

DOI: 10.3901/JME.2011.12.144

# 基于真实载荷的挖掘机工作装置瞬态动力学分析\*

张卫国 权龙 程珩 杨敬

(太原理工大学机械电子工程研究所 太原 030024)

**摘要:** 用有限元法对挖掘机工作装置进行瞬态动力学分析,以 6 t 小型挖掘机工作装置为研究对象,针对斗杆液压缸驱动铲斗撞击地面工况,用压力传感器、位移传感器测试出撞击过程各液压缸工作腔压力和位移变化曲线,以所获各液压缸位移变化曲线和最大理论撞击力为驱动,用动力学仿真软件 ADMAS 对挖掘机撞击过程进行仿真,得出各铰销点在撞击过程中所承受载荷的变化曲线,采用测试所得各液压缸的驱动力验证仿真结果的准确程度。进一步将各铰销点受力的仿真结果作为工作装置的负载,对工作装置进行瞬态动力学分析,对比仿真计算与应力测试结果表明,对应测点的应力变化趋势基本一致,误差在 10% 以内,可为结构优化设计提供依据。

**关键词:** 挖掘机 工作装置 动力学分析 应力试验

**中图分类号:** TH137

## Transient Dynamic Analysis on Working Device of Excavator Based on Practical Load

ZHANG Weiguo QUAN Long CHENG Hang YANG Jing

(Institute of Mechatronics Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024)

**Abstract:** By taking a 6-ton small excavator working device as the research object, working device's transient dynamic analysis is studied with finite element method. When bucket hits ground in the driving of stick hydraulic cylinder, the actual working pressures and displacements process of each hydraulic cylinder are measured with pressure and displacement sensors. The forces of articulated points on working equipment can be obtained by means of excavator's kinematics simulation in ADMAS, motions are obtained from hydraulic cylinder's actual displacements and theoretical maximum digging force. In comparison with hydraulic cylinder's actual working pressures, the results of simulation in ADMAS are verified. Under detrimental working conditions, the transient dynamic analysis is conducted for finite element analysis. In comparison with stress test results and simulation calculation results, it is shown that the stress variation trend of corresponding measuring point is basically consistent, and the error is within 10%. The results provide a basis for future structural optimization.

**Key words:** Excavator Working device Transient dynamic analysis Stress test

### 0 前言

挖掘机在实际作业过程中经常需要破碎和剥离硬的表面,采用冲击锤拆除建筑物,这样,工作装置常处于冲击载荷作用工作状态。为了研究冲击载荷对挖掘机工作装置的损伤程度,文献[1]把预先定义的随时间变化的切削力函数作为挖掘机的外部负载,计算得出各铰销点的载荷谱及工作装置的应

力分布情况,为降低挖掘过程中的动态负载提供依据。文献[2]用有限元法对挖掘机工作装置进行了静态分析和动态模态分析,结合应力试验,验证了有限元分析结果的有效性。文献[3]采用压力和角应变同步测量方法对挖掘机挖掘过程进行试验,结合动力学理论得出工作装置各测点的静应力、齿尖运动轨迹、各测点应力谱和挖掘阻力载荷谱,为研究挖掘理论和结构优化设计提供依据。通过总结已有的研究工作可知,较少见对挖掘机撞击过程进行瞬态动力学分析的研究工作,缺少实际测试挖掘机各铰销点受力随挖掘过程的变化曲线,对有限元瞬态动

\* 国家自然科学基金资助项目(50775156)。20101019 收到初稿,20110301 收到修改稿

力学计算结果的准确程度也缺少可靠程度的验证。针对这些问题，本文以 6 t 小型挖掘机为研究对象，铲斗在斗杆液压缸驱动下撞击地面，用压力传感器和位移传感器同步测试撞击过程中各液压缸工作腔压力和位移变化曲线，以实测各液压缸的位移变化曲线和理论最大撞击力为驱动，用动力学仿真软件 ADMAS 对挖掘机撞击过程进行仿真，得出各铰销点在撞击过程中所承载荷的变化曲线，结合实测各液压缸的驱动力验证仿真结果的准确程度。将各铰销点受力的仿真结果作为工作装置的负载，对工作装置进行瞬态动力学分析，结合应力测试结果验证有限元计算的准确程度，为结构优化设计提供依据。

### 1 载荷测试及分析

在每个液压缸两腔装设压力传感器，在液压缸上装设磁致伸缩式位移传感器，以挖掘机斗杆液压缸驱动铲斗撞击地面，记录撞击过程中各液压缸两腔压力和位移变化情况，得到如图 1 所示曲线。

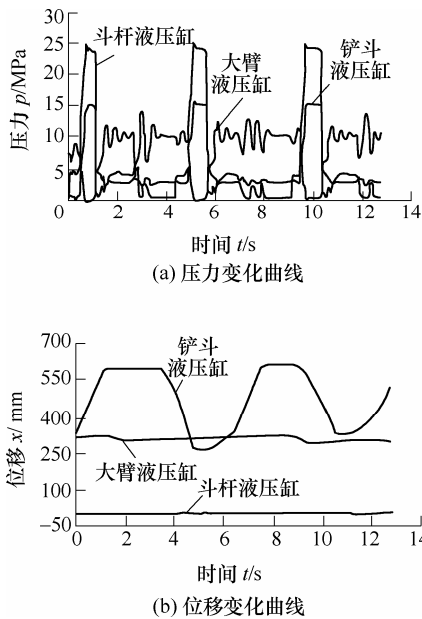


图 1 撞击过程各液压缸压力和位移曲线

由图 1 中曲线可知，撞击过程中，大臂液压缸和铲斗液压缸活塞杆伸缩量基本不变，斗杆液压缸位移迅速增大，斗杆液压缸压力也随之升高至溢流阀设定值 25 MPa；大臂液压缸由于不承受整个工作装置的质量，压力迅速减小至最低；铲斗液压缸为了抵御迅速增大的齿尖冲击力，工作压力也快速上升至 15 MPa。在此过程中，由于斗杆液压缸是主动的，铲斗液压缸是被动的，因此在计算齿尖冲击载荷时，以斗杆液压缸工作压力和位移变化情况作为已知条件，由各液压缸在撞击地面时的位置，得整

个工作装置的工作姿态如图 2 所示。

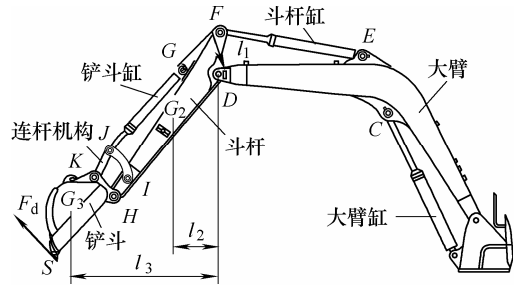


图 2 撞击过程挖掘机工作装置位置

在计算齿尖冲击载荷时，以斗杆、连杆、铲斗整体为研究对象，对 D 点取矩得

$$F_d = \frac{p_2 A_2 l_1 + G_2 l_2 + G_3 l_3}{l_{DS}} \quad (1)$$

式中  $F_d$ ——齿尖冲击载荷

$p_2$ ——斗杆液压缸最大压力

$A_2$ ——斗杆液压缸工作腔面积

$l_{DS}$ ——铰点 D 到点 S 的距离

$l_i$ ——D 点到斗杆液压缸、斗杆重心和铲斗重心的距离， $i=1, 2, 3$

经过计算可得出撞击过程中齿尖受到的最大理论撞击载荷  $F=350$  kN。

### 2 工作装置瞬态动力学分析

瞬态动力学分析就是获取结构在一定的初始条件和时间相关的边界条件下的动力响应。对于线性动力学问题，动力行为由线弹性结构行为和施加的动力载荷两个特性确定，线弹性结构行为用来确定结构特征值，然后，基于结构的特征值和特征模态计算给定载荷历程的结构动力响应。

#### 2.1 有限元模型

大臂和斗杆均由 16 Mn 钢板焊接而成，划分网格时采用整体网格划分的方法。首先用三维设计软件 Pro/E 对大臂和斗杆进行三维实体建模，然后将建好的模型以 .igs 格式导入有限元分析软件 MSC.Patran 中，用 10 节点 TETRA 单元进行网格划分，划分网格后的有限元模型如图 3 所示。大臂节点数为 41 515，单元数 21 258；斗杆节点数为 48 269，单元数 25 592，划分中对各铰销点处的网格进行细化，其他部位则相对疏松，满足网格划分的基本要求。

#### 2.2 铰销点撞击载荷的确定

以实测撞击过程中各液压缸的位移变化曲线和最大理论撞击力为驱动，用动力学仿真软件 ADMAS 对工作装置的撞击过程进行动力学仿



图 3 工作装置的有限元模型

真<sup>[4-5]</sup>。由于撞击过程,大臂液压缸和铲斗液压缸位移基本保持在 410 mm 和 75 mm 的位置,斗杆液压缸在 0~410 mm 范围内做往复运动,变化曲线比较规律,因此可用 STEP 函数近似描述,建立各液压缸的位移驱动及齿尖力驱动数据分别如下。

大臂液压缸位移驱动: STEP( time , 0 , 0 , 1 , 410 ); 斗杆液压缸位移驱动: STEP( time , 0 , 0 , 1 , 214 )+STEP( time , 1 , 0 , 1.8 , 161 )+STEP( time , 1.8 , 0 , 2.2 , 0 )+STEP( time , 2.2 , 0 , 3.8 , -375 )+STEP( time , 3.8 , 0 , 4.3 , 0 )+STEP( time , 4.3 , 0 , 5.4 , 214 ); 铲斗液压缸位移驱动: STEP( time , 0 , 0 , 1 , 80 )。齿尖力驱动: STEP( time , 1.5 , 0 , 1.8 , 35 000 )+STEP( time , 1.8 , 0 , 2 , 0 )+STEP( time , 2 , 0 , 2.3 , -35 000 )。其中, 0~1 s 时间为调整各液压缸的初始状态,使其与试验中各液压缸的初始状态一致; 1.5~2.3 s 为齿尖撞击地面过程。通过仿真计算可得出各铰销点的受力变化情况。在此过程中,由于斗杆液压缸的推力是主动力,因此有必要对试验中斗杆液压缸的推力与动力学仿真中得出的斗杆液压缸与斗杆铰销点的受力进行比较,验证动力学分析软件 ADMAS 分析结果的准确性,理论上这两个力是相等的。斗杆液压缸推力的试验曲线和仿真曲线如图 4 所示。

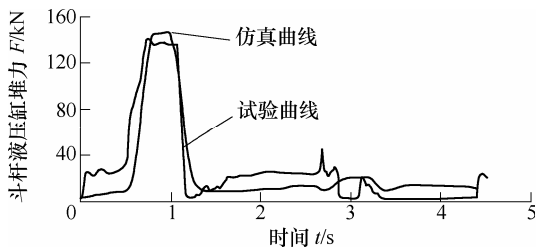


图 4 测试和仿真计算斗杆液压缸推力曲线

由图 4 中曲线可知,在一次撞击过程的 0~5 s 时间内,斗杆液压缸推力的测试和仿真曲线基本一致,数值差别也不大,推力最大时的误差为 1.7%。因此可以将动力学仿真中各铰销点的受力情况看做是实际撞击过程各铰销点的受力情况,计算可得各铰销点在撞击过程中的受力情况如图 5 所示。

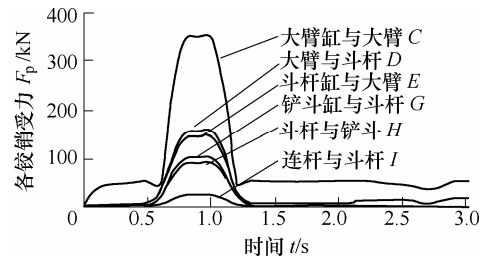


图 5 撞击过程工作装置各铰销点受力曲线

由图 5 中曲线可知,在 0.5~0.8 s 为撞击开始阶段,各铰销点力迅速增长,0.8~1.0 s 为撞击完成后挖掘阶段,由于斗杆液压缸继续保持最大推力,各铰销点的受力在该时段均保持最大值。1.0 s 以后挖掘过程结束,斗杆液压缸的推力迅速减小,各销轴点的受力也跟着快速降低,因 0.5~0.8 s 为撞击阶段,进行瞬态动力学分析时只要分析该时段即可。

### 2.3 瞬态动力学分析

应用有限元分析软件 MSC.Nastran 对大臂和斗杆进行瞬态动力学分析。在前处理过程中,除了设定材料的基本信息外,最重要的是在大臂和斗杆上施加动态载荷<sup>[5]</sup>。各铰销点的动态负载为图 5 中 0.5~0.8 s 时间段各铰销点受力随时间变化曲线。在施加载荷的过程中,既要保证该载荷以面力的形式按销轴点载荷受力分布规律施加在销轴点内侧面上,又要满足该力在 0.5~0.8 s 范围内随时间的变化规律,因此在 MSC.Patran 工具栏 Field 中,将该动态载荷设定为空间载荷和非空间(时间)载荷两种形式的组合。空间载荷按销轴孔处载荷分布规律处理方法进行处理<sup>[7-8]</sup>,时间载荷的设定在 Non Spatial 中以公式形式给出,以大臂液压缸与大臂铰销点 C 为例,0.5~0.8 s 时间段载荷变化曲线为

$$F_t = (9.93 + 796.9 \times t) \times 1000 \text{ N}$$

$$t \in 0 \sim 0.3 \text{ s} \quad (2)$$

将建好的两种形式的力在创建销轴点面力的命令下同时加在一个铰销轴内侧面上,完成有限元分析的前处理后即可对大臂和斗杆进行瞬态动力学分析,得出大臂和斗杆在各铰销点受最大载荷时的应力和变形分布云图如图 6 所示。

由图 6 可知,冲击载荷最大时,大臂最大应力出现在大臂与大臂液压缸铰销点附近,最大应力值为 228 MPa,大臂液压缸支撑板和大臂拐角处的上板、下板及侧板顶部应力相对较大,在 100~200 MPa,其余各处应力较小,均在 100 MPa 以下;大臂最大变形出现在距大臂与平台铰销点最远处,变形值为 6.1 mm,越靠近大臂与平台铰销点变形越小;斗杆最大应力出现在大臂与斗杆铰销点附近,为 157 MPa,除大臂与斗杆铰销点附近应力较大外,

其余各处的应力都较小，在 100 MPa 以下；斗杆最大变形出现在距斗杆与大臂铰销点最远处，最大变形为 2.39 mm，且距离斗杆与大臂铰销点越近变形越小。

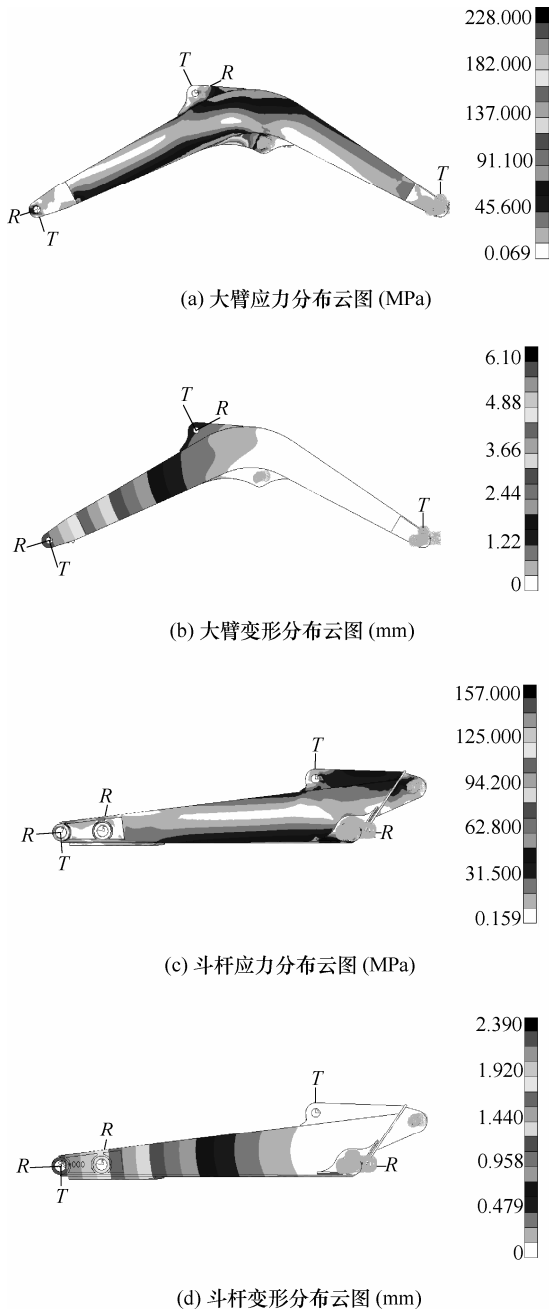
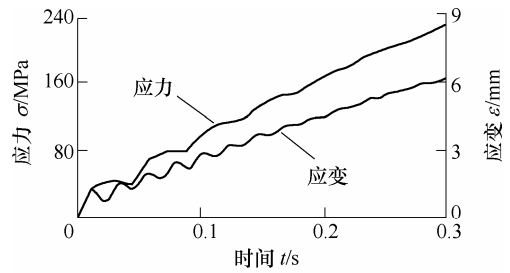


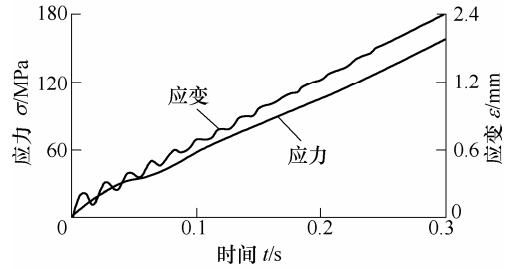
图 6 最大冲击载荷下应力和变形分布云图

大臂和斗杆在撞击过程中最大应力节点应力随时间变化的曲线和最大变形节点变形随时间变化的曲线如图 7 所示。

由图 7 中曲线可知，随着各铰销点冲击载荷的线性增加，大臂和斗杆最大应力和变形呈波浪式增加，直至达到最大值，由于计算方法是基于结构特征模态的减缩系统，使得工作装置结构在运行过程中具有小幅震荡。



(a) 大臂最大应力节点应力和变形曲线



(b) 斗杆最大应力节点应力和变形曲线

图 7 工作装置最大应力和变形变化曲线

### 3 应力测试及分析

为了测试工作装置上对应点的应力变化情况，采用动态电阻应变仪和数据采集仪对测点进行测试。为了确定测试结果与理论值之间的误差，用该仪器及相应的试验方法对悬臂梁在集中力作用下的应力变化情况进行标定，应变片在悬臂梁上的布置如图 8 所示。

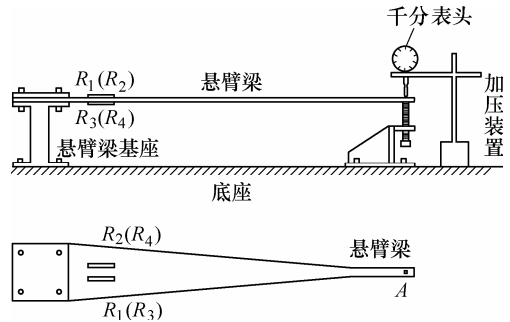


图 8 应变片在悬臂梁上的布置图

图 9 所示是试验测试结果。可知，在挠度 30 mm 范围内，测点应变与挠度呈线性关系，对挠度在 30 mm 范围内该测点的变形取平均值，得挠度每增大 1 mm，测点的应变增加 18.4  $\mu\text{m}$ 。

按理论公式计算，挠度每增加 1 mm，该测点变形量增加 20  $\mu\text{m}$ ，知该试验理论计算的最大误差为 8%。

试验中测点的位置和测点数的选择应考虑以下两方面的要求：① 参照动态应变仪的通道数，使所有测点能同步反应挖掘过程中应力变化情况；② 所选测点的响应信号足够大，使信号具有良好的信噪比<sup>[9]</sup>。经分析，挖掘机工作装置测点布置及应变

片粘贴情况如图 10 所示,所有应变片采用单向应变片,阻值  $120\ \Omega$ ,半桥接线。

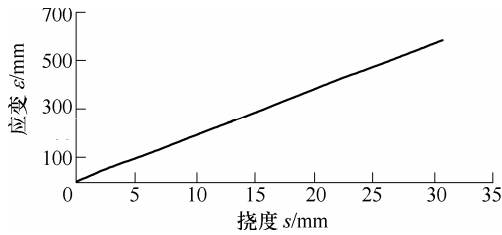


图 9 悬臂梁挠度变形曲线

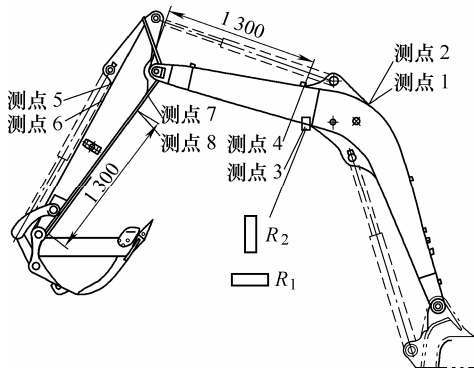


图 10 测点布置及应变片粘贴图

测点应力与电桥电路的输出关系为

$$\sigma = E \frac{4U}{U_g K K_F (1 + \mu)} \quad (3)$$

式中  $E$ ——材料弹性模量

$U$ ——直流电桥的输出电压

$K$ ——应变计灵敏度系数

$U_g$ ——桥压

$K_F$ ——放大器增益

$\mu$ ——泊松比

通常阻值  $120\ \Omega$  的电阻应变片  $K=2$ ,  $\mu=0.3$ ,

因此,确定  $U_g$ 、 $K_F$ ,测量结果由软件加以修正即可准确测量测点处应力。图 11 所示是测试铲斗撞击地面过程中各测点应力随时间的变化曲线。

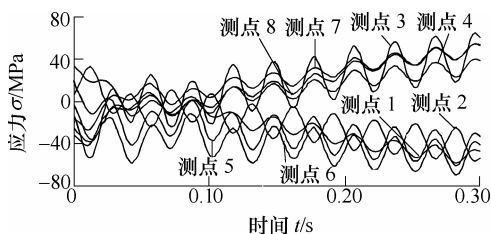
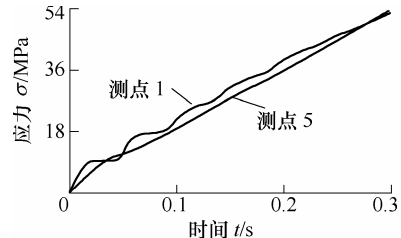


图 11 撞击过程各测点应力变化曲线

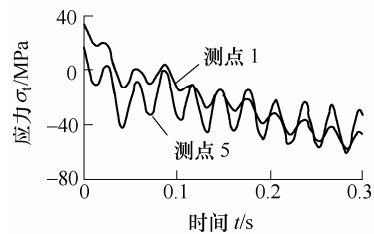
由图 11 中曲线可知,撞击过程中各测点的应力随齿尖冲击力的增加呈波浪式增加,且震荡幅度较大。其中测点 3、4、7、8 在撞击过程中受拉,应力呈现正值;测点 1、2、5、6 在撞击过程中受压,应力呈现负值,与理论分析结果一致。

## 4 计算与试验结果

通过对大臂和斗杆进行瞬态动力学分析及应力测试试验,即可得到各测点应力随时间变化的曲线。以大臂上板测点 1 和斗杆上板测点 5 为例,测试及计算结果如图 12 所示。



(a) 测点 1、5 瞬态动力学分析应力变化曲线



(b) 测点 1、5 试验测试应力变化曲线

图 12 瞬态动力学分析和试验结果比较

通过对比对应点瞬态动力学分析和试验结果,可知,在撞击试验过程中,工作装置结构各点应力变化趋势是一致的,且应力最大值相差不大,测点 1 的误差为 12%,测点 5 的误差为 10%,只是实际各点的应力震荡幅度较瞬态动力学分析结果要大得多,造成这种差别的原因主要如下:① 挖掘机在实际撞击过程中,各液压缸的推力在时间上不是线性连续的;② 瞬态动力学分析中对结构属性的设置与实际结构有差异;③ 试验过程中信号采集存在噪声引起误差。通过上述分析,说明瞬态动力学分析结果与试验结果基本吻合,用有限元法对工作装置进行瞬态动力学分析结果是合理的,具有参考价值。

## 5 结论

(1) 撞击过程中齿尖冲击力最大时,大臂和斗杆承受最大应力分别为  $228\ \text{MPa}$  和  $157\ \text{MPa}$ ;最大变形分别为  $6.1\ \text{mm}$  和  $2.39\ \text{mm}$ 。满足结构所用材料 16 Mn 钢刚度和强度要求,同时也为结构的进一步优化设计提供依据。

(2) 瞬态动力学分析结果与试验结果基本吻合,证明了对挖掘机工作装置进行瞬态动力学分析方法的正确性,可为工作装置结构的动态特性研究提供借鉴和参考。

## 参 考 文 献

- [1] LANAKIEV A. Modelling of complex structures using superelements[J]. *International Journal of Design Engineering*, 2008, 1(4): 396-411.
- [2] XUE Caijun, QIU Qingying, FENG Peien. Test and optimization of static and dynamical characters for excavator[C]//*American Conference on Structural Dynamics*, Kissimmee, Florida, USA, 2003: 772-777.
- [3] QI Yudong, SONG Guimei. Research on the testing method of hydraulic excavator's digging performance[C]//*International Conference on Advances in Construction Machinery and Vehicle Engineering*, Shanghai, China, 2007: 266-270.
- [4] 王桂新, 杨彦龙. 基于 ADMAS 的液压挖掘机工作装置的仿真分析[J]. *河北工业大学学报*, 2008, 37(3): 59-63.  
WANG Guixin, YANG Yanlong. Simulation analysis of work elements of hydraulic excavators based on ADMAS[J]. *Journal of Hebei University of Technology*, 2008, 37(3): 59-63.
- [5] 秦成. 基于 Proe/Admas/Matlab 挖掘机虚拟样机研究[J]. *机床与液压*, 2008, 36(9): 133-134.  
QIN Cheng. Virtual prototyping study based on Proe/Admas/Matlab for excavator[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2008, 36(9): 133-134.
- [6] 冯素丽, 王国强, 杜文靖. 液压挖掘机保护结构计算机仿真与试验[J]. *中国工程机械学报*, 2006, 4(1): 16-20.  
FENG Suli, WANG Guoqiang, DU Wenjing. Computer simulation and test of operator guards of hydraulic excavators[J]. *Chinese Journal of Construction Machinery*, 2006, 4(1): 16-20.
- [7] 王锋, 马大为, 冯勇. 基于瞬态动力学分析的某装备改装研究[J]. *系统仿真学报*, 2007, 19(1): 194-196.  
WANG Feng, MA Dawei, FENG Yong. Modification study of two equipments based on transient dynamics analysis[J]. *Journal of System Simulation*, 2007, 19(1): 194-196.
- [8] WILSON E L. Solid SAP-A static analysis program for three-dimensional solid structures[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 1973, 25(2): 257-274.
- [9] 宋海斌. 基于广义优化的特征建模与有限元静态分析研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2001.  
SONG Haibin. Based on generalized optimization feature modeling and static finite element analysis[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2001.
- [10] 杨为, 邱清盈, 胡建军. 液压挖掘机工作装置的试验模态研究[J]. *振动工程学报*, 2004, 17(8): 795-798.  
YANG Wei, QIU Qingying, HU Jianjun. Experimental modality study on work device of hydraulic excavator[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2004, 17(8): 795-798.

作者简介: 张卫国, 男, 1984 年出生, 博士研究生。研究方向为工程机械电液控制技术及机械系统动力学分析。

E-mail: zhangweiguo2003@163.com

权龙(通信作者), 男, 1959 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为电液伺服技术及生产过程智能控制。

E-mail: quanlong@tyut.edu.cn

程珩, 女, 1956 年出生, 教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为机械测试与信号分析及故障诊断。

E-mail: chenghang@tyut.edu.cn

杨敬, 男, 1972 年出生, 博士研究生。主要研究方向为工程车辆动力学分析及节能技术。

E-mail: yangjing@tyut.edu.cn