DOI: 10.3901/JME.2014.15.028

一种新型矿用正铲液压挖掘机的运动学分析*

刘 征^{1,2} 陈谊超^{3,4} 丁华锋^{1,2,3}

- (1. 燕山大学工业计算机控制工程河北省重点实验室 秦皇岛 066004;
2. 上海交通大学机械系统与振动国家重点实验室 上海 200240;
3. 燕山大学河北省并联机器人与机电系统实验室 秦皇岛 066004;
4. 广西柳工机械股份有限公司 柳州 545007)

摘要: 提出一种新型矿用正铲液压挖掘机, 其工作装置是一个复杂的多环耦合机构。采用修正的 Grübler-Kutzbach 公式分析工作装置的自由度, 得出该工作装置能够满足正铲作业要求, 可以实现两个移动和一个转动。基于运动链环路理论, 建立通用的机构运动学分析框图, 并且利用该框图对机构进行运动学分析。基于运动学正解分析矿用正铲液压挖掘机的水平挖掘时理论可达的工作空间, 得出该机构在水平挖掘时铲斗与地面的倾角为 $30^\circ \sim 50^\circ$ 时挖掘空间最优, 满足挖掘机水平挖掘的作业要求。基于机构运动分析框图对机构进行速度分析, 得到液压缸的输入速度与铲斗输出运动之间的雅可比矩阵。最后给出了五组数值算例, 对运动学分析进行验证。研究结果为该机构的设计和使用提供重要的理论依据。

关键词: 正铲挖掘机; 自由度; 运动学分析; 工作空间; 雅可比矩阵

中图分类号: TP21

Kinematics Analysis of a New Hydraulic Face-shovel Excavator in Mining

LIU Zheng^{1,2} CHEN Yichao^{3,4} DING Huafeng^{1,2,3}

- (1. Key Lab of Industrial Computer Control Engineering of Hebei Province,
Yanshan University, Qinhuangdao 066004;
2. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240;
3. Hebei Provincial Key Laboratory of Parallel Robot and Mechatronic System,
Yanshan University, Qinhuangdao 066004;
4. Guangxi Liugong Machinery Co., Ltd, Liuzhou 545007)

Abstract: A new hydraulic face-shovel excavator is proposed and its working device is a complex multi-loops coupling mechanism. The degrees of freedom of the working device are analyzed by using the modified Grübler-Kutzbach criterion. The result shows that the degrees of freedom of the working device are two translations and one rotation on a plane, which can meet the requirements of face-shovel excavator. Based on the loop algebra theory, a universal mechanical kinematics analyses black diagram is established, with which the kinematics of the mechanism is investigated. The workspace of the hydraulic face-shovel excavator is derived by the analysis of forward kinematics. The analyzed result shows the workspace is optimal when the angle between the shovel and the ground is $30^\circ \sim 50^\circ$, which meets the operation demand of level mining of face-shovel excavators. The velocity is analyzed by using the method of black diagram, the Jacobian matrix of input velocity and output kinematics are obtained. Finally, five numerical examples are given to verify the above analysis. Comparative analysis of the results shows that the method is reliable. The research result will lay the foundation for the application of the mechanism.

Key words: face-shovel excavator; degrees of freedom; kinematics analysis; workspace; Jacobian matrix

0 前言

矿用挖掘机通常以爆破后的岩石、矿石作为工

作对象, 工作环境恶劣, 要求铲斗齿间具有很大的挖掘力和崛起力; 另外, 很多煤矿要求分层开采, 希望铲斗能够沿着水平方向运动。正铲液压挖掘机能够比较容易满足上述作业要求, 因此正铲液压挖掘机在露天煤矿和矿山的开采中得到了广泛的应用^[1]。正铲挖掘机分为普通正铲工作装置和挖掘装载装置两种形式, 普通正铲工作装置, 文献[1-3]中

* 国家自然科学基金(51275437)、河北省自然科学基金(E2014203117, E2012203154)、霍英东教育基金(141049)和机械系统与振动国家重点实验室开放课题(MSV-2014-15) 资助项目。20130904 收到初稿, 20140508 收到修改稿

有详细介绍, 挖掘装载装置与普通正铲装置的区别主要在于它以水平直线挖掘为主, 在一定场合下与装载机相比, 具有更大挖掘力和更高的作业效率, 因此在矿山采掘中备受青睐。

文献[4]基于环路转换的方法对美国 Terex 公司的 RH340 进行了工作空间和最大挖掘力的分析。文献[5]针对大型正铲挖掘机的多环耦合的特点, 提出了一种非常可靠的算法用于跟踪铲斗的位置。文献[6]基于美国 Terex 的 RH200 研究了不同的挖掘方式对挖掘机使用寿命的影响。文献[7-8]对大型正铲的水平推压特性和工作特性进行了仿真分析。文献[9-10]分别对 70 吨级的大型正铲液压挖掘进行了虚拟样机和通用性能的分析。因此提出了一种新型矿用正铲液压挖掘机, 基于运动链环路理论, 建立了通用的多环耦合机构运动学分析框图。利用该框图对机构进行了运动学分析, 并根据运动学正解分析了水平挖掘时理论可达的工作空间。最后给出了运动学分析的数值算例。

1 机构的描述

目前国内外所生产的正铲液压挖掘机的产品结构较为单一, 驱动力臂小而导致能耗大的问题始终没有得到解决。中国专利 CN201220084784.7 涉及一种挖掘机斗杆, 该机构使斗杆平均应力变小, 应力分布更加均匀, 提高了斗杆强度, 但该专利斗杆的结构复杂, 斗杆驱动性能差, 能耗高。中国专利 CN201120248653.3 涉及一种挖掘机斗杆, 该机构节省了大量的作业时间, 提高了工作效率。但同样的, 斗杆结构复杂, 斗杆驱动性能差, 能耗高的问题依然存在。为了使得挖掘机各构件受力分配均匀、能耗低、力传动合理、工作空间大、易于控制的并能优化动臂举升力而提出了一种新型矿用正铲液压挖掘机。

矿用挖掘机的整机构型如图 1 所示, 该机构运动简图如图 2 所示, 动臂 2 与上平台 1 铰接, 斗杆 3 与动臂 2 铰接, 铲斗 4 与斗杆 3 铰接, 一对铲斗液压缸 7 的一端分别铰接在铲斗 4 的两侧, 另一端分别铰接在动臂 2 的两侧, 一对斗杆液压 8 的一端分别铰接在斗杆 3 两侧, 另一端分别与上平台 1 铰接, 一对动臂液压 9 的一端分别与上平台 1 铰接, 另一端分别与一对上平台连杆 6 铰接, 该对上平台连杆 6 的一端分别与上平台 1 铰接, 另一端分别与一对动臂连杆 5 铰接, 该对动臂连杆 5 的另一端分别铰接在动臂 2 的两侧。

图 1 矿用挖掘机整机图

图 2 挖掘机的机构运动简图

1. 上平台 2. 动臂 3. 斗杆 4. 铲斗 5. 动臂连杆

6. 上平台连杆 7. 铲斗液压缸 8. 斗杆液压缸 9. 动臂液压缸

采用修正的 Grübler-Kutzbach 公式^[11]计算如图 2 所示工作装置的自由度

$$M = d(n - g - 1) + \sum_{i=1}^g f_i + v \quad (1)$$

式中 M ——机构的自由度;
 d ——机构的阶数;
 n ——包括机架在内的构件数目;
 g ——运动副的数目;
 f_i ——第 i 个运动副的自由度;
 v ——并联冗余约束。

该平面机构的阶数为 3, 该机构中没有冗余约束, 而且机构中的运动副都是单自由度运动副, 因此可计算出该机构的自由度为 3。挖掘机作业需要平面内的两个移动和一个转动, 该机构的自由度满足作业要求。

2 运动学正反解

为了便于分析机构的正反解, 建立了如图 3 所示的坐标系, 坐标系的原点 O 点选在上平台上距离铰点 H 为 e_1 处, 机构中相邻铰接点的尺寸关系如图

3 所示。该机构是一个由四个基本环路组成的复杂多环耦合机构, 依据机构多环耦合的特点把机构拆分成“有确定运动的最小单元”(为叙述方便, 后面简称最小单元), 该机构的四个环路都是有确定运动的最小单元, 前一个最小单元的输出是后一个最小单元的输入, 如此可以建立机构运动学分析框图, 该框图的每个单元都可以编写出一个子程序模块, 基于整个运动分析框图编写程序, 则可以实现运动学分析的数字化, 这对于批量分析多环耦合机构的运动学具有指导意义, 下面以该机构为例, 详述运动分析框图的建立以及基于该框图的运动学正反解分析。

图 3 挖掘机的结构参数图

2.1 运动学正解分析

挖掘机的运动学正解是已知三个液压缸的驱动尺寸, 求解铲斗的位置和姿态。机构的四个基本环路都是相对简单的平面机构, 其求解过程利用余弦定理即可解出。在环路 L_1 中已知输入 s_1 , 则整个环路的位置和姿态即可确定。若 α_3 已知, 则 β_1 即可求得。环路 L_2 是个有确定运动的平面四杆机构, 已知一个驱动输入 β_1 , 可以很容易解出整个环路的位置和姿态。 β_4 已知, 则 γ_1 即可求得, 环路 L_3 是一个有确定运动的平面五杆机构, 已知输入 s_2 和 γ_1 , 则整个环路的位置和姿态即可确定。 β_4 已知, 则 θ_1 即可求得, 环路 L_4 是一个与环路 L_3 一样的有确定运动的平面五杆机构, 已知输入 s_3 和 θ_1 , 则整个环路的位置和姿态即可确定, 则机构的运动学正解分析框图建立如图 4a 所示。已知 x 轴分别与 OH 、 HK 、 KM 、 MR 、 HF 、 FG 、 GM 的夹角为 φ_1 、 φ_2 、 φ_3 、 φ_4 、 φ_5 、 φ_6 、 φ_7 , 则

$$\begin{cases} x_H = e_1 \cos \varphi_1 \\ y_H = e_1 \sin \varphi_1 \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} x_K = s_2 \cos \varphi_2 + x_H \\ y_K = s_2 \sin \varphi_2 + y_H \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} x_M = e_2 \cos \varphi_3 + x_K \\ y_M = e_2 \sin \varphi_3 + y_K \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} x = e_3 \cos \varphi_4 + x_M \\ y = e_3 \sin \varphi_4 + y_M \\ \psi = \varphi_4 \end{cases} \quad (5)$$

由式(2)~(5)即可求得铲斗的位置和姿态, 其表达式如式(5)所示。

图 4 运动学正反解分析框图

2.2 运动学反解分析

挖掘机的运动学反解是已知铲斗的位置和姿态, 求解三个液压缸的驱动尺寸。具体求解过程如下

$$\begin{cases} x_F = c_1 \cos \varphi_5 + x_H \\ y_F = c_1 \sin \varphi_5 + y_H \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} x_M = c_2 \cos \varphi_6 + d_2 \cos \varphi_7 + x_F \\ y_M = c_2 \sin \varphi_6 + d_2 \sin \varphi_7 + y_F \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} x_M = x_R - e_3 \cos \varphi_4 \\ y_M = y_R - e_3 \sin \varphi_4 \end{cases} \quad (8)$$

由式(2)、(6)~(8)即可求得 φ_6 、 φ_7 , 由 φ_6 、 φ_7 可分别求得 γ_1 、 γ_2 , 从而解出环路 L_3 , 其他环路依次也可以解出, 其运动学反解分析框图 4b 所示。

3 水平挖掘的工作空间

矿用正铲挖掘机的水平直线挖掘是衡量其性能的一项重要指标^[2]。挖掘机铲斗能实现平面三个自由度的运动, 要控制挖掘机铲斗实现水平直线挖掘, 只需使铲斗转动的角度与水平面保持一致。即只需保证铲斗的姿态角 ψ 不变, 铲斗在 x 和 y 方向运动的包络图即为挖掘机水平直线挖掘时的工作空间。

3.1 解析法分析工作空间

基于解析法分析取挖掘机的工作空间, 需要求取铲斗所能达到的极限位姿。矿用正铲挖掘机工作装置相当于一个关节型机械手, 因此挖掘机的铲斗

末端可达的区域是由一系列圆弧重叠组合而成的区域, 边界曲线极限位姿。

由于关节只能进行转动运动, 当以 F 点为中心回转时, 回转半径为 l_{FM} , 且满足

$$l_{FM}^2 = l_{FG}^2 + l_{GM}^2 - 2l_{FG}l_{GM}\cos(\theta_1 + \angle FGP) \quad (9)$$

$$l_{FR}^2 = l_{FM}^2 + l_{MR}^2 - 2l_{FM}l_{MR}\cos\angle GMR \quad (10)$$

由式(9)可得, 由于 $\angle FGP$ 为常数, 当 θ_1 取最大值时, l_{FM}^2 可取到最大值。由式(10)可得, 当 FM 与 MR 的夹角 $\angle GMR$ 取最大值时, l_{FR}^2 可取得最大。

当以 G 点为中心回转时, 回转半径为 l_{GR}

$$l_{GR}^2 = l_{GM}^2 + l_{MR}^2 - 2l_{GM}l_{MR}\cos(\theta_2 + \angle NMR) \quad (11)$$

由式(11)可得, 由于 $\angle NMR$ 为常数, 当 θ_2 取最大值时, l_{GR}^2 可取到最大值。工作空间边界由多个扇形曲面拼接而成, 半径分别为 $l_{FR\max}$ 、 $l_{FR\min}$ 、 $l_{GR\max}$ 、 $l_{GR\min}$ 以及 l_{RN} 。可见, 只要通过控制驱动液压缸的杆长, 从而确定相关环路中的角度取值, 即可得到工作空间边界包络曲线。

3.2 数值法分析工作空间

运动学正解的分析得出了铲斗的位置和姿态与三个液压缸驱动尺寸的关系函数, 给定各相邻铰点之间的尺寸关系如表 1 所示, 杆件之间的夹角如下: $\phi_1 = 160^\circ$ (a_1 与 b_1 之间的夹角); $\phi_2 = 200^\circ$ (b_1 与 c_1 之间的夹角); $\phi_3 = 140^\circ$ (c_1 与 e_1 之间的夹角); $\phi_4 = 30^\circ$ (e_1 与 x 轴负方向之间的夹角); $\phi_5 = 20^\circ$ (b_4 与 c_2 之间的夹角)。给定液压缸的运动范围 s_1 为 1 300~2 300 mm; s_2 为 4 400~5 400 mm; s_3 为 2 000~3 000 mm, 利用运动学正解, 得到挖掘机的工作空间如图 5 所示。

表 1 相邻铰点之间的距离

序号 i	相邻铰点之间的距离/mm				
	a_i	b_i	c_i	d_i	e_i
1	2 000	1 200	2 000	1 400	1 400
2	2 300	2 200	4 500	3 000	4 200
3	—	1 000	1 500	1 600	1 300
4	—	3 000	—	—	800
5	—	—	—	—	800
6	—	—	—	—	800

铲斗的姿态角 $\psi = \varphi_4$, 而 φ_4 为 x 轴到 MR 的角。因此 x 轴与 MR 之间的夹角为 $\psi' = \varphi_4 - 180^\circ$, 即铲斗保持水平挖掘时与地面所成的倾角为 ψ' , 分别取 $\psi' = 20^\circ \sim 60^\circ$, 其挖掘机水平挖掘时的工作空间如图 6~10 所示, 可知挖掘机水平挖掘时铲斗与地面所成的角度为 $30^\circ \sim 50^\circ$ 时其水平挖掘时的工作空

间较大, 符合挖掘机水平挖掘的作业要求。

图 5 挖掘机的工作空间

图 6 $\psi' = 20^\circ$ 时水平挖掘工作空间

图 7 $\psi' = 30^\circ$ 时水平挖掘工作空间

图 8 $\psi' = 40^\circ$ 时水平挖掘工作空间

图 9 $\psi' = 50^\circ$ 时水平挖掘工作空间

图 10 $\psi' = 60^\circ$ 时水平挖掘 workspace

4 速度和加速度分析

速度和加速度分析是基于前面建立的机构运动分析框图。以环路 L_3 为例介绍该框图对速度的分析方法。图 11 所示为环路 L_3 的结构参数图, 以 FH 为基, 则由

$$KG = -KH - FH + FG \quad (12)$$

得

$$\dot{c}_3 \mathbf{e}_{KG} = -[\dot{s}_2 \mathbf{e}_{KH} + s_2 (-\dot{\gamma}_4) \mathbf{e}_{KH}] + c_2 \dot{\gamma}_1 \mathbf{e}_{FG} \quad (13)$$

式中 $\mathbf{e}_{KG}$ —— KG 方向的单位矢量其余类似。

图 11 环路 L_3 结构参数示意图

$$KG \cdot \frac{dKG}{dt} = 0 \quad (14)$$

即

$$c_3 \mathbf{e}_{KG} (-\dot{s}_2 \mathbf{e}_{KH} + s_2 \dot{\gamma}_4 \mathbf{e}_{KH} + c_2 \dot{\gamma}_1 \mathbf{e}_{FG}) = 0 \quad (15)$$

化简式(15)得

$$c_3 (\dot{s}_2 \cos \gamma_3 + s_2 \dot{\gamma}_4 \sin \gamma_3 + c_2 \dot{\gamma}_1 \sin \gamma_2) = 0 \quad (16)$$

即

$$(\cos \gamma_3) \dot{s}_2 + (c_2 \sin \gamma_2) \dot{\gamma}_1 + (s_2 \sin \gamma_3) \dot{\gamma}_4 = 0 \quad (17)$$

同理可以得到以下两个公式

$$-\dot{s}_1 + (c_1 \sin \gamma_4) \dot{\gamma}_1 + (c_3 \sin \gamma_3) \dot{\gamma}_2 = 0 \quad (18)$$

$$(\cos \gamma_4) \dot{s}_2 + (c_2 \sin \gamma_1) \dot{\gamma}_2 + (s_2 \sin \gamma_4) \dot{\gamma}_3 = 0 \quad (19)$$

由式(17)~(19)可以分别求得

$$\begin{pmatrix} \dot{\gamma}_2 \\ \dot{\gamma}_3 \\ \dot{\gamma}_4 \end{pmatrix} = \mathbf{J}_1 \begin{pmatrix} \dot{s}_2 \end{pmatrix} \quad (20)$$

$$\mathbf{J}_1 = \begin{pmatrix} \frac{1}{c_3 \sin \gamma_3} & -\frac{c_1 \sin \gamma_4}{c_3 \sin \gamma_3} \\ -\frac{\cos \gamma_4}{s_2 \sin \alpha_3} - \frac{c_2 \sin \gamma_1}{s_2 c_3 \sin \gamma_3 \sin \gamma_4} & -\frac{c_1 c_2 \sin \gamma_1}{s_2 c_3 \sin \gamma_3} \\ -\frac{\cos \gamma_3}{s_2 \sin \gamma_3} & -\frac{c_2 \cos \gamma_2}{s_2 \sin \gamma_3} \end{pmatrix}$$

由环路 L_1 和 L_2 可以求出 $\dot{\gamma}_1$ 关于 $\dot{s}_1$ 的函数关系。对式(20)求导, 即可以得出加速度的关系表达式如下

$$\begin{pmatrix} \ddot{\gamma}_2 \\ \ddot{\gamma}_3 \\ \ddot{\gamma}_4 \end{pmatrix} = \dot{\mathbf{J}}_1 \begin{pmatrix} \dot{s}_2 \end{pmatrix} + \mathbf{J}_1 \begin{pmatrix} \ddot{s}_2 \end{pmatrix} \quad (21)$$

5 机构分析数值算例

机构的相邻铰点之间的尺寸关系如表 1 所示, 杆件之间的夹角尺寸关系前面已经给出, 分别给定 5 组不同的液压缸的长度尺寸(表 2)时, 得到铲斗的位置和姿态如表 3 所示(只保留整数部分)。以表 3 所示的五组末端执行器的位置坐标和姿态角作为反解的已知条件, 求解出的三个液压缸的五组长度值如表 4 所示(取值只保留整数部分)。在表 3 和表 4 只保留整数部分结果的情况下, 表 2 和表 4 中的液压缸的尺寸值完全一致, 说明运动学正解和反解计算都是正确的, 而且挖掘机水平挖掘的工作空间是基于运动学正解求得的, 因此挖掘机的水平挖掘的工作空间也是正确的。给定一组液压缸的尺寸 $s_1 = 2\,000\text{ mm}$, $s_2 = 5\,000\text{ mm}$, $s_3 = 2\,500\text{ mm}$, 给定五组不同的液压缸的输入速度如表 5 所示, 则得到铲斗的输出速度和雅可比矩阵如表 6 所示。

表 2 五组不同的液压缸的尺寸

液压缸	五组尺寸值/mm				
s_1	1 300	1 600	1 800	2 000	2 300
s_2	4 400	4 600	4 800	5 000	5 400
s_3	2 000	2 200	2 400	2 600	3 000

表 3 铲斗的位置和姿态

参数	五组结果				
位置 x/mm	-7 200	-7 523	-7 583	-7 519	-7 216
位置 y/mm	5 390	5 334	5 135	4 858	4 052
姿态角 $\psi/^\circ$	256	233	223	215	199

表 4 液压缸的尺寸

液压缸	五组结果/mm				
s_1	1 300	1 600	1 800	2 000	2 300
s_2	4 400	4 600	4 800	5 000	5 400
s_3	2 000	2 200	2 400	2 600	3 000

表 5 五组不同的液压缸输入速度值

液压缸	五组输入速度值/(mm/s)				
s_1	100	150	200	250	300
s_2	300	250	200	150	100
s_3	100	150	200	250	300

表 6 铲斗的输出速度及雅可比

速度和雅可比	五组结果				
$v_x/(mm/s)$	-14	50	114	178	242
$v_y/(mm/s)$	-620	-478	337	195	-53
角速度 $\omega/(rad/s)$	-0.001	-0.1	-0.1	-0.2	-0.2
雅可比 J	$\begin{pmatrix} 1.4517 & -0.3564 & -0.5249 \\ -0.0888 & -2.2584 & -0.6646 \\ -0.0002 & 0.0002 & -0.0007 \end{pmatrix}$				

6 结论

(1) 提出了一种新型矿用正铲液压挖掘机机构, 采用修正的 Grübler-Kutzbach 公式计算了工作装置的自由度为 3, 满足正铲挖掘机的作业要求。

(2) 基于运动链环理论, 建立了通用的多环耦合机构运动分析框图。该框图对于多环耦合机构运动学分析是有效的, 特别是对实现交互式图形化环境下的运动学自动分析有很大的意义。

(3) 基于机构运动分析框图对该正铲挖掘机进行了运动学正反解、速度、加速度的分析, 并且分别采用解析法和数值法求解了挖掘机水平挖掘时的工作空间, 得出了该机构在水平挖掘时铲斗与地面的倾角为 $30^\circ \sim 60^\circ$ 时挖掘空间最优, 满足正铲挖掘机水平作业的要求。

(4) 给出了五组不同的液压缸尺寸取值, 利用运动学反解验证了正解的正确性, 同样也验证了水平挖掘工作空间的正确性。

参 考 文 献

- [1] 陈国俊. 液压挖掘机(原理、结构、设计、计算)[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2011.
CHEN Guojun. Hydraulic excavator[M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2011.
- [2] 史青录. 液压挖掘机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.
SHI Qinglu. Hydraulic excavator[M]. Beijing: China Machine Press, 2012.

- [3] 曹善华. 单斗液压挖掘机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.
CAO Shanhua. Single bucket hydraulic excavator[M]. Beijing: China Machine Press, 1988.
- [4] FLORES F G, KECSKEMETHY A P, TTKER A. Workspace analysis and maximal force calculation of a face-shovel excavator using kinematical transformers[C]// IFToMM. 12th IFToMM World Congress, June 18-21, 2007, Besancon. Besancon: IFToMM, 2007: 375-381.
- [5] HALL A S, MCAREE P R. Robust bucket position tracking for a large hydraulic excavator[J]. Mechanism and Machine Theory, 2005, 40(1): 1-16.
- [6] HALL A. Characterizing the operation of a large hydraulic excavator[D]. Queensland: The University of Brisbane, 2003.
- [7] 朱小晶, 权龙, 王新中, 等. 大型矿用正铲液压挖掘机水平推压特性联合仿真[J]. 农业机械学报, 2011, 42(5): 30-34.
ZHU Xiaojing, QUAN Long, WANG Xinzong, et al. Co-Simulation of flat-pushing characteristics of large mining face-shovel hydraulic excavator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(5): 30-34.
- [8] 朱小晶, 权龙, 王新中, 等. 大型液压挖掘机工作特性联合仿真研究[J]. 农业机械学报, 2011, 42(4): 27-32.
ZHU Xiaojing, QUAN Long, WANG Xinzong, et al. Co-simulation analysis of working characteristic for large hydraulic excavator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(4): 27-32.
- [9] 白玉琳. 矿用正铲液压挖掘机工作装置虚拟样机研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2008.
BAI Yulin. Study on the mine face-shovel hydraulic excavator working device based on the virtual prototype technology[D]. Chongqing: Chongqing University, 2008.
- [10] 张石强. 正铲液压挖掘机挖掘性能通用性能分析方法研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2006.
ZHANG Shiqiang. Study on the universal analyzing method on digging performance for the face shove excavator[D]. Chongqing: Chongqing University, 2006.
- [11] 黄真, 刘靖芳, 李艳文. 论机构自由度——寻找了 150 年的自由度通用公式[M]. 北京: 科学出版社, 2011.
HANG Zhen, LIU Jingfang, LI Yanwen. On mobility of mechanisms[M]. Beijing: Science Press, 2011.

作者简介: 刘征, 男, 1989 年出生。主要研究方向为复杂机械装备运动学、动力学和控制。

E-mail: tsfnlz@163.com

丁华锋(通信作者), 男, 1977 年出生, 博士研究生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机构综合及机械装备的创新设计。

E-mail: dhf@ysu.edu.cn