \right) & (p_0 < p_{\text{pump}} < p_{\text{max}}) \\ \min \left(6000 C_d A_V \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p'}, Q_0 - Q_m \right) & (p_{\text{pump}} \geq p_{\text{max}}) \end{cases} \quad (6)$$

式中 Q_m, Q_c ——回转马达和液压缸流量, L/min

D_m ——马达排量, L/r

i_r ——回转机构传动比

$\omega, \omega_{\text{max}}$ ——转台瞬时、最大回转角速度, rad/s

A_V ——液压缸多路阀开口面积, cm^2

A_{V4} ——回转马达多路阀最大开口面积, cm^2

2 作业循环时间建模

2.1 挖掘机典型作业循环过程

一个典型的反铲作业循环过程由挖掘装满、满斗提升回转、卸载和空斗返回等动作组成^[5]。计算

时根据液压缸行程将每一个动作分割成若干小区间,假定在每个小区间内液压缸作匀速运动。

(1) 挖掘装满用时

$$T_{\text{exca}} = 60\,000 \left(\sum_{k=1}^m \frac{\Delta l_{\text{cy121}} A_{\text{cy121}}}{Q_k(A_{\text{V21}})} + \sum_{k=m+1}^{2n} \frac{\Delta l_{\text{cy121}} A_{\text{cy121}}}{Q_{1k}(A_{\text{V21}}, A_{\text{V31}})} + \sum_{k=2n-m+1}^{5n} \frac{\Delta l_{\text{cy131}} A_{\text{cy131}}}{Q_k(A_{\text{V31}})} \right) \quad (7)$$

式(7)等号右边第 1 项表示斗杆液压缸单动作时间;第 2 项表示斗杆和铲斗液压缸复合动作时间;第 3 项表示铲斗液压缸单独动作时间。

(2) 满斗提升回转用时

此过程分为两个阶段:铲斗从挖掘终了位置提升到地面,动臂油缸单独动作;铲斗从地面提升到卸载位置,动臂提升与转台回转复合动作。第一、二阶段的提升时间分别为

$$T_{\text{lift1}} = 60\,000 \sum_{k=1}^n \frac{\Delta l_{\text{cy111}} A_{\text{cy111}}}{Q_k(A_{\text{V11}})} \quad (8)$$

$$T_{\text{lift2}} = 60\,000 \left(\sum_{k=1}^m \frac{\Delta l_{\text{cy112}} A_{\text{cy111}}}{Q_{ck}(A_{\text{V11}}, A_{\text{V4}})} + \sum_{k=m+1}^{2n} \frac{\Delta l_{\text{cy112}} A_{\text{cy111}}}{Q_k(A_{\text{V11}})} \right) \quad (9)$$

式(9)等号右边第 2 项表示回转进入制动阶段后动臂液压缸的动作时间。

(3) 卸载用时

$$T_{\text{unload}} = 60\,000 \left(\sum_{k=1}^m \frac{\Delta l_{\text{cy122}} A_{\text{cy122}}}{Q_k(A_{\text{V22}})} + \sum_{k=m+1}^n \frac{\Delta l_{\text{cy122}} A_{\text{cy122}}}{Q_{1k}(A_{\text{V22}}, A_{\text{V32}})} + \sum_{k=n-m+1}^{2n} \frac{\Delta l_{\text{cy132}} A_{\text{cy132}}}{Q_k(A_{\text{V32}})} \right) \quad (10)$$

(4) 空斗返回用时

转台回转与动臂下降复合动作,动臂下降时间为

$$T_{\text{down1}} = 60\,000 \left(\sum_{k=1}^m \frac{\Delta l_{\text{cy113}} A_{\text{cy112}}}{Q_{ck}(A_{\text{V12}}, A_{\text{V4}})} + \sum_{k=m+1}^{2n} \frac{\Delta l_{\text{cy113}} A_{\text{cy112}}}{Q_k(A_{\text{V12}})} \right) \quad (11)$$

铲斗和斗杆返回时间为

$$T_{\text{down2}} = 60\,000 \left(\sum_{k=1}^n \frac{\Delta l_{\text{cy123}} A_{\text{cy121}}}{Q_k(A_{\text{V21}})} + \sum_{k=1}^n \frac{\Delta l_{\text{cy133}} A_{\text{cy131}}}{Q_k(A_{\text{V31}})} \right) \quad (12)$$

式中 $\Delta l_{\text{cy111}}、\Delta l_{\text{cy112}}、\Delta l_{\text{cy113}}$ ——动臂缸各动作单位区间内的行程, m

$\Delta l_{\text{cy121}}、\Delta l_{\text{cy122}}、\Delta l_{\text{cy123}}$ ——斗杆缸各动作单位区间内的行程, m

$\Delta l_{\text{cy131}}、\Delta l_{\text{cy132}}、\Delta l_{\text{cy133}}$ ——铲斗缸各动作单位区间内的行程, m

$A_{\text{cy111}}、A_{\text{cy121}}、A_{\text{cy131}}$ ——动臂、斗杆和铲斗缸大

腔面积, m^2

$A_{\text{cy112}}、A_{\text{cy122}}、A_{\text{cy132}}$ ——动臂、斗杆和铲斗缸小腔面积, m^2

$A_{\text{V11}}、A_{\text{V21}}、A_{\text{V31}}$ ——动臂、斗杆和铲斗缸多路阀通向大腔的最大开口面积, cm^2

$A_{\text{V12}}、A_{\text{V22}}、A_{\text{V32}}$ ——动臂、斗杆和铲斗缸多路阀通向小腔的最大开口面积, cm^2

2.2 转台回转运动分析

广义上,挖掘机回转运动可分为 4 个阶段:恒扭矩阶段、恒功率阶段、制动减速阶段和匀速阶段。

(1) 恒扭矩阶段

该阶段为转台的起动加速过程。转台由静止状态开始转动,此时马达压力达到其最大压力 p_{max} ,转台驱动力矩为

$$M = \frac{1\,000 p_{\text{max}} D_m i_r}{2\pi} \quad (13)$$

恒扭矩阶段按角度增量 $\Delta\varphi$ 离散,假设每一 $\Delta\varphi$ 角度区间内,转台转动惯量不变,则第 k 区间结束时,转台角速度为

$$\omega_k = \sqrt{\omega_{k-1}^2 + 2M\Delta\varphi/J_k}$$

第 k 区间回转时间为

$$t_k = (\omega_k - \omega_{k-1}) J_k / M$$

式中 ω_{k-1} ——第 k 区间开始时转台角速度, rad/s

J_k ——第 k 区间转台的转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

(2) 恒功率阶段

此阶段仍按角度增量 $\Delta\varphi$ 离散,则

$$\omega_k = \sqrt[3]{3\,000 N_r \Delta\varphi / J_k + \omega_{k-1}^3}$$

$$t_k = (\omega_k^2 - \omega_{k-1}^2) J_k / (2\,000 N_r)$$

式中 N_r ——回转回路功率, kW

恒功率阶段结束的标志是 $\omega_k = \omega_{\text{max}}$ 。

(3) 制动减速阶段

该阶段,来自液压泵的油路被切断,负载敏感系统对回转液压回路不起作用。制动阶段按时间增量 Δt 离散,则

$$\omega_k = \omega_{k-1} - M_z \Delta t / J_k$$

$$\Delta\varphi_k = \omega_{k-1} \Delta t - M_z \Delta t^2 / (2J_k)$$

式中 M_z ——转台制动力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$

$\Delta\varphi_k$ ——第 k 区间转台转动角度, rad

该阶段结束的标志是 $\omega_k = 0$ 。

(4) 匀速阶段

若 $\varphi_T + \varphi_P + \varphi_Z < \varphi$,则回转运动存在匀速阶段,该过程按角度增量 $\Delta\varphi$ 离散,则

$$t_k = \Delta\varphi / \omega_{\text{max}}$$

匀速阶段结束标志是 $\varphi_T + \varphi_P + \varphi_Z + \varphi_Y = \varphi$ 。 φ_T 为恒扭矩阶段的转台转角, φ_P 为恒功率阶段的转台转角, φ_Z 为制动阶段的转台转角, φ_Y 为匀速阶段的转台转角, φ 为转台预定总转角。

3 挖掘机优化模型

3.1 目标函数

通过综合分析挖掘机的工作性能要求,建立的挖掘机优化模型考虑的优化目标主要有作业效率指标、挖掘力指标和作业范围指标,总体目标函数为

$$\min F(\mathbf{X}) = C_1 f_1(\mathbf{X}) - C_2 f_2(\mathbf{X}) - C_3 f_3(\mathbf{X}) \quad (14)$$

其中 $f_1(\mathbf{X}) = [T_{\text{cyc}}(\mathbf{X}), T_{\text{rot}}(\mathbf{X})]^T$

$$T_{\text{cyc}}(\mathbf{X}) = T_{\text{exca}} + T_{\text{lift1}} + T_{\text{lift2}} + T_{\text{unload}} + T_{\text{down1}} + T_{\text{down2}} \quad (15)$$

$$T_{\text{rot}}(\mathbf{X}) = T_{\text{rot1}} + T_{\text{rot2}} \quad (16)$$

式中 C_1, C_2, C_3 ——各子目标的总权重系数

$f_1(\mathbf{X})$ $f_2(\mathbf{X})$ $f_3(\mathbf{X})$ ——作业效率、挖掘力和作业范围总函数

$T_{\text{cyc}}(\mathbf{X}), T_{\text{rot}}(\mathbf{X})$ ——挖掘机作业循环和转台回转时间, s

$T_{\text{rot1}}, T_{\text{rot2}}$ ——转台满斗和空斗回转时间, s

3.2 设计变量

根据上述优化目标,模型的设计变量包括工作装置铰点间距(如图1所示)、液压缸内径、活塞杆外径和各多路阀的最大开口面积。记为

$$\mathbf{X} = [X_1, X_2, \dots, X_{45}]^T =$$

$$[x_1, x_2, \dots, x_{30}, D_{C1}, D_{C2}, D_{C3}, D_{R1}, D_{R2}, D_{R3}, D_m, i_r, A_{V11}, A_{V12}, A_{V21}, A_{V22}, A_{V31}, A_{V32}, A_{V4}]^T$$

式中 D_{C1}, D_{C2}, D_{C3} ——动臂、斗杆和铲斗缸内径

D_{R1}, D_{R2}, D_{R3} ——动臂、斗杆和铲斗缸的活塞杆外径

杆外径

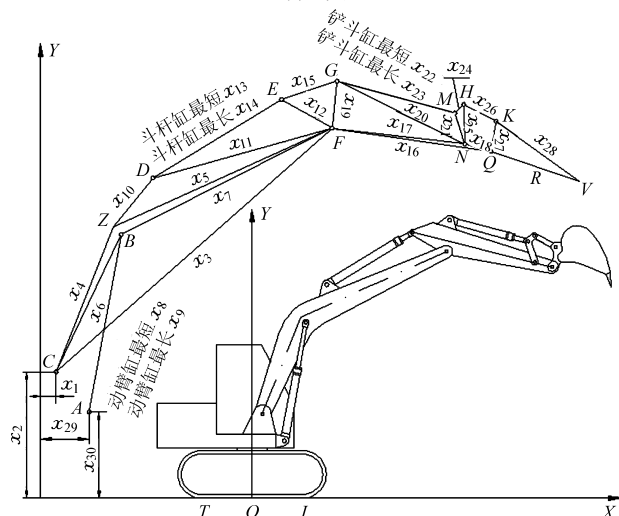


图1 挖掘机工作装置铰点间距示意图

Fig. 1 Hinge point distance of equipment for excavator

3.3 约束条件

包括以下几类约束:

(1)基本几何约束 $g_1(\mathbf{X})$:保证工作装置各铰点连线之间的三角形和四边形成立,共34个。

(2)经验性几何约束 $g_2(\mathbf{X})$:针对挖掘机工作装置设计总结的一些经验知识,保证优化设计的结果符合实际工作要求,共28个。

(3)运动约束 $g_3(\mathbf{X})$:保证工作装置在作业范围内无运动干涉并有合适的传动角和力臂,共13个。

(4)结构强度约束 $g_4(\mathbf{X})$:保证工作装置在作业过程中具有足够的强度,共11个。

(5)可制造性约束 $g_5(\mathbf{X})$:对油缸内径、活塞杆外径和油缸行程的配合要求,保证3组油缸具有可制造性,共6个。

(6)作业安全约束 $g_6(\mathbf{X})$:保证挖掘机在满斗提升回转或空斗下降返回时铲斗不会与装载车或土壤发生碰撞,共2个。

4 应用实例

以某企业生产的7 t反铲液压挖掘机为例,该机液压系统最大工作压力为24.5 MPa,液压泵最大流量为160 L/min,多路阀进出口压差为1.7 MPa。回转马达额定压力为23 MPa,转台的最大回转速度为12 r/min。取卸载高度和自卸车车宽均为2.5 m,假定自卸车位于挖掘机的侧面,与挖掘机平行。

采用所开发的柔性优化设计系统进行优化求解,优化算法为仿生物进化法,该方法求解效率高且收敛稳定,特别适合于大型工程优化问题的求解。

根据文中的作业过程离散化处理思想,表1中列出了液压缸工作行程划分基本段数为10~200的作业循环时间计算结果以及首轮计算所需时间。可见,作业循环时间的计算精度对区间分割的粗细程度并不敏感,但计算用时却因为区间划分的细化而明显变长。因此在满足计算精度的前提下,综合考虑计算效率,本模型的区间划分基本段数选为10。优化变量值及优化目标值如表2、3所示。限于篇幅,只列出了主要的变量值和目标函数值。

表3中I、II、III列的优化目标值是通过分别只优化工作装置铰点间距、多路阀最大开口面积以及液压缸内径和活塞杆外径而得到的,由此可见,作业效率、挖掘力和作业范围指标的主要敏感设计变量分别为多路阀开口面积、液压缸参数和工作装置尺寸参数。就挖掘力或作业范围而言,合理增大液压缸缸径或工作装置尺寸是有利的,但由上述对作业循环时间的分析计算可知,这会对作业效率造成负

面影响。因此,各目标之间的权重被作为优化导向的控制参数,并可以在优化过程中做阶段性调整。表 3 中给出了分别侧重于作业效率和作业性能指标的权重设置和相应的优化结果以及产生最后优化方

案时的权重值。由表中可知,在权重系数协调基础上,通过对设计变量优化调整,作业循环时间由优化前的 14.04 s 缩短为 12.61 s,缩短 1.43 s(10.2%),挖掘机各方面的性能都有明显改善。

表 1 不同区间划分结果对比
Tab.1 Results of different divisions

区间划分基本段数 n	10	20	40	80	100	120	160	180	200
作业循环时间/s	14.039 8	14.036 4	14.029 5	14.024 4	14.022 8	14.022 8	14.022	14.021 3	14.021 5
首轮计算用时/s	1	5	24	189	370	623	1 477	2 104	2 919

表 2 设计变量
Tab.2 Design variables

变量	优化前	优化后	变量	优化前	优化后	变量	优化前	优化后
x_3/mm	3 710.0	3 730.9	x_{26}/mm	342.0	340.7	$D_m/L \cdot r^{-1}$	0.044 5	0.045 2
x_4/mm	2 000.5	2 023.5	x_{27}/mm	312.2	312.8	i_r	124.5	116.0
x_5/mm	2 444.6	2 430.4	x_{28}/mm	1 175.3	1 177.9	A_{V11}/cm^2	0.688	0.675
x_7/mm	2 303.8	2 324.6	D_{C1}/mm	115	115	A_{V12}/cm^2	0.355	0.395
x_{11}/mm	1 761.2	1 769.9	D_{C2}/mm	100	105	A_{V21}/cm^2	0.584	0.670
x_{16}/mm	1 650.0	1 654.2	D_{C3}/mm	90	95	A_{V22}/cm^2	0.375	0.482
x_{17}/mm	1 391.7	1 392.8	D_{R1}/mm	65	60	A_{V31}/cm^2	0.459	0.589
x_{19}/mm	363.2	360.4	D_{R2}/mm	60	75	A_{V32}/cm^2	0.292	0.468
x_{20}/mm	1 423.2	1 418.9	D_{R3}/mm	55	70	A_{V4}/cm^2	0.292	0.328

表 3 主要优化目标及结果对比
Tab.3 Results of optimized objective

主要优化目标	优化前	I	II	III	强调作业效率的目标值(权重)	强调作业性能的目标值(权重)	优化方案目标值(权重)
作业循环时间/s	14.04	13.57	12.8	13.99	12.13(0.25)	13.85(0.03)	12.61(0.105)
回转时间/s	4.63	4.62	4.07	4.63	4.15(0.25)	4.47(0.03)	4.17(0.105)
铲斗最大理论挖掘力/kN	49.01	48.68	49.01	54.61	43.32(0.05)	59.88(0.105)	54.29(0.085)
斗杆最大理论挖掘力/kN	36.16	36.24	36.16	39.86	39.85(0.05)	43.53(0.105)	39.65(0.085)
铲斗最大实际挖掘力/kN	43.35	43.28	43.35	47.71	43.66(0.06)	50.31(0.11)	47.63(0.09)
斗杆最大实际挖掘力/kN	35.77	35.81	35.77	39.38	36.85(0.06)	40.41(0.11)	39.38(0.09)
最大挖掘深度/mm	4 486	4 387	4 486	4 486	4 510(0.05)	4 505(0.11)	4 500(0.09)
最大挖掘高度/mm	7 392	7 468	7 392	7 392	7 409(0.05)	7 589(0.105)	7 581(0.09)
最大卸载高度/mm	5 284	5 369	5 284	5 284	5 303(0.05)	5 528(0.105)	5 516(0.09)
最大挖掘半径/mm	6 384	6 396	6 384	6 384	6 395(0.05)	6 428(0.11)	6 421(0.09)

优化后的作业循环特性如图 2 所示。由表 4 可知,作业循环时间缩短的主要阶段为铲斗挖掘阶段(约 0.2 s)、铲斗卸载阶段(约 0.7 s)和斗杆返回复位阶段(约 0.4 s),从图 2 中可以找出相应的主要敏感设计变量。从图 3~5 可以看出,返回阶段的斗杆缸缩回速度和卸载阶段的铲斗缸缩回速度在优化后明显增大,其他阶段的作业速度在优化前后变化较

小。在挖掘阶段,斗杆和铲斗复合挖掘时间较优化前略长,因此挖掘力较大时的作业时间并没有缩短,说明优化结果是合理的。由表 2 可知,动臂缸大腔阀口最大面积 A_{V11} 由 0.688 cm^2 减小为 0.675 cm^2 ,而其余阀口面积均比优化前增大,因为液压泵的最大流量 160 L/min 对应的阀口面积为 0.667 cm^2 ,过大的阀口面积没有意义,反而可能会导致液压元件

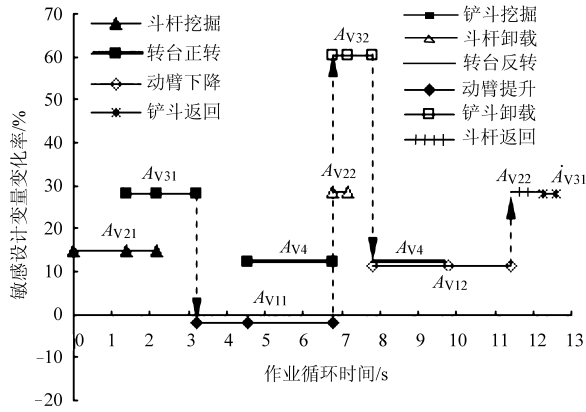


图2 优化后的作业循环特性图

Fig. 2 Optimized working cycle characteristic

表4 作业循环时间分段比较

Tab. 4 Comparison of working cycle time

动作阶段	动作时间/s	
	优化前	优化后
斗杆单独挖掘	1.43	1.38
斗杆和铲斗复合挖掘	0.72	0.77
铲斗单独挖掘	1.27	1.04
动臂提升	3.60	3.56
转台正转	2.40	2.25
斗杆单独卸载	0.04	0.03
斗杆和铲斗复合卸载	0.38	0.37
铲斗单独卸载	1.33	0.64
动臂下降	3.54	3.60
转台反转	2.23	1.92
斗杆返回	1.36	0.89
铲斗返回	0.37	0.33

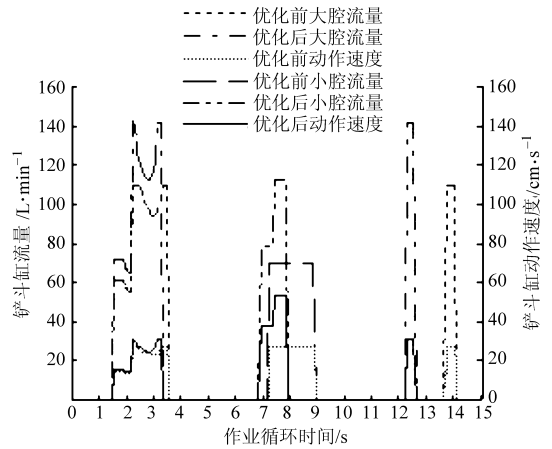


图4 铲斗缸流量及速度曲线

Fig. 4 Flow and velocity curves of bucket cylinder

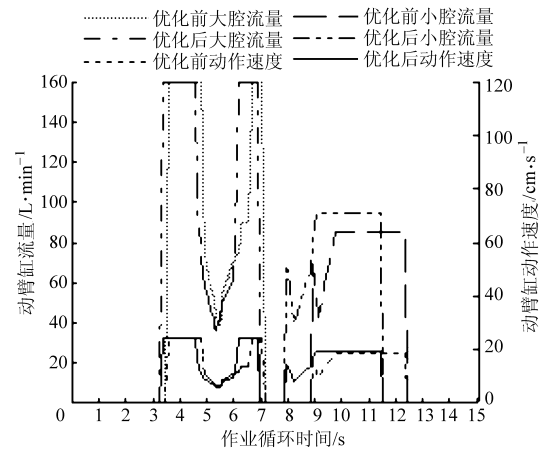


图5 动臂缸流量及速度曲线

Fig. 5 Flow and velocity curves of boom cylinder

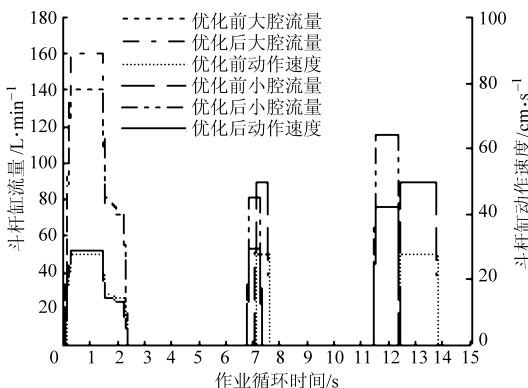


图3 斗杆缸流量及速度曲线

Fig. 3 Flow and velocity curves of arm cylinder

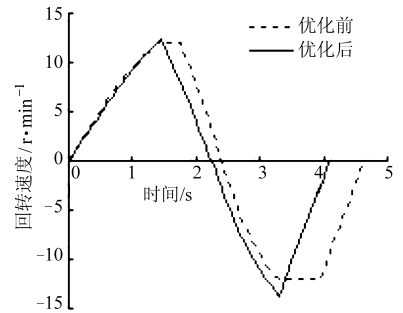


图6 转台回转性能曲线

Fig. 6 Rotation performance of revolving platform

的体积过大,影响液压系统的整体布局。

图6为转台回转速度曲线,回转速度优化前呈梯形特性,而优化后呈三角形特性。转台满斗最大回转速度由优化前的12 r/min增大为12.4 r/min,空斗最大回转速度增大为13.8 r/min。转台回转时间较优化前缩短了约0.5 s。

5 结束语

建立了负载敏感型液压挖掘机作业循环时间的分析和优化模型,将这一模型应用于产品设计实例,进行多路阀开口面积、液压缸尺寸参数、液压马达工作参数和工作装置结构参数的综合优化,结果在继续改善挖掘性能的同时,显著缩短了作业循环时间,提高了作业效率。提出的优化模型和方法对负载敏感型液压挖掘机设计具有普遍适用性。

(下转第73页)

- Wang Yanyao, Zhang Yan, Shang Shuqi, et al. Test study on performance of peanuts shelling by gas burst [J]. Transactions of the CSAE, 1998, 14(1):222~227. (in Chinese)
- 14 尚书旗,刘曙光,王方艳,等.花生生产机械的研究现状与进展分析[J].农业机械学报,2005,36(3):143~147. Shang Shuqi, Liu Shuguang, Wang Fangyan, et al. Current situation and development of peanut production machinery [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(3):143~147. (in Chinese)
- 15 胡志超,陈有庆,王海鹍,等.振动筛式花生收获机的设计与试验[J].农业工程学报,2008,24(10):114~117.
- 16 Shahin M A, Verma B P, Tollner E W. Fuzzy logical model for predicting peanut maturity[J]. Transactions of the ASAE, 2003, 43(2):483~490.

(上接第 44 页)

参 考 文 献

- 1 王炎. 液压挖掘机负荷传感系统的仿真研究及节能分析[D]. 长沙:中南大学,2009.
- 2 Peter Beater, Martin Otter. Multi-domain simulation;mechanics and hydraulics of an excavator[C]//Proceedings of the 3rd International Modelica Conference, 2003.
- 3 郝鹏,何清华,张大庆. 负载敏感系统测试及特性分析[J]. 中国工程机械学报,2006,4(3):317~321. Hao Peng, He Qinghua, Zhang Daqing. Testing and characteristic analysis of load-sensing system[J]. Chinese Journal of Construction Machinery,2006,4(3):317~321. (in Chinese)
- 4 Gunnar Grossschmidt, Mait Harf. Design of a hydraulic-mechanical load-sensing system using object-oriented modelling and simulation[C]//Proceedings 21st European Conference on Modelling and Simulation, 2007.
- 5 陈文平,冯培恩. 液压挖掘机反铲作业循环过程的计算机仿真[J]. 建筑机械,1990(7):11~16.
- 6 黄斌,何清华,贺继林,等. 反铲液压挖掘机挖掘图谱程序化绘制与实验[J]. 农业机械学报,2009,40(9):26~31. Huang Bin, He Qinghua, He Jilin, et al. Research on drawing mine map of backhoe hydraulic excavator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(9):26~31. (in Chinese)

欢迎订阅 2012 年《中国农业科学》中、英文版

《中国农业科学》中、英文版由农业部主管、中国农业科学院主办。主要刊登农牧业基础科学和应用基础科学研究论文、综述、简报等。设有作物遗传育种;耕作栽培·生理生化;植物保护;土壤肥料·节水灌溉·农业生态环境;园艺;园林;贮藏·保鲜·加工;畜牧·兽医等栏目。读者对象是国内外农业科研院(所)、农业大专院校的科研、教学人员。

《中国农业科学》中文版影响因子、总被引频次连续多年居全国农业科技期刊最前列或前列位次。1999年起连续10年获“国家自然科学基金重点学术期刊专项基金”资助;2001年入选中国期刊方阵双高期刊;1999年获“首届国家期刊奖”,2003、2005年获“第二、三届国家期刊奖提名奖”;2004—2006年连续荣获第四、五届全国农业优秀期刊特等奖;2002年起7次被中信所授予“百种中国杰出学术期刊”称号;2008年获中国科技信息研究所“精品科技期刊”称号,及武汉大学中国科学评价中心“权威期刊”称号;2010年荣获“第二届中国出版政府奖期刊提名奖”。在北京大学《中文核心期刊要目总览(2008年版)》中位居“农业综合类核心期刊表”首位。2010年1月起中文版改为半月刊,将有更多最新农业科研成果通过《中国农业科学》及时报道。

《中国农业科学》英文版(Agricultural Sciences in China)2002年创刊,2006年1月起正式与国际著名出版集团 Elsevier 合作,海外发行由 Elsevier 全面代理,全文数据在 ScienceDirect 平台面向世界发行。2010年1月起英文版页码增至160页。2010年 Agricultural Sciences in China 被 SCIE 收录,拟于2012年1月更名为 Journal of Integrative Agriculture。

《中国农业科学》中文版大16开,每月1、16日出版,国内外公开发售。每期224页,定价49.50元,全年定价1188.00元,国内统一刊号:CN11-1328/S,国际标准刊号:ISSN0578-1752,邮发代号:2-138,国外代号:BM43。

《中国农业科学》英文版大16开,每月20日出版,国内外公开发售。每期160页,国内订价36.00元,全年432.00元,国内统一刊号:CN11-4720/S,国际标准刊号:ISSN1671-2927,邮发代号:2-851,国外代号:1591M。

地址:北京中关村南大街12号《中国农业科学》编辑部 邮编:100081

电话:010-82109808,82106280,82106281,82106282 传真:010-82106247

网址:www.ChinaAgriSci.com E-mail:zgnykx@mail.caas.net.cn