

# 多功能装载机工作装置机械-液压系统联合仿真\*

黄 建, 龚友平

(杭州电子科技大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310018)

**摘要:** 为准确分析多功能装载机工作装置的运动及各部件的受力状况, 研究工作装置在整个工作循环过程中的平移性、自动放平性及其卸料性, 应用 Denavit-Hartenberg 方法来建立工作装置机构运动学模型, 并建立液压系统动力学模型。采用多体动力学软件 MSC. ADAMS 及其液压模块, 建立多功能装载机工作装置机械-液压联合仿真模型。对多功能装载机工作装置进行一个循环的仿真分析, 研究表明, 分析结果全面地反映了工作装置的运动状况及各个部件的受力状况, 较好地验证了工作装置机械性能和液压系统的动态性能。

**关键词:** ADAMS; 装载机; 机械-液压系统; 仿真

**中图分类号:** TH243; TH123; TH137

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1001-4551(2010)12-0027-05

## Combined simulation of mechanism-hydraulics system of working device of multi-functional wheel loader

HUANG Jian, GONG You-pin

(School of Mechanical Engineering, Hangzhou Dianzi University, Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** In order to analyze movement process of the working device of multi-functional wheel loader and to calculate the load of every part, Denavit-Hartenberg method was applied to establish the kinematics of mechanism model, and simultaneously the dynamics model of hydraulic system was established. A multi-body dynamics software MSC. ADAMS and its hydraulic module were applied to build mechanism-hydraulics system simulation model. A whole working cycle process of the working device of wheel loader was simulated. The analysis results comprehensively show the movement process of the working device and the loaded condition of every part, and verify the mechanical properties of the working device and dynamic performance hydraulic system successfully.

**Key words:** ADAMS; wheel loader; mechanism-hydraulics system; simulation

## 0 引 言

多功能装载机以其优异的机动性能和工况适应性, 几乎应用于所有的小规模土方工程, 是一种典型的变负载、多工况的机电液一体化产品<sup>[1-4]</sup>。传统的基于物理样机的设计试验规程使得多功能装载机的设计周期漫长, 无法适应市场的变化, 并且物理样机的制造增加了多功能装载机的设计成本, 制约了装载机质量的提高。虚拟样机技术的出现解决了传统设计中的问题, 工程设计人员利用该技术可以直接利用 CAD 系统所提供的多功能装载机各零部件的物理信息(如质

量、质心位置、转动惯量等)及几何信息, 在计算机上进行虚拟装配(定义零部件间的连接关系及其作用力、运动激励), 从而获得多功能装载机的虚拟样机模型, 并对其进行仿真分析, 进而在装载机物理样机试制出来之前就对其性能有一个大体了解, 并可把仿真结果作为对系统关键零部件有限元分析的依据<sup>[5-11]</sup>。

本研究应用动力学分析软件 ADAMS 对多功能装载机中典型工作装置进行仿真分析: 对工作装置的机械及其液压系统进行建模, 并在此基础上模拟实际工况和各种工作姿态, 并对装载过程时的机械及其液压系统进行动态仿真。研究工作装置在整个工作循环过

程中的平移性、自动放平性及其卸料性,为后期的优化设计打下基础。同时应用 ADAMS 中的 Hydraulic 模块研究工作装置液压系统的动态性能,使得仿真结果更为准确。

## 1 多功能装载机工作装置理论模型

### 1.1 系统总体描述

多功能装载机工作装置是实现铲掘、装载物料的连杆机构,其性能的好坏直接影响装载机的工作效率和作业质量,对整机的其它性能也有较大的影响。因此,工作装置的性能分析是装载机工作装置设计的重要组成部分,其性能好坏是评价装载机设计成功与否的重要指标。如图 1 所示,装载机的工作装置主要由铲斗、连杆、摇臂、转斗油缸、动力臂、动臂举升油缸和前车架等几部分组成。

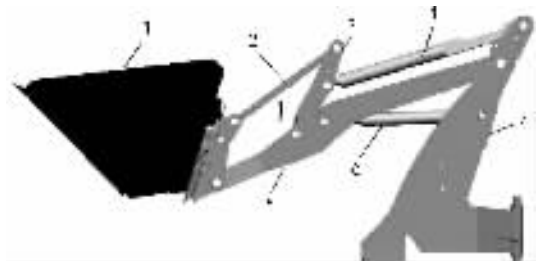


图 1 工作装置三维机械模型

1—铲斗;2—连杆;3—摇臂;4—转斗油缸;5—动力臂;6—动臂举升油缸;7—前车架

装载机工作装置的作业过程通常由以下 5 种典型工况组成:①地面插入工况,动臂下放至下限位置,铲斗插入地面,开动装载机,铲斗借助机器的牵引力插入料堆;②下限收斗工况,地面插入工况以后,转动铲斗,铲取物料,操作转斗油缸实现收斗作业过程;③重载运输工况,该工况转斗油缸封闭,举升动臂,驱动装载机驶向卸料点;④上限举升工况,保持转斗油缸长度不变,操作动臂举升油缸,将动臂升至上限位置;⑤上限卸料工况,在动臂举升到上限高度后,动臂油缸保持不动,操作转斗油缸翻转铲斗,向运输车辆或固定卸料点卸料。完成上述操作后,操作动臂举升油缸下放动臂,实现铲斗自动放平,再次进入地面插入工况,并进行下一循环作业过程。

### 1.2 工作装置结构数学模型的建立

装载机工作装置是两旋转关节开式链机构,它具有 2 个自由度,D-H 坐标系如图 2 所示。

装载机工作装置运动学模型是根据 Denavit-Hartenberg 方法来建立的,其建模过程如下:

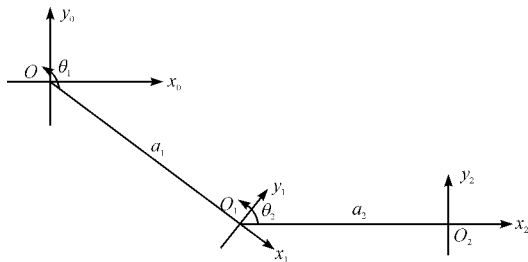


图 2 装载机工作装置 D-H 坐标系

首先,应用 D-H 方法建立工作装置的 D-H 坐标系。在动臂铰点、转斗铰点和斗齿尖设置了 3 个局部坐标系,分别为  $\{x_0, y_0, z_0\}$ 、 $\{x_1, y_1, z_1\}$ 、 $\{x_2, y_2, z_2\}$ 。

另外,D-H 坐标系中描述相邻连杆坐标系之间关系的 4 个几何参数定义如下:

$\theta_i$ —绕  $Z_{i-1}$  轴,按右手规则由  $X_{i-1}$  转到与  $X_i$  轴平行时的转角;

$d_i$ — $Z_{i-1}$  轴与  $Z_i$  轴之间的垂直距离;

$a_i$ — $Z_{i-1}$  轴与  $Z_i$  轴的交点沿着  $Z_i$  到坐标系原点的距离;

$\alpha_i$ —绕  $Z_i$  轴,按右手规则由  $Z_{i-1}$  轴转到  $Z_i$  轴的偏角。

多功能装载机工作装置的几何参数表如表 1 所示。

表 1 多功能装载机工作装置的几何参数表

Num	$\theta$	$a$	$\alpha$	$d$	$\cos \alpha$	$\sin \alpha$
1	$\theta_1$	$a_1$	0	0	1	0
2	$\theta_2$	$a_2$	0	0	1	0

构件  $i$  相对于构件  $i-1$  的位置和方向为  $A_i$ :

$$A_i = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \cos \alpha & \sin \theta \sin \alpha & a \cos \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \cos \alpha & -\sin \alpha \cos \theta & a \sin \theta \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha & d \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

装载机工作装置有 2 个自由度,也就是说有 2 个构件(不包括基座),则铲斗相对于基座的位置和方向用  ${}^0T_2$  表示:

$${}^0T_2 = A_1 A_2 \quad (2)$$

把装载机工作装置的几何参数代入式(1)、式(2)可得:

$$A_1 = \begin{bmatrix} c_1 & -s_1 & 0 & a_1 c_1 \\ s_1 & c_1 & 0 & a_1 s_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} c_2 & -s_2 & 0 & a_2 c_2 \\ s_2 & c_2 & 0 & a_2 s_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$${}^0T_2 = A_1 A_2 = \begin{bmatrix} c_1 c_2 - s_1 s_2 & -c_1 s_2 - s_1 c_2 & 0 & a_2 c_1 c_2 - a_2 s_1 s_2 + a_1 c_1 \\ s_1 c_2 + c_1 s_2 & c_1 c_2 - s_1 s_2 & 0 & a_2 s_1 c_2 + a_2 c_1 s_2 + a_1 s_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}。$$

其中,  $s_1 = \sin \theta_1, s_2 = \sin \theta_2, c_1 = \cos \theta_1, c_2 = \cos \theta_2$ 。

由此可得,铲斗齿尖在基座坐标系中的位置为:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix} = {}^0T_2 \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_2 c_1 c_2 - a_2 s_1 s_2 + a_1 c_1 \\ a_2 s_1 c_2 + a_2 c_1 s_2 + a_1 s_1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

### 1.3 工作装置液压系统数学模型的建立

装载机工作装置由动臂、转斗两个基本液压回路组成,其原理基本相同,经过简化其基本回路如图 3 所示。

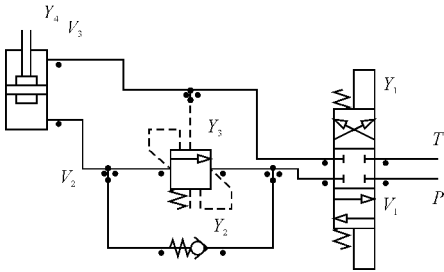


图 3 基本回路简图

在图 3 中由 4 个 ( $Y_1, Y_2, Y_3, Y_4$ ) 液压元件组成 3 个 ( $V_1, V_2, V_3$ ) 液压容腔。液压系统的建模采用集中参数法,则各液压容腔的压力和流量关系为:

$$\begin{aligned} \dot{P}_1 &= \frac{E_0}{V_1} Q_1 \\ \dot{P}_2 &= \frac{E_0}{V_2 + x_1 A_1} Q_2 \\ \dot{P}_3 &= \frac{E_0}{V_3 + (H - x_1) A_2} Q_3 \end{aligned}$$

式中  $P_1, P_2, P_3$ —3 个封闭油腔的压力, Pa;  $Q_1, Q_2, Q_3$ —流入流出 3 个封闭腔的流量;  $V_1, V_2, V_3$ —3 个液压容腔的体积;  $E_0$ —油液有效体积弹性模量;  $A_1, A_2$ —液压缸有杆腔和无杆腔活塞面积;  $x_1$ —液压缸活塞位移;  $H$ —活塞杆最大位移。

且:

$$Q_1 = \begin{cases} Q_{\text{pump}} - Q_{PA} \rightarrow \text{四通阀位于下位} \\ Q_{\text{pump}} - Q_{PB} \rightarrow \text{四通阀位于上位} \end{cases}$$

$$Q_2 = \begin{cases} Q_{PA} - \dot{x}_1 A_1 \rightarrow \text{四通阀位于下位} \\ \dot{x}_1 A_1 - C_d f_{BT} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_T)} \rightarrow \text{四通阀位于上位} \end{cases}$$

$$Q_3 = \begin{cases} \dot{x}_1 A_2 A_2 - C_d f_{AT} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_3 - P_T)} \rightarrow \text{四通阀位于下位} \\ Q_{PB} - \dot{x}_1 A_2 \rightarrow \text{四通阀位于上位} \end{cases}$$

其中:

$$Q_{PA} = \begin{cases} C_d f_{PA} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \cdots \cdots (P_1 \geq P_2) \\ 0 \cdots \cdots (P_1 \leq P_2) \end{cases}$$

$$Q_{PB} = \begin{cases} C_d f_{PB} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_3)} \cdots \cdots (P_1 \geq P_3) \\ 0 \cdots \cdots (P_1 \leq P_3) \end{cases}$$

式中  $Q_{\text{pump}}$ —泵输出的流量;  $\dot{x}_1$ —液压缸活塞速度;  $f_{PB}$ — $P$  口和  $B$  口之间的通流截面;  $f_{PA}$ — $P$  口和  $A$  口之间的通流截面;  $f_{AT}$ — $A$  口和  $T$  口之间的通流截面;  $f_{BT}$ — $B$  口和  $T$  口之间的通流截面;  $C_d$ —四通阀阀口流量系数。

## 2 工作装置可视化模型

### 2.1 工作装置机构可视化模型的建立

本研究采用 Pro/E、ADAMS 软件对 HT25J 多功能装载机工作装置建立虚拟样机仿真模型。首先应用三维建模软件 Pro/E 建立工作装置各部件的 CAD 模型,该模型带有质量、转动惯量等物理特性。然后把各部件组装成工作装置整体模型,如图 1 所示,应用 ADAMS 软件接口模块 Mechanical/Pro 把工作装置整体模型导入 ADAMS 中,为后续的仿真分析做好准备。

### 2.2 工作装置液压可视化模型的建立

ADAMS/Hydraulics 模块是机械系统与液压回路之间相互作用的模块,并可以设置系统的运动特征,进行各种静态、模态、瞬态分析。Hydraulics 采用了 ADAMS View 相同的参数化功能和函数库,可在液压元件设计中运用设计研究 (DS)、试验设计 (DOE) 以及优化 (OPTIMIZE) 等技术。在 Hydraulics 中应用液压框图建模器进行液压回路图形建模,采用开放式数据结构,从液压元件库里选取所需的液压元件,通过管路连接形成液压回路。在求解算法中,液动力学方程与系统机械方程组完全耦合,具有强大的求解功能,可以充分发挥积分器的解算效率。

装载机工作装置有两个液压缸,分别为动臂油缸和转斗油缸。为了真实的模拟装载机工作装置液压系统的工况,本研究利用 ADAMS/Hydraulics 模块将动臂回路和转斗回路建立在同一压力源下进行仿真,其液压模型如图 4 所示。该模型由液压油、油箱、压力源、

液压缸、单向阀、方向控制阀、平衡阀、液压缸和液压管路组成。

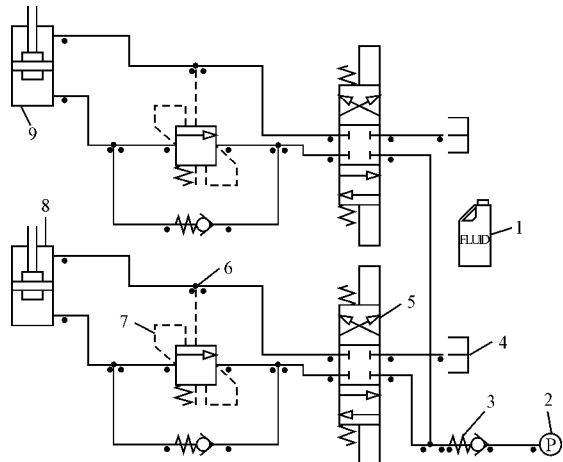


图 4 装载机工作装置动臂、转斗液压回路模型

1—液压油;2—压力源;3—单向阀;4—油箱;5—三位四通换向阀;6—油路接头;7—平衡阀;8—动臂油缸;9—转斗油缸

### 3 仿真分析及结果

装载机液压系统会受到机械、控制、摩擦等多种因素的影响,为了更真实地模拟实际工况,本研究以粘土为铲装物料,对装载机进行一个工作循环的仿真分析。由于粘土的作业阻力是复杂多变的,而土壤阻力模型无论如何精确都会与实际值有差别。所以本研究采用 step 函数模拟装载机工作装置在铲装物料时的作业阻力以及物料的重力。其作用力变化如图 5 所示。

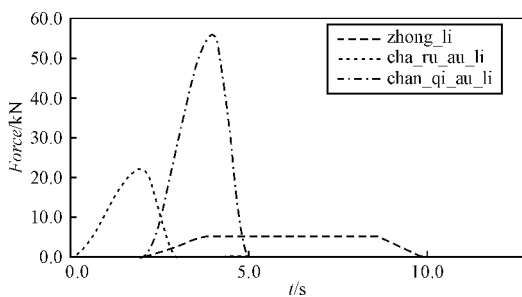


图 5 作业阻力及物料重力变化曲线

机械系统模型中液压缸的位移和速度与液压系统模型中计算封闭容腔压力的压力区体积以及流量公式关联起来,从而实现液压系统仿真与装载机的姿态和运动保持精确一致。本研究液压系统中有动臂举升回路及转斗回路,通过控制两回路中的三位四通换向阀,实现机械系统动臂举升油缸及转斗油缸换向,从而实现整个工作装置在一个工作循环中的精确控制。在 ADAMS Hydraulic 中应用 step 函数实现换向阀的控制,其函数如下:

转斗油缸控制函数:

```
STEP(time, 2, 0.0, 2.1, -1) +
STEP(time, 4.1, 0.0, 4.2, 1) +
STEP(time, 8.4, 0.0, 8.5, 1) +
STEP(time, 9.8, 0.0, 9.9, -1)
```

动臂油缸控制函数:

```
STEP(time, 4.3, 0.0, 4.4, 1) +
STEP(time, 8.2, 0.0, 8.3, -1) +
STEP(time, 10, 0.0, 10.1, -1) +
STEP(time, 12.5, 0.0, 12.6, 1)
```

当完成一个工作循环后,装载机铲斗底面与水平面之间的夹角变化曲线,如图 6 所示。由图 6 角度变化曲线可知,装载机工作装置的平移性能和自动放平性能良好,到动臂举升到最高卸料高度时,发现此装载机的卸料角度只有 17°,因此可知此装载机的卸料性能较差,需进一步改进。

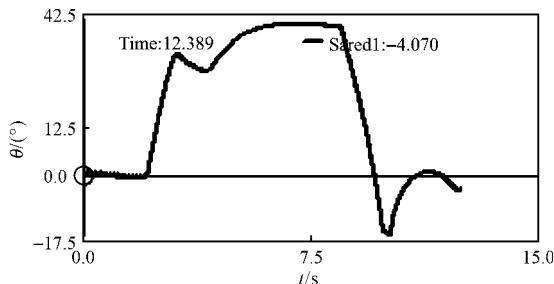


图 6 铲斗底面与水平面的夹角变化曲线

铲斗斗尖的运动轨迹如图 7 所示,可知铲斗运动基本平稳。

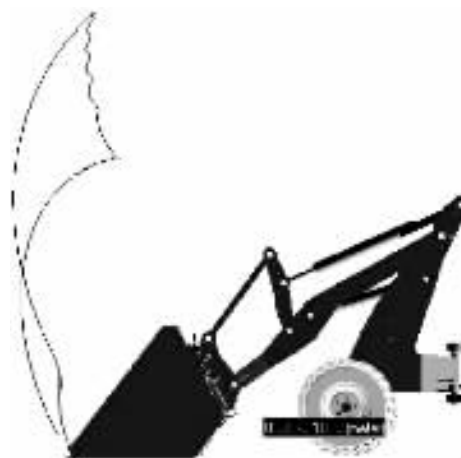


图 7 铲斗斗尖运动轨迹

装载机工作装置各铰点的受力曲线如图 8 ~ 图 10 所示。

转斗油缸和动臂油缸的有杆腔和无杆腔的压力变化曲线如图 11 所示,可得转斗油缸和动臂油缸的运动速度曲线及作用力曲线如图 12 所示。

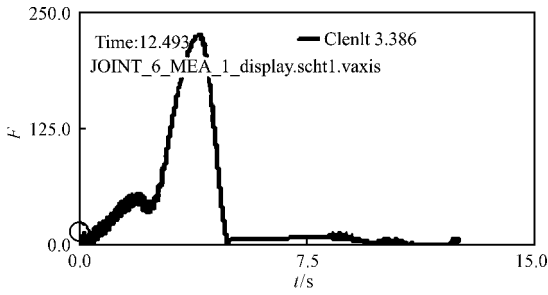


图 8 动臂-铲斗铰点受力曲线

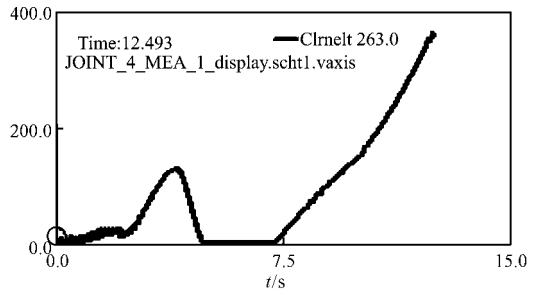


图 10 摇杆-铲斗受力曲线

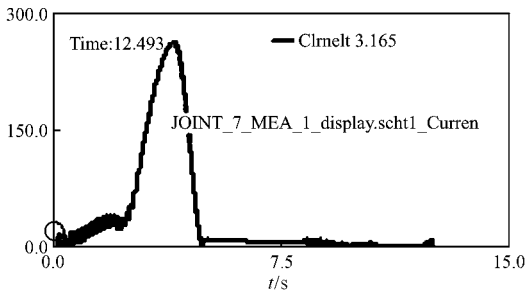


图 9 连杆-铲斗曲线受力曲线

由图 11 及图 12 可知,装载机在举升过程中,其转斗力和举升力是非线性变化的。在前 1~2 s 的之内,由于加载了较大的作业阻力,转斗油缸和动臂油缸的压力及其活塞移动速度都有较大的波动。在换向阀转换的瞬间,油缸大腔油压的突变和力的突变都是跟油缸速度的波动相对应的,速度有波动的地方,油缸内的力和油压就有波动。液压冲击力对于液压缸和液压系统的工作稳定性都有较大的影响。

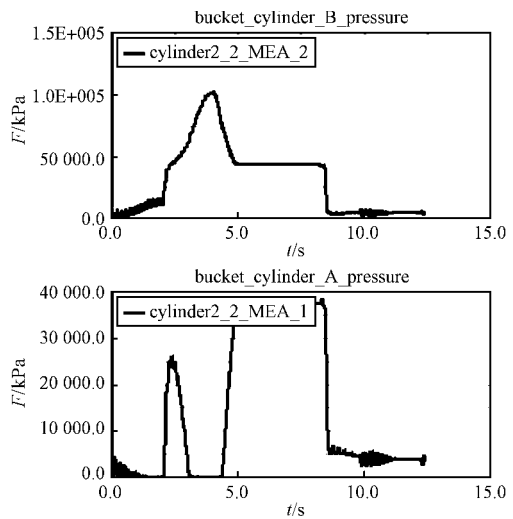
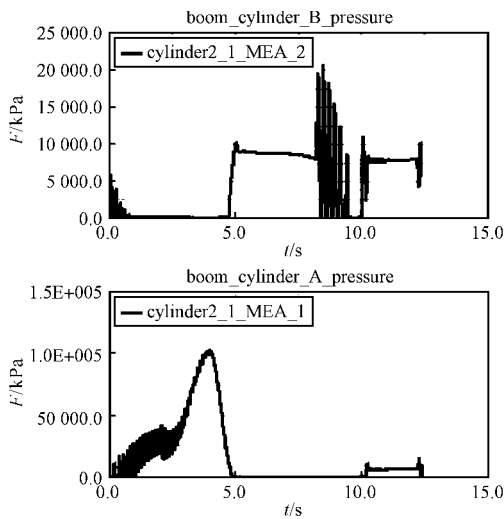


图 11 动臂油缸和转斗油缸有杆腔、无杆腔压力变化曲线

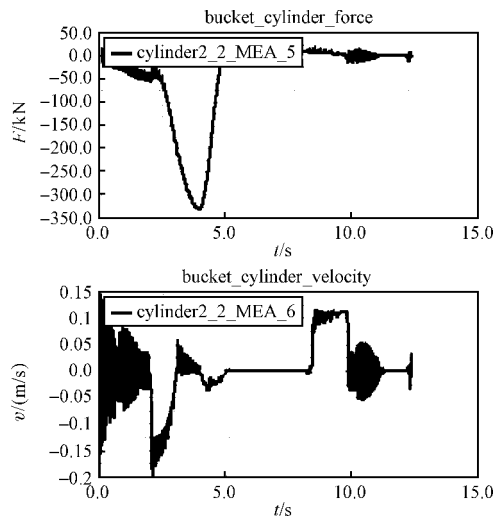
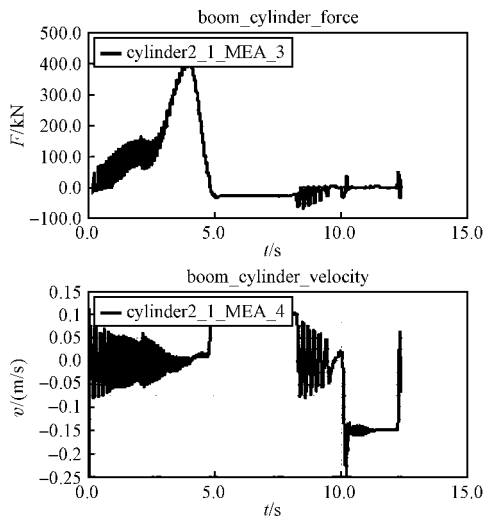


图 12 转斗油缸和动臂油缸的运动速度曲线及作用力曲线

## 5 结束语

运用正交试验法对滑移门的平顺性进行了优化研究。将中导轨与走轮臂销轴的 X、Y 向位移作为优化变量,将滑移门质心处的运动轨迹作为优化指标。按照  $L_{16}(4^5)$  正交表分别进行 16 次正交试验,运用极差分析法对试验数据进行了综合分析,结合图表阐述了具体因素变化对试验指标产生的不同影响。在评价滑移门运动平顺性方面,采用了曲率判断法,即滑移门质心处运动轨迹曲线的最大曲率越小,则滑移门的平顺性能越好。

在设计滑移门时不仅要防止运动过程中门与侧围发生干涉,而且要保证运动的顺畅性。试验证明导轨与走轮臂销轴的空间位置对滑移门的运动特性影响很大。其中中导轨的 Y 向位移、走轮臂销轴的 Y 向位移对滑移门平顺性是至关重要的。总体来说,中导轨在 Y 向每正向移动 10 mm,平顺性能提升 7.5%;中走轮臂销轴在 Y 向每负向移动 10 mm,平顺性能提升 8.6%。

### 参考文献 (References):

[1] 叶青,蔡慧,董丹丹. 基于 HyperMesh 二次开发的滑移门子系统结构分析和优化[C]//结构及多学科优化工程应用与理论研讨会 2009. 大连:[s.n.],2009:1-6.

(上接第 31 页)

## 4 结束语

笔者研究了应用动力学仿真软件 ADAMS 及其液压模块对装载机工作装置执行机械—液压联合仿真的方法及可行性。克服了传统的单一的机械仿真造成的仿真结果不准确的缺点,研究了装载机的性能,发现其平移性、自动放平性良好,但其卸料角角度太小,有待改进。加载载荷过程中,液压缸振动厉害,并在换向过程中对液压缸产生冲击及振动。在以后的装载机工作装置优化设计时,应考虑液压缸的冲击对液压系统工作稳定性造成的影响。

### 参考文献 (References):

[1] 郑建荣. ADAMS-虚拟样机技术入门与提高[M]. 北京:机械工业出版社,2001.  
 [2] 王国彪,杨力夫. 装载机工作装置优化设计[M]. 北京:机械工业出版社,1996.  
 [3] SHAH R T, PETER D L, SALCUDEAN S E. Identification of inertia and friction parameters for excavator arms [J]. **IEEE Transations on Robotics and Automation**,1999,15

[2] NASSER M, JAWAD B. Developing a transfer function for vehicle ride performance[J]. **SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems**,2009(1):1003-1008.  
 [3] 吴顺川,高永涛,杨占峰. 基于正交试验的露天高陡边坡落石随机预测[J]. **岩石力学与工程学报**,2006,25(z1):2827-2832.  
 [4] 王东锋,汪定江,康布熙,等. 基于正交试验的 CuNiSi 合金加工工艺研究[J]. **功能材料**,2007,38(1):144-147.  
 [5] PARKINSON A. Robust mechanical design using engineering models [J]. **Trans. of the ASME, Journal of Mechanical Design**,1995,117(6):48-54.  
 [6] LAN F, CHEN J, LIN J, et al. Springback simulation and analysis in U-typed sheet metal forming processes [J]. **Journal of Plasticity Engineering**,2004,11(5):78-84.  
 [7] ZHOU J G, HERSCOVICI, CHEN C C. Parametric process optimization to improve the accuracy of rapid prototyped stereolithography parts [J]. **Int. J. of Machine Tools & Manufacture**,2000,40(3):363-379.  
 [8] 郑浩,马春华. 基于正交试验法的低渗透油藏超前注水影响因素分析[J]. **石油钻探技术**,2007,35(5):90-93.  
 [9] 陈吉清,王玉超,兰凤崇. 基于正交试验的汽车覆盖件冲压工艺参数优化[J]. **计算机集成制造系统**,2007,13(12):2433-2440.  
 [10] 陈建江,钟毅芳,肖人彬. 基于正交试验的稳健优化设计方法及其工程应用[J]. **中国机械工程**,2004,15(4):283-286.  
 [11] 蓝敏俐. 装载机工作装置动臂油缸的工作特性分析[J]. **机电技术**,2008(2):33-34. [编辑:柴福莉]

(5):966-971.  
 [4] BUZDUGAN L I, BALLING O, CHIEN P. Multirate Integration for Real-time Simulation of Wheel Loader Hydraulics [C]. **ASME Design Engineering Technical Conferences**, Las Vegas, USA,1999.  
 [5] BLOUIN S, HEMAMI A, LIPSETT M. Review of resistive force models for earthmoving processes [J]. **ASCE Journal of Aerospace Engineering**,2001,14(3):102-111.  
 [6] 龚捷,崔玉鑫. 装载机铲掘作业的轨迹规划[J]. **机械工程学报**,2009,45(7):51-56.  
 [7] 郭卫,李富柱,薛武. 基于 Pro/Engineer 软件的装载机工作装置虚拟样机与仿真分析[J]. **工程机械**,2005,36(3):77-81.  
 [8] DRUGGE L. Ride comfort simulation of a wheel loader with suspended axles [J]. **International Journal of Vehicle Systems Modeling and Testing**,2008,3(3):99-103.  
 [9] 宁晓斌,徐进永,王国彪,等. 装载机工作装置机械-液压耦合系统仿真[J]. **农业机械学报**,2007,38(3):6-9.  
 [10] 刘静,潘双夏,冯培恩. 基于 ADAMS 的挖掘机液压系统仿真技术[J]. **农业机械学报**,2005,36(10):109-112.  
 [11] 潘阳,游明琳,丁旭. 挖掘机液压系统维护与故障诊断浅述[J]. **机械**,2009,36(12):62-64,68.

[编辑:罗向阳]