

# 挖掘机工作过程动力特性仿真及主构件参数多目标优化设计方法

林述温 陆哲\* 危世佳 陈剑雄 顾天奇 谢钰

福州大学机械工程及自动化学院,福州,350108

**摘要:** 现有挖掘机主构件参数优化设计方法无法保证挖掘作业全过程多工况位置工作性能最优,且没有考虑作业过程中的能耗特性。研究了以典型工况作业全过程动力和能耗特性为目标的挖掘机工作装置主构件参数多目标优化设计方法。通过对基于 ADAMS 的参数化挖掘机虚拟样机的动力学仿真,分析了四种典型工况作业过程的液压缸驱动力和功率特性,确定了工作装置的优化工况,建立了新的综合考虑挖掘机典型工况作业过程液压缸驱动力传动比和功率特性的多目标优化数学模型,并结合实例对挖掘机整机工作装置参数化虚拟样机的铲斗、斗杆和动臂主构件参数进行顺序多目标优化。优化结果表明:该优化设计方法可显著提高挖掘机作业全过程工作装置传递动力的性能,降低液压缸能耗。

**关键词:** 挖掘机;主构件参数;虚拟样机;过程特性;多目标优化;顺序优化

**中图分类号:** TH122

**DOI:** 10.3969/j.issn.1004-132X.2025.06.025

**开放科学(资源服务)标识码(OSID):**



## Simulation of Dynamic Characteristics of Excavator Working Processes and Multi-objective Optimization Design Method of Main Component Parameters

LIN Shuwen LU Zhe\* WEI Shijia CHEN Jianxiong GU Tianqi XIE Yu

School of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou, 350108

**Abstract:** To address the issues that the existing excavator component parameter optimization design could not ensure optimal performance across various positions and conditions throughout the excavation operations, and did not consider the energy consumption characteristics of the operational processes, a new multi-objective optimization design method of excavator work device parameters with the target of the power and energy consumption characteristics of the whole typical working condition operational processes was studied. Through the dynamics simulation of the ADAMS-based parametric excavator virtual prototype, the drive force and power characteristics of the hydraulic cylinders in four typical operating conditions were analyzed, the optimization conditions of work devices were determined, and a new multi-objective optimization model was established which considering the drive force transmission ratio and power characteristics of the hydraulic cylinders in the typical operating conditions. The parameters of the bucket, stick and boom were optimized in a sequential multi-objective process in combination with the parametric virtual prototype of a complete excavator work device. The optimization results demonstrate the effectiveness of the new multi-objective optimization method by improving the performance of the work device in transmitting power during excavator operations while reducing the energy consumption of the hydraulic cylinders.

**Key words:** excavator; main component parameter; virtual prototype; processing characteristics; multi-objective optimization; sequence optimization

### 0 引言

挖掘机工作装置主构件参数直接影响挖掘机的作业性能,合理的工作装置主构件参数能够高效地发挥各液压缸的理论推力,使挖掘机在各工

况的作业过程中具有良好的工作性能。主构件参数的优化设计不仅要保证主要液压驱动油缸在极限工作位置和工作环境能够提供足够大的挖掘和举升力特性,还要保证挖掘机整个作业过程具有良好的工作性能,尽可能降低作业过程能耗,实现节能减排。LI 等<sup>[1]</sup>以极限位置的铲斗挖掘力和斗杆挖掘力为目标,对小型挖掘机工作装置各构

件的主要尺寸参数进行了多目标优化,但该研究仅考虑了单一极限位置力特性,未考虑整个工作过程中的挖掘力和功耗特性。XU 等<sup>[2]</sup>以矿用挖掘机为研究对象,针对极限位置的铲斗挖掘力、斗杆挖掘力和水平推挤力进行了类似的多目标优化,但无法确保工作过程中的性能提升。马利<sup>[3]</sup>以正铲挖掘机为研究对象,利用虚拟仿真软件 ADAMS 建立了虚拟样机模型并进行了运动仿真,以最小化液压缸的平均受力为目标进行优化。虽然该研究考虑了工作过程中的平均受力特性,但并未考虑关键位置处的液压缸受力表现,也忽略了工作全过程的能耗特性。ZOU 等<sup>[4]</sup>利用凸多边形模型建立了液压缸驱动力与挖掘力的作用关系,并通过建立铲斗与土壤的阻力作用模型,以液压缸平均驱动力最小为目标,对挖掘轨迹进行优化。该研究同样未充分考虑挖掘机工作过程关键位置处的性能表现和工作全过程能耗特性。现有的挖掘机优化设计方法主要以典型工况工作过程单一极限作业位置的工作力最大为目标进行优化设计,无法保证挖掘机作业全过程多位置工作性能最优,更没有充分考虑挖掘机作业过程的能耗问题,不符合当前对现代机械装备作业节能减排的要求,因此有必要开展以挖掘机作业全过程多位置作业性能最佳和能耗最小为目标的挖掘机机构参数多目标优化设计方法研究。

近年来,利用虚拟样机对复杂机械系统进行仿真已成为新的研究趋势<sup>[5]</sup>。ALAEI 等<sup>[6]</sup>和 PARK 等<sup>[7]</sup>研究了挖掘过程中反作用力与土壤特性的关系,并在此基础上利用多体仿真模型建立了挖掘机虚拟样机模型,使仿真更接近于挖掘机的实际工作。YU 等<sup>[8]</sup>利用三维建模软件 UG 和虚拟仿真软件 ADAMS 进行联合仿真,获取了挖掘机工作范围参数和各液压缸的压力情况变化曲线,为挖掘机工作装置的设计提供了理论依据。此外,虚拟样机技术还在挖掘机的动态特性分析<sup>[9]</sup>、驾驶参数仿真<sup>[10]</sup>等方面有着广泛的运用。本文依托 ADAMS 平台建立的参数化驱动的液压挖掘机虚拟样机,研究以挖掘机工作过程多目标性能最佳为目标的工作装置主构件机构参数多目标顺序优化设计方法;建立综合挖掘机典型工况作业全过程多位置工作性能和能耗的多目标优化函数,以及以基本几何条件、油缸刚度、整机设计要求等为约束的优化模型;采用动臂、斗杆和铲斗机构参数顺序多目标优化方法,实现工作全过程多目标性能最佳的挖掘机主构件参数优化设计。

## 1 挖掘机典型工况仿真分析及主构件参数优化流程

### 1.1 典型工况动力特性分析及优化工况的选择

图 1 为反铲液压挖掘机工作装置机构铰接点关系简图,图中 V 点为铲斗齿尖, C 点为动臂与回转平台的铰接点。考虑到液压挖掘机在实际作业工况中的载荷分布情况十分复杂,本文利用 ADAMS 软件开发了参数化驱动的液压挖掘机虚拟样机,建立了针对不同挖掘作业方式的液压缸驱动函数和参数化外载荷(包括挖掘阻力和铲斗土壤重力等),通过对挖掘机虚拟样机进行动力学仿真研究挖掘机不同挖掘工况下的驱动力和功率分布特性。由于液压挖掘机实际作业工况众多,可根据国家标准选取 GB 91141—88 规定的四种典型挖掘工况进行动力学仿真分析<sup>[11]</sup>。四种典型作业工况的起始位姿分别为:①工况 1——动臂油缸全缩,斗杆油缸作用力臂最大,铲斗齿尖与斗杆与铲斗的铰接点、动臂与斗杆的铰接点在同一直线上,有偏载;②工况 2——动臂和斗杆油缸的作用力臂均处于最大值,铲斗齿尖、斗杆与铲斗的铰接点、动臂与斗杆的铰接点在同一直线上,挖掘阻力对称,无侧向作用力;③工况 3——动臂油缸、斗杆油缸和铲斗油缸三者的作用力臂此时均处于最大值,挖掘阻力对称,无侧向作用力;④工况 4——动臂油缸全缩,动臂与斗杆的铰接点、斗杆与铲斗的铰接点以及铲斗齿尖三者处于铅垂线上,存在偏载。

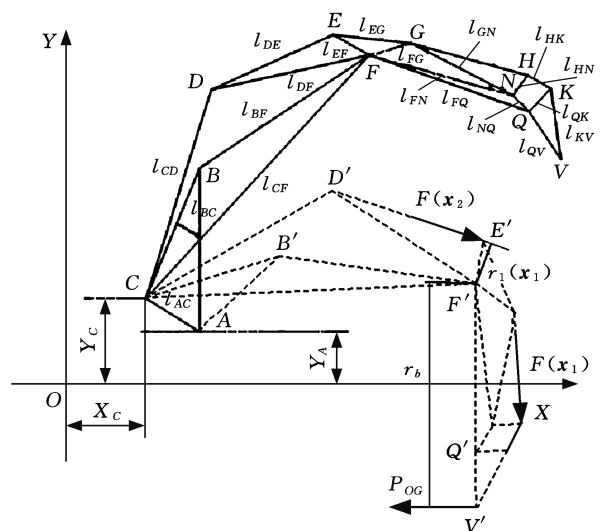


图 1 反铲挖掘机机构铰接点关系简图

Fig.1 Diagram of hinge point relationship of backhoe excavator mechanism

本文在仿真中加载的外部载荷仅考虑了对挖掘机的挖掘能力影响较大的外载,如各构件的重

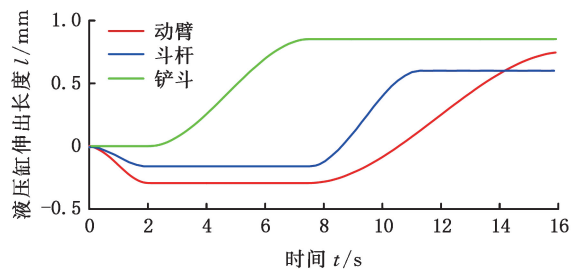
力、挖掘阻力和物料的重力等。各种典型工况的液压缸运动规律通过驱动函数来定义,各个油缸(缸体与活塞杆)的驱动函数以 ADAMS 提供的用三次多项式构造的阶跃函数  $STEP(\cdot)$  来表示。在液压缸体和液压缸活塞杆上添加移动驱动函数,模拟液压油缸调节行程,完成挖掘机工作装置的挖掘作业,建立模拟 4 种典型挖掘工况挖掘作业过程的液压缸驱动函数。4 种典型挖掘工况中的各液压缸驱动函数参数设置如下<sup>[12-13]</sup>:动臂、斗杆和铲斗的液压活塞杆伸出平均速度分别为 120 mm/s、180 mm/s 和 150 mm/s,各液压活塞杆的缩回速度比伸出速度快 20 mm/s。各典型作业工况动力学仿真过程中,初始阶段先进行姿态的调整,将挖掘机虚拟样机从初始位姿调整到对应的典型作业工况起始位姿,再通过三组液压油缸的配合动作完成挖掘动作和抬臂到卸载点位置,同时添加挖掘阻力和土壤重力函数模拟实际挖掘作业过程的动力学情况。

以铲斗容量为  $1 \text{ m}^3$  的挖掘机和以下阻力模型参数为例添加铲斗挖掘外载荷:土壤硬度系数  $C=80$ ,铲斗切削半径  $R=154 \text{ cm}$ ,铲斗总转角  $\varphi_{\max}=60^\circ$ ,切削刃宽度影响系数  $B=2.82$ ,切削刃角变化影响系数  $A=1.3$ ,斗齿影响系数  $Z=0.75$ ,斗侧壁影响系数  $X=1.03$ ,切削刃挤压力系数  $D=12\ 000$ 。

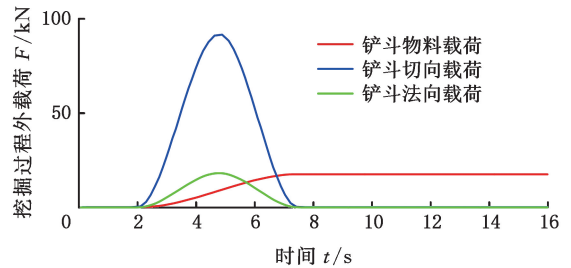
以典型工况 1 为例,各液压缸的驱动函数、挖掘阻力和重力函数可表示如下。

动臂液压缸驱动函数: $STEP(t_1, 0, t_2, -l_{AB\min}) + STEP(t_4, 0, t_6, l_{AB\max})$ ;斗杆液压缸驱动函数: $STEP(t_1, 0, t_2, -l_{DE\min}) + STEP(t_4, 0, t_5, l_{DE\max})$ ;铲斗液压缸驱动函数: $STEP(t_2, 0, t_4, l_{GH\max})$ ;切向挖掘阻力函数: $STEP(t_2, 0, t_3, f_t) + STEP(t_3, 0, t_4, -f_t)$ ;法向挖掘阻力函数: $STEP(t_2, 0, t_3, f_n) + STEP(t_3, 0, t_4, -f_n)$ ;物料重力函数: $STEP(t_2, 0, t_4, G_w)$ 。其中: $l_{AB\min}$ 、 $l_{DE\min}$  分别为动臂和斗杆液压缸相对初始位置的最大缩回长度; $l_{AB\max}$ 、 $l_{DE\max}$ 、 $l_{GH\max}$  分别为动臂、斗杆和铲斗液压缸下相对初始位置的最大伸出长度; $f_t$ 、 $f_n$  分别为切向和法向挖掘阻力; $G_w$  为铲斗内物料最大重力。 $t_1 \sim t_4$  为挖掘机不同工作阶段时间节点。以上函数表示:在  $t_1 \sim t_2$  时间段内,动臂、斗杆油缸作出调整,使得工作装置的位姿和工况 1 一致;铲斗在  $t_2 \sim t_4$  时间段内进行挖掘作业,其中  $t_2 \sim t_3$  时间段内法向和切向挖掘阻力逐渐增大,在  $t_3$  时刻铲斗位于总转角的一半时达到峰值,之后挖掘阻力减小,在  $t_4$  时结束

挖掘,此刻挖掘阻力减小为零,但此时铲斗中物料的重力达到最大值,为  $G_w$ (单位:N); $t_4 \sim t_6$  时间段内,动臂和斗杆的配合动作将铲斗位置移动到指定的卸载点。本文的虚拟样机模型添加的油缸驱动函数和外载荷函数如图 2 所示。外载荷大小变化规律为:铲斗切向挖掘阻力在 2.0 s 挖掘起始点开始,4.8 s 时挖掘阻力数值最大,为 91 798 N,之后阻力值开始减小,在 7.5 s 时阻力值为零。同样,铲斗法向挖掘阻力的变化规律与切向一致,只是在 4.8 s 处数值大小不同,为 18 357 N。铲斗中物料(土壤)重力在 2 s 挖掘起始点逐渐增大,在 7.5 s 结束挖掘时土壤的重力为最大值,该值为 17 640 N,在提臂阶段始终保持不变。



(a) 3 组液压油缸驱动函数曲线



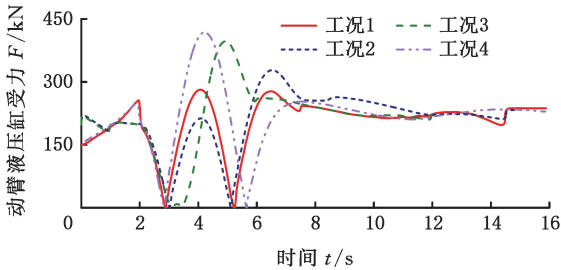
(b) 外载荷驱动函数曲线

图 2 3 组液压油缸驱动函数和外载荷驱动函数曲线图

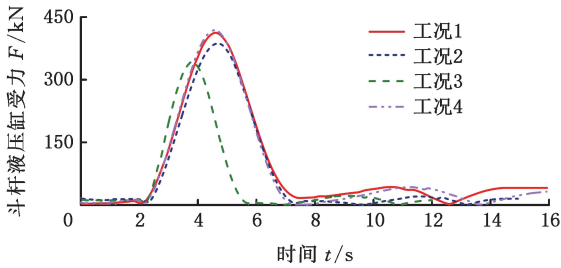
Fig.2 Hydraulic cylinder drive function and external load drive function curve

以上驱动函数添加后,完成仿真时间和仿真步数设置后即可进行动力学仿真求解,获得 4 种典型工况下工作装置 3 组液压缸受力和功率特性曲线,如图 3 和图 4 所示。动臂液压缸的受力情况如图 3a 所示。在  $0 \sim 2.0 \text{ s}$  的位姿调整阶段,由于工况 1 和工况 4 中位姿调整幅度较大,所以动臂液压缸受力先显著增大并在调整结束后迅速减小;而工况 2 和工况 3 中由于位姿调整幅度较小导致其受力变化相对平缓。在  $2.0 \sim 7.5 \text{ s}$  的挖掘动作阶段,动臂液压缸所承受的外载荷是各构件重力、物料重力与挖掘阻力的合力,随着物料重力和挖掘阻力的变化,动臂液压缸的受力表现出先减小至 0 再增大的变化趋势,随后再次减小至 0 之后再度增大。在 7.5 s 后的卸料动作阶段,由于挖掘阻力与物料重力不再发生变化,动臂液压缸

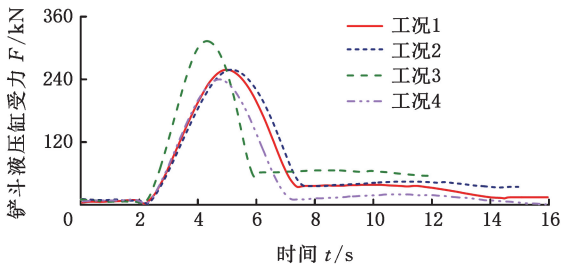
受力曲线趋于平稳,仅出现略微波动。斗杆液压缸和铲斗液压缸的受力情况如图 3b 和图 3c 所示。与动臂液压缸类似,在 0~2.0 s 的位姿调整阶段,其受力变化较为平缓且波动较小;在 2.0~7.5 s 的挖掘动作阶段,受物料重力和挖掘阻力的影响,其受力首先增大至峰值后逐渐减小;在 7.5 s 后的卸料动作阶段,其受力趋于平稳,仅出现略微波动。分析图 3 所示 4 种典型工况工作过程 3 组液压缸受力情况可知,铲斗油缸在典型工况 3 的 4.2 s 处受力最大,其次是工况 1、2 的 5.0 s 处的受力;斗杆油缸在典型工况 4 的 4.6 s 处受力最大,其次是工况 1 的 4.8 s 处受力;动臂液压缸在典型工况 4 的 4.2 s 处受力最大,其次是工况 3 的 4.8 s 处受力。



(a) 动臂液压缸受力变化曲线



(b) 斗杆液压缸受力变化曲线



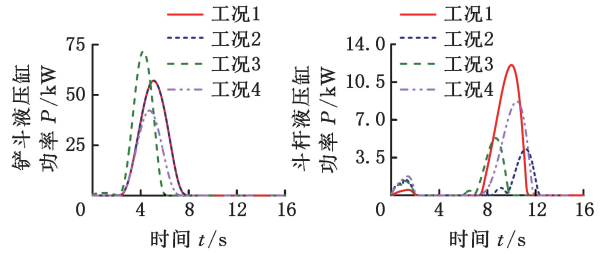
(c) 铲斗液压缸受力变化曲线

图 3 4 种典型工况挖掘机三组液压缸受力变化

Fig.3 Force variation curves of three sets of excavator hydraulic cylinders under typical working conditions

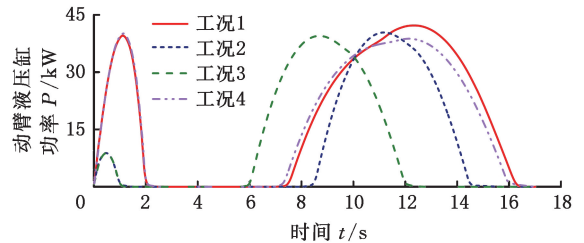
在图 4 所示的 4 种典型工况工作过程 3 组液压缸功率特性曲线中,铲斗液压缸功率呈现单波峰曲线状态,斗杆和动臂的功率曲线与两个工作阶段相对应,呈现双峰曲线状态,其中,第一阶段处在位姿调整阶段,其功率在整个作业过程比重相对较小,第二阶段是提升阶段,动臂和斗杆协调

运动,将铲斗内的土壤提升到卸料点。综合分析图 4 所示的 4 种典型工况工作过程功率特性曲线可知,铲斗液压缸在工况 3 的 4.2 s 处功率最大,为 73 kW,其次是工况 1 和工况 2 的 5.1 s 附近的功率,为 57.5 kW;斗杆液压缸在工况 1 的 10 s 处功率最大,为 12 kW,其次是工况 4 的 10.4 s 附近的功率,为 8.77 kW;动臂液压缸在工况 1 的 12.4 s 处功率最大,为 4.24 kW,其次是工况 2 的 11.2 s 处,功率为 4.035 kW。



(a) 铲斗液压缸

(b) 斗杆液压缸



(c) 动臂液压缸

图 4 三组液压缸工作过程功率曲线

Fig.4 Hydraulic cylinder working process power curve

综上分析,本文确定的工作装置主构件参数优化的分目标,以及铲斗、斗杆、动臂对应的优化典型工况如表 1 所示。

表 1 主构件参数优化挖掘性能分目标及对应的优化的典型工况

Tab.1 Optimization sub-objectives and corresponding optimization of typical conditions

优化特性	分目标		
	铲斗	斗杆	动臂
工作力特性	工况 3	工况 4	工况 4
能耗特性	工况 3 和工况 1	工况 1	工况 1 和工况 2

### 1.2 主构件参数优化基本思路与优化流程

本文主要以液压挖掘机工作装置的动臂、斗杆和铲斗三个液压缸作业过程中推力最大和能耗最小为目标进行铲斗、斗杆和动臂连杆主构件参数优化,并以动臂、斗杆和铲斗连杆机构传动比最大替代相应的液压缸最大推力分目标。由于动臂、斗杆和铲斗连杆机构对传动比的需求有所不同,若用单一的目标函数表达整个工作装置的优化性能,将使优化过程难以有效进行,因此,为解决挖掘机工作装置的多部件多目标优化问题,同

时考虑到待优化的工作装置的动臂、斗杆和铲斗机构之间顺序串联的结构特点,将整机工作装置的优化分解为动臂、斗杆和铲斗连杆机构主构件的顺序独立机构优化问题。同时为了避免因独立优化而出现的动臂、斗杆和铲斗间的尺寸不协调现象,以动臂斗杆的长度比和铲斗的特性参数等为约束,具体的优化设计流程如图 5 所示。

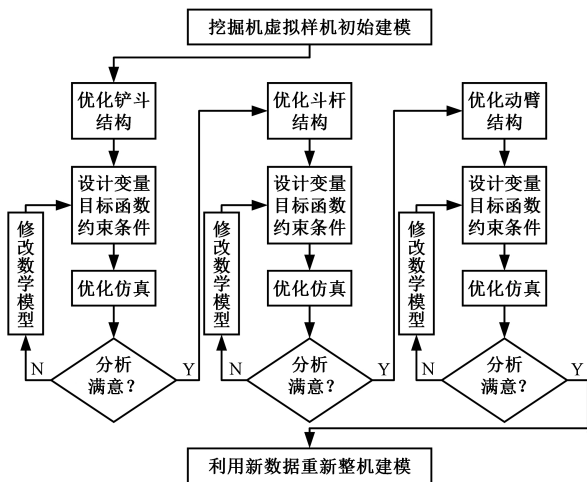


图 5 挖掘机工作装置机构参数顺序优化流程图  
Fig.5 Flow chart of mechanism parameter sequence optimization of excavator working device

## 2 工作装置主构件参数顺序优化

### 2.1 铲斗连杆机构主参数优化

#### 2.1.1 目标函数定义及多目标协同处理函数

反铲挖掘机在工程挖掘作业时,为了克服挖掘阻力的影响,希望在确定的铲斗液压油缸最大推力作用下尽可能在铲斗齿尖产生大的挖掘力,因此,将挖掘过程铲斗连杆机构的最大传动比作为优化分目标函数之一,即

$$f_1(x_1) = \max(i_1(x_1)) = \max\left(\frac{r_1(x_1)r_3(x_1)}{r_2(x_1)l_{KV}}\right) \quad (1)$$

式中: $i_1(x_1)$ 为铲斗连杆机构传动比, $x_1$ 为铲斗连杆机构主参数组成的设计变量矢量,包括图 1 中连杆 QK、QV、KV、NH、HK、NQ; $r_1(x_1)$ 为图 1 中的铲斗油缸对 N 点的作用力臂; $r_2(x_1)$ 为图 1 中连杆 HK 对 N 点的作用力臂; $r_3(x_1)$ 为图 1 中连杆 HK 对 Q 点的作用力臂; $l_{KV}$ 为铰接点 K 与铲斗齿尖 V 之间的距离。

在 ADAMS 中建立铲斗连杆机构传动比的测量函数  $M_{bu_i}$ ,该函数实时记录传动比的数据,同时利用矩阵和数组函数中的  $MAX(\cdot)$  函数以返回元素中的最大值。建立铲斗连杆机构工作过程中最大传动比的分目标函数: $O_1 = MAX(M_{bu_i})$ 。

所设计的主构件参数除了应保证铲斗液压油缸在极限位置获得最大传动比,产生尽可能大的

挖掘力外,还应使铲斗液压油缸在整个挖掘过程中产生尽可能大的挖掘力,以进一步改善挖掘性能,为此,将铲斗连杆机构工作全过程的平均传动比  $\bar{i}_1(x_1)$  作为分目标函数之二:

$$f_2(x_1) = \bar{i}_1(x_1) = \frac{1}{m} \sum_{a=1}^m i_{1a}(x_1) \quad (2)$$

式中: $m$ 为仿真分析运行总步数; $i_{1a}(x_1)$ 为工作过程铲斗连杆机构瞬时传动比。

在 ADAMS 中用元素平均值函数  $MEAN(\cdot)$  建立铲斗连杆机构运动全过程平均传动比的第二个分目标函数: $O_2 = MEAN(M_{bu_i})$ 。

为降低挖掘作业全过程中工作装置的能耗,将铲斗油缸在挖掘作业过程中的平均功率作为第三个分目标函数,即

$$f_3(x_1) = \frac{1}{m} \sum_{a=1}^m (F_{1a}(x_1)v_{1a}(x_1)) \quad (3)$$

式中: $F_{1a}(x_1)$ 为铲斗液压缸工作过程的瞬时推力,N; $v_{1a}(x_1)$ 为铲斗液压活塞杆的动作速度,m/s。

在 ADAMS 中建立铲斗液压缸工作全过程平均功率的分目标函数,其中记录铲斗油缸工作全过程的功率用测量函数  $M_{bu_P}$  表示: $O_3 = MEAN(M_{bu_P})$

为实现三个分目标协同优化,鉴于三个分目标函数的取值和量纲不同,在建立由三个分目标函数组成的单目标函数时,将三个分目标函数进行归一化处理,使之在单目标函数保持均衡的取值范围(0,1)。由于不同的权系数分配方案会影响各分目标的优化结果,通常权重较高的分目标具有更高的优化质量,但会引起其他分目标和整体多目标优化质量的下降,为避免上述问题,在多次尝试不同的权重分配并综合考虑优化效果后,选取各分目标的优化质量最为均衡且多目标整体优化质量最高的一组权重系数进行优化,最终确定多目标归一化的多目标优化函数为

$$f_c(x_1) = 0.35 \frac{f_1(x_1)}{\bar{i}_{1\max}} + 0.2 \frac{f_2(x_1)}{\bar{i}_{1\max}} + 0.45 \frac{f_3(x_1)}{P_{1\max}} \quad (4)$$

式中: $\bar{i}_{1\max}$ 为  $f_1(x_1)$  函数单目标优化的极大值; $\bar{i}_{1\max}$ 为  $f_2(x_1)$  函数单目标优化的极大值; $P_{1\max}$ 为  $f_3(x_1)$  函数单目标优化的极大值。

可通过对式(4)的优化求解并施加约束函数,实现对铲斗连杆主参数的三个目标优化。

#### 2.1.2 铲斗连杆机构主参数优化约束函数的定义

根据液压挖掘机工作装置设计任务要求和结构特点,铲斗连杆机构主参数优化确定的约束函数包括最大挖掘深度、停机面最大挖掘半径和最

大卸载半径设计要求的 3 个整机设计约束、4 个传动角约束、14 个基本几何关系约束、1 个斗杆油缸刚度约束、4 个铲斗特性参数约束和 2 个设计经验知识约束,共 28 个铲斗机构参数优化约束函数。

通过在 ADAMS 中设置对应约束函数的测量函数,在优化过程中实时监控该约束函数的值,ADAMS 中建立的约束函数要以小于或等于零来构建。以前述的铲斗油缸的其中一个传动角约束为例,为了保证传动性能,传动角一般需要大于  $10^\circ$ ,因此在 ADAMS 中所建立铲斗油缸传动角的测量函数为  $M_{\angle GHN}$ ,它对应在 ADAMS 中的传动角约束函数设置为:  $C_1 = M_{\angle GHN} - 170^\circ$ 。

## 2.2 斗杆主参数优化

斗杆主参数的优化是利用铲斗连杆机构主参数优化后的虚拟样机作为待优化模型。类似于铲斗连杆机构主参数优化确定的目标函数,根据挖掘工况的特点,将挖掘过程中斗杆机构主参数最大传动比和平均传动比作为优化的两个分目标函数,即

$$f_4(x_2) = \max(i_2(x_2)) = \max\left(\frac{r_5(x_2)}{r_6(x_2)}\right) \quad (5)$$

$$f_5(x_2) = \bar{i}_2(x_2) = \frac{1}{m} \sum_{a=1}^m i_{2a}(x_2) \quad (6)$$

式中:  $i_2(x_2)$  为斗杆机构传动比;  $x_2$  为斗杆主参数组成的设计变量矢量,包括图 1 中的连杆  $GN$ 、 $EF$ 、 $FQ$ 、 $FN$ 、 $FG$ 、 $EG$ ;  $r_5(x_2)$  为图 1 中动臂与斗杆铰接点  $F'$  至斗杆油缸的距离;  $r_6(x_2)$  为动臂与斗杆铰接点  $F'$  到斗齿尖  $V'$  的距离;  $i_{2a}(x_2)$  为工作过程斗杆机构瞬时传动比。

斗杆在挖掘和提升工况中都发挥着重要作用,由于斗杆液压缸的挖掘能耗在整机效率中占有很大比重,故将典型工况下斗杆液压缸挖掘过程平均功率作为优化的第三个分目标,具体目标函数为

$$f_6(x_2) = \frac{1}{m} \sum_{a=1}^m (F_{2a}(x_2) v_{2a}(x_2)) \quad (7)$$

式中:  $F_{2a}(x_2)$  为典型工况斗杆液压缸工作过程瞬时推力;  $v_{2a}(x_2)$  为斗杆液压活塞杆动作速度。

类似于铲斗前述的铲斗连杆机构主参数优化,在 ADAMS 中建立相应的斗杆主参数最大传动比和工作过程平均传动比的测量函数,将三个分目标函数归一化后表示成单目标函数,通过分析不同的分目标函数权重对多目标优化结果的影响,确定多目标归一化的多目标优化函数为

$$f_g(x_2) = 0.45 \frac{f_4(x_2)}{i_{2\max}} + 0.25 \frac{f_5(x_2)}{\bar{i}_{2\max}} + 0.3 \frac{f_6(x_2)}{P_{2\max}} \quad (8)$$

式中:  $i_{2\max}$  为  $f_4(x_2)$  函数单目标优化的极大值;  $\bar{i}_{2\max}$  为  $f_5(x_2)$  函数单目标优化的极大值;  $P_{2\max}$  为  $f_6(x_2)$  函数

单目标优化的极大值。

根据设计任务要求和结构特点,斗杆机构主参数优化定义的约束函数包括 3 个整机设计要求约束、2 个传动角约束、15 个基本几何关系约束、1 个斗杆油缸刚度约束和 3 个设计经验知识约束,共定义了 20 个斗杆机构主参数优化约束函数。

## 2.3 动臂主参数优化

液压挖掘机动臂液压缸除了需克服挖掘过程中各构件对动臂作用力之外,还要保证在提升工况下提供足够大的提升力,能将铲斗提升到指定的卸载点。在液压挖掘机动臂提升过程中,动臂的提升能力取决于工作装置处在最不利位姿时的提升力,可用下式表示:

$$P_{ON}(x_3) = P_3 \frac{e_1(x_3)}{X_{G_3}(x_3) - X_C(x_3)} \quad (9)$$

式中:  $x_3$  为动臂主参数组成的设计变量矢量,包括图 1 中的连杆  $CB$ 、 $CD$ 、 $CF$ 、 $BF$ 、 $DF$ ;  $P_{ON}(x_3)$  为动臂油缸的提升力;  $P_3$  为动臂油缸的理论推力;  $e_1(x_3)$  为动臂液压缸对  $C$  点的作用力臂;  $X_{G_3}(x_3)$  为带土铲斗的重心横坐标;  $X_C(x_3)$  为铰接点  $C$  点的横坐标。

如图 6 所示,当动臂与机体的铰接点  $C$  坐标一定时,动臂提升力大小受限于带土壤铲斗的瞬时重心横坐标  $X_{G_3}(x_3)$  和动臂液压缸瞬时力臂值  $e_1(x_3)$ 。

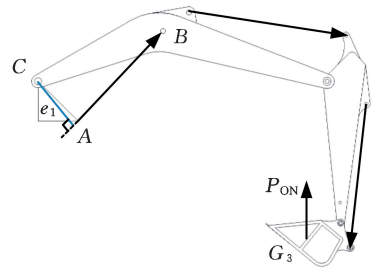


图 6 动臂提升力计算简图

Fig.6 Boom lifting force calculation diagram

类似于铲斗和斗杆主参数的优化,将动臂提升力的优化转化为传动比的优化。但与前者不同的是,动臂优化的目标之一是对提升过程的最小传动比进行优化,将降低动臂液压缸工作过程中的功率作为优化的第二个分目标,即

$$f_7(x_3) = \min\left(\frac{e_1(x_3)}{X_{G_3}(x_3) - X_C(x_3)}\right) \quad (10)$$

$$f_8(x_3) = \frac{1}{m} \sum_{a=1}^m (F_{3a}(x_3) v_{3a}(x_3)) \quad (11)$$

式中:  $F_{3a}(x_3)$  为动臂液压缸的瞬时推力;  $v_{3a}(x_3)$  为动臂液压活塞杆的动作速度。

类似于前述的铲斗和斗杆机构参数优化的处理方法,在 ADAMS 中建立以上动臂提升工作过程的最小传动比和动臂液压缸工作过程平均功率两个分目标函数,其中以  $M_{B_i}$  作为动臂工作过程

的最小传动比的测量函数,以  $M_{B_P}$  作为动臂液压缸工作过程平均功率测量函数。

类似于铲斗连杆机构和斗杆主参数多目标优化处理,将两个分目标函数归一化为单目标函数,通过分析不同的分目标函数权重的多目标优化结果,确定归一化的多目标优化函数为

$$f_d(\mathbf{x}_3) = 0.45 \frac{f_7(\mathbf{x}_3)}{i_{3\max}} + 0.55 \frac{f_8(\mathbf{x}_3)}{P_{3\max}} \quad (12)$$

式中:  $i_{3\max}$  为  $f_7(\mathbf{x}_3)$  函数单目标优化的极大值;  $P_{3\max}$  为  $f_8(\mathbf{x}_3)$  函数单目标优化的极大值。

根据设计任务要求和结构特点,动臂机构参数优化定义的约束函数包括 3 个整机设计要求约束、2 个传动角约束、12 个基本几何关系约束、1 个动臂油缸刚度约束和 2 个有关动臂长度与斗杆长度比值约束,共定义了 20 斗杆主参数优化约束函数。

### 3 优化结果分析

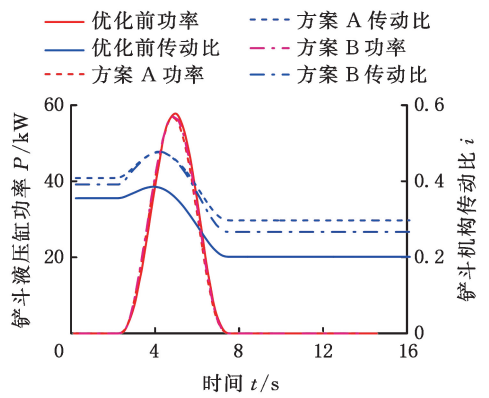
以前述的斗容量为  $1 \text{ m}^3$  的挖掘机为例,依托 ADAMS 软件平台搭建挖掘机工作装置虚拟样机,利用前述建立的多目标优化模型进行铲斗、斗杆和动臂机构参数顺序仿真优化,表 2 所示为优化前后工作装置相关主参数对比。为验证本文所提出的优化方法的有效性,进一步将不同优化方案的传动比和功率特性进行比较,其中方案 A 为本文所提出的机构参数仿真优化新方法,方案 B 为现有优化方法,仅以极限位置的挖掘力为目标,不考虑工作过程中的性能和能耗。图 7、图 8 为不同方案优化前后挖掘机工作过程中的传动比和功率对比曲线。

图 7a 为铲斗连杆机构主参数仿真优化前后的对比曲线,从图中可知,铲斗连杆机构主参数仿真优化后,挖掘机虚拟样机在挖掘阻力变化规律相同的情况下,挖掘机实例模型的铲斗传动比最大值由 0.3847 增大到 0.4754,提高了 23.8%,整体传动比均有所增大,平均值由 0.2608 增大到 0.3484,提高了 25%,同时铲斗油缸工作

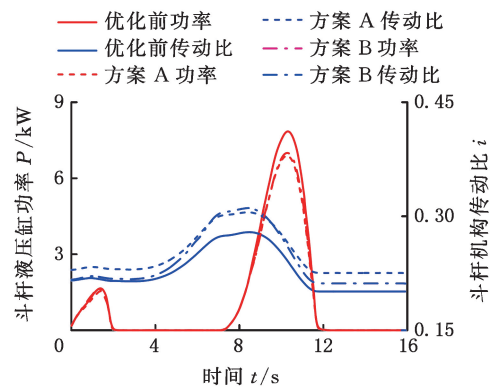
表 2 优化前后的工作装置主构件参数对比

Tab.2 Comparison of working device parameters before and after optimization

参数名	优化前/mm	优化后/mm	参数名	优化前/mm	优化后/mm	参数名	优化前/mm	优化后/mm
$l_{QV}$	1544	1488	$l_{GN}$	2254	2324	$l_{DF}$	3079	2999
$l_{QK}$	580	565	$l_{EF}$	945	994	$l_{BF}$	3482	3444
$l_{KV}$	1755	1778	$l_{EQ}$	3720	3720	$l_{CB}$	2601	2680
$l_{HK}$	580	531	$l_{FG}$	832	848	$l_{CD}$	3245	3327
$l_{NH}$	630	579	$l_{FN}$	2401	2300	$l_{CF}$	5691	5610
$l_{NQ}$	450	441	$l_{FQ}$	2848	2789			



(a) 铲斗连杆优化结果对比



(b) 斗杆优化结果对比

图 7 铲斗连杆和斗杆主参数优化结果对比曲线  
Fig.7 Comparison curves of parameters optimization results of bucket connecting rod and arm mechanism

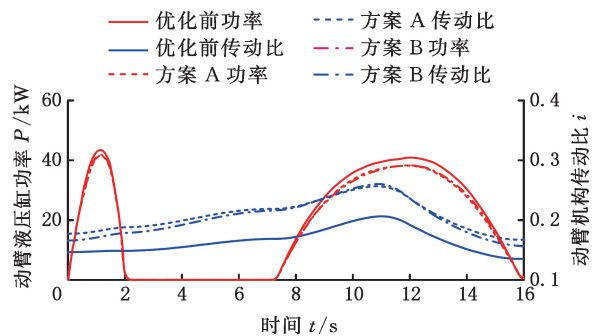


图 8 动臂主参数优化结果对比曲线

Fig.8 Comparison curve of boom mechanism parameter optimization results

过程的平均功率由优化前的 8807 W 降低到 8633 W,降低了 2%,且在 4.8 s 处的功率峰值由 57 621 W 降低到 56 287 W,降幅为 2.3%。通过现有方法优化后的铲斗连杆机构平均传动比为 0.3464,铲斗液压缸平均功率为 8860 W。与现有方法相比,新方法的铲斗机构平均传动比提高了 7%,平均功率减小了 2.5%。

图 7b 为斗杆主参数仿真优化前后的对比曲线,从图中可知,斗杆传动比最大值由挖掘机实例模型的 0.279 增大到 0.3049,增幅达到了 9.3%,且工作过程传动比整体趋势均比优化前有明显提

高,平均传动比由 0.2281 增大到 0.2497,提高了 9.5%。同时,斗杆液压缸的能耗主要在调整初始姿态和动臂提升时调整斗杆油缸防止土壤发生倾泻两个阶段,对比挖掘机实例,斗杆液压缸工作过程的平均功率由优化前的 1260 W 减小到 1130 W,降幅为 10.3%,在 10.5 s 处的功率峰值由 7874 W 降低到 6931 W,降幅为 12%。现有方法进行优化后的斗杆连杆机构平均传动比为 0.2413,斗杆液压缸平均功率为 1154 W。优化后的斗杆机构平均传动比相比优化前提高了 3.5%,平均功率下降了 2.1%。

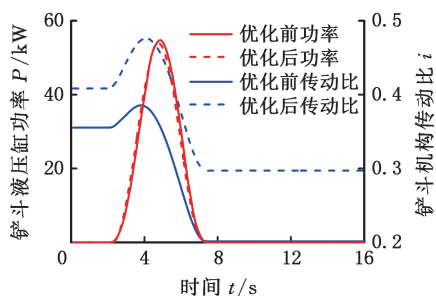
由图 8 可知,动臂提升力传动比最小值出现在 15.9 s 末,最小值由挖掘机实例模型的 0.1341 增大到 0.1663,提高了 23%,动臂液压缸工作过程的平均功率由优化前的 18 747 W 降低到 17 578 W,降低了 6.2%。现有方法进行优化后的动臂机构最小传动比为 0.1553,动臂液压缸平均功率为 17 723 W。新方法优化后的动臂机构最小传动比相比优化前提高了 7.1%,平均功率下降了 0.8%。

为进一步验证本文提出的主构件参数仿真优化方法在非典型工况下的性能表现,以最大距离处的挖掘动作为例,对优化前后主构件参数在非典型工况下的动力和功耗特性进行测试。该工况具体情况如下:动臂液压缸伸出至一半长度,斗杆液压缸全缩,斗杆与铲斗的铰接点以及铲斗齿尖三者处于同一直线上,存在偏载。经过测试,非典型工况下的主构件机构传动比和功率特性曲线如图 9 所示。优化前后铲斗机构的平均传动比分别为 0.2609 和 0.3454,液压缸平均功率分别为 8386 W 和 8212 W;斗杆机构的平均传动比分别为 0.2287 和 0.2497,液压缸平均功率分别为 917 W 和 821 W;动臂机构的平均传动比分别为 0.1698 和 0.2135,液压缸平均功率分别为 24 751 W 和 22 697 W。

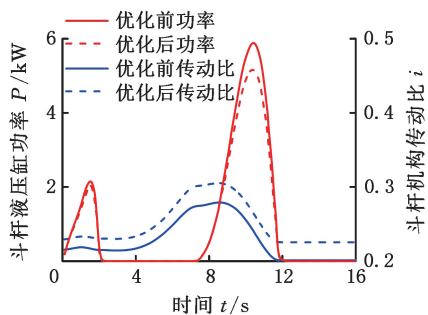
测试结果表明,在非典型工况下各组机构的驱动力传动比相比优化前平均提高了 18%,液压缸功率相比优化前平均降低了 7%,在工作过程中能够更有效地利用液压缸驱动力,验证了本文所提出的主构件参数优化仿真方法在非典型工况下的有效性和适用性。

#### 4 结论

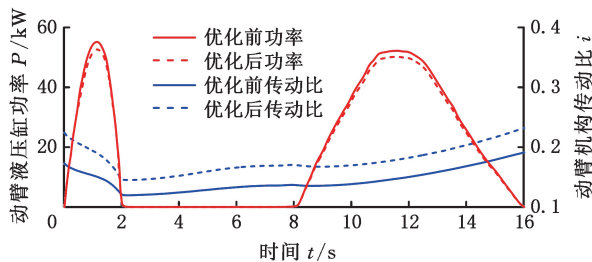
采用本文提出的综合考虑挖掘机多典型工况作业过程铲斗、斗杆、动臂液压油缸驱动力传动比和能耗特性的多目标归一化优化建模方法,基于



(a) 铲斗连杆动力和功耗特性对比



(b) 斗杆动力和功耗特性对比



(c) 动臂动力和功耗特性对比

图 9 非典型工况下主构件参数优化前后动力和功耗特性对比

Fig.9 Comparison of optimization results under the atypical condition

ADAMS 开发的参数化挖掘机虚拟样机,结合实例,对挖掘机工作装置的铲斗、斗杆和动臂主参数进行顺序多目标优化。优化结果表明:优化后的主构件参数不仅提高了工作装置整个工作过程传递动力的性能,还在不同程度上减小了液压缸在挖掘过程中的功率。与优化前的动力和功耗特性相比,典型工况作业全过程铲斗液压缸驱动力平均传动比提高 25%,最大传动比提高 23%,平均功率减小 2%,峰值功率减小 2.3%;斗杆液压油缸驱动力平均传动比提高 9.5%,最大传动比提高 9.3%,平均功率减小 10.3%,峰值功率减小 12%;动臂液压油缸作业过程提升力最小传动比提高 23%,平均功率减小 6.2%。相比于现有的其他优化方法,各主构件传动比分别提高 7%、3.5%和 7.1%,各组液压缸平均功率分别减小 2.5%、2.1%和 0.8%。进一步测试主构件参数优化后的挖掘机在非典型工况下的优化分目标性能,结果表明:主构件参数优化后,可使挖掘机作业过程的

驱动力传动比平均提高 18%，液压缸功率平均减小 7%，优化后的工作装置能更充分地利用液压缸提供的驱动力。优化结果证实了本文提出的多目标优化方法的有效性。

参考文献:

[1] LI Xin, WANG Guoqiang, MIAO Shijun, et al. Optimal Design of a Hydraulic Excavator Working Device Based on Parallel Particle Swarm Optimization[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2017, 39(10):3793-3805.

[2] XU Gongyue, FENG Zemin, GUO Erkuo, et al. Multi-objective Optimization of Hydraulic Shovel Using Evolutionary Algorithm[J]. Automation in Construction, 2022, 142:104486.

[3] 马利. 新型正铲挖掘机的动力学分析及虚拟样机参数化研究[D]. 秦皇岛:燕山大学, 2015.  
MA Li. Dynamic Analysis and Parametric Research on Virtual Prototype of New Face-shovel Excavator [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2015.

[4] ZOU Zhihong, PANG Xiaoping, CHEN Jin. Comprehensive Theoretical Digging Performance Analysis for Hydraulic Excavator Using Convex Polytope Method[J]. Multibody System Dynamics, 2019, 47(2):137-164.

[5] DENG Kongshu, LI Yuanyuan, YIN Zhurong. Thrust Distribution Characteristics of Thrust Systems of Shield Machines Based on Spatial Force Ellipse Model in Mixed Ground[J]. Journal of Mechanical Science & Technology, 2016, 30(1):279-286.

[6] ALAEI N, KURVINEN E, MIKKOLA A. A Methodology for Product Development in Mobile Machinery:Case Example of an Excavator[J]. Machines, 2019, 7(4):70.

[7] PARK H S, DANG D V, NGUYEN T T, et al. Implementation of a Virtual Autonomous Excavator [J]. Transactions of FAMENA, 2017, 41(3):65-80.

[8] YU Hongyan, YUAN Minghai, DENG Kun, et al. Kinematic and Dynamic Simulation Analysis of Hy-

draulic Excavator's Working Equipment Based on ADAMS [J]. 2016 International Conference on Mechatronics, Manufacturing and Materials Engineering(MMME 2016), 2016, 63:02020.

[9] VUJIC D, LAZAREVIC O, BATINIC V. Development of Dynamic-mathematical Model of Hydraulic Excavator[J]. Journal of Central South University, 2017, 24(9):2010-2018.

[10] BENDER F A, MITSCHKE M, BRAEUNL T. Predictive Operator Modeling for Virtual Prototyping of Hydraulic Excavators[J]. Automation in Construction, 2017, 84(1):133-145.

[11] 天津工程机械研究所. 液压挖掘机 结构强度试验方法:GB9141—88[S]. 北京:国家标准局, 1988.  
Tianjin Research Institute of Construction Machinery. Test Method for Structural Strength of Hydraulic Excavators:GB9141—88[S]. Beijing:China National Standardization Administration.

[12] 陆银. 反铲液压挖掘机作业循环时间优化[D]. 杭州:浙江大学, 2011.  
LU Yin. Optimization of Operation Cycle Time of Backhoe Hydraulic Excavator[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011.

[13] 张圣峰. 挖掘机多学科联合仿真研究与能耗分析 [D]. 杭州:浙江大学, 2012.  
ZHANG Shengfeng. Multidisciplinary Simulation Research and Energy Consumption Analysis of Excavator[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2012.

(编辑 王艳丽)

作者简介:林述温,男,1962年生,教授、博士研究生导师。研究方向为智能优化设计,机械装备及自动化等。获授权专利 20 余项。出版专著 1 部,发表论文 90 余篇。E-mail: lsw@fzu.edu.cn。  
陆 哲\*(通信作者),男,1992年生,博士研究生。研究方向为多目标优化、智能优化设计、机械装备及自动化等。发表论文 2 篇。E-mail: luzhe19921201@163.com。

本文引用格式:

林述温,陆哲,危世佳,等. 挖掘机工作过程动力特性仿真及主构件参数多目标优化设计方法[J]. 中国机械工程, 2025, 36(6): 1371-1379.  
LIN Shuwen, LU Zhe, WEI Shijia, et al. Simulation of Dynamic Characteristics of Excavator Working Processes and Multi-objective Optimization Design Method of Main Component Parameters [J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(6):1371-1379.