

汽车起重机吊物防摆可控因素实验分析及理论研究^①

朱长建^{②*} 姜洪喆^{**} 王 伟^{**} 陶 永^{***}

(* 徐州重型机械有限公司 徐州 221004)

(** 中国农业大学工学院 北京 100083)

(*** 北京航空航天大学机械学院 北京 100091)

摘 要 为了实现汽车起重机自动化控制作业,同时有效提升作业效率,对汽车起重机工作过程中吊物产生摆动的影响因素进行了分析。改变工作过程中可控的因素(臂长、绳长、变幅角度、重量)水平,组合了 54 组常用工况并分别利用陀螺仪测量各组工况下摆角幅值,得到臂长对摆角幅值为正影响,其余因素为负影响的结果。利用拉格朗日分析力学建立起汽车起重机准确的动力学模型,并根据此模型,研究了对汽车起重机吊物防摆行之有效的三角函数 S 曲线回转策略,然后以建立的准确动力学模型为基础,计算了不同回转时间对摆角幅值的影响,为后续控制算法的实现过程中选择合适的加速段、匀速段和总回转时间提供参考。

关键词 汽车起重机, 摆角, 可控因素, 动力学模型, S 曲线

0 引 言

汽车起重机在工厂、矿山、港口、水电站、建筑、桥梁等领域的应用在不断拓展^[1]。汽车起重机转移迅速,但在工作过程中吊物摆动的问题一直没有得到很好的解决,现阶段更多的是依靠操作者的启停经验控制摆动幅值以保证安全工作。而起重机在工作过程中频繁的启停不仅给系统带来持续不断的冲击载荷,直接影响装卸作业效率,而且会对起重机的整体结构造成疲劳损坏^[2]。因而研究汽车起重机工作过程中产生吊物摆动的因素,以消除吊物摆动,对于汽车起重机整体性能提升很有意义。

桥式起重机^[3]、塔式起重机^[4]、龙门起重机^[5]、起重船^[6]等类别的起重机在吊物摆动影响因素及控制策略研究和实际验证方面都取得了一定的成效。由于应用历史较短,相关报道并不多,但也有一

些比较典型的研究,如:Abdel-Rahman 等^[7]根据 Euler-Lagrangian (欧拉-拉格朗日)方程,理论推导出了三维空间下带阻尼情形的吊摆系统在平面内和平面外的运动微分方程,并且对系统的稳定性作了分析;Ju 等^[8]采用有限元的方法建立了吊摆系统的理论模型,得出了系统的初始摆角增大时,其振幅也随着增加的结论;任会礼等^[9]针对起重船实际作业情况,建立了在波浪作用下的三维非线性吊摆系统模型,并且采用数值仿真方法分析了吊摆系统的动力学响应;吕宏松等^[10]建立了挺杆式起重机系统的动力学模型,通过对吊摆系统进行模型实验以及采用机械系统动力学自动分析(ADAMS)软件进行虚拟样机仿真分析,得到了系统的动力学响应,验证了仿真模型的正确性。由于受工程机械自身情况所限带来的做实验不方便、数据量不足以及安全性不高等因素影响,现阶段对于工程机械吊物摆动的研究还停留在实验室仿真和理论建模等方面,而本文通过

① 国家重大科技成果转化(财建[2011]379)资助项目。

② 男,1973 年生,高级工程师;研究方向:流动式起重机控制系统;联系人,E-mail: 13056210700@163.com
(收稿日期:2016-03-16)

对徐工集团生产应用较广的汽车起重机进行传感器安装和实验数据采集,以实验数据为依据进行了分析,以弥补之前理论研究基于较理想状态下的缺陷,同时结合实验数据进行了进一步的理论模型建立和算法分析,为后续研究奠定基础。

1 摆角幅值影响因子分析

1.1 数据回归分析

选取汽车起重机可直接控制的主要因子臂长、绳长、变幅角度和吊物重量作为分析因子,对常用的不同工况进行组合以分析汽车起重机摆角的最大值与不同影响因子之间的关系。本文组合了 54 组常用工况并在吊物处安装陀螺仪传感器以测量摆角幅值,安装示意如图 1 所示。

对实测数据不同因子之间相关性进行计算,以 Matlab2012b 软件为工具对各因子间皮尔逊相关系



图 1 陀螺仪安装情况示意图

数进行编程计算,计算方式如下式所示:

$$\begin{aligned} \rho_{X,Y} &= \frac{\text{cov}(X,Y)}{\sigma_X\sigma_Y} = \frac{E((X-\mu_X)(Y-\mu_Y))}{\sigma_X\sigma_Y} \\ &= \frac{E(XY) - E(X)E(Y)}{\sqrt{E(X^2) - E^2(X)} \sqrt{E(Y^2) - E^2(Y)}} \end{aligned} \tag{1}$$

所得相关系数见表 1。

表 1 不同影响因子间的相关系数矩阵

影响因子 \ 影响因子	臂长(m)	绳长(m)	变幅角度(°)	吊物重量(t)
臂长(m)	1.000	0.277	0.171	-0.557
绳长(m)	0.277	1.000	0.226	0.248
变幅角度(°)	0.171	0.226	1.000	-0.025
吊物重量(t)	-0.557	0.248	-0.025	1.000

根据分析结果可知各不同影响因子之间的相关度并不高,相关系数绝对值均低于 0.6,基本可认为摆角各主要影响因素之间是相互独立的,其不同影响因子对摆动角度的影响是相互独立的。

由于影响因子间具有相互独立的关系,对实测数据中摆角的最大值与不同工况下影响因子值进行多元线性回归分析,以建立摆角与不同影响因子之间的联系。所得结果如图 2 所示。

得到回归结果方程:
$$\theta_{\max} = 2.518L - 0.986l - 1.117r - 2.221M + 10.460 \tag{2}$$

式中, $\theta_{\max}$ 代表整个系统作业时的最大摆角, L 代表吊臂长度, l 代表绳长, r 代表变幅角度, M 代表吊物重量。多元线性回归决定系数 $R^2 = 0.469$,但从回

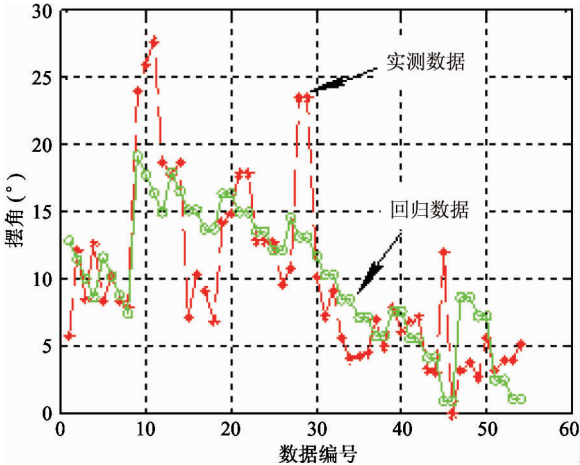


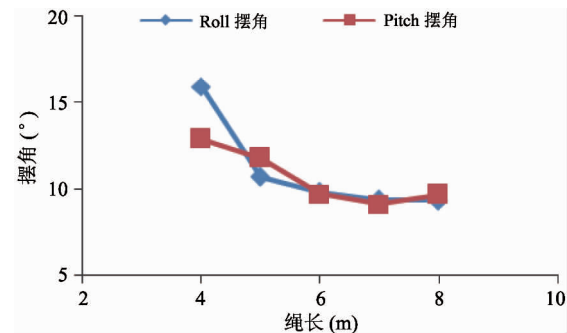
图 2 多元线性回归结果

归系数上可以找到规律。臂长条件对摆角幅值为正影响,而绳长、变幅角度、吊物重量均为负影响,即摆

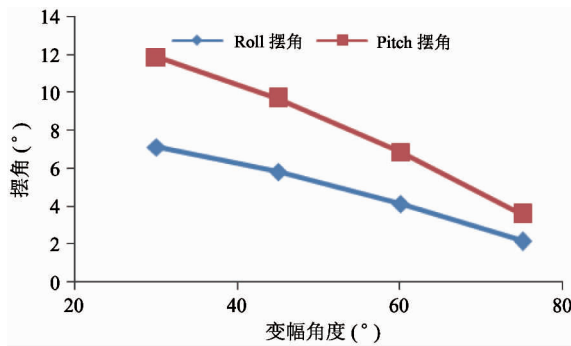
角随臂长增加而增大,随绳长、变幅角度、吊物重量的增加而减小。

1.2 数据单因素分析

陀螺仪可测切向和纵向两方向摆角 Roll 和 Pitch,分别固定其他影响因素单独建立绳长、变幅角度的单因素数据分析,臂长和吊物重量出于测试安全性方面考虑只分别试验了两组不同水平、不具有单因素分析足够的数据量,在此不做分析。绳长和变幅角度得到结果如图 3 所示。



(a) 绳长



(b) 变幅角度

图 3 单因素分析结果

单因素得到的结果与回归分析结果一致,摆幅值随着绳长增加而减小、随着变幅角度的增加而减小,且绳长超过 6m 后其变化幅度大大降低。因此,综上结论,在允许的情况下,为了减小工作过程中吊物的摆角提高工作效率,建议尽量使用较短臂长、放长绳长、增加变幅角度和每次回转的吊物重量。

2 汽车起重机动力学模型

汽车起重机构造十分复杂,其以机械系统作为

主体,融合了控制、电子、液压等子系统,具有很高的机电液一体化程度及制造难度。除了存在机械和动力元件的非线性外,还存在干摩擦、风力阻尼等因素的影响,为了分析其本质,本文忽略了一些次要因素^[11],简化了工作模型。汽车起重机以回转中心做原点, x 、 y 、 z 三坐标简化结构示意图如图 4 所示。定义顺时针旋转为正,以起重机正方向即车头方向为 x 正方向,起重机左手侧为 y 轴正方向,以上车的转盘回转中心到臂头点的连线代替主臂作计算依据。为方便模型计算,假设起重机主体及吊臂为刚体,支腿作用下回转台稳定,吊物视为质点,旋转过程中产生的摩擦力矩与吊钩质量忽略不计。简化模型中各参数示意记录在表 2 中。

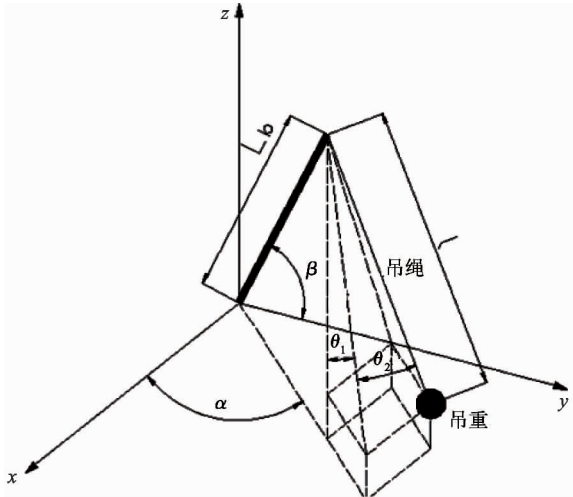


图 4 汽车起重机简化模型图

表 2 各符号参数示意

符号	单位	物理量
θ_1	rad	切向摆角
θ_2	rad	纵向摆角
α	rad	回转角度
β	rad	俯仰角度
L_b	m	回转中心到臂头距离
l	m	钢丝绳长
m	kg	吊物质量
g	m/s^2	重力加速度
$\dot{\alpha}$	rad/s	回转角速度
$\ddot{\alpha}$	rad/s^2	回转角加速度
$\dot{\beta}$	rad/s	俯仰角速度
$\ddot{\beta}$	rad/s^2	俯仰角加速度

利用拉格朗日分析力学,以切向摆角 θ_1 和纵向摆角 θ_2 作广义坐标进行受力分析。代入如下 Lagrange(拉格朗日)方程:

$$\begin{cases} d(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_1})/dt - \frac{\partial L}{\partial \theta_1} = 0 \\ d(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_2})/dt - \frac{\partial L}{\partial \theta_2} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

其中, t 为时间, L 为拉格朗日算子, $L = T - V$, T 为系统动能, V 为系统的势能。

将各参数带入,系统两方程变为如下形式:

$$\begin{aligned} 2l\dot{\theta}_1\cos\theta_2 + l\ddot{\theta}_1\cos\theta_2 - 2l\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2\sin\theta_2 - l_b\ddot{\beta}\cos\theta_1\sin\beta \\ - l_b\dot{\beta}^2\cos\theta_1\cos\beta + l_b\ddot{\beta}\sin\theta_1\cos\beta - l_b\dot{\beta}^2\sin\theta_1\sin\beta \\ - 2l\dot{\alpha}\cos\theta_1\sin\theta_2 - l\ddot{\alpha}\cos\theta_1\sin\theta_2 - 2l\dot{\alpha}\dot{\theta}_2\cos\theta_1\cos\theta_2 \\ - l_b\dot{\alpha}^2\cos\theta_1\cos\beta - l\dot{\alpha}^2\sin\theta_1\cos\theta_1\cos\theta_2 + g\sin\theta_1 \\ = 0 \\ 2l\dot{\theta}_2 + l\ddot{\theta}_2 + l_b\ddot{\beta}\sin\theta_1\sin\theta_2\sin\beta + l_b\dot{\beta}^2\sin\theta_1\sin\theta_2\cos\beta \\ + 2l\dot{\alpha}\cos\theta_2\cos\beta + l\ddot{\alpha}\sin\theta_1 + 2l\dot{\alpha}\dot{\theta}_1\cos\theta_1\cos^2\theta_2 \\ + l_b\ddot{\alpha}\cos\theta_2\cos\beta - 2l_b\dot{\alpha}\dot{\beta}\cos\theta_2\sin\beta + l_b\ddot{\beta}\cos\theta_1\sin\theta_2\cos\beta \\ - l_b\dot{\beta}^2\cos\theta_1\sin\theta_2\sin\beta + l\ddot{\theta}_1^2\sin\theta_2\cos\theta_2 \\ - l\dot{\alpha}^2\cos^2\theta_1\sin\theta_2\cos\theta_2 + l_b\dot{\alpha}^2\sin\theta_1\sin\theta_2\cos\beta \\ + g\cos\theta_1\sin\theta_2 = 0 \end{aligned}$$

由于摆角一般都比较小,假设其为无穷小量进行简化,得到回转动作的汽车起重机动力学模型,如以下公式所示:

$$\begin{cases} \ddot{\theta}_1 = \frac{l_b\dot{\alpha}^2\cos\beta}{l} - \frac{g}{l}\theta_1 + \ddot{\alpha}\theta_2 + 2\dot{\alpha}\dot{\theta}_2 + \dot{\alpha}^2\theta_1 \\ \ddot{\theta}_2 = \frac{l_b\ddot{\alpha}\cos\beta}{l} - \frac{g}{l}\theta_2 - \ddot{\alpha}\theta_1 - 2\dot{\alpha}\dot{\theta}_1 + \dot{\alpha}^2\theta_2 \end{cases} \quad (4)$$

3 S 曲线防摆策略关键参数分析

日本丰桥技术大学针对三角函数 S 曲线在起重机吊物防摆方面的适用性做了相当多研究^[12-14],通过实验室搭建模型和理论仿真验证了 S 曲线在控制策略选择中的优越性,其相比于传统直线加减速 S 曲线减少了刚性和柔性冲击(图 5),具体实现公式如下:

$$\dot{\alpha} = \begin{cases} A(1 - \cos\omega_1 t)t \cdot [0, t_1] \\ 2At \cdot [t_1, t_1 + t_2] \\ A(1 + \cos\omega_2 t')t \cdot [t_1 + t_2, t_1 + t_2 + t_3] \end{cases} \quad (5)$$

在保证回转角度不变即起始位置不变的前提下,针对回转角速度规律曲线方便改变的主要特征参数(总操作时间 T 、加速段时间 T_2 、匀速段角速度值 A),以建立的精确动力学模型为基础进行了龙格-库塔插值计算,分析了各段时间长短对于摆角幅值的影响。

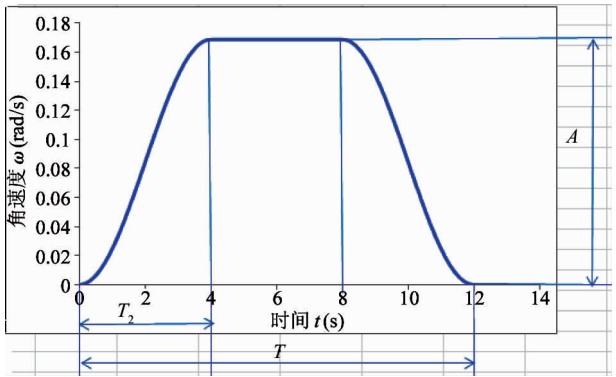
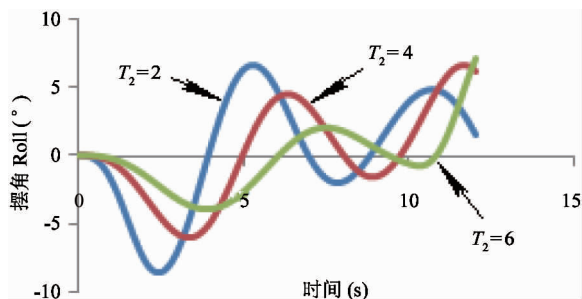


图 5 S 曲线回转控制策略

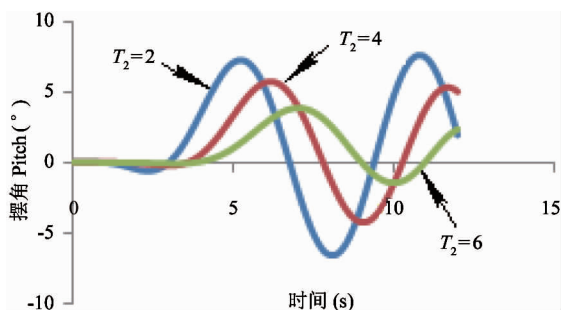
分别建立了在保证最大回转速度 A 不变,即不降低起重机工作性能的情况下 Roll 和 Pitch 与不同 T_2 时间长短的关系。图 6 给出了不同加速段时间 T_2 下的吊物摆角。

在不改变工作起始位置和不降低工作性能的前提下,针对不同总操作时间计算了两方向摆角幅值,得到如图 7 所示的结果。

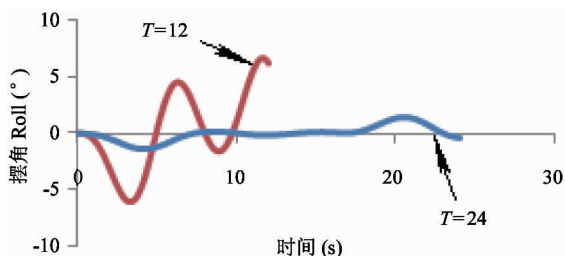
通过对比分析发现,在应用 S 曲线回转策略的前提下总操作时间 T 延长会降低摆动摆角幅值。而总操作时间不变的情况下,加速段时间 T_2 的延长会使 Roll 和 Pitch 摆角降低。因此,增加加速度段和减少匀速段时间可以在应用 S 曲线抑制摆角幅值上取得更好的效果。



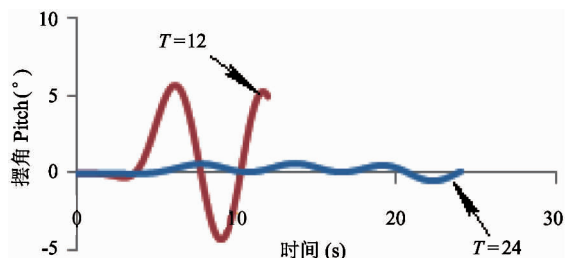
(a) Roll 方向摆角



(b) Pitch 方向摆角

图6 不同加速段时间 T_2 下吊物摆角

(a) Roll 方向摆角



(b) Pitch 方向摆角

图7 不同总操作时间 T 下吊物摆角

4 结论

汽车起重机回转过程中产生较大摆角会影响工作效率并且降低了安全系数,因而分析工作过程中摆角的影响因素很有意义。本文通过组合汽车起重

机不同臂长、绳长、变幅角度和吊物重量等工作过程中重要的可改变参数,实验了54组针对摆角幅值测量的数据,通过回归分析和单因素分析得到了臂长对摆角幅值的影响为正影响,其余为负影响的结果,因此在可能的情况下可尽量降低臂长、增加绳长、变幅角度和吊物重量以减少工作过程中产生的摆角。

本研究将汽车起重机工作模型进行了简化,利用拉格朗日分析力学建立了准确的动力学模型,并应用不具有刚性和柔性冲击的三角函数S曲线策略根据不同加速段和总操作时间插值计算吊物摆角幅值,得到在保证最大回转速度的情况下延长加速度段时间利于抑制摆角大小,且总操作时间延长会降低摆动幅值的结论。

本文通过数据分析和理论研究提供了汽车起重机防摆可控因素与摆角幅值相关的具体规律,可给予操作者和相关工作者一定的吊物防摆操作借鉴。同时对于动力学模型的具体计算推导完成了对国外先进理论研究的补充和优化,使得模型更精确,可为我国后续起重机防摆相关研究奠定理论基础。

参考文献

- [1] 刘中星. 轻量化汽车起重机安全性检测与评价技术研究:[博士学位论文]. 北京:机械科学研究总院生产力中心制造工程研究所, 2013. 5-14
- [2] 耿开辉. 汽车起重机动力学仿真及运动可靠性研究:[硕士学位论文]. 合肥:合肥工业大学机械与汽车工程学院, 2015. 5-6
- [3] 王晓军, 邵惠鹤. 基于模糊的桥式起重机的定位和防摆控制研究. 系统仿真学报, 2005, 17(4):936-939
- [4] 游谊, 张自强, 董燕等. 基于模糊控制的塔式起重机定位和防摆仿真实验. 实验室研究与探索, 2013, 32(2):81-83
- [5] 陈志梅, 孟文俊. 龙门起重机的模糊滑模定位与防摆控制. 中国机械工程, 2012(3):310-314
- [6] 任会礼, 王学林, 胡于进等. 起重船吊物系统动力响应仿真分析. 系统仿真学报, 2007, 19(12):2665-2668
- [7] Abdel-Rahman E M, Nayfeh A H. Pendulation reduction in boom cranes using cable length manipulation. *Nonlinear Dynamics*, 2002, 27(3):255-269
- [8] Ju F, Choo Y S, Cui F S. Dynamic response of tower

crane induced by the pendulum motion of the payload. *International Journal of Solids and Structures*, 2006, 43 (2):376-389

[9] 任会礼,王学林,胡于进等. 起重船吊物系统动力响应仿真分析. 系统仿真学报,2007, 19(12):2665-2668

[10] 吕宏松. 起重船吊物系统动态特性分析及模型实验研究:[硕士学位论文]. 武汉:华中科技大学机械学院, 2009. 47-50

[11] 王君凤. 起重机吊摆系统的动力学分析与防摆控制研究:[硕士学位论文]. 南京:南京航空航天大学航天学院, 2012. 10-30

[12] Uchiyama N, Ouyang H, Sano S. Simple rotary crane dy-

namics modeling and open-loop control for residual load sway suppression by only horizontal boom motion. *Mechatronics*, 2013, 23(8):1223-1236

[13] Uchiyama N, Ouyang H, Sano S. Residual load sway suppression for rotary cranes using only S-curve boom horizontal motion. In: *Proceedings of the American Control Conference*, Montreal, Canada, 2012. 6258-6263

[14] Ouyang H, Uchiyama N, Sano S. S-curve trajectory generation for residual load sway suppression in a rotary crane system using only horizontal boom motion. *Journal of System Design & Dynamics*, 2011, 5(5):1418-1432

Experimental analysis and theoretical study on the controllable factors for anti-swing of automobile cranes

Zhu Changjian^{*}, Jiang Hongzhe^{**}, Wang Wei^{**}, Tao Yong^{***}

(^{*} Xuzhou Heavy Machinery Co., Ltd, Xuzhou 221044)

(^{**} College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083)

(^{***} School of Mechanical Engineering, Beihang University, Beijing 100191)

Abstract

The study aimed to realize the automatic control of automobile crane operation and effectively improve the working efficiency of automobile cranes. The influence factors to the load swing in the working process of automobile cranes were analyzed. The controllable factors of arm length, rope length, angle, weight to the working process were varied to combine 54 sets of common conditions, and the pendulum angle amplitude for each condition was measured by using a gyroscope. The results showed that arm length was the positive correlation to the amplitude of pendulum angle and others were the negative correlation. The accurate dynamic model of automobile cranes was established by using Lagrange's analytical mechanics, based on which the effective method of triangle function S-curve strategy was studied to calculate the influence of different rotation time on the amplitude of swing angle. The above results would provide references for implementation of the control algorithm design by selecting the appropriate acceleration, uniform section and total rotation time.

Key words: automobile crane, swing angle, controllable factors, dynamic model, S-curve